

导轨激励下高层建筑电梯水平振动响应特性研究^①

陈 良^{②***} 李柏年^{**}

(* 浙江工业大学机械工程学院 杭州 310023)

(** 杭州万向职业技术学院先进制造与交通系 杭州 310023)

摘要 建筑高度的提升和电梯运行速度的不断增加使电梯的振动呈现出多因素激励下的复杂特性。电梯的水平振动直接影响乘梯舒适性和安全性。针对高层建筑内的高速电梯由于导轨激励所呈现的水平振动动态特性,在导轨自身不平顺度激励的基础上,综合了导轨随高层建筑物摇摆产生的激励效应,建立了更为适用的电梯轿厢水平振动动力学模型。利用该模型在典型高层建筑结构内的系列电梯上进行了仿真,在时域和频域下分别对轿厢水平振动的加速度进行了对比分析,并得到了振动加速度响应曲面。研究结果表明,电梯运行速度和建筑高度的变化均是改变电梯水平振动特性的重要因素。所建模型可以很好地预测高层建筑内电梯轿厢在导轨激励下的水平振动动力学响应,利用该模型可以在电梯设计和电梯工程合同配置阶段改善电梯乘梯舒适性和安全性提供理论依据。

关键词 高层建筑; 高速电梯; 振动响应; 水平振动; 导轨

0 引言

对机电设备振动特性的研究在产品设计、测试、故障诊断等领域是一个重要专题。电梯作为一种载人的特种机电设备,随着建筑高度的提升电梯运行速度不断增加,其振动特性越来越受到人们的广泛重视。与垂直振动相比较,电梯轿厢的水平振动对乘坐舒适性的影响更大^[1-2]。针对由电梯导轨引起的电梯水平振动的机理已经有学者作了相关的工作。夏冰虎和史熙^[3]建立了 8 自由度振动系统模型,通过振动功率谱分析验证了电梯的水平振动由导轨的不平顺度引起。包继虎^[4]系统性地对引起电梯横向振动的外界激励进行了分析,认为导轨不平顺度激励和曳引系统横向振动对电梯提升系统的横向振动影响最大。Santo 等人^[5]建立了 3 自由度电梯水平振动模型,分析了导轨变形引起非线性

动力学响应特性,并提出了控制策略以改善高速电梯的乘梯舒适性。这部分研究均对电梯由于导轨不平顺度引起的水平振动特性进行了系统性分析,但没有涉及导轨受建筑物影响带来的激励作用。朱明等人^[6]针对地震工况,建立了轿厢-导轨耦合系统,对静止停靠于顶层的轿厢水平动力学特性进行了研究。王文等人^[7]考虑了非正常工况下导靴挡板与导轨的接触分离现象,并建立非线性接触模型,对轿厢的水平振动进行研究。这部分研究充分考虑了部分极端工况,并将电梯导轨视为弹性梁对其弯曲振动和轿厢的水平振动耦合进行了科学的研究,但没有涉及电梯运行参数和建筑物结构参数的变化以及导轨不平顺度对电梯水平振动带来的影响。

高层建筑内的高速电梯运行过程中一方面受到导轨不平顺度带来的激励作用,另一方面由于高层建筑受到气流等环境因素的影响使建筑物产生的低频自然摆动成为了一种常见的现象,这使得固结于

① 国家留学基金委(20180833074)和全国青年教师教育教学研究(2017QNJO13)资助项目。

② 男,1980 年生,博士生;研究方向:机电一体化技术;联系人,E-mail: lifteducation@163.com
(收稿日期:2020-05-15)

井道内的电梯导轨因这种摆动而对轿厢产生了额外的激励效应。本文综合了电梯运行过程中因导轨的不平顺度及其随建筑物的自然摆动而对轿厢产生的激励效应, 对高层建筑电梯轿厢在导轨激励下的水平振动响应特性展开研究。

1 动力学模型

1.1 系统结构组成

电梯轿厢主要由轿厢体和轿厢架两部分组成。电梯运行过程中, 固定安装在轿厢架上的导靴沿着井道中的导轨表面滑动或滚动。高速电梯的轿厢架上一般配置弹簧滚动导靴, 以起到导向与减少振动的作用。轿厢架与轿厢体之间通过安置橡胶减震垫减缓两者之间的耦合振动。轿厢的水平振动, 由侧向(左右)和前后两个方向的振动合成, 侧向振动与前后振动的动力学模型相似, 且模态频率接近。本文研究的轿厢水平振动, 是指轿厢的侧向振动。

在建立轿厢振动动力学模型时, 作如下假设: 轿厢体与轿厢架与其自身结构尺寸相比变形较小, 模型中均被假设为刚体; 导靴和减震块自身重量与轿厢重量相比可以忽略, 均将其假设为不同系数的线性弹簧阻尼系统。由此所建立的动力学系统模型简图如图 1 所示。

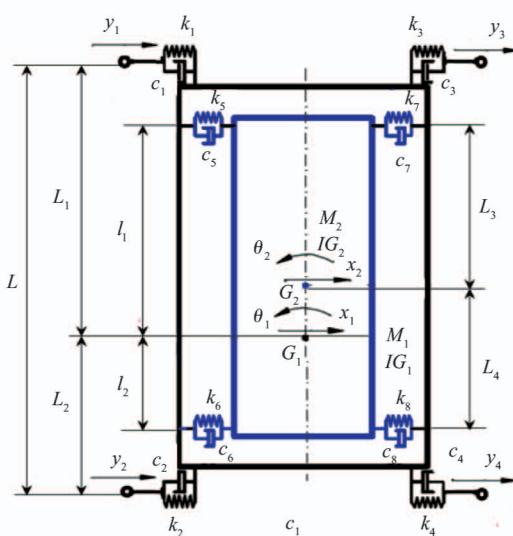


图 1 轿厢水平振动动力学模型

运动被分解为水平方向的平动和绕各自质心的转动, 参数说明如表 1 所示。

表 1 系统参数说明

系统参数	说明
$k_1 \sim k_4$	轿架滚轮导靴的刚度系数
$c_1 \sim c_4$	轿架滚轮导靴的阻尼系数
$k_5 \sim k_8$	减震垫的刚度系数
$c_5 \sim c_8$	减震垫的阻尼系数
G_1, G_2	轿厢架、轿厢的质心
I_{G1}, I_{G2}	轿厢架、轿厢绕质心转动惯量
M_1, M_2	轿厢架、轿厢的质量
x_1, x_2	轿厢架、轿厢水平位移
θ_1, θ_2	轿厢架与轿厢绕质心角位移
$y_1 \sim y_4$	导轨输入轿厢系统的水平激励
L	上下滚轮导靴间距
L_1, L_2	上下滚轮导靴与轿架质心间距
l_1, l_2	上下减震垫与轿架质心间距
L_3, L_4	上下减震垫与轿厢质心间距

1.2 动力学数学模型

以电梯轿厢为分析对象, 轿厢系统的动能、势能及瑞利耗散函数可分别表示为

$$T = \frac{1}{2}(M_1\dot{x}_1^2 + M_2\dot{x}_2^2 + I_{G1}\dot{\theta}_1^2 + I_{G2}\dot{\theta}_2^2) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2}[k_1(x_1 - y_1 - L_1\theta_1)^2 + k_2(x_1 - y_2 + L_2\theta_1)^2 \\ & + k_3(x_1 - y_3 - L_1\theta_1)^2 + k_4(x_1 - y_4 + L_2\theta_1)^2 \\ & + k_5(x_2 - x_1 - L_3\theta_2 + l_1\theta_1)^2 \\ & + k_6(x_2 - x_1 + L_4\theta_2 - l_2\theta_1)^2 \\ & + k_7(x_1 - x_2 + L_3\theta_2 - l_1\theta_1)^2 \\ & + k_8(x_1 - x_2 - L_4\theta_2 + l_2\theta_1)^2] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} R = & \frac{1}{2}[\dot{k}_1(\dot{x}_1 - \dot{y}_1 - L_1\dot{\theta}_1)^2 + \dot{k}_2(\dot{x}_1 - \dot{y}_2 + L_2\dot{\theta}_1)^2 \\ & + \dot{k}_3(\dot{x}_1 - \dot{y}_3 - L_1\dot{\theta}_1)^2 + \dot{k}_4(\dot{x}_1 - \dot{y}_4 + L_2\dot{\theta}_1)^2 \\ & + \dot{k}_5(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 - L_3\dot{\theta}_2 + l_1\dot{\theta}_1)^2 \\ & + \dot{k}_6(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 + L_4\dot{\theta}_2 - l_2\dot{\theta}_1)^2 \\ & + \dot{k}_7(\dot{x}_1 - \dot{x}_2 + L_3\dot{\theta}_2 - l_1\dot{\theta}_1)^2 \\ & + \dot{k}_8(\dot{x}_1 - \dot{x}_2 - L_4\dot{\theta}_2 + l_2\dot{\theta}_1)^2] \end{aligned} \quad (3)$$

由拉格朗日方程可得:

该模型在导轨的激励作用下, 轿厢与轿厢架的

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1}\right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} + \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_1} + \frac{\partial V}{\partial x_1} &= 0 \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2}\right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} + \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_2} + \frac{\partial V}{\partial x_2} &= 0 \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_1}\right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_1} + \frac{\partial R}{\partial \dot{\theta}_1} + \frac{\partial V}{\partial \theta_1} &= 0 \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_2}\right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_2} + \frac{\partial R}{\partial \dot{\theta}_2} + \frac{\partial V}{\partial \theta_2} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

将式(1)~式(3)代入方程组(4),可以推导图1所示的轿厢系统运动方程为

$$[\mathbf{m}] \ddot{\bar{\mathbf{z}}} + [\mathbf{c}] \dot{\bar{\mathbf{z}}} + [\mathbf{k}] \bar{\mathbf{z}} = \bar{\mathbf{F}} \quad (5)$$

其中, $\bar{\mathbf{z}}$ 、 $[\mathbf{m}]$ 、 $[\mathbf{c}]$ 、 $[\mathbf{k}]$ 和 $\bar{\mathbf{F}}$ 分别为广义坐标向量、质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和广义动力学负载向量,并具有如下形式。

$$\bar{\mathbf{z}} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[\mathbf{m}] = \begin{bmatrix} M_1 & & & \\ & M_2 & & \\ & & I_{G1} & \\ & & & I_{G2} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[\mathbf{c}] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$[\mathbf{k}] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\bar{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^4 (c_i \dot{y}_i + k_i y_i) & \\ 0 & \\ -k_1 L_1 y_1 + k_2 L_2 y_2 - k_3 L_1 y_3 + k_4 L_2 y_4 & \\ -c_1 L_1 \dot{y}_1 + c_2 L_2 \dot{y}_2 - c_3 L_1 \dot{y}_3 + c_4 L_2 \dot{y}_4 & \\ 0 & \end{bmatrix} \quad (10)$$

其中, $c_{11} = \sum_{i=1}^8 c_i$, $c_{21} = -\sum_{i=5}^8 c_i$, $c_{31} = (c_2 + c_4)L_2 - (c_1 + c_3)L_1$, $c_{41} = (c_5 + c_7)L_1 - (c_6 + c_8)L_2$

$$\begin{aligned} L_3 - (c_6 + c_8)L_4, c_{12} &= c_{21}, c_{22} = \sum_{i=1}^8 c_i, c_{32} = (c_5 + c_7) \\ l_1 - (c_6 + c_8)l_2, c_{42} &= (c_6 + c_8)L_4 - (c_5 + c_7)L_3, c_{13} = \\ c_{31}, c_{23} &= c_{32}, c_{33} = (c_1 + c_3)L_1^2 + (c_2 + c_4)L_2^2 + (c_5 + \\ c_7)l_1^2 + (c_6 + c_8)l_2^2, c_{43} &= -(c_5 + c_7)L_3l_1 - (c_6 + c_8) \\ L_4l_2, c_{14} &= c_{41}, c_{24} = c_{42}, c_{34} = c_{43}, c_{44} = (c_5 + c_7)L_3^2 + (c_6 + \\ c_8)L_4^2, k_{11} &= \sum_{i=1}^8 k_i, k_{21} = -\sum_{i=5}^8 k_i, k_{31} = (k_2 + k_4) \\ L_2 - (k_1 + k_3)L_1 - (k_5 + k_7)l_1 + (k_6 + k_8)l_2, k_{41} &= (k_5 + k_7)L_3 - (k_6 + k_8)L_4, k_{12} = k_{21}, k_{22} = \sum_{i=1}^8 k_i, k_{32} = \\ (k_5 + k_7)l_1 - (k_6 + k_8)l_2, k_{42} &= (k_6 + k_8)L_4 - (k_5 + k_7)L_3, k_{13} = k_{31}, k_{23} = k_{32}, k_{33} = (k_1 + k_3)L_1^2 + (k_2 + \\ k_4)L_2^2 + (k_5 + k_7)l_1^2 + (k_6 + k_8)l_2^2, k_{43} &= -(k_5 + k_7)L_3l_1 - (k_6 + k_8)L_4l_2, k_{14} = k_{41}, k_{24} = k_{42}, k_{34} = k_{43}, k_{44} = \\ (k_5 + k_7)L_3^2 + (k_6 + k_8)L_4^2. \end{aligned}$$

2 导轨的激励作用

2.1 导轨不平顺度

导向系统作为对电梯水平振动起着决定性作用的子系统,能够限制轿厢的水平位移和振动。导轨是导向系统的重要组成部分,其不平顺度对轿厢的水平振动起着决定性作用。研究阶段通常取导轨实测信号或利用函数模拟激励^[8-9]。考虑到导轨的标准长度和电梯的额定运行速度,本文将正弦函数作为导轨不平顺度的激励函数,具体表达如式(11)所示。

$$\begin{aligned} y_{r1} &= R_1 \sin(\Omega_1 t) \\ y_{r2} &= R_1 \sin(\Omega_1 t - \varphi_1) \\ y_{r3} &= R_2 \sin(\Omega_2 t) \\ y_{r4} &= R_2 \sin(\Omega_2 t - \varphi_2) \end{aligned} \quad (11)$$

其中,

$$\Omega_i = \frac{2\pi}{\lambda_i} V, \varphi_i = \frac{2\pi}{\lambda_i} L \quad (12)$$

R_i 和 λ_i ($i = 1, 2$) 分别表示左右两列导轨激励的振幅和波长。

2.2 建筑物摆动效应

高层建筑结构由于受到气流波动等环境因素的影响,建筑物常存在低频率、大幅值的摆动现象。由于建筑物的摆动,而对电梯产生振动等特性的影响称为电梯的建筑物摆动效应,该效应正被越来越多

的研究学者们所重视。一方面,由于建筑物的摆动使电梯曳引绳等悬挂绳索两端产生振动,研究曳引系统与电梯轿厢之间的耦合振动是其中的研究领域之一^[10]。另一方面,由于电梯的导轨通过支架与建筑井道固结,建筑物的自然摆动传递给电梯的导轨,引起导轨的相应摆动。本文侧重于分析建筑物摆动对电梯导轨激励带来的影响效应。

高层建筑的低频摆动可由振型函数 $\Psi(\eta)$ (如图 2 所示)来表示,基频模态下的振型函数 $\Psi(\eta)$ 可近似地用三次多项式来表示^[11]。

$$\Psi(\eta) = 3(\eta^2) - 2(\eta^3) \quad (13)$$

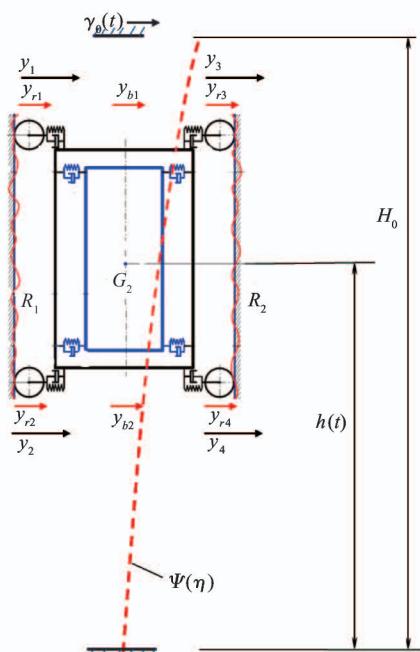


图 2 高层建筑轿厢水平振动动力学模型

式(13)中, η 为电梯轿厢所在高度与井道总高度的比值,即 $\eta = h/H_0$ 。图 2 中 γ_0 表示建筑物摆动效应下,位于顶层的电梯机房的横向水平位移量:

$$\gamma_0(t) = R_b \sin(\Omega_b t) \quad (14)$$

式(14)中, R_b 为位移幅值, Ω_b 为建筑物摆动的基础频率。对于钢架结构和钢筋混凝土剪力墙结构的高层建筑的基础频率,本文采用经验公式^[12]:

$$\Omega_b = \frac{20\pi}{N} \quad (15)$$

式中, N 是建筑物的楼层数, Ω_b 的计算单位是 rad/s。

基于上述,当电梯运行于第 N 层楼即井道高度

$h = N \times u$ 处位置时 (u 为层高,单位是 m), 相应位置的电梯导轨摆动可表示为

$$y_b = \Psi(\eta) \gamma_0(t) \quad (16)$$

2.3 导轨激励叠加

分析电梯的上行过程时,假设当电梯完成加速并恰好进入匀速上行时,具有初始提升高度 h_0 , 则:

$$\eta = (h_0 + vt)/H_0 \quad (17)$$

式中 v 为电梯的额定运行速度。

由式(14)~式(16)可得到建筑物在电梯运行位置处在水平方向的摆动满足方程:

$$y_b = (a_1 t^3 + a_2 t^2 + a_3 t + a_4) \sin(\Omega_b t) \quad (18)$$

式中, $a_1 = -2 \frac{v^3 R_b}{H_0^3}$, $a_2 = \frac{v^2 R_b}{H_0^3} (3H_0 - 6h)$,

$$a_3 = \frac{6vhR_b}{H_0^3} (H_0 - h)$$
, $a_4 = \frac{R_b}{H_0^3} (3H_0 h^2 - 2h^3)$

根据图 2,因建筑物摆动使固结与建筑物井道内的导轨对电梯轿厢的上下导靴处的水平激励(图中表示为 y_{b1} 和 y_{b2})可由 $h = h + L_1$ 和 $h = h - L_2$ 分别代入式(18)而得到。

根据振动叠加原理,导轨不平顺度和建筑物摆动可一并叠加为导轨对电梯轿厢的激励作用,用式(19)来表示。

$$\gamma_i = \gamma_{ri} + \gamma_{bj}, \begin{cases} i = 1, j = 1 \\ i = 2, j = 2 \\ i = 3, j = 1 \\ i = 4, j = 2 \end{cases} \quad (19)$$

3 案例仿真

3.1 计算方法

对于求解式(8)所示的常微分方程,通过模态分析部分算例可以得到解析解,但利用商用计算软件的数值方法进行求解亦不失为一种高效且通用性更好的常用做法。

加速度大小通常会被用作衡量电梯的振动特性,且其与乘客的乘梯舒适度密切相关。一般而言,衡量振动对人体产生影响时,振动的测量点位于振源与人体的接触部位^[13]。由于大部分电梯乘客均为站姿乘梯,因此本文以轿厢地板上表面中心点(设为点 S)的振动加速度作为电梯振动特性评价指

标。设轿厢地板中心点与轿厢质心之间的距离为 $p = 0.8 \text{ m}$, 则 S 点的加速度 acc 满足: $acc = \ddot{x} + p \ddot{\theta}$ 。

利用式(19)求解方程式(5)可以求得轿厢水平振动加速度变化。为了分析轿厢水平振动的激励来源, 分别假设 $R_i = 0 \text{ m}$ ($i = 1, 2$) 和 $R_b = 0 \text{ m}$ 两种情形, 亦可得到将导轨的不平顺度激励和导轨随建筑物摆动的激励分别作为轿厢振动的单一激励来源时轿厢水平振动特性。

3.2 仿真与分析

选取典型电梯参数: 轿厢架重量 $M_1 = 1646 \text{ kg}$, 轿厢体重量 $M_2 = 1950 \text{ kg}$, 轿厢架转动惯量 $I_{G1} = 1700 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 轿厢体转动惯量 $I_{G2} = 1605.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 上下导靴间距 $L = 3.64 \text{ m}$, 上导靴与轿架质心之间的距离 $L_1 = 2.622 \text{ m}$, 下导靴与轿架质心之间的距离 $L_2 = 1.018 \text{ m}$, 上减震垫与轿厢体质心之间的距离 $L_3 = 1.640 \text{ m}$, 下减震垫与轿厢体质心之间的距离 $L_4 = 1.360 \text{ m}$, 上减震垫与轿架质心之间的距离 $l_1 = 1.812 \text{ m}$, 下减震垫与轿架质心之间的距离 $l_2 = 1.188 \text{ m}$, 上下滚动导靴弹簧刚度和阻尼系数分别为 $k_i = 1.5 \times 10^4 \text{ N/m}$ 和 $c_i = 200 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ ($i = 1, 2, 3, 4$), 上下减震垫刚度和阻尼系数分别为 $k_i = 2 \times 10^5 \text{ N/m}$ 和 $c_i = 1500 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ ($i = 5, 6, 7, 8$)。

假设导轨不平顺度激励函数幅值 $R_i = 0.001 \text{ m}$ ($i = 1, 2$), 波长等于每一个单独导轨的标准长度 $\lambda_i = 5 \text{ m}$ ($i = 1, 2$)。建筑物顶层电梯机房处摇摆位移幅度为 $R_b = 0.01 \text{ m}$ 。以电梯上行为例, 设电梯运行到 4 楼时开始进入匀速提升阶段。对不同的电梯额定速度和不同的建筑楼层数(设层高 $u = 2.8 \text{ m}$)进行仿真。

(1) 仿真运行一台于 30 层的高层建筑井道内、额定速度为 5 m/s 的电梯, 可以得到轿厢水平振动变化曲线如图 3(a) 所示。由图可见, 当电梯运行于 10 层以下时由于导轨激励致使电梯水平振动, 其主要来源为导轨的不平顺度, 随着电梯的不断提升, 导轨随着建筑物的摇摆产生的激励效应越来越占据了主导作用。

(2) 仿真运行同样位于 30 层的高层建筑物内、但额定速度为 2.75 m/s 的电梯, 得到轿厢水平振动变化曲线如图 3(b) 所示。对比图 3(a) 和(b)发现,

当电梯额定速度改变时, 导轨不平顺度的激励产生了很大的变化。在图 3(b) 中, 由导轨不平顺度激励产生的电梯轿厢水平振动大幅度增加, 且成为了轿厢水平振动的主要来源。仿真结果显示, 额定速度为 2.75 m/s 时, 由导轨不平顺度单一来源产生的轿厢水平振动与额定速度为 5 m/s 时相比, 其振动有效值增加了近 4 倍(见表 1)。

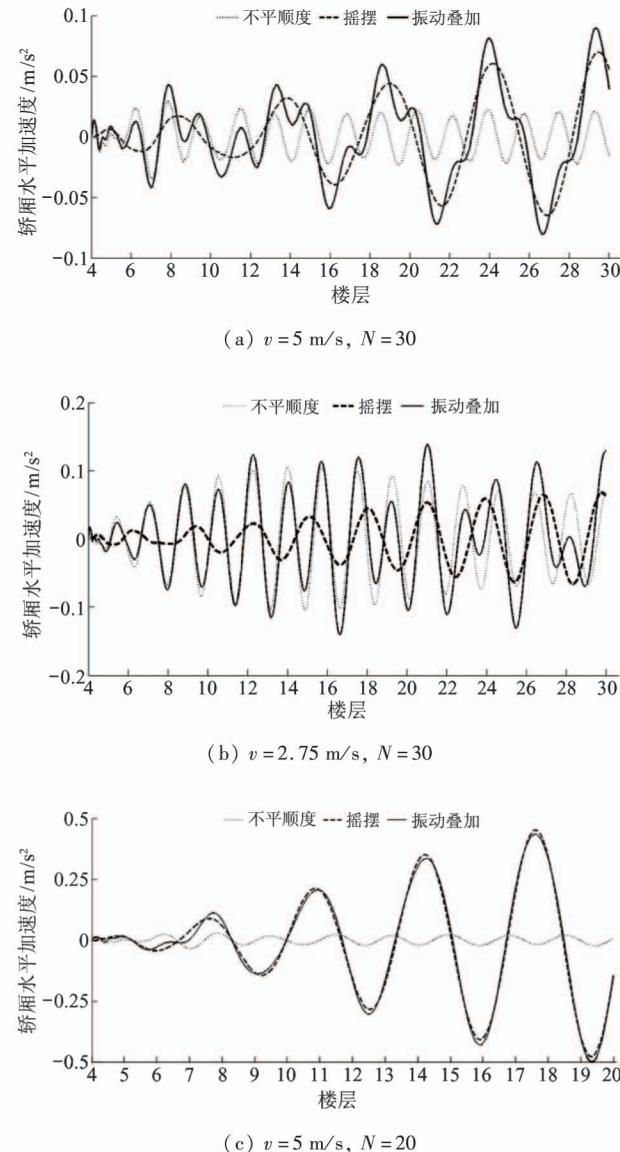


图 3 轿厢水平加速度时域变化曲线

(3) 仿真运行一台额定速度同样为 5 m/s 的电梯, 但改变建筑物楼层数由 30 减至 20 时, 得到轿厢水平振动变化曲线如图 3(c) 所示。根据仿真结果, 当楼层数为 20 层时, 因建筑物摇摆带来的导轨激励使轿厢水平方向产生的振动有了大幅度的增加, 并

明显成为了轿厢水平振动的主导原因,其加速度有效值增加了 6.72 倍(见表 2)。

表 2 轿厢水平振动加速度有效值对比

N	$v/\text{m/s}$	$R\alpha_r/\text{m/s}^2$	$R\alpha_b/\text{m/s}^2$	$R\alpha/\text{m/s}^2$
30	2.75	0.0575	0.0312	0.0646
30	5	0.0148	0.0321	0.0358
20	5	0.0149	0.2157	0.2177

注: $R\alpha_r$ 为由导轨不平顺度导致的轿厢振动水平加速度 RMS(Root Mean Square)有效值; $R\alpha_b$ 为由导轨随建筑物摆动导致的轿厢振动水平加速度 RMS 有效值; $R\alpha$ 为叠加后的轿厢振动水平加速度 RMS 有效值

由以上时域分析可见,对于同一台电梯在不同的高层建筑内运行,以及对于在同一高层建筑内运行的不同额定速度的电梯,轿厢水平振动呈现出不同的响应特性。根据式(12)前半式,不同的电梯额定速度使导轨不平顺度带来的激励频率产生变化;根据式(15),建筑物的基础频率会随着高度的变化而变化,从而使电梯导轨随之摆动的激励频率产生改变。当这两者接近电梯轿厢系统的固有频率时,将会引起轿厢水平方向振动的大幅度增加,甚至产生共振现象,极大地影响电梯的乘坐舒适度和安全性。

以上分析结合频域内轿厢水平振动功率密度谱曲线(图 4)可以再次得到验证。根据系统结构参数构成的质量矩阵和刚度矩阵计算系统的无阻尼特征

频率为: $f_1 = 0.59 \text{ Hz}$, $f_2 = 1.32 \text{ Hz}$, $f_3 = 4.75 \text{ Hz}$ 和 $f_4 = 7.69 \text{ Hz}$ 。显然对于水平加速度该系统固有频率对应了一阶特征频率,近似取 f_e 为 0.59 Hz。建筑物基础频率 f_b 和导轨不平顺度带来的激励频率 f_r 随着系统参数的改变而变化,当二者任一接近 f_e 时,将使得 f_e 附近的功率密度因共振效应而大幅增加。

根据前述分析(如图 3(a)所示),额定速度为 5 m/s 的电梯运行于 30 层建筑内时没有产生明显的共振效应。表现在频域中,图 4(a)的加速度功率密度曲线上存在有 3 个主峰,依次对应了 f_b 、 f_e 和 f_r 。在同样 30 层的高层建筑物内,当电梯的额定速度为 5 m/s 和 2.75 m/s 时,导轨不平顺度引起的激励频率 f_r 分别为 1 Hz 和 0.55 Hz,由于后者更接近系统固有频率 f_e ,使得图 3(b)中因导轨不平顺度引起的轿厢水平振动相对于图 3(a)大幅度增加,表现在功率密度曲线中,图 4(b)中 f_r 接近于 f_e 使功率谱密度峰值在 f_e 附近显著加大;对于总层数为 30 层和 20 层建筑物,其基础频率 f_b 分别为 0.33 Hz 和 0.5 Hz,由于后者更接近系统固有频率 f_e 使得图 3(c)中因导轨摆动激励引起的轿厢水平振动相对于图 3(a)大幅度增加,表现在功率密度曲线图 4(c)中, f_b 接近于 f_e 使 f_e 附近的功率谱密度峰值显著增强。由此可见,时域内的分析结果与频域内的分析结果是一致的,说明以上对不同案例的分析结果是正确的。

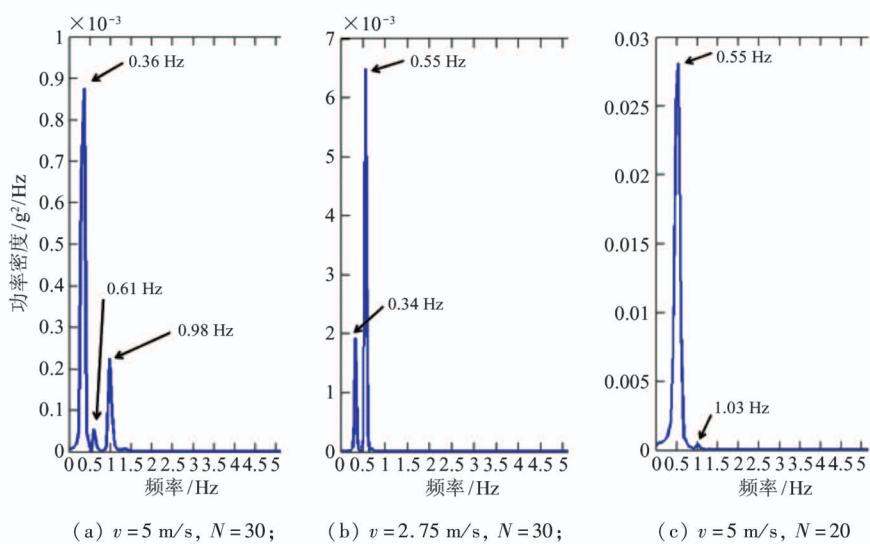


图 4 轿厢水平加速度功率密度曲线

改变梯速变量 v 从 2 m/s 至 8 m/s, 同时使建筑物楼层数 N 从 10 层变化至 40 层, 利用动力学模型计算得到该电梯轿厢水平振动加速度有效值响应曲面如图 5 所示。该电梯受导轨摆动激励, 在楼层数 $N=17$ 时系统一阶固有频率与建筑物基础频率一致而产生了共振; 在梯速为 3 m/s 和梯速为 6.6 m/s 时, 由导轨不平顺度引起的激励频率分别与系统的二阶和三阶频率一致而产生共振。由此可见, 利用所构建的动力学模型进行参数合理优化, 可避开潜在的不合理区域。

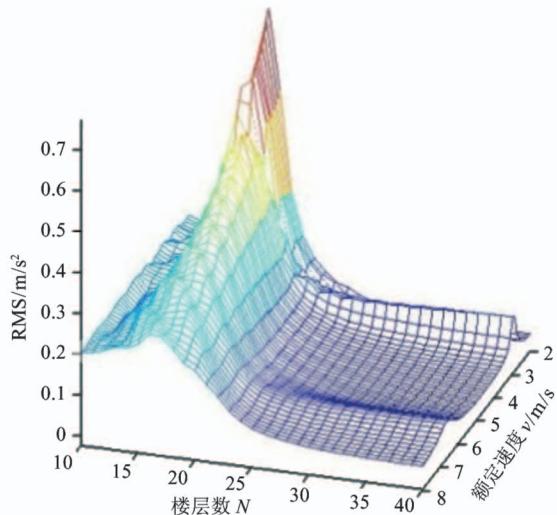


图 5 轿厢水平振动加速度有效值响应曲面

4 结 论

本文新构建了一种导轨激励下轿厢水平振动动力学模型, 针对于高层建筑该模型综合考虑了因导轨表面不平顺度和因建筑物的自然摇摆通过导轨给电梯带来的激励效应, 并对不同案例进行了仿真计算和综合分析, 得到了如下结论:

(1) 导轨激励下高层建筑中的电梯轿厢水平振动, 其主要由导轨表面的不平顺度和导轨随建筑物可能产生的摇摆所致。当电梯运行于低楼层时, 导轨不平顺度产生的激励是轿厢水平振动的主要因素, 但随着电梯提升高度的增加, 若存在建筑物摇摆则因此带来的导轨摆动激励将会逐渐占据为振动的主导因素。

(2) 对于高层建筑的电梯, 在电梯设计和电梯合同工程配置阶段, 应该充分考虑电梯的设计参数

和建筑物自身振动特性, 避免产生可能带来的共振效应, 以改善乘坐舒适性和增强安全性。

通过本文构建的动力学模型, 可以很好地预测高层建筑内电梯轿厢在导轨激励下的水平振动响应特性。运用该模型对于评价和改善电梯的振动特性和乘坐舒适性具有很好的指导作用。

参 考 文 献

- [1] 杜宇婷, 金华强, 顾江萍, 等. 小型全封闭压缩机典型故障壳体振动特性实验研究 [J]. 高技术通讯, 2019, 29(12): 1255-1268
- [2] Andrew J P, Kaczmarczyk S. Systems Engineering of Elevators [M]. Mobile, USA: Elevator World, Inc., 2011: 277
- [3] 夏冰虎, 史熙. 导轨激励下电梯水平振动的动力学建模 [J]. 机械制造与自动化, 2012, 41(5): 161-165
- [4] 包继虎. 高速电梯提升系统动力学建模及振动控制方法研究 [D]. 上海: 上海交通大学机械与动力工程学院, 2014: 63-76
- [5] Santo D R, Balthazar J M, Tusset A M, et al. On nonlinear horizontal dynamics and vibrations control for high-speed elevators [J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(5): 825-838
- [6] 朱明, 张鹏, 朱昌明, 等. 电梯轿厢和导轨耦合系统的地震响应分析 [J]. 地震工程与工程振动, 2013, 33(4): 183-188
- [7] 王文, 钱江, 张安莉. 电梯轿厢-导靴-导轨耦合振动建模与仿真分析 [J]. 力学季刊, 2018, 39(1): 107-116
- [8] 冯永慧, 刘锦运, 赵艳娥, 等. 高速电梯水平振动的鲁棒控制 [J]. 机械强度, 2008, 30(2): 189-194
- [9] Zhang Q, Yang Y H. Analysis of transverse vibration acceleration of a high-speed elevator with random parameters under random excitation [J]. Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, 2017, 61(3): 153-160
- [10] Crespo R S, Kaczmarczyk S, Picton P, et al. Modelling and simulation of a stationary high-rise elevator system to predict the dynamic interactions between its components [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 137(1): 24-45
- [11] Kaczmarczyk S, Iwankiewicz R. Gaussian and non-Gaussian stochastic response of slender continua with time-varying length deployed in tall structures [J]. Inter-

- national Journal of Mechanical Sciences, 2017, 134:
500-510
- [12] Rossmann J S, Dym C L, Bassman L. Introduction to Engineering Mechanics [M]. The 2nd Edition. Boca Raton, USA: CRC Press, 2015: 1-3
- [13] International Organization for Standardization. ISO2631-1:1997 Mechanical vibration and shock—Evaluation of human exposure to whole-body vibration—Part 1: General requirements [S]. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization, 1997

Lateral vibration responses of an elevator in a tall building due to excitations from the guild rails

Chen Liang^{* **}, Li Bainian^{**}

(^{*} College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023)

(^{**} Department of Advanced Manufacturing and Transportation, Hangzhou Wanxiang Polytechnic, Hangzhou 310023)

Abstract

With the rise of building height and the continuous increase of elevator speed, the vibration of elevator presents complex characteristics under the excitation of multiple factors. The lateral vibration of elevators directly affects the comfort and safety of elevators. To study dynamic characteristic of lateral vibration on high-speed elevators running in tall buildings due to excitation from guild rails, a more suitable dynamic model is developed. In this model, the excitation from irregularity of the guild rails and their sway effect due to the tall buildings are combined. The model is used to simulate a series of elevators in typical tall buildings. The acceleration of the car is compared and analyzed both in time and frequency domains and the vibration acceleration response surface is obtained. It is shown that with this model applied, the lateral dynamic response of an elevator car due to excitations from guide rails in tall buildings can be predicted. The results presented in this paper may provide reference and guidance to inform the elevator design and elevator configuration to improve the ride-comfort and safety.

Key words: tall building, high-speed elevator, dynamic response, lateral vibration, guide rail