

文章编号: 1671-6612 (2022) 02-237-06

高铁地下站内气流流动对空调系统的影响研究

刘冰¹ 李坤²

(1. 中铁工程设计咨询集团有限公司 北京 100055;
2. 中交水运规划设计院有限公司 北京 100007)

【摘要】 高铁地下车站埋深较深, 站内空调系统受持续作用的热压风和列车经过时的活塞风影响。采用三维 CFD 数值模拟计算方法, 研究了京张高铁八达岭长城地下站在冬夏季仅热压风、热压风和活塞风共同作用下车站热环境和空调系统负荷的变化。结果表明: 在夏季, 仅热压风作用时, 热压风从室外流入车站, 对进站厅热环境和空调系统影响大, 每小时进站厅和候车厅空调系统负荷分别增加 13.4%和 3.7%; 热压风和活塞风共同作用下, 进站厅和候车厅空调系统负荷分别增加 12.0%和 3.3%。在冬季, 仅热压风作用时, 热压风从隧道流入车站, 对候车厅热环境和空调系统影响大, 进站厅和候车厅空调系统负荷分别增加 4.4%和 14.3%; 热压风和活塞风共同作用下, 进站厅和候车厅空调系统负荷分别增加 4.0%和 12.8%。研究成果可为高铁地下车站空调系统设计和控制提供技术参考。

【关键词】 高铁地下站; 空调系统; 热压风; 活塞风; 数值模拟
中图分类号 U238 文献标识码 A

Study on the Influence of Air Flow in Underground Station of High-Speed Railway on Air Conditioning System

Liu Bing¹ Li Kun²

(1.China Railway Engineering Design and Consulting Group Co., Ltd, Beijing, 100055;
2.CCCC Water Transportation Consultants Co., Ltd, Beijing, 100007)

【Abstract】 The high-speed railway underground station is deeply buried, and the air conditioning system in the station is affected by the continuous buoyancy-driven wind and the piston wind when the train passes. In this paper, the three-dimensional CFD numerical simulation method is used to study the thermal environment and air conditioning system load of Badaling Great Wall underground station of Beijing Zhangjiakou high-speed railway under the effect of only buoyancy-driven wind and the couple effect of buoyancy-driven wind and piston wind both in winter and in summer. Results show that in summer when only the buoyancy-driven air acts, the buoyancy-driven air flows into the station from the outside, which has a great impact on the thermal environment and air conditioning system of the entrance hall. The hourly air conditioning load of entrance hall and waiting hall increases by 13.4% and 3.7%, respectively. Under the couple effect of buoyancy-driven air and piston air, the air conditioning load of arrival hall and waiting hall increases by 12.0% and 3.3%, respectively. In winter when only the buoyancy-driven air acts, the air flows into the station from the tunnel, which has a great impact on the thermal environment and air conditioning system of the waiting hall. The air conditioning load of arrival hall and waiting hall increases by 4.4% and 14.3%, respectively. Under the couple effect of buoyancy-driven air and piston air, the air conditioning load of arrival hall and waiting hall increases by 4.0% and 12.8%.

respectively. Results in this paper can provide the technical reference for the design and control of air conditioning system of high-speed railway underground stations.

【Keywords】 underground station of high-speed railway; air conditioning system; buoyancy-driven wind; piston wind; numerical simulation

0 引言

截至 2021 年底，中国高速铁路运营总里程已突破 3.96 万公里，世界排名第一^[1]。由于地理条件的限制，高速铁路出现越来越多的地下隧道和地下车站。高铁地下站通常埋深较深，大部分公共区位于地下，且通常采用半高安全门，隧道与车站内外联通。冬夏季站内外温差大，站内热压作用强，由热压引起的气流流动贯穿整个车站内外；同时，列车在隧道中高速越行时，车站内还会产生大量的活塞风^[2]。当乘客进出站开门时，热压风和活塞风的作用会影响车站内温度分布，增加空调系统负荷。

目前大部分学者针对列车运行形成的活塞风对地铁车站内热环境^[3,4]、风环境^[5-7]和空调系统^[8-10]的影响进行了研究。但缺少活塞风对高铁地下车站热环境的影响研究，尤其是热压风和活塞风共同作用对站内温度和空调系统运行的影响。

本文以京张高铁八达岭长城地下站为例，建立站内气流流动与传热的三维 CFD 数值计算模型，以实测温度和风速数据作为边界条件，分别计算热压风和活塞风对站内温度和空调系统的影响，为类似高铁地下站空调系统的设计和运行提供技术参考。

1 数值模型的建立

1.1 车站概况

八达岭长城站位于京张高铁八达岭隧道内，车站总长 470m，总宽 80m，轨面埋深 102m，是目前国内埋深最深的高铁地下站。如图 1 所示，车站每侧站台分别设 2 个进站口和 2 个出站口通过电梯到达进站通道层和出站通道层，进站通道层与地面站房下一层的候车厅通过电梯相连接，出站通道层与地面站房地面层通过电梯相连接。

八达岭长城站进站厅、候车厅及进站过厅的平面图如图 2 所示，仅在进站厅及候车厅设有空调系统，站内其他区域均为自然通风。当乘客进站乘车时，需开启进站厅和候车厅的门，从而在一段时间内室外和隧道内空气进入进站厅和候车厅，影响车

站内热环境和空调系统运行。本文将重点分析热压风和活塞风对站内空调区域的影响。

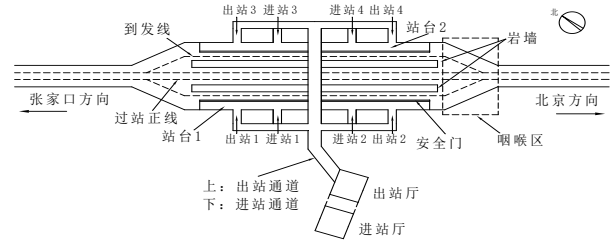
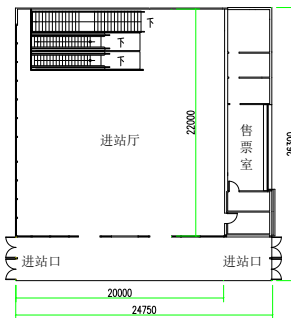


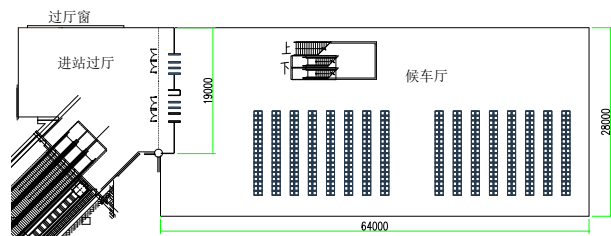
图 1 八达岭长城地下站示意图^[11]

Fig.1 Schematic diagram of Badaling Great Wall

underground station



(a) 进站厅平面图



(b) 候车厅及进站过厅平面图

图 2 进站厅、候车厅及进站过厅平面图 (单位: mm)

Fig.2 Plan of entrance hall, waiting hall and entrance hall (Unit: mm)

1.2 数值计算模型

对京张高铁八达岭长城站物理模型做如下简化:

(1) 进站楼梯和进站通道中间位置安装镂空吊顶，模型中按净流通面积相同的均匀断面进行简化。

(2) 忽略行人对车站出入口气流的影响，以

及门突然开启或关闭的瞬间对流动的影响。

根据长城站的设计方案与实测数据建立的三维数值计算模型如图 3 所示。

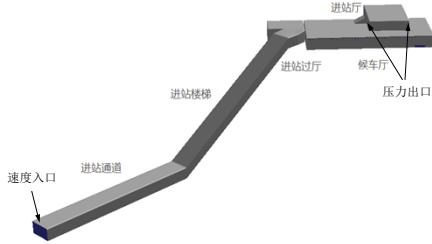


图 3 数值计算模型

Fig.3 Numerical calculation model

1.3 边界条件

采用 Fluent 软件进行模拟计算, 将模型中进站通道左端设为速度入口边界, 利用冬夏季现场实测的进站通道风速和温度作为输入参数; 进站厅层左右两侧的门设为压力出口边界。进站厅和候车厅设置喷口送风空调系统, 如图 4 所示, 送风口为速度入口边界, 同侧下方的回风口为速度出口边界。不同区域壁面边界条件的温度均采用实测温度。

模拟计算中湍流模型选择具有较好收敛性的 Realizable $k-\epsilon$ 模型。



图 4 候车厅空调系统球形喷口及回风口

Fig.4 Spherical nozzle and return air outlet of air conditioning system in waiting hall

2 夏季气流流动对空调区域的影响

2.1 仅热压风对车站空调区域的影响

夏季进站厅和候车厅的室内负荷和空调设计参数如表 1 所示。

表 1 进站厅及候车厅空调设计参数表

Table 1 Air conditioning design parameters of arrival hall and waiting hall

设计指标	进站厅	候车厅
设计温度 (°C)	28.0	27.0
湿度 (%)	55	55
冷负荷 (kW)	114.4	320.0
送风量 (m ³ /h)	36000	9000

送风温度 (°C)	18.3	16.4
送风速度 (m/s)	7.44	5.52

通过前期实测^[12]发现, 八达岭长城站夏季室外空气温度 31°C、湿度 56%, 夏季由热压风引起的进站通道平均风速为 1.0m/s, 且一直从室外流入进站厅。乘客进站时, 候车厅与进站过厅处开启 5 扇门, 空气净流通面积共 24.3m²。进站厅和候车厅初始平均温度分别为 28.1°C 和 27.0°C, 进站通道及进站过厅平均温度 27.2°C。

采用非稳态的方法模拟开进站厅门 5 分钟、关闭门、再计算 10 分钟站内空气温度的变化, 0~900s 内进站厅及候车厅空气平均温度变化如图 5 所示。

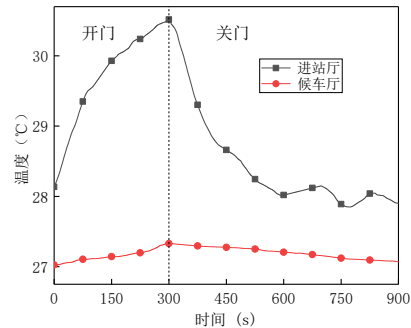


图 5 进站厅及候车厅空气平均温度变化

Fig.5 Average air temperature change in arrival hall and waiting hall

由图 5 可见, 0~180s 内, 由于热压风作用, 室外热空气进入进站厅, 空气平均温度明显升高。180s~300s 时, 进站厅空气平均温度呈缓慢增长, 最高达到 30.5°C, 已接近室外温度。300s~900s, 关闭进站过厅门, 热压风的影响逐渐减弱, 空调作用使进站厅温度迅速降低。

0~900s 的候车厅空气平均温度变化并不大, 最高仅升高到 27.3°C, 热压风对候车厅的影响有限。主要是由于室外空气首先进入进站厅, 降温后再通过楼梯进入候车厅区域。

热压风的作用将会给车站空调系统带来额外的冷负荷。夏季在门开启的情况下, 引起的空调负荷可由式 (1) 计算。

$$Q = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1)$$

式中: Q 为空调系统附加冷负荷, kW; \dot{m} 为进站通道空气质量流量, kg/s; h_1 为室内空气焓值, kJ/kg 干空气; h_2 为室外或进站过厅空气焓值, kJ/kg 干空气。

门开启次数与停站列车数有关,参考实际运营数据,门的开启次数约为每小时 3 次。仅热压风作用下,不同区域每小时空调系统附加负荷如表 2 所示。在热压风作用下,进站厅的空调系统负荷变化比候车厅更大,主要是由于室外空气首先进入进站厅,降温后的空气再流入候车厅。

表 2 热压风对不同区域空调负荷的影响

Table 2 Influence of buoyancy-driven wind on air conditioning load in different regions

区域	空调负荷变化量 (kW)	空调设计负荷占比 (%)
进站厅	15.4	13.4
候车厅	11.9	3.7

2.2 热压风和活塞风共同作用对车站空调区域的影响

列车在隧道中越行时,整个过程大约持续 5 分钟。列车高速越行时,车站内会产生活塞风,此时若进站厅的门开启,活塞风和热压风将共同作用影响车站内热环境和空调系统运行。

通过文献[12]中的实测壁面温度和进站通道风速作为边界条件,进站通道风速变化如图 6 所示。同样,采用非稳态的方法模拟开进站厅门 5 分钟活塞风和热压风同时作用、关闭门、再计算 10 分钟站内温度的变化。15 分钟内,进站厅及候车厅的空气平均温度随时间变化如图 7 所示。

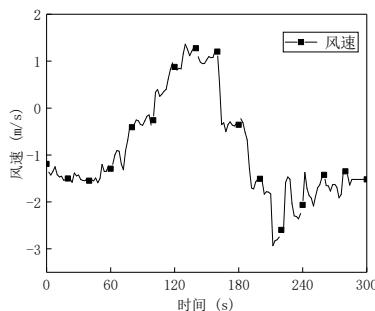


图 6 夏季进站通道热压风和活塞风共同作用下的风速变化

Fig.6 Variation of wind speed in the entrance channel in summer with the couple effect of buoyancy-driven wind and piston wind

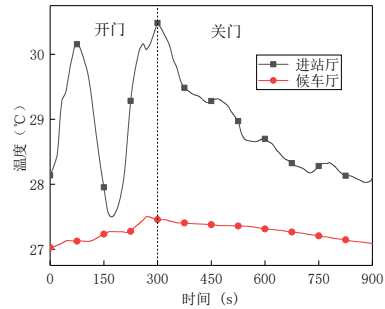


图 7 进站厅及候车厅空气平均温度变化

Fig.7 Average air temperature change in arrival hall and waiting hall

通过对比风速与温度的变化关系可知,0~100s 时,热压风为主要影响因素,室外空气从进站厅的门进入,所以进站厅温度变化明显,候车厅温度变化不大。100s~164s 时,列车到达车站附近,活塞风为主要影响因素,气流变为进站厅流向室外,来自隧道的低温空气对候车厅及进站厅降温,进站厅温度高其降温效果更明显。164s~300s 时,列车离开车站,活塞风反向,与热压风方向一致,在热压风与活塞风共同作用下,进站厅和候车厅温度再次升高。300s 后关闭进站厅门,由空调系统进行降温,进站厅的温度逐渐下降。300s~900s 时,候车厅温度缓慢降低。

同样考虑每小时门开启 3 次,每次 5 分钟,利用式 (1) 对在活塞风和热压风共同作用下空调系统的负荷变化进行计算,结果如表 3 所示。进站厅空调负荷增量大于候车厅空调负荷增量,主要原因是热压风的持续存在。在热压风和活塞风共同作用下,0~100s 和 164s~300s,热压风从室外进入进站厅,使空调负荷增加。100s~164s,活塞风引起的冷风从进站通道进入进站厅和候车厅,整体平均温度降低。因此,合理选择门开启时间,可改善候车厅和进站厅的热环境,减少空调系统负荷。

表 3 活塞风和热压风对不同区域空调负荷的影响

Table 3 Influence of piston wind and buoyancy-driven wind on air conditioning load in different regions

区域	空调负荷变化量 (kW)	空调设计负荷占比 (%)
进站厅	13.8	12.0
候车厅	10.7	3.4

3 冬季气流流动对空调区域的影响

3.1 仅热压风对车站空调区域的影响

冬季候车厅和进站厅均设置辐射地板供暖, 考虑冬季总热负荷的 20% 为渗透风引起的热损失, 墙壁和地面温度采用实测温度。热压作用引起的进站通道平均风速为 0.8m/s, 通道内空气温度为 9.8℃, 模拟中假定热压风保持不变。采用非稳态的方法模拟开候车厅门 5 分钟、关闭门、再计算 10 分钟站内温度的变化, 前 5 分钟内进站厅和候车厅的空气平均温度变化如图 8 所示。

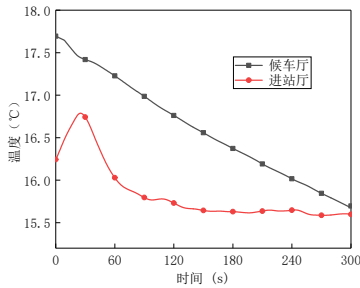


图 8 进站厅及候车厅空气平均温度变化

Fig.8 Average air temperature change in arrival hall and waiting hall

冬季热压风由隧道流向车站, 隧道内空气温度低, 低温空气首先进入候车厅, 300s 内候车厅温度持续降低。进站厅温度受到候车厅初始温度场的影响, 前 30s 内温度略微升高; 30s~120s, 由于热压风的影响, 进站厅温度持续降低; 120s~300s 内, 进站厅空气平均温度基本维持在 15.7℃。

利用式 (1) 对热压风引起的供暖系统负荷变化进行计算, 结果如表 4 所示。对比进站厅和候车厅的温度和负荷变化, 冬季热压风对于进站厅的影响相对较小, 主要是由于冬季热压风首先进入候车厅, 加热后的空气再流向进站厅。

表 4 热压风对不同区域空调负荷的影响

Table 4 Influence of buoyancy-driven wind on air conditioning load in different regions

区域	空调负荷变化量 (kW)	空调设计负荷占比 (%)
进站厅	5.1	4.4
候车厅	45.7	14.2

3.2 热压风和活塞风共同作用对车站空调区域的影响

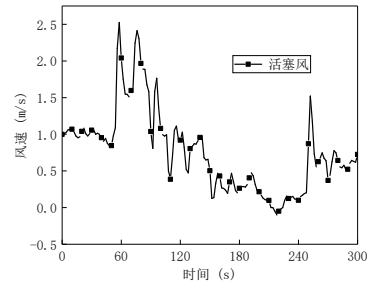


图 9 冬季进站通道热压风和活塞风共同作用下的风速变化

Fig.9 Variation of wind speed in the entrance channel in winter with the couple effect of buoyancy-driven wind and piston wind

利用文献[11]中的实测壁面温度和进站通道风速作为边界条件, 进站通道风速变化如图 9 所示。

采用非稳态的方法模拟开进站厅门 5 分钟活塞风和热压风同时作用、关闭候车厅门、再计算 10 分钟站内温度的变化。5 分钟内, 进站厅及候车厅的空气平均温度变化如图 10 所示。

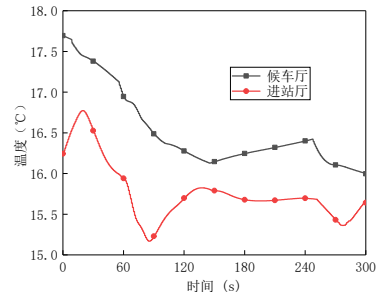


图 10 进站厅及候车厅空气平均温度变化

Fig.10 Average air temperature change in arrival hall and waiting hall

由图 9 和图 10 可知, 0~60s 内, 进站通道内热压风和活塞风叠加后的风速相对稳定, 冷空气从进站通道进入候车厅, 候车厅平均温度持续降低, 而进站厅温度由于受到候车厅区域初始温度场的影响, 前 30s 内温度略微升高, 之后持续降低。60~120s 时, 列车接近车站, 热压风和活塞风叠加后风速导致通道风速增大, 进而影响候车厅和进站厅的温度。120~240s 时, 列车离站, 站内热压风和活塞风叠加后风速较小, 对进站厅的温度影响较小。240~300s 时, 热压风和活塞风叠加后风速持续影响, 候车厅温度降低, 进站厅温度先降低后升高。

表 5 活塞风和热压风对不同区域空调负荷的影响

Table 5 Influence of piston wind and buoyancy-driven

wind on air conditioning load in different regions

地点	空调负荷变化量 (kW)	空调设计负荷占比 (%)
进站厅	4.1	4.0
候车厅	41.1	12.8

参考实际运营数据,按每小时候车厅门开启3次,每次开启5分钟。利用公式(1)对热压风和活塞风共同作用引起的供暖系统的负荷变化进行计算,结果如表5所示。0~210s和248s~300s,由于冬季热压风和活塞风方向相同,隧道冷空气通过进站通道流向地面站房,进站厅和候车厅的负荷变化较大。但210~248s时,由于列车离开车站,活塞风与热压风方向相反,叠加后使车站风速变小,进站厅和候车厅的供暖系统负荷变化较低。

4 结论

本文以京张高铁八达岭长城地下站为对象,研究了热压风和活塞风对高铁地下站内热环境和空调负荷的影响,得到以下结论:

(1)夏季,仅热压风作用下,室外热空气先进入进站厅,降温后进入候车厅,对候车厅热环境和空调系统影响小,每小时进站厅和候车厅空调负荷分别增加13.4%和3.7%;热压风和活塞风共同作用下,每小时进站厅和候车厅空调负荷分别增加12.0%和3.3%,热压风和活塞风的共同作用比仅热压风作用对空调系统的影响稍小。

(2)冬季,仅热压风作用下,隧道内冷空气先进入候车厅,升温后进入进站厅,对候车厅热环境和空调系统影响大,每小时进站厅和候车厅的空调负荷分别增加4.4%和14.3%;热压风和活塞风共同作用下,每小时进站厅和候车厅空调负荷分别

增加4.0%和12.8%,热压风和活塞风共同作用与仅热压风作用对空调系统的影响稍小。

参考文献:

- [1] 熊嘉阳,沈志云.中国高速铁路的崛起和今后的发展[J].交通运输工程学报,2021,21(5):6-29.
- [2] 王建仓.京张城际高速铁路八达岭地下车站空气动力学效应研究[D].成都:西南交通大学,2015.
- [3] 贾力,黄鹏,杨立新.地铁车站内流动特性的数值模拟[J].北京交通大学学报,2008,137(1):83-87.
- [4] 王慧.地铁列车活塞风的数值计算与通风节能探讨[D].南京:南京理工大学,2012.
- [5] 杨晖,贾力,黄培雷.列车运动对地铁站台环境影响的数值模拟[J].地下空间与工程学报,2010,6(2):270-275.
- [6] 易小楠.城际列车地下车站环控系统数值模拟研究[D].成都:西南交通大学,2011.
- [7] 刘桂兰.地铁环控系统的设计探讨[J].制冷与空调,2012,26(1):36-39.
- [8] 陈三强,车轮飞,邓雷,等.武汉某地铁站排热风机节能运行模式研究[J].制冷与空调,2021,35(2):238-242.
- [9] Guoqing Li, Xin Meng, Xiaowei Zhang, et al. An Innovative Ventilation System Using Piston Wind for the Thermal Environment in Shanghai Subway Station[J]. Journal of Building Engineering, 2020,32: 101276.
- [10] 曾逸婷,赵蕾.地铁车站环境热舒适与通风空调系统节能策略研究进展[J].铁道标准设计,2019,63(3):178-183.
- [11] 李坤,余涛,闫树龙.京张铁路八达岭长城地下站站内气流实测与分析[J].铁道标准设计,2022,66(5):1-7.
- [12] 李坤.八达岭长城地下站站内气流流动特性及热环境研究[D].成都:西南交通大学,2021.