

文章编号: 1671-6612 (2023) 06-784-06

基于能耗限额的暖通空调负荷优化控制方法

丁子虎

(民航机场规划设计研究总院有限公司 北京 100101)

【摘要】 南方夏热冬冷地区供暖制冷需求逐年增长,但由于供暖设备能效低导致能源的不合理应用现象普遍,造成了极大浪费。为了获得舒适节能的空调供暖制冷技术,研究将热源塔热泵应用于南方空调供暖中,针对传统热源塔运行效率较低的问题,从主动和被动方面优化热源侧温差参数,加入间歇运行模式,优化建筑围护结构的热工性能,建立南方小区开式横流热源塔供暖模型。通过实验表明,主动优化后能耗降低 16.8%,被动优化后全年单位面积耗电量总和为 19.34kWh/m²,比未改进前降低了 20.4%。降低能耗是目前南方空调供暖领域的需突破的关键技术,优化的热源塔热泵系统能为该技术提供借鉴意义。

【关键词】 能耗限额;暖通空调;热源塔热泵;系统优化

中图分类号 TU96 文献标识码 A

Optimization Control Method for HVAC Load Based on Energy Consumption Quota

Ding Zihu

(China Airport Planning & Design Institute Co., Ltd, Beijing, 100101)

【Abstract】 The demand for heating and cooling in the hot summer and cold winter areas of the South is growing year by year, but the irrational application of energy due to the low energy efficiency of heating equipment is common, resulting in a great waste. In order to obtain comfortable and energy-saving air conditioning heating and refrigeration technology, the study applies heat source tower heat pumps to air conditioning heating in the south, addresses the problem of low operating efficiency of traditional heat source towers, optimizes the temperature difference parameter on the heat source side from the active and passive aspects, incorporates intermittent operation modes, optimizes the thermal performance of the building envelope, and establishes a model of open cross-flow heat source towers for heating in a southern district. Through experiments, it has been shown that the energy consumption decreases by 16.8% after active optimization, while the total annual power consumption per unit area after passive optimization is 19.34kWh/m², which is 20.4% lower than before improvement. Reducing energy consumption is currently a key technology that needs to be broken through in the field of air conditioning and heating in southern China. The optimized heat source tower heat pump system can provide reference significance for this technology.

【Keywords】 Energy consumption limit; HVAC; Heat source tower heat pump; System optimization

0 引言

随着全球气候变化,厄尔尼诺等现象导致极端气候频现,冰雪南移,南方城市供暖需求越来越迫切^[1]。暖通空调在南方的发展市场逐渐扩大,但受制于南方阴雨连绵、空气潮湿阴冷的特点,传统风

冷热泵在冬季供热时融霜耗电大^[2,3]。建筑业能耗居高不下,约占南方能耗总量的 1/3^[4]。为此,研究将热源塔热泵供暖空调技术应用于南方空调供暖中,通过瞬态系统模拟程序(Transient System Simulation Program, TRNSYS)建立南方小区开式

横流热源塔供暖模型，从主动方面优化热源侧温差参数、热源塔台数和风机变换频率，降低供暖空调系统的冷、热源机组能效。从被动方面加入空调系统的间歇运行模式并优化建筑围护结构的热工性能，降低供暖空调系统的末端系统及输配系统的能耗。由于热源塔热泵供暖技术具有湿球温度高储藏的特性，冬季在降低供暖能耗的同时保证了设备的稳定性，夏季能够承受瞬间高峰空调余热负荷，为南方供暖提供便利。

1 基于能耗限额的开式横流热源塔热泵空调技术

1.1 基于 TRNSYS 的开式横流热源塔数学模型

开式横流热源塔热泵技术是一种新兴的空调供暖节能技术，不仅可以实现冬季供暖，还能实现夏季集中制冷，全年提供热水。在冬季制热时，高效提取低温环境下高湿度空气中的低位热能，将室外空气热源与溶液进行换热，满足了建筑的供热及供热水需求，避免了室外换热器结霜问题。在夏季制冷时，通过蒸发作用对空调产生了热量进行散热^[5]。为响应国家节能减排号召，探究热源塔热泵技术在南方暖通空调中的能耗优化潜力，研究通过 TRNSYS 建立开式横流热源塔热泵模型，如图 1 所示。

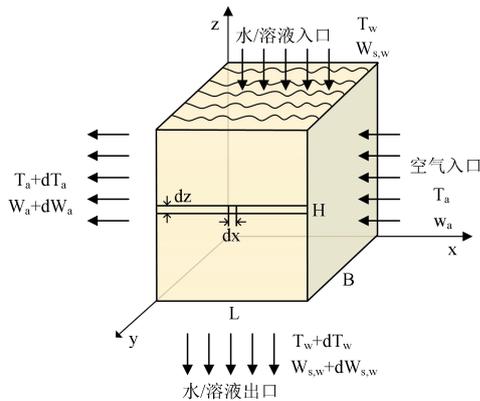


图 1 开式横流热源塔传热模型

Fig.1 Heat Transfer Model of Open Cross Flow Heat Source Tower

假设模型的传热和传质满足刘易斯原则，溶液参数仅在传输方向上发生改变，空气边界层的温度与溶液温度一致。则在模型内部，热源塔的实际换热效能需通过实际换热量和理想换热量的比值计算得到，具体计算方法见式（1）。

$$\begin{cases} Q = M_a(h_{a,i} - h_{a,o}) \\ Q_{\max} = M_a(h_{a,i} - h_{s,w,i}) \end{cases} \quad (1)$$

式中， Q 为热源塔的实际换热量，kW； M_a 为入塔空气的质量流量，kg/s； $h_{a,i}$ 和 $h_{a,o}$ 分别为入塔和出塔的空气焓值，kJ/kg； Q_{\max} 为热源塔的理想换热量，kW； $h_{s,w,i}$ 为饱和湿空气的焓值，kJ/kg。在该模型中，内部传热传质的推动力表示为焓差 dQ ，其计算过程见式（2）。

$$dQ = h_d A_v (h_a - h_{s,w}) dx dy dz \quad (2)$$

式中， h_d 为传质系数，kg/(m²·s)； A_v 为填料单位体积的换热面积，m²； h_a 为空气焓值，kJ/kg； $h_{s,w}$ 为湿空气焓值，kJ/kg。根据能量守恒定律，得到空气侧失热量与溶液测得热量持平关系，表示方法见式（3）^[6]。

$$dQ = -m_a dh_a dz dy = m_w c_{p,w} dT_w dx dy \quad (3)$$

式中， m_a 为空气质量流量，kg/s； m_w 为防冻溶液质量流量，kg/s； $c_{p,w}$ 为该溶液定压比热容，kJ/(kg·°C)； T_w 为溶液温差，°C。最后计算进出塔焓值差与对应温度差的比值，如式（4）所示。

$$f' = \frac{h_{s,w,o} - h_{s,w,i}}{T_{w,o,e} - T_{w,i}} = \frac{dh_{s,w}}{dT_w} \quad (4)$$

式中， $h_{s,w,o}$ 表示溶液出塔温度与空气相等时的焓值，kJ/(kg·°C)； $T_{w,o,e}$ 和 $T_{w,i}$ 分别表示出塔和进塔温度，°C。假设该开式横流热源塔的传热传质单元为 NTU ，根据 Braun 学者 1989 年提出的基于部件的冷却塔模型，得出影响 NTU 的主要因素为空气流量与溶液流量之比，计算方法如式（5）所示^[7,8]。

$$NTU = g(m_a / m_w)^{-(1+n)} \quad (5)$$

式（5）中， g 和 n 为冷却塔模型参数，根据实际数据拟合计算得到。假设溶液的传热效能为 ε_w ，热容流率之比为 C_r ，对上述方程求解得到 ε 值，如式（6）所示。

$$\varepsilon = 1 / C_r (1 - \exp(-C_r (1 - \exp(-NTU)))) \quad (6)$$

根据公式（6）进一步计算出溶液出口温度 $T_{w,o}$ （°C）、出塔溶液流量 $M_{w,o}$ （kg/s）、溶液表面饱和湿空气焓值 $h_{s,w,e}$ （kJ/kg）和出口含湿量 $w_{a,o}$

(kg/kg), 见式 (7) 所示。

$$\begin{cases} T_{w,o} = (M_{w,i}c_{p,w}(T_{w,i} - T_{ref}) + Q) / M_{w,o}c_{p,w} + T_{ref} \\ M_{w,o} = M_{w,i} + M_a(w_{a,i} - w_{a,o}) \\ h_{s,w,e} = h_{a,i} - (h_{a,i} - h_{a,o}) / (1 - \exp(-NTU)) \\ w_{a,o} = w_{s,w,e} + (w_{a,i} - w_{s,w,e})\exp(-NTU) \end{cases} \quad (7)$$

式 (7) 中, $M_{w,i}$ 和 $M_{w,o}$ 分别为进塔和出塔的溶液流量, kg/s; T_{ref} 为温度参考值, °C, 设置为 0。 $w_{a,i}$ 和 $w_{a,o}$ 分别为进塔和出塔的空气含湿量, kg/kg。

根据结构和拟合参数 g 和 n 在 TRNSYS 中搭建开式横流热源塔模型, 外部文件以 TRNSYS 格式编制, 输入参数包含空气体积流量、入塔空气干湿球温度、入塔溶液质量流量和入塔出塔溶液的温度。在开式横流热源塔模型中, 需设置参数包含计算模式 (g 、 n 、外部文件)、流动模式 (横流型)、热源塔台数、塔风机额定功率、外部文件逻辑编号等。最后, 用户在模型中输入室外空气干球温度等 5 项指标, 通过模型计算即可得到出塔溶液温度等 6 项指标, 具体情况见表 1。

表 1 TRNSYS 构建模型的输入输出量

Table 1 The input-output quantity of TRNSYS

construction model		
编号	输入 (+) /输出 (-)	输入输出量名称
1	+	室外空气干球温度
2	+	室外空气含湿量
3	+	进塔溶液温度
4	+	进塔溶液流量
5	+	进塔溶液相对风量
6	-	出塔溶液温度
7	-	热源塔总换热量
8	-	凝结水量
9	-	出塔空气干湿球温度
10	-	出塔空气含湿量
11	-	出塔空气出口风速

通过输入室外空气干球温度等从系统得到出塔溶液温度等输出值, 再根据输出值计算最终得到显热和潜热换热量。

1.2 基于能耗限额的改进式热源塔热泵供暖系统

伴随着我国城市化进程的加快, 建设工程的规模越来越大, 建筑能源消耗也在不断上升。为了解决能源紧张和气候变化等问题, 专家们提出了一份关于中国建筑节能的技术方案, 确定节能工作的量化指标和限制上限, 其中, 夏热冬冷地区的城市住宅年供暖和空调的年能耗必须控制在 20kWh/m² 以下^[9,10]。将热源塔热泵技术引入暖通空调后, 现有的能量消耗水平虽然相比其他技术有了降低, 但为了达到国家制定的 20kWh/m² 的标准, 研究从主动和被动方面优化空调负荷。在主动优化方面, 通过控制热源侧溶液温差、热源塔台数和风机变频频率来探索模型优化潜力, 达到节能目标。热源塔热泵模型传输过程的热泵主机、控制器等多个模块内部构造及联系如图 2 所示。

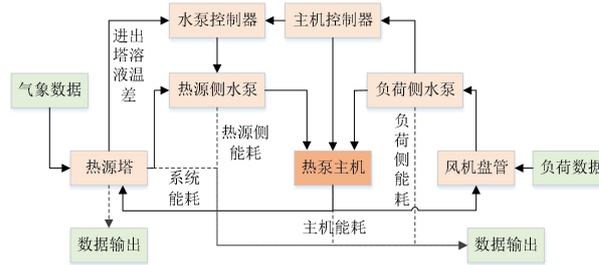


图 2 开式横流热源塔热泵模型

Fig.2 Open Cross Flow Heat Source Tower Heat Pump

Model

该模型主要包含了热泵主机、热源塔、水泵、风机盘管、控制器和管道六个模块^[11,12]。在热泵主机模块中, 机组制热的实际能效比 (Coefficient Of Performance, COP) 计算方法见式 (8)。

$$COP = \frac{Cap_{heating}}{P_{heating}} \quad (8)$$

式中, $Cap_{heating}$ 为主机实际制热量, kW; $P_{heating}$ 为实际制热功率, kW。同时可计算从供暖溶液中获得的热量, 计算过程见式 (9)。

$$Q_{absorbed} = Cap_{heating} - P_{heating} \quad (9)$$

通过冬季供暖情况设置热源塔台数, 夏天应采用变风量控制, 冬季保证出塔溶液温度与室外温度相近。当多台热源塔并联运行时, 随着室外湿球温度降低, 夏季应增加变频节能量, 冬季应降低变频节能量。在水泵模块中, 参数控制方法见式 (10)。

$$\dot{P} = P_{rated} \left[a_0 + a_1 \left(\frac{m}{m_{rated}} \right) + a_2 \left(\frac{m}{m_{rated}} \right)^2 + \dots \right] \quad (10)$$

式 (10) 中, \dot{P} 和 P_{rated} 分别为水泵实际功率和额定功率, kJ/h; m 和 m_{rated} 分别为水泵实际流量和额定流量, kg/h; $a_0, a_1, a_2 \dots$ 为多项式系数。在用户侧水系统加装变频驱动装置, 控制供回水温差, 在热源塔侧采用变频驱动方式, 采用停机停泵方式根据进出口温差控制循环泵转速。最后, 采用实验温差控制法控制水泵变化速度。风机盘管模块中, 计算出口流体温度 T_{out} 的参数见公式 (11)。

$$T_{out} = T_{in} + \frac{Q}{mC_p} \quad (11)$$

式 (11) 中, T_{in} 为风机盘管入口流体温度, °C; Q 为建筑负荷, kJ/h; m 为负荷侧水质量流量, kg/h; C_p 为负荷侧流体比热容, kJ/kg·K。控制板块包括迭代反馈控制器和温差控制器, 前者计算得到满足标准范围内的控制信号。后者通过比较高温和低温的温差是否在设定范围内, 决定主机开启或关闭。为了实现能耗限额目标, 需考虑到空调的温差设置、热源塔开启台数和风机变频控制等系统的整体优化。

在被动优化方面, 从引进空调系统的间歇运行模式和围护结构方面着手。利用能耗模拟软件模拟不同建筑围护结构热工性能对系统能耗影响, 分析研究提出模型的进一步优化空间。首先优化间歇用能模式, 针对卧室, 在中午午休和晚上入睡前设置空调开启概率为 90%, 入睡后设置空调开启概率为 30%, 无人时关闭空调。针对办公室或客厅等其他场所, 开启概率较高时间设置为 80%, 其余时间基本为 10%。

其次, 要合理设定间歇模式下的室内温度。同样分为卧室或客厅等其他空间, 卧室中, 中午和晚上夏季设定温度为 29°C, 冬季设定温度为 18°C。在客厅和办公处, 夏季白天设定温度为 29°C, 冬季白天温度为 18°C。

最后, 通过优化围护结构达到降低能耗的效果。采用灵敏度衡量围护结构中不同因素的影响程度, 其计算公式见式 (12)。

$$S_i \% = \frac{\Delta L / L_n}{\Delta P_i / P_{i,n}} \quad (12)$$

式 (12) 中, ΔP_i 和 ΔL 分别为变化前的参数变化值和能耗变化值。 $P_{i,n}$ 和 L_n 分别为变化后的参数变化值和能耗变化值。通过参数设置发现选用内外复合保温系统 (内墙 10mm, 外墙 30mm), 墙体材料选用微晶无机保温砂浆更节能。

2 热源塔热泵空调技术的能耗分析

在热源塔热泵空调模型中, 实验设置原始热源塔热泵供暖制冷空调系统夏季的制冷负荷为 3585kW, 供回水温度为 7°C/12°C; 冬季的供暖负荷为 3058kW, 供回水温度为 45°C/40°C; 全年供应生活用水负荷为 345kW, 供水温度为 50°C。研究首先从主动负荷优化方面, 探索优化模型中各参数对系统能耗的影响, 以图 3 为例, 探索了室外干球温度为 6°C 情况下温差、热源塔开启台数、控制方案对系统能耗的影响。

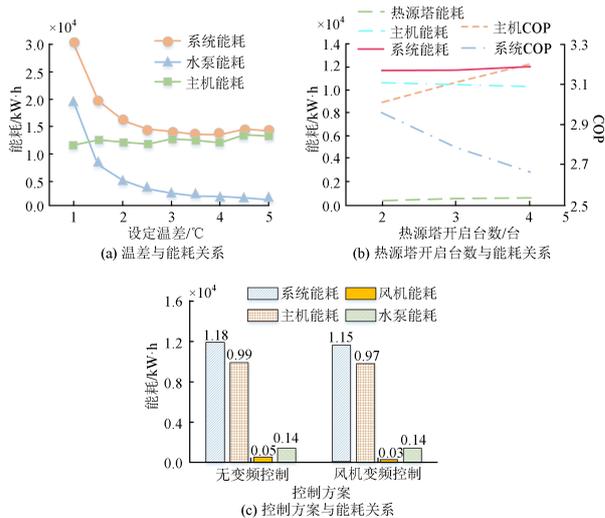


图 3 主动优化控制变量对系统能耗影响

Fig.3 Impact of Active Optimization Control Variables on System Energy Consumption

图 3 中, 温差为 3°C 时能较好地降低能耗, 系统能耗较原运行方式降低 16.8%。从热源塔开启台数角度, 随着热泵开启台数的增加, 系统节能能力降低, 但主机节能能力提升。从控制方案角度, 在室外干球温度为 6°C 时, 风机变频控制方式整体能耗量较低。其次, 研究从被动负荷优化方面降低热源塔系统能耗量, 图 4 为优化后该系统内部能耗结构。

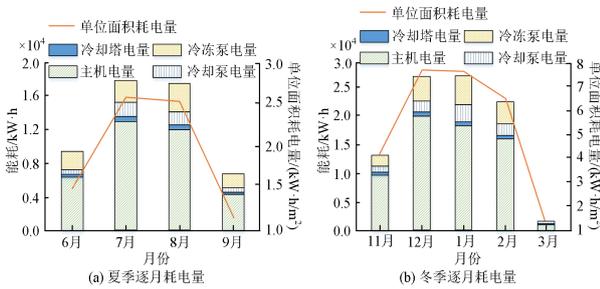


图 4 被动负荷控制优化后夏冬季耗电量

Fig.4 Power consumption in summer and winter after optimization of passive load control

表 2 南方空调系统冬季运行参数比较

Table 2 Comparison of Winter Operating Parameters of Southern Air Conditioning Systems

热泵类型	地下水源热泵	地表水源热泵	土壤源热泵	风冷热泵	热源塔热泵
室外干球温度 (°C)	/	6	/	10	8
室外湿球温度 (°C)	/	4	/	5	5
热源侧载体温 t_1/t_2	20/16	12/9	20/17	8/2	3/0
负荷侧载体温 t_1/t_2	45/48	45/48	45/48	45/48	45/48
热泵机组蒸发温度 (°C)	8	0	8	-14	-8
热泵机组冷凝温度 (°C)	52	52	52	52	52
运行蒸发载体温度	4	4	4	-5	-10
运行冷凝载体温度	48	48	48	48	52
能效比 COP	4.5~4.8	3.8~4.0	4.5~4.8	2.5~2.8	3.5~3.8

表 2 中，从热泵机组蒸发和冷凝温度来看，热泵机组的蒸发温度有较大差别，冷凝温度均为 52°C。当蒸发温度越低时，对应设备运行效率更高，风冷热泵和热源塔热泵机组正常耐低温工况范围高于地源热泵。从能效比角度来看，地下水源热泵和土壤源热泵的能效比 COP 最高，在 4.5~4.8 之间，风冷热泵能效比 COP 最低，在 2.5~2.8 之间。当 COP 越高时，说明热泵机组的效率越高，系统越节能。相比于风冷热泵来说，冬季供暖时热源塔热泵系统可获得高于风冷热泵的能量，节能率比风冷热泵高 40% 左右。且上表描述为冬季热泵的供暖情况，但从夏季制冷情况来看，对于地源热泵来说，夏季地下土壤岩土不能及时扩散过量的空调余热，导致热泵机组的制冷效率较低，使得能效比更低。

3 结论

研究在基于热源塔热泵系统的暖通空调技术中，从主动优化和被动优化两个方面优化热源塔热

图 4 中，最高月份耗电量达到 $1.67 \times 10^4 \text{kWh}$ ，最低月份耗电量达到 $0.56 \times 10^4 \text{kWh}$ 。在冬季逐月耗电量中，12 月和 1 月、2 月耗电量偏高，平均为 $2.4 \times 10^4 \text{kWh}$ 。系统整体耗电中主机耗电量占比最大，达到 74.3%，冷却塔耗电量占比最小，仅达到 3.3%。全年单位面积耗电量总和为 19.34kWh/m^2 ，比未改进前降低 20.4%。最后，实验将研究提出的热源塔热泵模型与常见供暖热泵类型进行对比，以冬季运行情况为例，探究不同热泵类型内部参数和 COP 结果。

泵空调系统负荷。得出结论如下：

(1) 在室外干球温度为 6°C 情况下，设置温差为 3°C 能较好地降低系统能耗，较原运行方式降低 16.8%。从控制方案角度，风机变频控制方式整体能耗量较低，比无变频控制方式节能 3.37%。

(2) 被动优化后系统夏季最高月份耗电量仅达到 $1.67 \times 10^4 \text{kWh}$ ，冬季平均每月耗电量达到 $2.4 \times 10^4 \text{kWh}$ 。全年单位面积耗电量总和为 19.34kWh/m^2 ，比未改进前降低 20.4%。

(3) 风冷热泵和热源塔热泵机组正常耐低温工况范围高于地源热泵，热源塔热泵技术整体供暖效果比地下地表水源热泵和土壤源热泵明显，节能率比风冷热泵高 40%。

通过上述实验证明研究提出的系统在保证供暖制冷平稳的同时降低系统能耗，达到全年能耗标准，但研究未对方案的整体成本进行评估，所以应进一步考虑方案的经济效益。

参考文献:

- [1] 冉均均,袁磊.暖通空调节能系统的测温数值模拟仿真研究[J].微型电脑应用,2022,38(7):114-120.
- [2] 李晓彤,崔承刚,杨宁,等.基于强化学习的中央空调系统温度控制与节能[J].计算机仿真,2021,38(4):198-224.
- [3] 何结龙,周仄,李克凡,等.基于 Spring Boot 的空调能耗智能控制系统的设计与实现[J].电脑知识与技术:学术版,2021,(3):109-112.
- [4] 白燕,武璐璐,贺引娥,等.基于动态温度调控的空调系统能耗预测[J].系统仿真学报,2022,34(2):366-375.
- [5] 孙增利,王亚峰.基于树莓派的自适应暖通空调自动控制系统[J].微型电脑应用,2021,37(10):42-45.
- [6] 喻锴,张九根,朱元.中央空调冷冻水系统遗传蚁群算法优化控制研究[J].现代电子技术,2019,42(11):135-139.
- [7] 于丹,王丽娜,曹勇,等.数据分布特性对空调系统能耗预测的影响[J].科学技术与工程,2020,20(14):5723-5728.
- [8] 张桂荣.暖通空调系统中新型传感器的应用[J].计算机仿真,2020,37(2):467-470.
- [9] 王定奥,刘清惓,戴伟,等.基于 BP 神经网络的空调能耗预测与监控系统[J].现代电子技术,2019,42(22):140-144.
- [10] 夏麟,刘剑,喻伟,等.基于空调系统能耗限额控制的上海某办公建筑运行效果分析研究[J].暖通空调,2020,50(5):26-33.
- [11] 曹馨匀,喻伟,熊杰,等.基于能耗限额的夏热冬冷地区居住建筑节能技术方案[J].暖通空调,2022,52(7):41-52.
- [12] 王斌,高岩,李瑞.集中空调系统变水温和变风量节能优化控制[J].现代电子技术,2019,42(5):141-144.

(上接第 783 页)

- [23] 冒爱琴,丁赔偿,丁梦玲,等.哈龙替代型含氟灭火剂灭火过程中 HF 生成及灭火机理研究进展[J].过程工程学报,2016,(4):714-720.
- [24] Hynes R G, Mackie J C, Masri A R. Inhibition of Premixed Hydrogen-Air Flames by 2-H Heptafluoropropane[J]. Combustion & Flame, 1998, 113(4):554-565.
- [25] Hynes R G, Mackie J C, Masri A R. Sample Probe Measurementson a Hydroge-nEthaneAir2-H-Heptafluoropropane Flame[J]. Energy Fuels, 1999,13(2):485-492.
- [26] Han W, Kennedy E M, Kundu S K, et al. Experimental and chemi-cal kinetic study of the pyrolysis of trifluoroethane and the reactionof trifluoromethane with methane[J]. Journal of Fluorine Chemistry, 2010,131(7):751-760.
- [27] Wang S, Cai Y, Guo H, et al. Effect of fuel concentration, inert gas dilutions, inert gas-water mist twin fluid medium dilutions, and end boundary condition on overpressure transients of premixed fuel vapor explosion[J]. Fuel: A journal of fuel science, 2022, (Feb.1):309.
- [28] 倪照鹏,姜明理,潘复兴.哈龙气体替代应用技术——七氟丙烷灭火剂与系统[J].给水排水,2002,(6):54-59.
- [29] 于子龙,张立业,宁晨,等.天然气掺氢管道运输及终端应用[J].力学与实践,2022,44(3):12.