

文章编号:1671-6833(2009)02-0120-05

地铁活塞风作用下屏蔽门的气动特性分析

杨伟超¹, 彭立敏¹, 施成华¹, 胡自林²

(1 中南大学土木建筑学院, 湖南长沙 410075; 2 广州市地下铁道设计研究院, 广东广州 510010)

摘 要: 根据三维不可压缩 Navier-Stokes 方程和标准 $k-\varepsilon$ 湍流方程, 采用有限体积法模拟列车在区间隧道内运行过程, 研究了屏蔽门的压力变化机理和压力时空变化特性, 并分析了列车运行速度、阻塞比、活塞风井面积、风阀状态和区间隧道通风方案等诸多因素与屏蔽门压力之间的影响关系。结果表明: 屏蔽门压力变化主要是由列车的有压科特湍流和区间隧道内压力波两方面因素决定, 其中有压科特湍流是主要影响因素; 屏蔽门压力与阻塞比和列车速度的平方成正比; 增加活塞风井面积、打开活塞风阀有利于降低屏蔽门压力。结构校核时需要考虑区间隧道排风模式对屏蔽门压力的影响。

关键词: 地铁; 活塞风; 屏蔽门; 气动特性

中图分类号: U 45 **文献标识码:** A

0 引言

地铁屏蔽门(Platform Screen Door, PSD)作为一种安全设施, 设置于站台边缘, 将列车与站台候车室(厅)隔离开来, 不仅能防止乘客有意或无意跌入轨道, 也可以阻断区间隧道与站台候车区域之间的空气流通, 降低区间隧道热负荷对车站候车环境的影响, 节约车站环控系统的运营成本。自2003年广州地铁二号线引入屏蔽门系统以来, 国内的上海、深圳、重庆等城市地铁线路相继采用。但在车站安装屏蔽门会出现一些新的问题, 比如: 引起区间内外空气的交换率下降, 车厢内空气质量变差, CO_2 等有害气体浓度增大, 列车的乘坐舒适性下降; 另外由于屏蔽门对气流的阻隔作用, 列车的活塞效应显著增强, 列车的气压荷载也随之增加, 加之通风系统的影响和地铁运行速度的不断提高, 活塞风引起的交变压力荷载显著增大, 设计时需要考虑活塞风压荷载作用下屏蔽门的结构强度和使用寿命^[1]。但目前国内外对屏蔽门的研究主要集中在机械受力特性和环控系统方面^[2-3], 对屏蔽门的压力特性研究相对较少, 尚没有明确的活塞风压荷载标准, 相关的设计也多根据工程经验估计, 由于经验不同, 各处理方法也存在一定的差异^[4]。因此, 为了能够对屏蔽门的结构强度和使用寿命等问题进行深入分析, 有必要对地铁活塞风作用下屏蔽门的气动特性进行探

讨。

笔者对列车由区间隧道进入车站过程的运行过程进行了模拟, 分析了活塞风作用下屏蔽门的压力变化机理, 并对影响屏蔽门压力变化的列车运行速度、阻塞比、活塞风井面积、风阀状态和区间隧道通风方案等诸多因素进行了分析。

为了论述方便, 将文中使用的符号集中列出: V_t 为车速; 压力波幅值 $\Delta P = |P^+| + |P^-|$, 其中, P^+ 为正压力峰值, P^- 为负压力峰值; $\beta = A_t/A_i$, 其中, A_t, A_i 分别为列车及隧道面积; A_d 为活塞风井面积。

1 计算模型

1.1 控制方程

根据以上假设, 区间隧道内空气流动控制方程如下:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} = J \quad (1)$$

其中,

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho(e + V^2/2) \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p - \tau_{xx} \\ \rho uv - \tau_{xy} \\ \rho wu - \tau_{zy} \\ \rho(e + V^2/2) + M \end{bmatrix},$$

收稿日期: 2008-10-14; 修订日期: 2009-01-13

作者简介: 杨伟超(1978-), 男, 河南许昌人, 中南大学博士研究生, 主要从事隧道通风及空气动力学研究。

$$G = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv - \tau_{yx} \\ \rho v^2 + p - \tau_{yy} \\ \rho vw - \tau_{yz} \\ \rho(e + V^2/2) + N \end{bmatrix}, H = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho uw - \tau_{xz} \\ \rho vw - \tau_{zy} \\ \rho w^2 + p - \tau_{zz} \\ \rho(e + V^2/2) + O \end{bmatrix},$$

$$J = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho f_x \\ \rho f_y \\ \rho f_z \\ \rho(uf_x + vf_y + wf_z) \end{bmatrix}.$$

式中: ρ, V 为空气密度和流速, u, v, w 为 V 分量; e 为单位内能; p 为总压, f_x, f_y, f_z 分别为体积力分量; M, N, O 分别为 $\rho u - \dot{u}\tau_{xx} - v\tau_{xy} - w\tau_{xz}, \rho v - u\tau_{xy} - v\tau_{yy} - w\tau_{yz}, \rho w - u\tau_{xz} - v\tau_{yz} - w\tau_{zz}$.

湍流模型采用 $k-\varepsilon$ 双方程^[5]:

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_{\text{eff}} + \frac{u_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G - \rho \varepsilon_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_{\text{eff}} + \frac{u_i}{\sigma_\varepsilon} \right] + c_1 \frac{\varepsilon}{k} G - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \rho \quad (3)$$

式中: $G_k = 2u_{ij}^2 + (u_{i,j} + u_{j,i})^2$; $u_i = \rho c_u k^2 / \varepsilon$; $c_u = 0.09$; $c_1 = 1.44$; $c_2 = 1.92$; $\sigma_k = 1.0$; $\sigma_\varepsilon = 1.3$; u_i 为流场中各点的速度分量; ρ 为流体密度; p 为压强; μ 为动力黏性系数; μ_t 为湍流黏性系数; k 为湍流动能; ε 为湍流能量耗散率.

1.2 计算模型及参数

忽略列车电弓、车体连接部位、转向架和铁轨等细部结构,列车及隧道壁平整.几何模型按某地铁线路实际条件设置,如图1所示.列车4动2拖编组,长度取120 m,单车高3.8 m,宽2.8 m,5个车门,车体距轨面0.89 m;屏蔽门尺寸为2.0 m × 2.2 m,站台两端活动门尺寸为1.6 m × 2.2 m;地铁站台段区间隧道为矩形,列车停车范围140 m,两端各延伸11 m,总长度164 m,站台两端距屏蔽门端门6.8 m处设16 m²活塞风井.

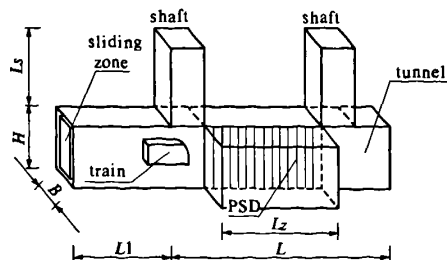


图1 计算模型示意图

Fig.1 Schematic diagram of calculation model

1.3 边界条件

隧道外部的无穷远处大气按照黎曼不变量的无反射边界定义.隧道侧壁及列车表面为静止墙边界,墙边界处无涡流,气体的法向速度 u_n 和法向压力梯度 $\partial p / \partial n$ 为零.根据 T. Cebeci^[5] 粗糙管壁模型试验确定隧道壁面粗糙度.隧道及风井与外部大气的连接处按压力出口边界定义,计算区域内产生的压力波一部分透射出边界,一部分被反射.区间隧道通风口采用速度入口边界定义.列车与隧道之间的相对运动采用滑移网格处理.

1.4 研究工况

区间隧道内的压力变化主要受列车的运行速度、阻塞比和区间隧道通风方式等因素的影响.考虑以下3种方案:方案1分析区间隧道阻塞比的影响,保持列车横断面不变,调整区间隧道断面,使区间隧道阻塞比 $\beta = 0.35 \sim 0.65$;方案2分析列车运行速度的影响,时速 $V_t = 50 \sim 120$ km/h 过站;方案3车站隧道风机正常运行,区间隧道风机送/排风,不同活塞风井风面积,前后相邻车站隧道风机送/排风.

2 活塞风作用下屏蔽门压力荷载特性

2.1 活塞风作用下屏蔽门压力变化机理

活塞风作用下屏蔽门压力变化主要受列车的有压科特湍流和区间隧道内压力波两方面的影响.图2为列车即将进站时车体和站台屏蔽门附近的压力分布图.

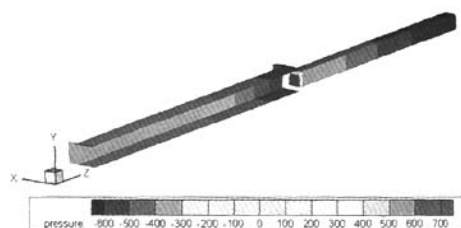


图2 隧道内运行时车体表面压力分布

Fig.2 Air pressure distribution on external surface of train

列车在运行过程中,车头的压力较高,一般为正压;而车尾的压力较低,一般为负压,车身的压力则介于二者之间,并由车头和车尾缓慢下降,沿车体出现压力梯度.列车与隧道壁之间的空气在压力梯度、列车外表面切应力和隧道壁面切应力的联合作用下形成“有压科特 Couette 湍流”.在列车的进站过程中,屏蔽门的压力不断升高,在车头经过的瞬时达到最大值,之后压力随着车头的

离开而持续下降,在车尾经过的瞬时压力降到最低,达到常压以下,随着列车离去,屏蔽门的压力又缓慢回升至常压。一般地铁车站两端均设置有风井,列车过风井时会产生两组不同的压力波^[7],如图 3 所示,压力波在车站区间隧道内传播,再次引起屏蔽门压力变化。

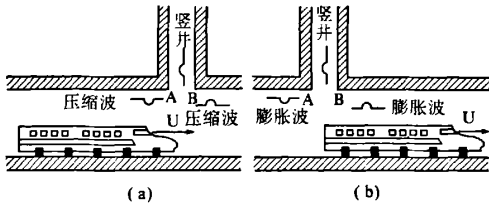


图 3 列车过风井生成的附加压力波

Fig.3 Pressure wave during train passing shaft

列车经过站台进口端活塞风井时,隧道内气流受列车头部挤压,形成以音速向前传播的压缩波,压缩波到达站台出口端活塞风井后突然膨胀转换成膨胀波,并以音速向进口端返回;当列车尾部经过站台进口端活塞风井时情况正好相反,形成向站台出口端传播的膨胀波,膨胀波到达站台出口端活塞风井处转换成压缩波,同样以音速向进口端返回。压缩波与膨胀波在活塞风井之间反复转换与反射,且同种类型的波叠加时,压力波幅值增加,不同类型的波叠加时,压力波幅值减小。

2.2 屏蔽门压力的时程变化

图 4 为 $\beta=0.4$,车速 90 km/h 过站时屏蔽门轨道侧气压力和区间隧道内压力波传播的对照变化图。

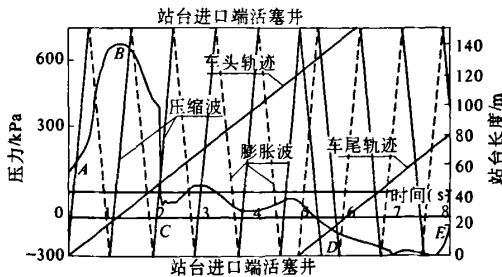


图 4 屏蔽门压力与站台内压力波传播对照

Fig.4 Time history of pressure on PSD

列车没有进入站台内时,屏蔽门基本保持恒定常压,当列车进入站台进口端活塞风井时(对应图 4 中的 A 点),隧道内空气被车头挤压,屏蔽门气压开始上升,随着车头向前推进而不断上升;车头经过时,气压升到最高 P^+ (对应图 4 中的 B 点),屏蔽门气压随着车头离开而降低至常压(对应图 4 中的 C 点);并随着车尾由远至近不断行

驶的过程而持续降低,在车尾经过时降到最低 P^- 处(对应图 4 中的 D 点),期间伴随着区间隧道内压力波的交替小幅波动。随着列车离去,屏蔽门压力逐渐恢复至常压。

2.3 屏蔽门气压的空间分布

图 5 为屏蔽门的正负压力峰值(P^+ 、 P^-)和压力幅值 ΔP 沿站台的分布。

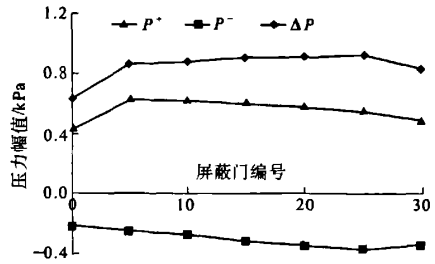


图 5 不同位置屏蔽门气压分布

Fig.5 Air pressure distribution along the metro platform

由图 5 可以看出,站台进口段屏蔽门的正压力峰值较大,负压力峰值较小,而出口段正压力峰值较小,负压力峰值较大,而压力幅值除了靠近活塞风井处以外,其它位置压力变化不大。主要原因是车头空气在进口段受挤压,流速慢,因此进口段 P^+ 较大,在出口段可沿活塞风井外溢,流速快,压力 P^+ 较小;而车尾的情况则正好相反。

3 影响屏蔽门压力的诸因素分析

3.1 阻塞比对屏蔽门压力的影响

取列车速度 $V_t=70$ km/h, $\beta=0.35 \sim 0.65$, 活塞风井面积取 $A_d/A_t=0.7, 10^\circ, 15^\circ$ 和 20° 门的压力幅值见表 1。

表 1 不同阻塞比条件下屏蔽门压力幅值

Tab.1 Comparison of blockage ratio kPa

| β | 测点位置 | | |
|---------|------------|------------|------------|
| | 10° | 15° | 20° |
| 0.35 | 0.662 | 0.675 | 0.673 |
| 0.40 | 0.742 | 0.757 | 0.757 |
| 0.45 | 0.768 | 0.769 | 0.766 |
| 0.50 | 0.791 | 0.792 | 0.799 |
| 0.55 | 0.812 | 0.838 | 0.834 |
| 0.60 | 0.879 | 0.902 | 0.902 |
| 0.65 | 0.940 | 0.978 | 0.975 |
| A_t | 0.139 | 0.148 | 0.149 |
| B_t | 1.260 | 1.343 | 1.340 |

由表 1 可以看出,当列车速度一定时,屏蔽门压力与隧道阻塞比呈线性变化,建立如下关系式 $P=A_t+B_t\beta$,其中: A_t 近似看作列车在明线运行时车周气体的压力幅值,系数 B_t 用曲线拟合的方

法得到. A_s 、 B_s 拟合值见表 1, 单位 kPa.

时速 70 km 条件下屏蔽门压力变化公式应为:

$$P = 0.139 + 1.314\beta \tag{4}$$

3.2 车速对屏蔽门压力的影响

为研究车速对屏蔽门压力的影响, 取活塞风井面积 $A_d/A_i = 0.7$, 列车速度 $V_r = 50 \sim 120$ km/h, $\beta = 0.45$, 各点压力幅值见表 2.

表 2 不同车速条件下屏蔽门压力幅值

| Tab. 2 Comparison of Train Speed kPa | | | |
|--------------------------------------|-------|-------|-------|
| 车速/(km · h ⁻¹) | 10° | 15° | 20° |
| 50 | 0.402 | 0.408 | 0.404 |
| 70 | 0.768 | 0.769 | 0.766 |
| 80 | 0.988 | 0.984 | 0.988 |
| 100 | 1.503 | 1.509 | 1.505 |
| 120 | 2.139 | 2.133 | 2.131 |

由表 2 可以看出, 阻塞比一定时, 屏蔽门压力与列车运行速度的平方成正比, 建立如下关系: $P = a_\beta + b\rho V_r^2$. 当 $V_r = 0$ 时, $P = 0$, 因此系数 a_β 应为零; 同样参数 b 通过拟合得出, 阻塞比 $\beta = 0.45$ 时上式可写成:

$$P = 0.00016\rho V_r^2 \tag{5}$$

考虑到实际运行时屏蔽门不可能完全密封, 实际压力值可能小于计算结果, 可以认为列车速度在 50 ~ 70 km/h 范围内运行时, 在阻塞比 β 不超过 0.45 的条件下, 屏蔽门的压力幅值在 0.5 kPa 左右, 当前的处理方法基本是合理的. 但随着地铁运行速度的不断提高(广州部分线路已达 90 km/h), 屏蔽门压力按车速的平方上升. 在列车面积不变的情况下, 新建地铁站台段的区间隧道部分的面积应当适当扩大.

3.3 活塞风井面积对屏蔽门压力的影响

为了研究活塞风井面积与屏蔽门压力之间的关系, 取 $A_d/A_i = 0.1 \sim 0.9$, $\beta = 0.45$, $V_r = 70$ km/h、80 km/h、100 km/h 和 120 km/h, 15° 门压力为准, 屏蔽门压力幅值与竖井面积关系曲线绘于图 6 (70 km/h).

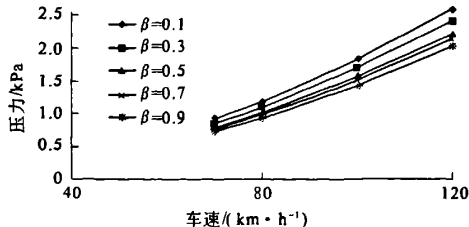


图 6 竖井面积与屏蔽门压力关系

Fig. 6 Relationship between pressure and shaft area

由图 6 可以看出, 增大活塞风井面积可有效降低屏蔽门的压力幅度, 原因是随着活塞风井面积增大, 区间隧道内空气沿着风井向隧道外溢出的速度加快, 隧道内风压减小, 列车的科特风效应减弱. 当活塞风井断面积与隧道断面积之比在 0 ~ 0.3 之间时, 随着活塞风井断面积的增大, 测点处的降压效果较明显. 当活塞风井断面积与隧道断面积之比超过 0.5 后, 屏蔽门压力下降有减缓趋势.

当 $A_d/A_i = 0$ 时, 相当于活塞风阀关闭或无活塞风井, 此时屏蔽门压力较大, 因此, 设置活塞风井并打开活塞风阀有利于降低屏蔽门风压.

3.4 区间隧道通风方式对屏蔽门压力的影响

为了研究区间隧道通风方式^[8]对屏蔽门压力的影响, 取活塞风井面积 $A_d/A_i = 0.7$, 列车速度 $V_r = 70$ km/h, $\beta = 0.45$, 计算如下 2 种工况:

工况①: 车站隧道风机正常运行, 活塞风井风阀开启, 车站区间隧道风机送风, 前后相邻两个车站隧道风机排风, 称隧道送风模式;

工况②: 车站隧道风机正常运行, 活塞风井风阀开启, 车站区间隧道风机排风, 前后相邻两个车站隧道风机送风, 称隧道排风模式.

测点压力见表 3.

表 3 不同的通风方式条件下屏蔽门的压力幅值

| Tab. 3 Comparison of ventilation mode kPa | | | | | |
|---|----|--------|--------|--------|--------|
| 通风方式 | 压力 | 测点位置 | | | |
| | | 5° | 10° | 15° | 25° |
| 无通风 | +P | 0.397 | 0.480 | 0.462 | 0.293 |
| | -P | -0.234 | -0.288 | -0.276 | -0.211 |
| | ΔP | 0.731 | 0.769 | 0.768 | 0.769 |
| 隧道送风 | +P | 0.595 | 0.578 | 0.568 | 0.603 |
| | -P | -0.233 | -0.216 | -0.250 | -0.204 |
| | ΔP | 0.828 | 0.794 | 0.819 | 0.807 |
| 隧道排风 | +P | 0.386 | 0.386 | 0.446 | 0.339 |
| | -P | -0.452 | -0.491 | -0.416 | -0.465 |
| | ΔP | 0.838 | 0.877 | 0.862 | 0.804 |

由表 3 可以看出, 与工况②和关闭区间隧道通风系统条件相比, 工况①屏蔽门的活塞风压明显降低. 原因是区间隧道风机与活塞风压出现叠加或抵消, 在阻塞比、车速等条件一定的条件下, 活塞风压变化是一定的, 区间隧道送风时, 隧道风机与活塞风压先叠加后抵消, 致使屏蔽门正的峰值压力变大, 负峰值压力变小; 区间隧道排风时, 隧道风机与活塞风压先抵消后叠加, 致使屏蔽门正的峰值压力变小, 负峰值压力变大. 但总的压力

幅值变化不大,但列车进站时车速是逐渐降低的,屏蔽门的压力变化主要表现为负压较大,因此结构强度和刚度的校核时应考虑区间隧道排风模式的影响。

4 结论

采用三维不可压缩非定常等熵 $N-S$ 方程和标准 $k-\varepsilon$ 湍流方程,分析了活塞风作用下屏蔽门的气动压力特性,并得到如下结论:

(1)屏蔽门压力变化主要由列车的有压科特湍流和区间隧道内压力波两方面因素引起,其中有压科特湍流是主要影响因素;屏蔽门的压力变化规律主要表现为先上升,在车头经过时达到最高,然后下降,在车尾经过时达到最低;

(2)沿着列车运行方向,屏蔽门的正压逐渐减小,负压逐渐增大,但除车站两端活塞风井附近的屏蔽门外,其它屏蔽门的压力幅度变化不大;

(3)列车的压力变化幅度与阻塞比和列车速度的平方成正比,70 km/h 以下的地铁运行速度,阻塞比 β 不超过 0.45 时,屏蔽门的压力幅值在 0.5 kPa 左右,考虑到以后地铁运行速度的不断提高,新建地铁的区间隧道部分面积应适当扩大;

(4)若站台区间有活塞风井时,打开站台两端的活塞风阀有利于降低屏蔽门压力,活塞风井的面积应控制在区间断面面积的 0.5 倍以上;

(5)列车进站时车速逐渐减小,屏蔽门主要受负压影响,区间隧道排风模式对屏蔽门压力属不利工况,结构强度和刚度的校核时应考虑区间隧道排风模式的影响。

参考文献:

- [1] 中南大学土木建筑学院. 广州市轨道交通三号线北延段隧道内压力变化研究[R]. 长沙:中南大学土木建筑学院,2006.
- [2] 陈海辉,胡小芳. 地铁屏蔽门样机的性能测试[J]. 华南理工大学学报:自然科学版,2005,33(1):37-41.
- [3] 陈海辉. 地铁屏蔽门的机械设计及力学模型[J]. 华南理工大学学报:自然科学版,2004,32(4):74-77.
- [4] 冯 炼,刘应清. 地铁阻塞通风的数值模拟[J]. 中国铁道科学,2002,23(3):120-123.
- [5] 魏新利,张海红,王定标. 旋风分离器流场的数值计算方法研究[J]. 郑州大学学报:工学版,2005,26(1):57-60.
- [6] CEBECI T, BRADSHAW P. Momentum transfer in boundary layers [M]. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1977.
- [7] RACHUNATHAN R S, KIM H D, SETOGUCHI T. Aerodynamics of high-speed railway train [J]. Progress in Aerospace Sciences, 2002,38:469-514.

Analysis of Aerodynamic Characteristics of PSD under the Piston Wind Influence in Subway

YANG Wei-chao¹, PENG Li-min¹, SHI Cheng-hua¹, HU Zi-lin²

(1. Department of Civil Engineering, Central South University, Changsha 410075, China; 2. Guangzhou Metro Design and Research Institute, Guangzhou 510010, China)

Abstract: Based on the unsteady incompressible three-dimensional $N-S$ equations and standard $k-\varepsilon$ turbulent model, the travel process was simulated with the finite volume method. The pressure variation mechanism and its spatial-time change characteristic of PSD were analyzed. Meanwhile, this paper discusses the relationship between the pressure of PSD and such influence factors as train speed, blockage ratio, the area and switch condition of piston vent, as well as the ventilation scheme of the subway tunnel. Result showed: the pressure gradient along with the train and the pressure wave between the piston vents, coming into being during the train traveling in subway tunnel, are the basic factors causing the pressure fluctuation of PSD, especially the former, which is called the plane turbulent Couette flow. The scope of PSD pressure fluctuation is proportional to the tunnel blockage ratio and the square of train speed. Greater area of piston vent and switch the vent valve "ON" are favorable to reduce the pressure. It is necessary to consider the pressure variation in influence of the exhaust ventilation of the subway tunnel.

Key words: subway; piston wind; platform screen door (PSD); aerodynamic characteristic