

基于 VPT 高速电梯性能分析及动力学参数优化^{*}

林 尧^{1,2}, 刘艳斌¹, 伍 辉¹, 黄耀志¹

(1. 福州大学机械工程学院 福州, 350106) (2. 福建省特种设备检验研究院 福州, 350008)

摘要 高速电梯在水平和垂直方向的振动是影响舒适感的主要因素。为了提高舒适型并缓解振动和冲击对电梯内部仪器的影响,对电梯振动的动力学参数进行了优化。通过虚拟样机技术(virtual prototype technology, 简称 VPT)在虚拟样机中完成对高速电梯运行过程中速度和加速度的仿真分析;运用灵敏度分析法,分别通过固有频率分析和信号频域分析对影响电梯系统垂直和水平方向的振动动力学参数进行了优化。仿真结果显示,优化后的电梯系统垂直方向的振动加速度由原来的 1.12 m/s^2 降为 1.04 m/s^2 ,轿厢水平方向的振动加速度小于 0.1 m/s^2 ,使垂直和水平方向的振动加速度最大幅减小,提高了电梯的乘坐舒适感,为高速电梯系统的优化设计与研发提供一条有效途径。

关键词 虚拟样机技术; 高速电梯; 动态性能; 动力学参数; 仿真

中图分类号 TH227

引 言

随着国内经济迅猛发展,高层建筑逐年增加,作为高层建筑中必不可少的垂直运行运输工具,高速电梯的应用范围越来越广泛^[1-2]。高速电梯在整个运行过程中会产生比普通电梯大得多的机械振动和冲击,特别是电梯的低频振动会引起乘坐人员情绪的不安,强烈的振动还会缩短电梯内部仪器寿命并且严重影响其平层精度,导致安全事故的发生^[2-3]。因此,有必要对电梯的动力学参数进行优化,以减轻电梯振动对乘客的影响,提高乘坐的舒适性。

VPT 的发展使人们通过建立虚拟样机模型来模拟实际运动,可以直观、方便地对动力学参数进行调整优化。现有文献大多只对电梯的局部进行优化,且大多研究只是在时域领域分析上,没有在频域内讨论^[4-5]。笔者通过一种型号的电梯产品,结合 SolidWorks 和 ADAMS 等软件建立虚拟样机模型,并模拟电梯在实际工况下的运行,采用时域及频域分析轿厢在垂直和水平方向上的振动加速度信号,并通过灵敏度分析优化其动力学参数,以提高高速电梯的动态性能。

1 电梯虚拟样机模型建立

电梯是指动力驱动,利用刚性导轨运行的箱体

或者沿固定线路运行的梯级(踏步)进行升降或者平行运送人、货物的机电设备,包括人(货)电梯、自动扶梯、自动人行道^[6]。目前,国内常见的电梯为曳引式电梯。在实际应用中,高速电梯曳引系统的曳引比多为 1:1,基本结构如图 1 所示。图 1 中,曳引钢丝绳的一端与轿厢顶部固定连接,另一端与对重架连接。轿厢靠钢丝绳与轮槽间的摩擦力沿着导轨上下移动。笔者通过 SolidWorks 分别建立轿厢模型、钢丝绳模型、导靴模型以及补偿装置模型。为了能够进行运动仿真,对电梯系统添加了绳头弹簧、轿底橡胶、导靴弹簧等柔性元件和其余旋转副、固定副等约束后,虚拟样机就可建立,其相应的动力学参数随之确定,可对整机模型进行动态性能仿真。电梯的虚拟样机模型如图 2 所示。

2 电梯整机模型仿真

现有电梯运行过程的速度曲线由电器调速系统给定,中高档的高层电梯一般采用微机调压调速系统或变频调压调速系统,主要采用三角函数形速度驱动^[7-8]。考虑高速电梯样机模型在起始时刻系统的不稳定性,在仿真开始前 1 s 设置速度 $v=0 \text{ m/s}$,等系统稳定后电梯才开始加速启动。

由于轿厢振动是直接影响电梯乘坐舒适性的主要原因,是评价电梯动力性能的主要指标之一,运用

^{*} 国家质检总局科技资助项目(2010QK031,2010QK049)
收稿日期:2014-06-24;修回日期:2014-07-19

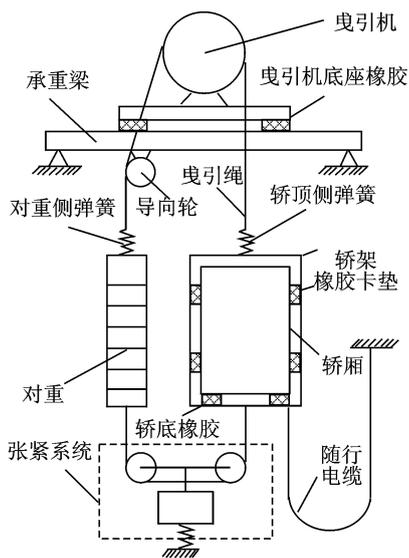


图 1 电梯的物理模型

Fig. 1 Physical model of the elevator



图 2 电梯的虚拟样机模型

Fig. 2 Virtual prototype model of the elevator

ADAMS 软件仿真轿厢的整体运行速度、加速度曲线如图 3,4 所示。轿厢在垂直和水平方向上的振动加速度如图 5,6 所示。

由图 3,4 可知,轿厢整体总的运行时间为 24 s,其在 0 到 1 s 为静止,1 s 到 6.23 s 为加速启动,6.23 s 到 18 s 电梯稳定运行,18 s 到 23.23 s 为减速制动,并在 23.23 s 停止。从图 4 可以看出,当电梯运行到 3.75 s 时,加速度达到最大值 1.12 m/s²。从图 5 可以看出,电梯在运行过程中加减速阶段的振动大于匀速阶段的振动,且运行到 5.24 s 时垂直振动加速度达到最大值 22.7 cm/s²。由图 6 可知,当电梯运行至第 5.45 s 时,水平方向的振动加速度达到整个运行过程的最大值 13.7 cm/s²。根据标准^[6],当电梯额定速度为 2.0~6.0 m/s 时,其加速启动和减速制动阶段的加速度不应小于 0.7 m/s²;

轿厢运行在恒加速度区域内垂直(z 轴)振动最大峰值应不大于 30 cm/s²,A95 峰峰值不应大于 20 cm/s²,水平振动加速度最大峰峰值应不大于 20 cm/s²,A95 峰峰值不应大于 15 cm/s²。

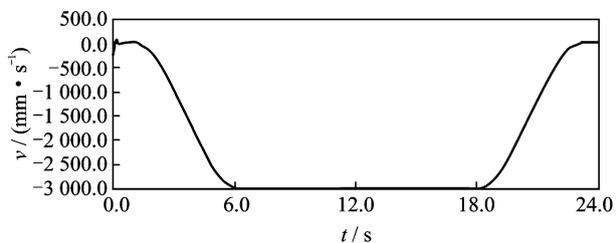


图 3 轿厢整体的运行速度

Fig. 3 The running velocity of elevator car

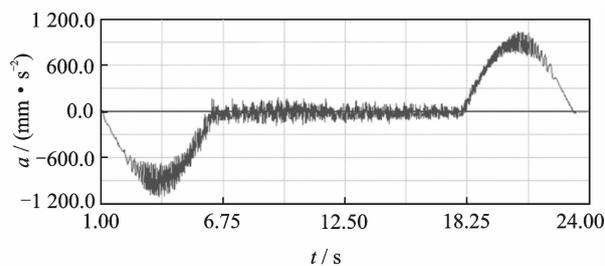


图 4 轿厢整体的运行垂直加速度

Fig. 4 The vertical running acceleration of elevator car

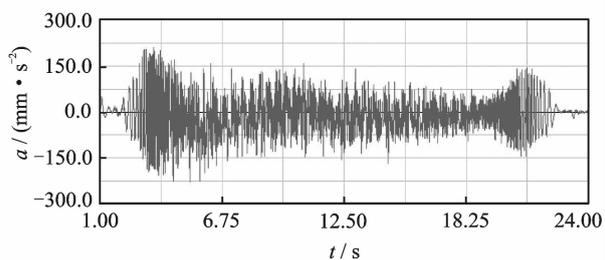


图 5 轿厢垂直方向的振动加速度

Fig. 5 The vertical vibration acceleration of elevator car

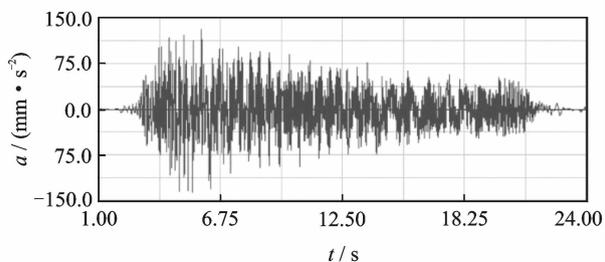


图 6 轿厢水平方向的振动加速度

Fig. 6 The horizontal vibration acceleration of elevator car

3 振动加速度分析及参数优化

电梯垂直方向振动一般有很强的谐波性,且机

械系统的振动很大程度上都是由激励频率接近固有频率导致共振引起的。对于电梯水平振动来说,一般不具有谐波性^[9]。因此,在分析电梯振动加速度时,对于垂直和水平方向上的振动应采用不同的分析方法。

3.1 垂直方向振动

3.1.1 固有频率分析

图 7 为曳引比为 1 : 1 的电梯垂直振动动力学模型,利用拉格朗日第二方程建立电梯垂直方向的振动方程为

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial x_i} + \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial x_i} + \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial \dot{x}_i} = \mathbf{Q}_i \quad (1)$$

其中: \mathbf{T}, \mathbf{V} 和 \mathbf{D} 分别为电梯系统的动能、势能和耗散能; x_i 和 q_i 分别对应第 i 个自由度的广义位移和广义外力。

整理式(1)得到系统的自由振动方程为

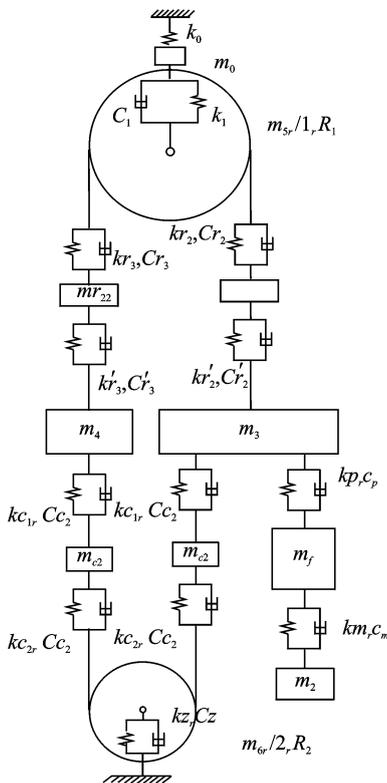


图 7 电梯垂直振动动力学模型

Fig. 7 Elevator vertical vibration dynamics model

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = 0 \quad (2)$$

其中: $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$ 分别为电梯系统的质量矩阵,阻尼矩阵和刚度矩阵。

忽略阻尼,将式(2)简化为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = 0 \quad (3)$$

采用广义特征向量法求取特征值,分别求出系统的固有频率,如表 1 所示。

表 1 电梯在不同层站时垂直方向上的固有频率

Tab. 1 The natural frequency in the vertical direction in different layers of the statio

阶数	最底层	中间层	最高层
1	2	1.94	1.9
2	4.2	4.1	4
3	9.5	9.45	9.5
4	14.3	14.29	14.3
5	29.1	29.72	29.1
6	55.1	79.16	55
7	63.7	83.39	64.3

3.1.2 垂直振动频谱分析

由于时域分析不能够分析出振动加速度是由不同的频率信号组成,所以须在频域中对振动加速度信号进行分析。图 8 为图 5 垂直方向上的振动加速度经过快速傅里叶变换得到的频谱图。可以看出,电梯在垂直方向上的振动频谱中有一个主振加速度,主振频率为 30 Hz,此时加速度为 20.3 mm/s²,这与曳引轮转动频率 1.69 Hz 的 18 倍接近,且与电梯第 5 阶固有频率相近(见表 1),因而可认为电梯的振动加速度过大是由于系统共振引起的。可选定垂直方向上的振动动力学参数设计变量为:曳引机底座橡胶刚度、轿厢绳头弹簧刚度、轿底橡胶刚度、对重绳头弹簧刚度和张紧装置阻尼器刚度、轿厢侧补偿绳头弹簧刚度、对重侧补偿绳头弹簧刚度。

表 2 为电梯垂直方向的振动系统第 5 阶固有频率随设计变量变化的变化值。其中: Δ 为固有频率的变化范围; N 为经无量纲化处理后的固有频率变化范围。由表 2 可知,不同动力学参数的变化对电梯系统第 5 阶固有频率的影响不同,曳引机底座橡胶刚度、轿底橡胶刚度和轿顶弹簧刚度对系统第 5 阶固有频率的影响较大。因此,将曳引机底座橡胶刚度从 2.82×10^7 N/m 改为 1.43×10^7 N/m,轿底弹簧刚度从 2.4×10^6 N/m 改为 1.2×10^6 N/m 的弹簧,将轿顶弹簧刚度从 1.2×10^6 N/m 改为 1.0×10^6 N/m,得到优化后电梯垂直方向的固有频率如表 3 所示。由表 3 可知,第 5 阶固有频率变为 22 Hz 左右,能有效减少电梯系统垂直方向上的共振。

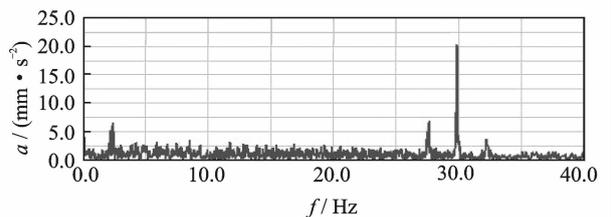


图 8 电梯在垂直方向上的振动频谱

Fig. 8 Elevator vibration spectrum in the vertical direction

表 2 电梯垂直方向振动系统第 5 阶固有频率随设计变量变化值

Tab. 2 The 5th natural frequencies of elevator vertical vibration system changes with design variables

曳引机底座橡胶刚度/(N·mm ⁻¹)	7 150	14 300	21 450	28 200	Δ	N
固有频率值/Hz	16.34	21.81	26.14	29.62	13.28	0.448
轿厢绳头弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	500	1 000	2 000	4 000	Δ	N
固有频率值/Hz	29.36	29.62	30.08	30.80	1.44	0.047
轿底橡胶刚度/(N·mm ⁻¹)	800	2 400	5 000	10 000	Δ	N
固有频率值/Hz	28.81	29.62	32.83	33	4.19	0.127
对重绳头弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	500	1 000	2 000	4 000	Δ	N
固有频率值/Hz	29.35	29.62	30.10	30.87	1.52	0.049
张紧装置阻尼器刚度/(N·mm ⁻¹)	800	2 400	5 000	10 000	Δ	N
固有频率值/Hz	29.62	29.62	29.62	29.63	0.01	0
轿厢侧补偿绳头弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	500	1 000	2 000	4 000	Δ	N
固有频率值/Hz	29.62	29.62	29.62	29.62	0	0
对重侧补偿绳头弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	500	1 000	2 000	4 000	Δ	N
固有频率值/Hz	29.62	29.63	29.64	29.65	0.03	0.001

表 3 优化后电梯在垂直方向的固有频率

Tab. 3 The natural frequency of the elevator in the vertical direction after optimization

阶数	最底层	中间层	最高层
1	1.9	1.92	1.9
2	4.1	4.03	4
3	8.9	8.88	8.9
4	10.9	10.88	10.9
5	21.7	21.81	21.7
6	53.8	78.96	54
7	63.7	83.39	64.3

3.2 水平方向振动

3.2.1 水平振动模型

如图 9 所示,假设 $Oxyz$ 是电梯井道中的绝对坐标系, $O_x y_f z_f$ 为相对于轿厢架质心 O_f 的相对坐标系。将系统的静平衡位置当作系统的初始状态,设轿厢架在外力 F_i^f 作用下发生的位置变化为 $\mathbf{X}_{Oxyz}^f = (x_o^f, y_o^f, z_o^f, \theta_{ox}^f, \theta_{oy}^f, \theta_{oz}^f)$,则轿厢架的六自由度运动微分方程为

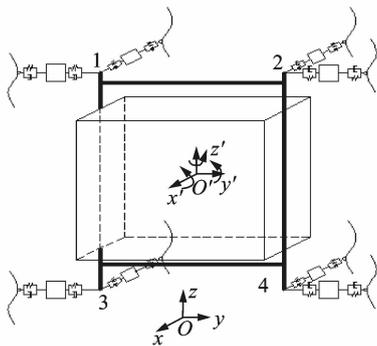


图 9 电梯水平振动模型

Fig. 9 Elevator horizontal vibration model

$$\begin{cases}
 m^f \ddot{x}_o^f = \sum_{i=1}^4 F_{xi}^f \\
 m^f \ddot{y}_o^f = \sum_{i=1}^4 F_{yi}^f \\
 m^f \ddot{z}_o^f = \sum_{i=1}^4 F_{zi}^f \\
 J_{O_x}^f \ddot{\theta}_{O_x}^f = \sum_{i=1}^4 F_{yi}^f (-l_{zi}^f) + \sum_{i=1}^4 F_{zi}^f l_{yi}^f \\
 J_{O_y}^f \ddot{\theta}_{O_y}^f = \sum_{i=1}^4 F_{xi}^f l_{zi}^f + \sum_{i=1}^4 F_{zi}^f (-l_{xi}^f) \\
 J_{O_z}^f \ddot{\theta}_{O_z}^f = \sum_{i=1}^4 F_{xi}^f (-l_{yi}^f) + \sum_{i=1}^4 F_{yi}^f l_{xi}^f
 \end{cases} \quad (4)$$

当 $1 \leq i \leq 4$ 时, F_i^f 为导轨不平顺度通过导靴作用于轿厢架的力;以 1 点的 y 方向为研究对象,对导轨导靴子系统分析模型进行分析,建立如图 10 所示的导轮动力学模型。图 10 中: m_{1y}^f 表示 1 点对应 y 方向上导轮的质量; y_{1y} 为 y 方向上的位移; k_{1y}^f 为导轮与轿架相连弹簧的刚度; c_{1y}^f 为导轮与轿架之间的等效阻尼; y_{1e} 为轿架上 1 点处在 y 方向上的位移; k_{1y}^g 为导轮与轨道之间的等效接触刚度; c_{1y}^g 为导轮与轨道之间的等效阻尼; y_{1w} 为轨道 y 方向上的位移。

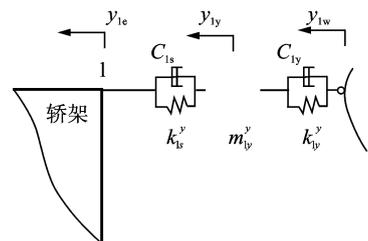


图 10 导轮动力学模型

Fig. 10 Elevator horizontal vibration model

根据图 10 中 1 点的导轮动力学模型,在坐标系 $Oxyz$ 中建立导轮的微分方程为

$$m_{1r} \ddot{y}_{1r} = [k_{1r}^y (y_{1w} - y_{1r}) + c_{1r}^y (\dot{y}_{1w} - \dot{y}_{1r})] - [k_{1e}^y (y_{1r} - y_{1e}) + c_{1e}^y (\dot{y}_{1r} - \dot{y}_{1e})] \quad (5)$$

同理,列出 x 方向上导轮微分方程,将式(5)代入式(4),得到电梯水平方向的振动方程为

$$\mathbf{M}_0 \ddot{\mathbf{X}}_0 + \mathbf{C}_0 \dot{\mathbf{X}}_0 + \mathbf{K}_0 \mathbf{X}_0 = \mathbf{F}_0 \quad (6)$$

3.2.2 水平振动的频谱分析

与垂直振动相比,电梯的水平振动一般不具有谐波性,通过其固有频率分析其振动显然不合适,因而可对水平振动进行频谱分析^[10]。图 11 为图 6 中电梯振动加速度经快速傅里叶变换得到的频域曲线。可以看出,电梯水平振动频谱中有一个主振频率为 28.8 Hz,值为 12.5 mm/s² 的主振加速度。水平振动加速度是由不同频率信号组成的,要使水平振动减小,就应该使主振频率上的加速度减小。因此,可以从影响电梯水平振动的主要因素对主振加速度的影响出发,分析电梯水平振动。

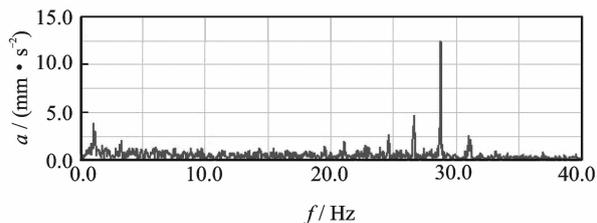


图 11 电梯水平方向上的振动频谱

Fig. 11 Vibration spectrum elevator in the horizontal direction

笔者将影响高速电梯水平振动的主要因素(导轨导靴接触刚度、曳引机底座橡胶刚度、轿厢绳头弹簧刚度、轿底橡胶刚度、导靴弹簧刚度)作为设计变量。目标值为图 11 中水平方向主振频率上的加速度值。通过运动仿真分析,得到如表 4 所示的各因素对水平振动的影响。表中: Δ 为加速度值的变化范围; N 为经无量纲化处理后的加速度值的变化范围。可以看出,对水平振动影响程度从大到小排序为导靴弹簧刚度>轿厢绳头弹簧刚度>导轨导靴接触刚度>曳引机底座橡胶刚度>轿底橡胶刚度。可

表 4 各影响因素对电梯水平方向的振动加速度的影响

Tab. 4 Impact of each factor on the horizontal elevator vibration acceleration

导轨导靴接触刚度/(N·mm ⁻¹)	100	200	400	800	Δ	N
加速度值/(mm·s ⁻²)	12.5	11.38	11.41	11.28	1.22	0.098
曳引机底座橡胶刚度/(N·mm ⁻¹)	7 150	14 300	21 450	28 200	Δ	N
加速度值/(mm·s ⁻²)	12.67	12.27	11.49	12.5	1.18	0.093
轿厢绳头弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	800	1 000	1200	1 400	Δ	N
加速度值/(mm·s ⁻²)	11.66	11.03	12.5	10.72	1.78	0.142
轿底橡胶刚度/(N·mm ⁻¹)	800	1 200	1 600	2 400	Δ	N
加速度值/(mm·s ⁻²)	12.5	12.46	12.5	12.5	0.04	0.003
导靴弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	60	80	100	120	Δ	N
加速度值/(mm·s ⁻²)	10.56	11.96	12.5	11.85	1.94	0.155

见,轿底橡胶刚度的变化对水平方向的振动加速度几乎没有影响。各因素对轿厢水平振动的影响不是线性的,根据表 4 对这些参数进行优化分析,将导轨导靴接触刚度从 1.0×10^5 N/m 变为 8.0×10^5 N/m,导靴弹簧刚度从 1.0×10^5 N/m 变为 6.0×10^4 N/m。

3.3 电梯优化结果

将优化后的动力学参数输入电梯虚拟样机模型,不改变其他仿真参数,得到优化后的电梯垂直加速度图、垂直振动加速度图、振动加速度快速傅里叶变换图、水平振动加速度图和振动加速度快速傅里叶变换如图 12~16 所示。

从图 16 可知,优化后电梯的垂直运行加速度最大值从 1.12 m/s² 降到了 1.04 m/s² (图 12),优化后轿厢垂直振动加速度在加减速阶段明显减小,并

且都小于 15 cm/s² (图 13),其主振频率上的振动加速度值从 20.3 mm/s² 下降到 17.4 mm/s² (图 14);优化后轿厢水平振动加速度都小于 10 cm/s² (图 15),轿厢水平方向上的主振频率上的振动加速度值从 12.5 mm/s² 下降到 10.5 mm/s² (图 16)。仿真结果显示,电梯的各项动态特性指标相对于优化前都有较大改善,且符合高品质电梯的标准要求。

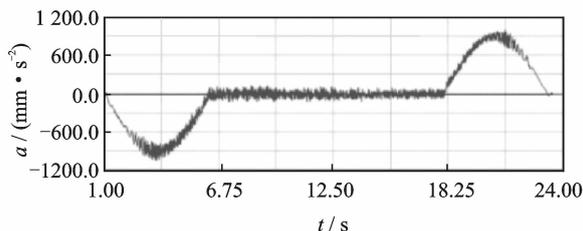


图 12 经优化后轿厢垂直方向的运行加速度

Fig. 12 The running vertical acceleration after optimization

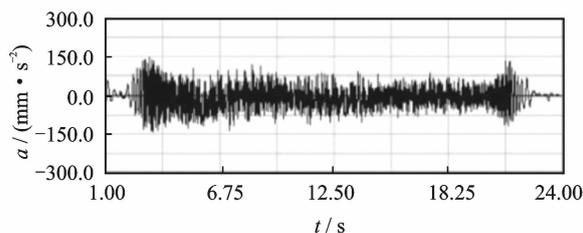


图13 经优化后轿厢垂直方向的振动加速度

Fig. 13 The vibration acceleration in the vertical direction after optimization

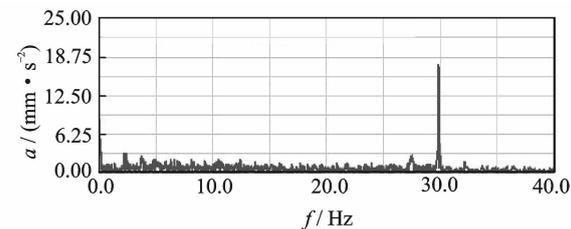


图14 经优化后垂直方向的振动加速度频谱

Fig. 14 The spectrum of the vibration acceleration in the vertical direction after optimization

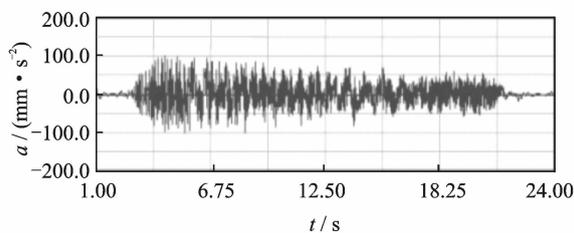


图15 经优化后水平方向的振动加速度

Fig. 15 The vibration acceleration in the horizontal direction after optimization

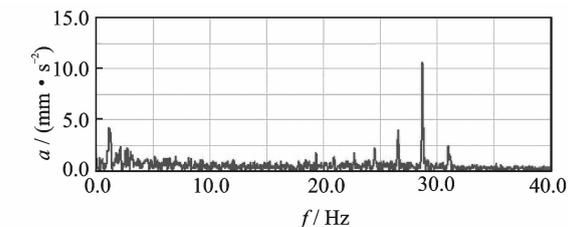


图16 经优化后轿厢水平振动加速度频谱

Fig. 16 The spectrum of horizontal vibration acceleration after optimization

4 结束语

通过 SolidWorks 软件建立电梯虚拟样机模型,结合 ADAMS 软件对高速电梯轿厢进行了动力学分析。通过建立电梯系统在垂直和水平方向上的振动力学模型,以减小垂直和水平方向的振动加速度值为目标,采用灵敏度分析对电梯动力学参数进行优化。仿真结果可知,优化后轿厢垂直振动加速度

的最大值小于 0.15 m/s^2 ,水平方向的振动加速度的最大值小于 0.1 m/s^2 ,符合高品质电梯的标准要求,这为高速电梯系统的设计与研发提供了一条有效途径。

参 考 文 献

- [1] Nai K, Forsythe W, Goodall R M. Improving ride quality in high-speed elevators[J]. World Elevator, 1997,45(6):88-93.
- [2] Noguchi N, Arakawa A, Miyata K, et al. Study on active vibration control for high-speed elevators[J]. Journal of System Design and Dynamics, 2011, 1(5): 164-179.
- [3] 姜健,李国强,郝坤超. 拉索平面内自由振动影响因素分析[J]. 振动、测试与诊断, 2009,29(3):308-312. Jiang Jian, Li Guoqiang, Hao Kunchao. Analysis of influencing factors on free in-plane vibration of tensile cable[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(3):308-312. (in Chinese)
- [4] 马幸福. 基于虚拟样机技术的高速电梯系统动态特性仿真研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2009.
- [5] 尹纪财. 中高速电梯曳引系统振动问题的研究[D]. 苏州: 苏州大学, 2011.
- [6] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB/T 10058—2009 电梯技术条件[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [7] 伍辉,刘艳斌. 基于虚拟样机技术的高速电梯动态性能分析与优化[J]. 图学学报, 2013,34(16): 98-106. Wu Hui, Liu Yanbin. Dynamic performance analysis and optimization of high-speed elevator based on virtual prototype technology [J]. Journal of Graphics, 2013, 34(16):98-106. (in Chinese)
- [8] 刘文,刘艳斌,张星. 基于虚拟样机技术的电梯动态设计与优化[J]. 图学学报, 2012,33(6):82-88. Liu Wen, Liu Yanbin, Zhang Xing. High-speed elevator system dynamic simulation research based on virtual prototype technology [J]. Journal of Graphics, 2012, 33(6):82-88. (in Chinese)
- [9] Lorschbach G P. Analysis of elevator ride quality, vibration[J]. Elevator World, 2003, 51(6): 110-111, 113.
- [10] 冯永慧. 高速电梯水平振动主动控制研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2008.



第一作者简介:林尧,男,1971年12月生,高级工程师。主要研究方向为电梯及起重设备的故障诊断和检验方法等。曾发表《Integrated test system based on instrument control technology for elevator control system》(《2010 Second International Conference on Test and Measurement》Phuket, Thailand: [s. n.], 2010)等论文。

E-mail: 417770734@qq.com