

火电厂烟气潜热和凝结水回收的试验研究

熊英莹^{1,2}, 谭厚章², 许伟刚², 张方炜³, 李英伟⁴, 王自宽⁴

(1. 山西大学资源与环境工程研究所, 山西 太原 030006;

2. 西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 陕西 西安 710049;

3. 华北电力设计院工程有限公司, 北京 100012; 4. 北方联合电力有限责任公司, 内蒙古 呼和浩特 010020)

[摘要] 介绍了使用氟塑料换热器回收大型火电厂烟气潜热和凝结水的试验研究。火电厂湿法脱硫系统出口温度为 50~55 °C 的饱和或过饱和烟气, 其烟气水蒸气浓度为 12%~18%。烟气中的水蒸气携带大量潜热, 降低了锅炉效率。拟在脱硫系统出口烟道中加装冷凝换热回水装置(换热器), 以实现高水分烟气的深度凝结, 回收大量水分, 同时回收气化潜热。为此, 在某褐煤电厂搭建中试试验系统, 抽取实际烟气进行试验。结果显示: 当烟气温度降低 9~10 °C, 将结果折算到全烟气流(2 500 000 m³/h, 标准状态, 下同), 可以回收凝结水 92.25 t/h, 回收热量 226.97 GJ/h; 该系统可实现褐煤机组湿法脱硫零耗水, 这对干旱地区的水资源保护有重要意义。

[关键词] 烟气; 湿法脱硫; 氟塑料; 换热器; 回收; 凝结水; 潜热

[中图分类号] TK115 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1002-3364(2015)06-0077-05

[DOI 编号] 10.3969/j.issn.1002-3364.2015.06.077

Experimental study on latent heat and condensate recovery from flue gas in coal-fired power plants

XIONG Yingying^{1,2}, TAN Houzhang², XU Weigang²,
ZHANG Fangwei³, LI Yingwei⁴, WANG Zikuan⁴

(1. Institute of Resources and Environment Engineering, Shanxi University, Taiyuan 030006, China;

2. Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Ministry of Education, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

3. North China Power Engineering Co., Ltd., Beijing 100012, China; 4. North United Power Corporation, Hohhot 010020, China)

Abstract: Recovery of latent heat and condensate water from flue gas in a large coal-fired power plant using fluorine plastic heat exchanger was introduced. The flue gas temperature at outlet of the wet desulphurization system is about 50 °C to 55 °C, and the flue gas is saturated or supersaturated. The water vapor concentration in flue gas is about 12% to 15%. Water vapor in flue gas carries a large amount of latent heat, which reduces the boiler efficiency. If equipped with condensing heat exchanger at outlet of the flue desulphurization system, the deep condensation of high moisture flue gas can be realized, which can recycle water of great quantities and recover the latent heat at the same time. Thus, a pilot test system was constructed in a coal power plant to extract the flue gas for field test. The experimental results show that, when the flue gas temperature was reduced by 10 °C, the condensate of 92.25 t/h and latent heat of 226.97 GJ/h can be obtained, by translating the results to the whole flue gas volume (2 500 000 Nm³/h, standard state, the same as follows). This system can realize zero water consumption in wet desulphurization system, which

收稿日期: 2014-09-15

基金项目: 国家自然科学基金项目(51376147)

作者简介: 熊英莹(1979-), 女, 博士, 主要研究方向为火电厂高效燃烧及污染物排放治理。

E-mail: 20872193@qq.com

has important significance in protection of water resources in arid regions.

Key words: flue gas, wet FGD, fluorine plastic, heat exchanger, recovery, condensate, latent heat

火电厂湿法脱硫系统出口烟气为饱和或过饱和状态,烟气温度为 $50\sim 55\text{ }^{\circ}\text{C}$,其中水蒸气占 $12\%\sim 18\%$ ^[1-2]。烟气中的水蒸气会携带大量潜热,降低锅炉效率。在脱硫吸收塔出口烟道加装换热、收水装置,可实现烟气的高效节水及余热回收^[3-4]。

但烟气经过脱硫塔后仍然含有少量 SO_2 , SO_3 ,当温度低于酸露点时,会发生严重的低温腐蚀,同时烟气中的粉尘易在换热设备表面结垢,造成危害^[5]。为此,本文选择改性氟塑料为换热设备主要材料^[6-7],并在内蒙古某600 MW褐煤机组的中试试验系统上,验证了脱硫吸收塔出口加装烟气换热以及收水装置对节水、余热回收的效果。

1 潜热及凝结水回收理论分析

图1为烟气温降与理论凝结水流量及理论汽化潜热量的关系。图中8条曲线由下至上对应了机组负荷为 $200\sim 1\,000\text{ MW}$ 时的烟气量。

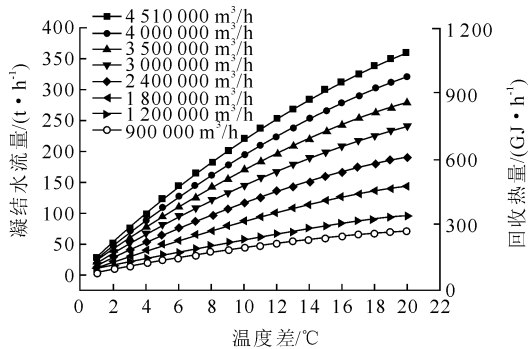


图1 烟气温降与凝结水流量关系

Fig. 1 Relationship between the flue gas temperature drop and condensation water amount

由图1可见,对于烟气流量为 $2\,400\,000\text{ m}^3/\text{h}$ 即600 MW机组,当烟气温降为 $8\sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,理论凝结水流量为 $100\sim 120\text{ t/h}$,理论回收热量约 300 GJ/h ,按回收效率 70% 计算,可以回收烟气凝结水 $70\sim 90\text{ t/h}$,回收热量 210 GJ/h 。可见,应用烟气潜热和凝结水回收技术对于干旱缺水地区的经济效益显著。

2 中试试验

2.1 试验系统

试验对象为内蒙古某600 MW机组,燃用高水

分褐煤,脱硫吸收塔出口烟气温度为 $55\sim 57\text{ }^{\circ}\text{C}$,烟气流量为 $2\,509\,415\text{ m}^3/\text{h}$,水蒸气体积分数为 $15.5\%\sim 17.2\%$ 。根据相似模化原理,搭建中试试验系统(图2)。在脱硫吸收塔出口的水平烟道处开孔,抽取部分烟气,向下经引风机,通过中试试验系统的换热器后,再次重新汇入主烟道。为了防止低温腐蚀及结垢,试验系统主体设备采用氟塑料。

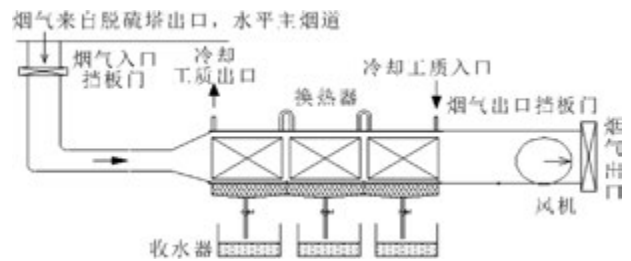


图2 中试试验系统

Fig. 2 The pilot test system

换热器为2级布置,中试试验系统位于脱硫系统附近,在换热器的上游和下游均设有密封、防腐的截止门,换热器底部设置排水口,连接收水器。风机入口配置可连续调整的挡板,以调节通过换热器的烟气流量和流速。抽气段截止门后预留了足够长的、无截面变化的直管段($L\geq 3D$),以便于布置流速测点。在烟气进口段设置有烟速、静压测点,换热器前后烟道分别设置3个试验用测点。

试验中,利用动压平衡原理,进行进口烟道处烟气速度、流量测试;利用浮子法测试冷却水流量;根据压力平衡原理测试系统阻力;利用热质平衡原理测试换热器换热量、收水量。

2.2 试验数据处理

1)从气体到液膜表面的总传热量

由Collbum-Hougen模型计算从气体到液膜的显热传热量为

$$Q_{\text{conv}} = h_f(T_g - T_{\text{lf}})A_o \quad (1)$$

式中: T_g 为主体烟气温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{lf} 为液膜表面温度, $^{\circ}\text{C}$; A_o 为换热面积, m^2 。其中,烟气对冷凝液膜的对流换热系数 h_f 为^[8]

$$h_f = c \frac{\lambda}{d} Re^a Pr^b \quad (2)$$

从气体到液膜的潜热传热量为^[8]

$$Q_{\text{cond}} = K_G r \ln \frac{P_g - P_{\text{lf}}}{P_g - P_v} A_o \quad (3)$$

其中,传质系数为^[8]

$$K_G = \frac{h_{\text{conv}}}{C_{p,g} M_g} Pr^{\frac{2}{3}} / Sc^{\frac{2}{3}} \quad (4)$$

因此,从气体到液膜表面的总传热量为^[8]

$$Q = Q_{\text{conv}} + Q_{\text{cond}} = h_g(T_g - T_{\text{lf}})A_o + K_G r \left(\frac{P_v - P_{\text{lf}}}{P_{\text{gf}}} \right) A_o \quad (5)$$

2) 从液膜表面到冷却水的总传热量

以管外侧表面积为基准的液膜表面到冷却水的传热量为^[9]

$$Q = h_c(T_{\text{lf}} - T_w)A_o \quad (6)$$

实验室条件下利用新换热器进行试验,忽视污垢热阻。从液膜表面到冷却水的传热系数 h_c 为^[10]

$$\frac{1}{h_c} = \frac{1}{h_{\text{lf}}} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_w} \frac{d_o}{d_i} \quad (7)$$

式中,水平管外的层流膜状凝结的平均表面传热系数计算采用 Nusselt 理论公式^[9]

$$h_{\text{lf}} = 0.725 \left[\frac{g r \rho_{\text{lf}}^2 \lambda_{\text{lf}}^3}{\mu_{\text{lf}} d_o (T_{\text{lf}} - T_o)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (8)$$

水侧若为充分发展的湍流流动,传热系数 h_w 采用 Dittus-Boelter 公式计算^[9]:

$$Nu = \frac{h_w d_i}{\lambda_w} = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} \quad (9)$$

水侧若为层流,传热系数使用 Sieder-Tate 公式计算^[9]:

$$Nu = \frac{h_w d_i}{\lambda_w} = 1.86 \left(\frac{Re_w Pr_w}{l/d_i} \right)^{1/3} (\frac{\mu_w}{\mu_i})^{0.14} \quad (10)$$

3) 热量平衡

根据热量平衡得到,热-冷流体间的传热量与空气侧放出的热量、冷水侧吸收的热量相等。热、冷流体间的传热量为

$$Q = K_o \Delta T_m A_o \quad (11)$$

其中,对数平均温差 ΔT_m 为

$$\Delta T_m = \frac{(T_{g,\text{in}} - T_w) - (T_{g,\text{out}} - T_w)}{\ln(T_{g,\text{in}} - T_w) - \ln(T_{g,\text{out}} - T_w)} \quad (12)$$

冷却水流动方向与气体流动方向垂直,且水温增加很小,因此水温 T_w 为

$$T_w = (T_{w,\text{in}} + T_{w,\text{out}}) / 2 \quad (13)$$

空气侧换热量为

$$Q = Q_g = \dot{m}_g C_{p,g} \Delta T_g + \dot{m}_{\text{cond}} r / M \quad (14)$$

水侧的换热量为

$$Q = Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} \Delta T_w \quad (15)$$

烟气冷凝过程同时进行着对流换热及凝结换热,2种换热形式的综合换热系数即为对流冷凝换热系数 h 为

$$h = \frac{Q}{F \Delta t} \quad (16)$$

式中: Q 为换热量,kW; h 为对流冷凝换热系数,kW/(m²·°C); F 为换热面积,m²; Δt 为传热温差,°C。

4) 计算凝结水流量

计算凝结水量是指烟气降温后由于湿度降低而凝结的水流量,是一定温降下理论上最多能凝结的水流量。试验台换热器进、出口烟气均为饱和状态,由于温度降低,饱和水蒸气分压降低,烟气中水蒸气凝结。计算凝结水流量 N_j 等于进口烟气饱和含水量与出口烟气饱和含水量的差值:

$$N_j = V \times \varphi_{v1} \times \rho_{v1} - V \times \varphi_{v2} \times \rho_{v2} \quad (17)$$

式中: V 为烟气体积流量,m³/h; ρ_{v1} 为进口水蒸气密度,kg/m³; φ_{v1} 为进口烟气水蒸气体积分数,%; ρ_{v2} 为出口水蒸气密度,kg/m³; φ_{v2} 为出口烟气水蒸气体积分数,%。

5) 试验凝结水流量

由于烟气降温后可能处于过饱和状态,因此试验凝结水流量<计算凝结水流量。在换热段出口安装收水器,可有效防止冷凝液滴被烟气带走,提高凝结水回收率。试验凝结水流量 N_s 是指通过收水装置所收集的凝结水流量。

6) 凝结水回收率

带收水器的凝结水回收率 μ_1 为试验凝结水流量与计算凝结水流量之比,反应了烟气降温后的实际凝结情况及凝结水中的可回收量:

$$\mu_1 = \frac{N_s}{N_j} \quad (18)$$

安装收水器后,虽然能提高凝结水回收率,但是在实际应用中会增大系统阻力。不带收水器的凝结水回收率 μ_2 ,即换热器本身回收的水流量与计算凝结水流量之比:

$$\mu_2 = \frac{N_h}{N_j} \quad (19)$$

式中: N_h 为换热器本身回收的凝结水流量,kg/h。

凝结效率 η 表示试验凝结水流量与进口烟气含有水蒸气质量的比值:

$$\eta = \frac{N_s}{V \times \varphi_{v1} \times \rho_{v1}} \quad (20)$$

3 试验结果及分析

3.1 烟气流速及冷却水流速的影响

影响收水量和收热量的主要因素为烟气和冷却水流速。试验过程保持进口烟气温度为56°C(受自

然环境和机组负荷的影响,偏差为 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$,下同),冷却水进口温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 不变,对冷却水流速分别为 $0.21, 0.24, 0.28, 0.33, 0.38\text{ m/s}$;烟气流速分别为 $3.97, 4.66, 5.07, 5.82, 5.94, 7.46, 8.08\text{ m/s}$ 工况下的烟气潜热和凝结水回收进行计算。

图3为不同冷却水流量下收水流量和收热量随烟气流速变化的曲线。由图3可见,在不同冷却水流量下,回收凝结水流量均随烟气流速的增加逐渐减小,当烟气流速 $>6\text{ m/s}$ 后,回收凝结水流量下降速度加快;当烟气流速 $>8\text{ m/s}$ 后,回收凝结水流量 $<50\text{ t/h}$ 。冷却水流量越高,回收凝结水流量越大。计算得到在烟气流速为 5.07 m/s ,冷却水流量为 35 t/h 时,实际回收凝结水流量为 92.25 t/h 。该机组湿法脱硫补水流量为 $60\sim 70\text{ t/h}$ ^[1],可见在该工况下加装换热器后,若将回收的凝结水处理后作为脱硫补水使用,即可实现脱硫系统零水耗。

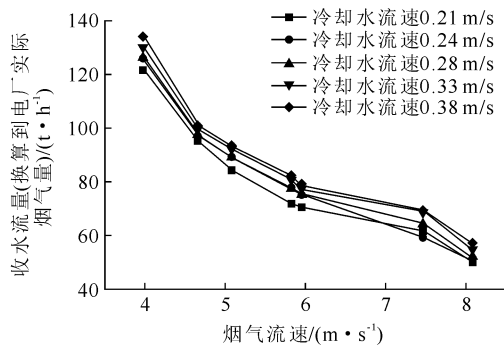


图3 回收凝结水流量变化

Fig. 3 Changes of the condensation water amount

图4为冷却水流速为 0.38 m/s 时,回收热量随烟气流速的变化规律。由图4可见,随着烟气流速的增加,回收热量呈下降趋势。可见,回收热量以饱和烟气凝结放热为主,烟气对流降温放热量较小。计算得到烟气流速为 5.07 m/s 时,回收热量为 226.97 GJ/h 。

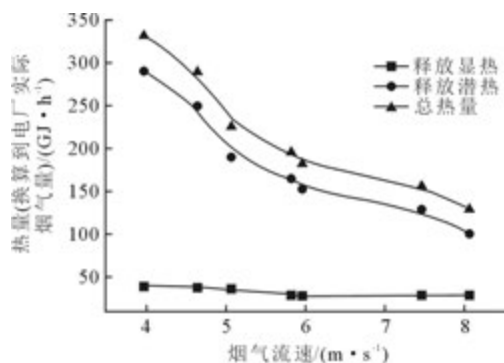


图4 回收热量变化曲线

Fig. 4 Recovered heat curves

图5为在不同冷却水流速下,烟气流速对收水效率的影响。由图5可见,冷却水流速与收水效率成正比。结合运行成本,建议实际运行时将冷却水流速控制在 0.30 m/s 。

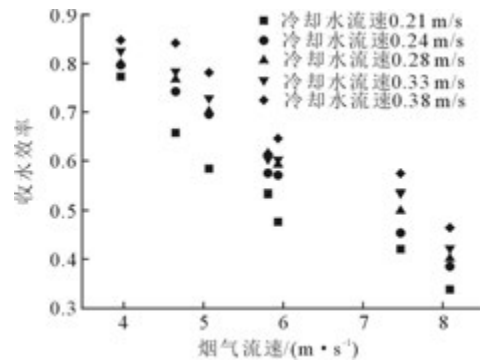


图5 烟气流速对收水效率的影响

Fig. 5 Influence of flue gas flow rate on water recovery efficiency

3.2 换热系数及收水效率

图6为冷却水流速为 0.38 m/s 时,改性氟塑料换热器换热系数与烟气流速的关系。由图6可见,对流换热在总换热中的贡献不大,总换热系数与凝结换热系数密切相关。随着烟气流速的增加,对流换热系数变化不大,凝结换热系数和总换热系数经历了由小到大再减小的过程,在烟气流速为 6 m/s 时改性氟塑料换热器总换热系数 $>250\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$,换热效果优于金属换热器。

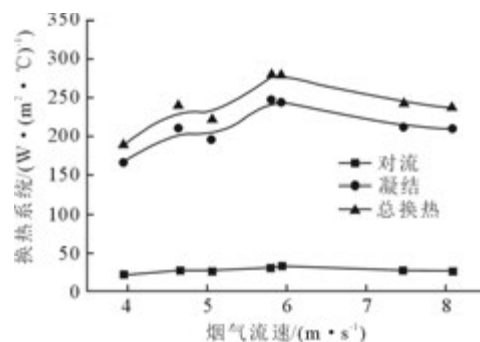


图6 烟气流速对换热系数的影响

Fig. 6 Influence of flue gas velocity on heat exchange coefficient

烟气流速和冷却水流速对收水效率的影响如图7所示。由图7可见,随着冷却水流速的增大和烟气流速的减小,收水效率逐渐增大。图中收水高效区的收水效率 $>65\%$ 。考虑实际应用中的烟气流速、换热器成本控制,以及冷却水源等问题,建议烟气流速 $<4.50\text{ m/s}$,冷却水流速 $>0.22\text{ m/s}$,可实现收水效率 $>70\%$ 。

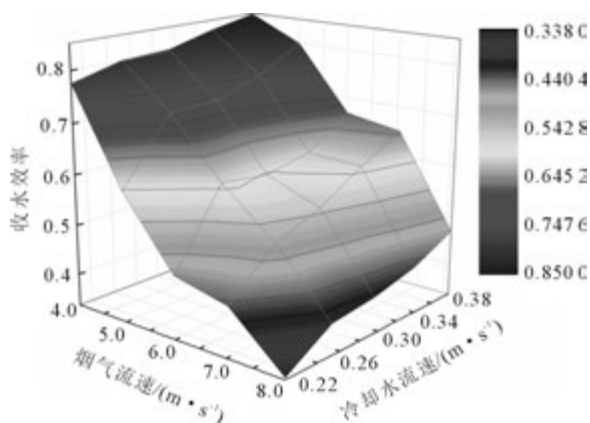


图7 烟气流速和冷却水流速对收水效率的影响

Fig. 7 Influence of flue gas velocity and cooling water flow on water recovery efficiency

4 结论

通过近1年的变工况中试试验,证实在脱硫塔后加装换热器,可以实现露点以下低温烟气的凝水和汽化潜热回收。将试验结果折算到600 MW机组烟气量为 $2\,500\,000\text{ m}^3/\text{h}$ 工况,可实现:

1) 烟气流速为 5.07 m/s ,冷却水流速为 0.38 m/s 时,在电厂实际烟气量下回收凝结水流量 92.25 t/h ,回收烟气潜热 226.97 GJ/h 。若机组脱硫补水量为 $60\sim 70\text{ t/h}$,则可以实现脱硫系统零水耗。

2) 饱和烟气在冷凝过程中的传热系数远大于一般纯气体的对流传热。烟气流速为 6 m/s 时,改性氟塑料换热器总换热系数 $>250\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$,换热效果优于金属换热器。

3) 实际应用中,建议烟气流速 $<4.50\text{ m/s}$,冷却水流速 $>0.22\text{ m/s}$,可实现收水效率 $>70\%$ 。

[参考文献]

- [1] 熊英莹,王自宽,张方炜,等. 零水耗烟气湿法脱硫系统试验研究[J]. 热力发电,2014,43(3):43-46.
XIONG Yingying, WANG Zikuan, ZHANG Fangwei, et al. Experimental study on a zero water consumption FGD system[J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(3):43-46.
- [2] 梁志福,张方炜,熊英莹,等. 湿法脱硫系统运行参数对水耗影响的试验研究[J]. 科学技术与工程,2013(12):3436-2439.
LIANG Zhifu, ZHANG Fangwei, XIONG Yingying, et

- al. Experimental study of operating parameters upon water consumption in wet desulphurization system[J]. Science Technology and Engineering, 2013(12):3436-2439.
- [3] 陈晓文,杜文智,熊英莹,等. 电站烟气余热利用系统浅析[J]. 发电与空调,2014(4):1-13.
CHEN Xiaowen, DU Wenzhi, XIONG Yingying, et al. Initial analysis on flue gas waste heat utilization system in power plant[J]. Power Generation & Air Condition, 2014(4):1-13.
- [4] 李贵良. 低品位余热回收利用技术的研发及应用[J]. 山西能源与节能,2010(1):60-63.
LI Guiliang. Development and application of low grade waste heat recycling technology[J]. Shanxi Energy and Conservation, 2010(1):60-63.
- [5] 曹艳. 燃煤锅炉尾部设备低温腐蚀问题分析及防治[J]. 华东电力,2014(2):391-394.
CAO Yan. Coal-fired boiler tail equipment of low temperature corrosion problem analysis and prevention [J]. East China Electric Power, 2014(2):391-394.
- [6] 陈林,孙颖颖,杜小泽,等. 回收烟气余热的特种耐腐蚀塑料换热器的性能分析[J]. 中国电机工程学报,2014,34(17):1-4.
CHEN Lin, SUN Yingying, DU Xiaozhe, et al. Special corrosion resistant plastic recycling waste heat of flue gas heat exchanger performance analysis[J]. Proceedings of the CSEE, 2014, 34(17):1-4.
- [7] 王立国. 塑料换热器在海水淡化中的应用 [J]. 化工进展,2004(12):1359-1362.
WANG Ligu. Plastic heat exchangers in the application of the seawater desalination[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2004(12):1359-1362.
- [8] Factor H M, Grossman G. Packed bed dehumidifier/regenerator for solar air conditioning with liquid desiccant[J]. Solar Energy, 1980, 24(6):541-550.
- [9] Yang S M, Tao W Q. Heat transfer[M]. Beijing: Higher Education Press, 1998.
- [10] Ding S X, Zhang K S. Physical experiments tutorial [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992.
- [11] 西安热工研究院. 上都电厂水平衡报告[R]. 2010.
Xi'an Thermal Power Research Institute. Water balance report for Shangdu Power Plant [R]. 2010 (in Chinese).

(责任编辑 杨嘉蕾)