DOI: 10.3901/JME.2020.04.201

高速列车牵引电机冷却风机悬挂参数选择*

贺小龙¹ 罗天洪¹ 王盛学¹ 伍国果¹ 唐帮备¹ 汪群生²

(1. 重庆文理学院机电工程学院 重庆 402160;

2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031)

摘要: 为了获得最优高速列车牵引电机冷却风机双层悬挂参数,对轮轨和设备激励共同作用下的风机悬挂参数选择进行研究。建立车辆-设备动力学模型,并对系统振动响应进行积分求解,探讨刚、弹性悬挂,单、双层悬挂风机的振动特性。根据风机、框架悬挂参数对系统振动特性的影响筛选出最优悬挂参数取值范围,基于风机、框架悬挂参数匹配关系确定最佳悬挂频率比。研究表明,风机系统悬挂参数对车辆舒适度影响较小,但会影响风机系统振动,风机采用双层弹性悬挂能显著降低自身振动,当框架悬挂频率比取 0.7~0.9,风机悬挂频率比取 1.8~2.0 时风机系统能获得较好振动水平。根据悬挂参数匹配关系,最终确定风机、框架最优悬挂频率比分别为 1.8、0.9。

关键词: 高速列车; 车辆设备耦合系统; 双层悬挂; 振动烈度; 舒适度; 悬挂参数

中图分类号: U270

Suspension Parameters Selection of Traction Motor Cooling Fan for High Speed Train

HE Xiaolong¹ LUO Tianhong¹ WANG Shengxue¹ WU Guoguo¹
TANG Bangbei¹ WANG Qunsheng²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Chongqing University of Arts and Sciences, Chongqing 402160;

2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)

Abstract: In order to obtain the optimal double-layer suspension parameters of traction motor cooling fan for high-speed train, the selection of the fan suspension parameters is studied under the combination of wheel rail and equipment excitation. The dynamic model of vehicle and equipment is established and the system vibration response has been solved by integral method. According to the influence of fan and frame suspension parameters on the vibration characteristics of the system, the value range of the optimal suspension parameters are selected, and the optimal suspension frequency ratio is determined based on the matching relationship between fan and frame suspension parameters. The results show that the suspension parameters of the fan system have little influence on the comfort of the vehicle, but can affect the vibration of the fan system. The double-layer elastic suspension can significantly reduce the vibration of the fan system itself. When the frame suspension frequency ratio is set at 0.7-0.9 and the fan suspension frequency ratio is set at 1.8-2, the fan system can achieve a better vibration level. According to the matching relation of hanging parameters, the optimal hanging frequency ratio of fan and frame is determined to be 1.8 and 0.9 respectively.

Key words: high speed train; vehicle equipment coupling system; double suspension; vibration severity; ride comfort; suspension parameters

0 前言

高速列车牵引电机冷却风机一般吊装在高速动车组转向架旁边的设备舱内^[1],通过送风带与转向

架上的牵引电机相连接,以给牵引电机供风冷却(图1)。冷却风机采用弹性悬挂不仅能减小风机悬吊机构振动过大对自身疲劳强度的影响,还能保证风机自身与供风道有足够的相对位移量。牵引电机冷却风机自身质量虽小,但是自身激励较大。在车辆轮轨激励和风机转子旋转激励下,冷却风机的振动将变得十分复杂,如果风机悬挂参数设计不合理,将严重影响冷却风机甚至是牵引电机的正常工作,故合理设计风机悬挂参数十分重要。

* 国家重点研发计划(2016YFB1200505)、重庆市教育委员会科学技术研究(KJQN201901323)、重庆文理学院人才引进(R2019FID02)和重庆市自然科学基金面上项目(cstc2019jcyj-msxmX073)资助项目。20190322 收到初稿,20190905 收到修改稿

图1 某型高速列车牵引电机冷却风机图

国内外鲜有学者对牵引电机冷却风机悬挂参数设计进行研究:李瑜等^[2]针对带有减振器的牵引电机冷却风机利用有限元仿真方法求解了风机固有频率并将仿真结果和简化测试相结合,解决了冷却风机研制过程中因出现振动过大导致的故障;周辉等^[3]对某型高速列车冷却风机的两组隔振器及两种风机型号进行台架试验,计算出风机的振动烈度及隔振器的加速度传递率,选取出隔振效果较好的一组并进行线路运行试验,并根据隔振效果选择出合适的风机型号以及隔振系统。目前对于牵引电机冷却风机悬挂参数设计大都基于隔振理论设计风机的悬挂频率,再根据悬挂频率确定出隔振器的刚度。该设计方法中并未考虑在轮轨激励和设备自身激励共同作用下车辆设备的耦合振动特性,并不能较好地指导高速列车冷却风机一类设备悬挂参数设计。对此,本文从车辆设备建模角度出发,利用数值积分的方法求解了车辆设备系统的振动响应,接着探讨了冷却风机悬挂形式以及悬挂参数对车辆设备系统振动的影响关系,从而为冷却风机一类小质量有源设备的悬挂参数设计提供指导。

1 车辆设备系统建模

1.1 车辆设备模型介绍

国内某型高速列车车辆设备系统如图2所示。

图2 车辆设备系统示意图

针对图2所示系统,建立了车辆风机系统数值模型如图3所示^[4-7]。图3中,车辆系统包含1个车体,2个构架,4个轮对以及采用双层悬挂的风机系统(系统中包含框架及风机),除车体为弹性体外,其余为刚体,并且假设轮轨完全接触; v 为车辆速度; L 为车辆长度; m_c 为车体质量; J_c 为车体点头转动惯量; m_{e1} 为框架质量; J_{e1} 为框架点头转动惯量; m_{e2} 为风机质量; J_{e2} 为风机点头转动惯量; m_b 为构架质量; J_b 为构架点头转动惯量; l_1 、 l_2 分别为车辆一位端、二位端二系悬挂位置; l_{e1} 、 l_{e2} 为设备前、后悬挂位置; a_c 为车辆定距之半; h_c 为车体重心与二系纵向悬挂垂向距离; h_{b2} 为二系纵向悬挂与构架重心垂向距离; h_{b1} 为构架重心与一系纵向悬挂的垂向距离; a_b 为构架定距之半; a_{e1} 、 a_{e2} 分别为框架前后端悬挂距质心纵向距离; a_{e3} 、 a_{e4} 分别为风机前后端悬挂距质心纵向距离; k_{zb} 、 k_{zc} 分别为一系、二系垂向刚度; c_{zb} 、 c_{zc} 分别为一系、二系垂向阻尼; k_{xb} 、 k_{xc} 分别为一系、二系纵向刚度; c_{xb} 、 c_{xc} 分别为一系、二系纵向阻尼; $k_{\theta c}$ 、 $c_{\theta c}$ 分别为二系悬挂点头刚度、阻尼; k_{e1} 、 c_{e1} 分别为框架悬挂刚度、阻尼; k_{e2} 、 c_{e2} 分别为风机悬挂刚度、阻尼; k_r 为轮对与钢轨接触刚度; k_{zs} 、 c_{zs} 分别为钢轨支撑刚度、阻尼; m_w 为轮对质量; m_s 为接触钢轨质量; $w(x,t)$ 为车体垂向振动位移,包含刚体位移和弹性位移; x 为车体纵向位置坐标; t 为运行时间; z_c 为车体的沉浮位移; θ_c 为车体点头位移; X_1 为车体垂向弯曲阵型函数; z_{b1} 、 z_{b2} 分别为前、后端构架的沉浮位移; θ_{b1} 、 θ_{b2} 分别为前、后端构架点头位移; x_{b1} 、 x_{b2} 分别为前、后端构架纵向位移;框架的沉浮、点头位移分

图3 车辆-风机系统数值模型图

别为 z_{e1} 、 θ_{e1} ; 风机的沉浮、点头位移分别为 z_{e2} 、 θ_{e2} ; z_{w1} 、 z_{w2} 、 z_{w3} 、 z_{w4} 分别为轮对 1、2、3、4 垂向位移; x_{w1} 、 x_{w2} 、 x_{w3} 、 x_{w4} 分别为轮对 1、2、3、4 纵向位移; z_{s1} 、 z_{s2} 、 z_{s3} 、 z_{s4} 分别为接触钢轨 1、2、3、4 垂向位移。因此模型中考虑了构架和轮对的纵向运动^[8-12]。

车体的垂向振动位移为三阶模态的叠加

$$w(x, t) = z_c + (x - L/2)\theta_c + X_1 T_1 \quad (1)$$

式中, T_1 为车体垂向弯曲模态坐标。

车体运动方程为

$$EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \mu I \frac{\partial^5 w(x, t)}{\partial t \partial x^4} + \rho \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^2 \left[F_{zci} \delta(x - l_i) - \sum_{j=1}^2 (M_{ci} - h_c F_{xci}) \frac{d\delta(x - l_i)}{dx} \right] + \sum_{j=1}^2 F_{zej} \delta(x - l_{ej}) \quad (2)$$

式中 E ——车体弹性模量;

I ——车体截面惯性矩;

μ ——车体结构阻尼系数;

ρ ——车体单位长度质量;

$\rho = m_c / L$;

$\delta(x)$ ——狄克拉函数;

F_{zc1} , F_{zc2} ——前、后端二系悬挂垂向作用力;

M_{c1} , M_{c2} ——前、后端二系悬挂作用在车体上的力矩;

F_{xc1} , F_{xc2} ——前、后端二系悬挂纵向作用力;

F_{ze1} , F_{ze2} ——变压器前、后悬挂垂向作用力。

前、后端构架的沉浮运动方程分别为

$$m_b \ddot{z}_{b1} = \sum_{k=1}^2 F_{zbk} - F_{zc1} \quad (3)$$

$$m_b \ddot{z}_{b2} = \sum_{k=3}^4 F_{zbk} - F_{zc2} \quad (4)$$

前、后端构架点头运动方程分别为

$$J_b \ddot{\theta}_{b1} = \sum_{k=1}^2 \left[a_b (-1)^{k+1} F_{zbk} - h_{b1} F_{xbk} \right] - M_{c1} - h_{b2} F_{xc1} \quad (5)$$

$$J_b \ddot{\theta}_{b2} = \sum_{k=3}^4 \left[a_b (-1)^{k+1} F_{zbk} - h_{b1} F_{xbk} \right] - M_{c2} - h_{b2} F_{xc2} \quad (6)$$

式中 F_{zbk} ——1 系悬挂垂向作用力;

F_{xbk} ——1 系悬挂纵向作用力。

前、后端构架纵移运动方程分别为

$$m_b \ddot{x}_{b1} = \sum_{k=1}^2 F_{xbk} - F_{xc1} \quad (7)$$

$$m_b \ddot{x}_{b2} = \sum_{k=3}^4 F_{xbk} - F_{xc2} \quad (8)$$

框架的沉浮运动方程为

$$m_{e1} \ddot{z}_{e1} = \sum_{i=1}^2 \left\{ 2c_{ze1} \left[\frac{\partial w(l_{ei}, t)}{\partial t} - (\dot{z}_{e2} \pm a_{ei} \dot{\theta}_{e2}) \right] + 2k_{ze1} \left[w(l_{ei}, t) - (z_{e2} \pm a_{ei} \theta_{e2}) \right] \right\} + \sum_{i=3}^4 \left\{ 2c_{ze2} [\dot{z}_{e2} - (\dot{z}_{e1} \pm a_{ei} \dot{\theta}_{e2})] + 2k_{ze2} [z_{e2} - (z_{e1} \pm a_{ei} \theta_{e2})] \right\} \quad (9)$$

框架的点头运动方程为

$$J_{e1} \ddot{\theta}_{e1} = \sum_{i=1}^2 a_{ei} \left\{ 2c_{ze1} \left[\frac{\partial w(l_{ei}, t)}{\partial t} - (\dot{z}_{e2} \pm a_{ei} \dot{\theta}_{e2}) \right] + 2k_{ze1} [w(l_{ei}, t) - (z_{e2} \pm a_{ei} \theta_{e2})] \right\} + \sum_{i=3}^4 a_{ei} \left\{ 2c_{ze2} [\dot{z}_{e2} - (\dot{z}_{e1} \pm a_{ei} \dot{\theta}_{e2})] + 2k_{ze2} [z_{e2} - (z_{e1} \pm a_{ei} \theta_{e2})] \right\} \quad (10)$$

冷却风机沉浮运动方程为

$$m_{e2} \ddot{z}_{e2} = \sum_{i=1}^2 \left\{ 2c_{ze2} [\dot{z}_{e2} - (\dot{z}_{e1} \pm a_{ei} \dot{\theta}_{e1})] + 2k_{ze2} [z_{e2} - (z_{e1} \pm a_{ei} \theta_{e1})] \right\} \quad (11)$$

冷却风机点头运动方程

$$J_{e2} \ddot{\theta}_{e2} = \sum_{i=1}^2 a_{ei} \left\{ 2c_{ze2} [\dot{z}_{e2} - (\dot{z}_{e1} \pm a_{ei} \dot{\theta}_{e1})] + 2k_{ze2} [z_{e2} - (z_{e1} \pm a_{ei} \theta_{e1})] \right\} \quad (12)$$

轮对的纵移方程为

$$m_w \ddot{x}_{wk} = -F_{xbk} \quad (13)$$

轮对的沉浮运动方程为

$$m_w \ddot{z}_{wk} = 2Q_k - F_{zbk} \quad (14)$$

$$Q_k = -k_h (z_{wk} - z_{rk})$$

式中 Q_k ——轮轨接触作用力;

k_h ——轮轨接触刚度。

轨道的垂向运动方程为

$$m_s \ddot{z}_{sk} = F_{zsk} - 2Q_k \quad (15)$$

1.2 车辆系统激励力/矩介绍

模型计算中同时考虑轮轨激励和冷却风机自身激励。以京津城际轨道不平顺谱作为轮轨激励输入^[13]。

冷却风机的激励主要由于转子在制造过程中的误差、偏心等因素引起的不平衡性运动引起, 对于旋转设备在运动中产生的惯性力(矩)计算公式为^[14]

$$F(t) = m_0 \cdot e_0 \cdot \omega_0^2 \cdot \sin \omega_0 t$$

$$M(t) = F(t) \cdot l \quad (16)$$

式中 $F(t)$ ——激励力(N);

m_0 ——旋转部分的不平衡质量(kg);

e_0 ——偏心距(m);

ω_0 ——角速度(rad/s);

l ——不平衡转子距支座距离(m)。

经计算, 冷却风机垂向扰动力

$$F_z = P_0 \cdot \sin(2\pi ft) \quad (17)$$

转动力矩为

$$M_z = 0.011 \cdot F_z \quad (18)$$

式中 P_0 ——激励幅值, $P_0=9.25$ N;

f ——激励频率, $f=48.7$ Hz。

2 车辆系统振动特性数值计算分析

2.1 车辆系统数值积分方法介绍

本文采用翟婉明院士提出的新型快速显示数值积分法来求解车辆系统的振动响应^[15], 假设系统在 $t=(n+1)\Delta t$ 瞬时的振动方程为

$$M\ddot{X}_{n+1} + C\dot{X}_{n+1} + KX_{n+1} = P_{n+1} \quad (19)$$

且 $\ddot{X}_{n+1} = M^{-1}\tilde{P}_{n+1}$, 那么可得

$$\begin{aligned} \tilde{P}_{n+1} = & P_{n+1} - KX_n + (\varphi C + \phi K\Delta t)\dot{X}_{n-1}\Delta t - \\ & \{(1+\varphi)C + (1/2 + \phi)K\Delta t\}\ddot{X}_n\Delta t - (C + K\Delta t)\dot{X}_n \end{aligned} \quad (20)$$

式中 M ——系统质量矩阵;

C ——系统阻尼矩阵;

K ——系统刚度矩阵;

X_n ——系统的广义位移矢量;

$\dot{X}_n$ ——系统的广义速度矢量;

$\ddot{X}_n$ ——系统的广义加速度矢量;

P_{n+1} ——系统的广义载荷矢量;

Δt ——时间积分步长;

n —— $t=n\Delta t$ 瞬时;

$n+1$ —— $t=(n+1)\Delta t$ 瞬时;

φ, ϕ ——控制方法特性的独立参数。

根据初始条件有

$$\ddot{X}_0 = M^{-1}(P_0 - KX_0 - C\dot{X}_0) \quad (21)$$

按积分递推式(19)~(21)便可逐次计算出对应于各步长的位移、速度和加速度离散值。

2.2 车辆系统振动评定指标

文中参照国际铁路联盟标准 UIC513 中的方法计算车辆舒适度指标, 计算式为

$$C_1 = 6(a_x^2 + a_y^2 + a_z^2)^{1/2} \quad (22)$$

式中 C_1 ——舒适度指标;

a_x ——纵向加权滤波后的加速度有效值;

a_y ——横向加权滤波后的加速度有效值;

a_z ——垂向加权滤波后的加速度有效值。

在《UIC513-1994 铁路车辆乘坐舒适性评估》中规定车辆要拥有良好的乘坐舒适性, 建议将舒适度指标控制在小于 2 的范围内。

振动烈度, 定义为频率 10~1 000 Hz 范围内振动速度的方均根值, 是反映一台机器振动状态简明综合、实用有效的特征量。若已知振动速度信号为 $v(t)$, 计算时所取时间为 T , 振动烈度可按式(23)计算

$$V_1 = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt} \quad (23)$$

参照 ISO-10816《机械振动—通过测量机械的非旋转部件来对机械振动进行评价》中的规定, 冷却风机要想达到能长期安全运行的振动水平, 其振动烈度不宜超过 4.5 mm/s。

2.3 车辆系统数值积分计算分析

联合车辆系统运动方程和数值积分方法, 可以得到车辆及设备的垂向振动响应, 图 4 给出了时速 300 km/h 条件下车辆、设备垂向振动响应。

图 4 时速 300 km/h 车辆系统振动

根据车辆、设备振动时域响应, 结合车辆舒适度指标以及机械设备振动烈度计算方法可以求得车辆设备系统的振动指标^[16-17]。

图 5 计算了风机分别采用弹、刚性悬挂方式对系统振动的影响。由图 5 可知, 风机采用刚性、弹性悬挂方式下车辆端部及中部舒适度指标随速度变化趋势差别并不大, 风机是否采用弹性悬挂对于车辆舒适度指标影响不明显; 但是采用弹性悬挂时风机振动水平会高于刚性悬挂振动水平, 尤其当车辆速度高于 350 km/h 时风机振动烈度会超过 4.5 mm/s。虽然风机采用刚性悬挂能明显降低自身振动水平, 但是在实际工程中, 为了保证风机自身与送风带有足够的相对位移量以及减小风机悬吊机构振动过大对自身疲劳强度的影响, 风机依然会采用弹性连接的方式安装于车体底架。

图5 风机弹、刚性悬挂方式对系统振动的影响

图6计算了风机分别采用单、双层悬挂方式条件下车辆设备系统振动指标。由图可知: 风机采用单、双层悬挂方式下车辆端部及中部舒适度指标随速度变化趋势差别并不大, 风机是否采用双层悬挂对于车辆舒适度指标影响不明显; 车辆舒适度指标变化趋势与图5基本一致; 随着车辆运行速度的提高风机振动烈度逐渐增加, 在各速度级下, 采用双层悬挂的风机振动比采用单层悬挂小, 且双层悬挂条件下风机振动烈度均未超过4.5 mm/s。综上所述, 风机采用双层悬挂能显著降低风机振动烈度, 因此文中将对采用双层悬挂的冷却风机进行研究。

图6 风机单、双层悬挂方式对系统振动的影响

2.4 风机系统悬挂参数对车辆系统振动影响分析

牵引电机冷却风机通常悬挂于靠近构架的车体底架下, 其悬挂位置通常比较固定, 因此文中将不再考虑风机悬挂位置这一影响因素。为了研究风机悬挂参数对系统振动的影响, 这里引入悬挂频率比这一概念。风机、框架悬挂频率比分别定义为

$$\lambda_r = \frac{f_r}{f_1} \quad (24)$$

$$\lambda_k = \frac{f_k}{f_1} \quad (25)$$

式中 f_1 ——车体垂向弯曲频率;

f_r ——冷却风机沉浮频率;

f_k ——框架沉浮频率。

文中车体一阶垂弯频率为12.2 Hz, 通过计算确定风机悬挂频率比、框架悬挂频率比取值范围均为0.4~2.5。

图7计算了风机悬挂频率比和车辆速度变化对车辆舒适度指标的影响, 可知: 随着运行速度的增加, 车辆中部和端部舒适度指标逐渐增大, 风机悬挂频率比的变化对车辆舒适度指标影响较小, 因风机自身质量较小, 且靠近车体端部, 所以对车体的振动影响相对较小。通过计算发现框架悬挂参数对车辆舒适度指标有相同的影响趋势。

图7 车辆舒适度指标变化趋势

风机系统悬挂参数的变化会直接影响自身的振动烈度, 图8、9计算了风机、框架悬挂参数对风机系统振动烈度的影响。

图8 框架悬挂参数对系统振动烈度的影响

图9 风机悬挂参数对系统振动烈度的影响

图8计算了框架悬挂参数对系统振动烈度的影响。由图8可知,框架振动烈度随着车速的增加逐渐增加,风机振动烈度随着车速的增加先增大后减小;框架悬挂频率比的增加会降低框架振动烈度,增加风机振动烈度;框架悬挂频率比取较小值能增加框架振动烈度,降低风机振动烈度,尤其当框架悬挂频率比取值0.7~0.9时,能使风机振动烈度在200~300 km/h速度下小于4.5 mm/s。

图9计算了风机悬挂参数对系统振动烈度的影响。由图9可知,框架振动烈度随着风机悬挂频率比的增加逐渐增加,冷却风机振动烈度会随着风机悬挂频率比的增加逐渐降低;当风机悬挂频率比取较小值时,风机振动烈度在速度超过300 km/h时严重超标(超过4.5 mm/s),因此对于风机悬挂频率比不宜选择过小;在整个双层悬挂系统中,框架起到吸收振动能量,降低风机振动的作用,因此可以考虑在框架振动不超标的前提下适当放大其振动以达到衰减风机振动的目的。综合分析当风机悬挂频率比取值1.8~2时,冷却风机振动烈度在车辆高速条件下拥有较好表现。

2.5 风机框架悬挂频率比匹配关系研究

根据第2.4节中的分析,我们已经分别确定了双层悬挂系统中风机、框架的悬挂频率比取值范围。但是风机和框架的悬挂频率比如何匹配将直接关系到系统振动特性。为了研究双层悬挂系统中风机、框架的悬挂频率比匹配问题,接下来对匹配关系进行了研究。图10~12分别计算了三种典型速度下风机、框架的悬挂频率匹配与系统振动特性的影响关系。

图10为200 km/h条件下风机系统振动烈度随风机、框架悬挂频率比匹配关系变化趋势。可知:风机振动烈度随着框架悬挂频率比增加而减小、随着风机悬挂频率比增加而增加;框架悬挂频率比的增加和风机悬挂频率比的减小都会使风机振动烈度减小。

图10 风机、框架悬挂匹配关系研究(200 km/h)

图11、12分别为300 km/h、400 km/h条件下风机系统振动烈度与随风机、框架悬挂频率比匹配关系变化趋势。可知:框架振动烈度随着框架悬挂频率比增加而增加、随着风机悬挂频率比增加而减

图11 风机、框架悬挂匹配关系研究(300 km/h)

图12 风机、框架悬挂匹配关系研究(400 km/h)

小;框架悬挂频率比的增大和风机频率比的减小都会使框架振动烈度增加。

通过对双层悬挂系统风机、框架悬挂频率比匹配关系进行研究可知:要尽可能降低风机振动烈度,可适当放大框架的振动烈度,风机的悬挂频率比选取尽可能小,框架悬挂频率比选取尽可能大。结合第2.4节中确定的最优悬挂频率比范围,风机悬挂频率比取值1.8,框架悬挂频率比取0.9为最佳组合。此时风机系统振动烈度在全速度工况下变化趋势如图13所示,可知,各速度工况下框架振动烈度高于风机,框架振动烈度较好地吸收了风机系统的振动,风机在全速度工况下振动烈度基本满足小于4.5 mm/s的要求。

图13 风机系统全速度工况下振动烈度变化趋势

3 结论

(1) 冷却风机采用刚性悬挂能显著降低自身振

动烈度, 但是不利于保证风机自身与送风带有足够的相对位移量以及减小风机悬吊机构振动过大对自身疲劳强度的影响。相比单层弹性悬挂, 风机采用双层弹性悬挂能显著降低风机自身的振动。

(2) 风机系统悬挂参数对车辆舒适性基本没有影响, 但是会影响风机系统振动烈度。计算发现: 框架悬挂频率比取值为 $0.7 \sim 0.9$, 风机悬挂频率比为 $1.8 \sim 2$ 时系统能获得较好振动水平。

(3) 对风机、框架悬挂频率比匹配关系进行研究发现, 要使风机拥有较好的振动水平, 选择时最好使风机悬挂频率比应该尽可能小, 框架悬挂频率比尽可能大。结合最优悬挂频率比范围最终确定风机悬挂频率比取 1.8 , 框架悬挂频率比取 0.9 为最佳组合。

参 考 文 献

- [1] 苏义, 李瑜, 安然. CRH 系列高速动车组用牵引电机冷却风机研究[J]. 铁道机车与动车, 2017(3): 24-26, 4-5.
SU Yi, LI Yu, AN Ran. Study of traction motor cooling fan for CRH high-speed EMUs[J]. Railway Locomotive and Motor Car, 2017(3): 24-26, 4-5.
- [2] 李瑜, 邓纪辰, 苏义. 带减振器的动车组牵引电机冷却风机振动故障诊断及解决方法研究[J]. 铁道机车与动车, 2018, 12(5): 4-7, 59.
LI Yu, DENG Jichen, SU Yi. Fault diagnosis and solution study of traction motor cooling fan vibration for EMUs with shock absorber[J]. Railway Locomotive and Motor Car, 2018, 12(5): 4-7, 59.
- [3] 周辉, 张立民, 孙维光, 等. 某型动车组牵引电机冷却风机振动传递特性试验分析[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(5): 38-43.
ZHOU Hui, ZHANG Limin, SUN Weiguang, et al. Experimental analysis of the vibration transmission characteristics of an EMU traction motor cooling fan[J]. Noise and Vibration and Control, 2016, 36(5): 38-43.
- [4] 贺小龙, 张立民, 鲁连涛. 多悬挂设备对高速列车乘坐舒适性影响分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 69-77.
HE Xiaolong, ZHANG Limin, LU Liantao. Impact analysis of multi hanging equipment on high speed train ride comfort[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6): 69-77.
- [5] DUMITRIU M. Influence of suspended equipment on the carbody vertical vibration behavior of high-speed railway vehicles[J]. Archive of Mechanical Engineering, 2016, 63(1): 145-162.
- [6] DUMITRIU M. On the critical points of vertical vibration in a railway vehicle[J]. Archive of Mechanical Engineering, 2014, 61(4): 609-625.
- [7] 宫岛, 周劲松, 杜帅妹, 等. 高速动车组车下设备对车体振动传递与模态频率的影响机理研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(18): 126-133.
GONG Dao, ZHOU Jinsong, DU Shuaimei, et al. Study on the effect of the underframe equipment on vibration transmissibility and modal frequency of the car body for high-speed EMU trains[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(18): 126-133.
- [8] GONG D, ZHOU J S, SUN W J. On the resonant vibration of a flexible railway car body and its suppression with a dynamic vibration absorber[J]. Journal of Vibration & Control, 2013, 19(5): 649-657.
- [9] SUN W J, GONG D, ZHOU J S, et al. Influences of suspended equipment under car body on high-speed train ride quality[J]. Procedia Engineering, 2011, 16(1): 812-817.
- [10] 石怀龙, 罗仁, 郭平波, 等. 基于动力吸振原理的动车组车下设备悬挂参数设计[J]. 机械工程学报, 2014, 50(14): 155-161.
SHI Huailong, LUO Ren, WU Pingbo, et al. Suspension parameters designing of equipment for electric multiple units based on dynamic vibration absorber theory[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(14): 155-161.
- [11] 贺小龙, 张立民, 鲁连涛, 等. 多级多悬挂设备对高速列车垂向振动影响研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(22): 245-251.
HE Xiaolong, ZHANG Limin, LU Liantao, et al. The influence of multistage and suspension multi equipment on the vertical vibration of high speed vehicles[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(22): 245-251.
- [12] DUMITRIU M. Influence of the vertical suspension on the vibration behavior in the railway vehicles[J]. Annals of the University of Petroșani, Mechanical Engineering, 2011, 24(13): 35-50.
- [13] 金守华, 曾志平. 京津城际铁路博格板式无砟轨道不平顺分析[J]. 铁道科学与工程学报, 2009, 6(1): 48-52.
JIN Shouhua, ZENG Zhiping. Analysis of Bogl slab track irregularity of Beijing-Tianjin intercity high speed railway[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2009, 6(1): 48-52.
- [14] 丁健. 旋转机械振动测量方式的选择[J]. 中国设备工程, 2003(12): 45-46.
DING Jian. Selection of vibration measurement method for rotating machinery[J]. China Plant Engineering, 2003(12): 45-46.
- [15] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 北京: 科学出版社, 2007.
ZHAI Wanming. Vehicle-track coupling dynamics[M].

Beijing: Science Press, 2007.

- [16] 孙广斌, 方春伟. 旋转机械振动测量系统研究与设计[J]. 中国石油和化工标准与质量, 2016, 36(7): 103-104.
SUN Guangbin, FANG Chunwei. Research and design of vibration measuring system for rotating machinery[J]. China Petroleum and Chemical Standard and Quality, 2016, 36(7): 103-104.
- [17] 朱剑月, 朱良光, 周劲松, 等. 地铁车辆运行舒适度与平稳性评价[J]. 城市轨道交通研究, 2007, 10(6): 28-31.

ZHU Jianyue, ZHU Liangguang, ZHOU Jinsong, et al. Evaluation of riding comfort and stability index[J]. Urban Mass Transit, 2007, 10(6): 28-31.

作者简介: 贺小龙, 1989 年出生, 男, 博士, 讲师。主要从事车辆系统动力学研究。

E-mail: hexiaolong_vip@163.com

罗天洪(通信作者), 男, 1975 年出生, 博士, 教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为装备振动噪声分析与控制, 车辆结构动力学。

E-mail: 63077600@qq.com