

电动客车动力总成悬置构型设计优化

胡海华¹, 钱正华², 周梦来², 徐秋婷²

(1. 山东重工集团有限公司, 济南 250013; 2. 扬州亚星客车股份有限公司, 江苏 扬州 225000)

摘要:针对电动客车悬置出现的问题,系统地比较燃油客车、电动客车悬置系统的特性差异,并分析不同悬置构型对系统 NVH 性能的影响。结果表明,采用三明治悬置软垫、水平布置构型的悬置更适合电动客车。

关键词:电动客车; 动力总成; 悬置构型

中图分类号:U463.33

文献标志码:A

文章编号:1006-3331(2024)04-0008-07

Design Optimization of Powertrain Suspension Configuration for Electric Buses

HU Haihua¹, QIAN Zhenghua², ZHOU Menglai², XU Qiuting²

(1. Shandong Heavy Industry Group Co., Ltd., Jinan 250013, China;

2. Yangzhou Yaxing Motor Coach Co., Ltd., Yangzhou 225000, China)

Abstract: According to the problems that appeared in electric bus suspension, the authors systematically compare system the differences in the characteristics between fuel buses and electric buses and analyze the influence of different suspension configurations on the NVH performance of the system. The results show that the suspension configuration with sandwich suspension cushion and horizontal arrangement is more suitable for electric buses.

Key words: electric bus; powertrain; suspension configuration

油改电的电动客车悬置系统构型目前面临两个问题:一是无法保证软垫可靠性,二是普遍存在低速冲击抖动和高速共振的趋势。本文系统地分析直驱电动客车悬置现状,先对比分析传统动力和直驱动力的受力差异,得到传统悬置软垫可靠性无法保证的本质原因,再进一步比较悬置安装角度和位置对电动客车悬置振动性能的影响,最后确立较为理想的悬置构型和设计方案。

1 直驱电动客车悬置现状

1.1 可靠性无法保证

直驱电动客车动力总成悬置构型目前主要有两种:一种为 V 型布置,另一种为水平布置。如图 1 所示,悬置所采用软垫均为压缩型软垫^[1]。压缩型悬置软垫结构简单,由上下金属板和中间的橡胶组成,金

属板起到连接作用,橡胶起到减振的作用。

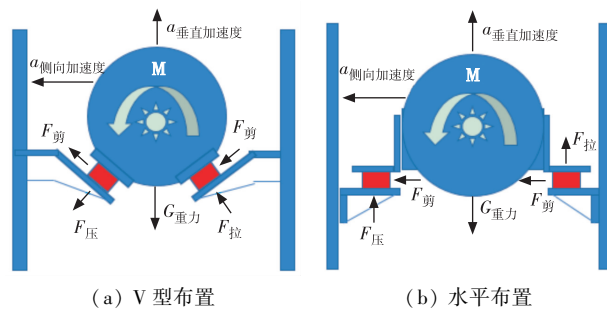


图 1 驱动电机悬置构型

整车实际运营过程中,发现这两种构型的动力总成悬置软垫均发生撕裂,如图 2 所示。撕裂部位为悬置金属与软垫橡胶之间的硫化层。

从现象上讲,电动车启动扭矩大、响应快,且有能量回收,在公交频繁加减速工况下,悬置软垫受力方

收稿日期:2024-04-23。

第一作者:胡海华(1980—),男,硕士;高级工程师;主要从事新能源整车及零部件等研究工作。E-mail:huhh@shig.com.cn。

向不断来回切换, 导致软垫可靠性难以得到保证^[2]。从本质上讲, 压缩型软垫因其结构简单, 占用空间小, 开发成本低, 而广泛应用于早期的电动车上, 但其有压缩刚度大、切向刚度小的缺陷, 即压缩型软垫压剪比较大^[3]。为提高动力总成系统的抗冲击能力, 需提高悬置软垫的侧向刚度^[4], 关键是通过提高软垫橡胶的硬度来增强软垫的侧向刚度。



图2 压缩型悬置软垫撕裂图样

文献[5]开展了硬度对橡胶力学性能影响试验。结果显示, 橡胶的位移与伸长率随橡胶硬度值的增大而快速减小, 但加载力与应变能却随硬度值的增大而先增加再减小。这表明随着硬度增加软垫可靠性会下降。文献[6]开展了压缩型发动机软垫裂纹产生及生长力学疲劳模拟研究, 由此可知橡胶的弹性模量大致为剪切模量的3倍, 可判定橡胶撕裂方向与受力方向垂直并延伸生长。通过有限元对疲劳起始位置模拟, 结果显示, 应力集中发生在金属板与橡胶连接处, 与图2显示的撕裂状态一致^[7]。

综上所述, 压缩型橡胶悬置软垫因其较大的压剪特性和硬度与应变能的变化关系, 导致其疲劳特性无法满足电动客车驱动扭矩频繁变化的使用工况。

1.2 低速冲击抖动和高速共振的趋势

驱动电机的激励型式与发动机差异较大, 虽然前者扭矩波动较小, 但其扭矩大于同级别的发动机, 对悬置系统的抗扭矩能力要求较高, 因此其采用的悬置软垫刚度较大。又因为驱动电机动力总成质量相对较小, 悬置系统的刚体模态一般比燃油车的大, 所以电动车上不合适采用燃油车悬置的频率分配设计。

1.1节中提到, 为提高动力总成悬置的抗冲击能力, 可采取提高软垫硬度的措施, 但带来的负面效应是整车在高速状态下易产生共振。软垫的橡胶硬度和共

振成正比, 转速高, 动力总成一阶、二阶激励产生的共振大^[8]。其中二阶激励引起的振动较为典型, 尤其在板簧状态下, 动轴2阶激励引起的整车共振特别普遍。

驱动电机没有怠速, 同时驱动链没有离合器, 电机和驱动桥之间通过主减齿轮进行常啮合, 转速从“0”开始变化。因此激励具有明显的扫频特性, 且电机的特性如下: 一是低速扭矩大且响应快, 悬置系统绕电机轴向振动与电机扭转振动耦合在一起^[2], 需要较大的悬置刚度来抵抗动力总成的扭矩冲击, 从而减小悬置软垫的变形; 二是虽然高速扭矩波动小, 但因电机转动惯量小, 振动储能不足, 对传动轴角度和惯量不平衡敏感, 若悬置刚度过大, 会导致系统隔振率降低, 当电机一阶激励频率与动力总成的刚体模态频率重合时(如典型的Z方向模态), 则会造成较大的车内振动, 水平布置时(图1(b))振动更加明显。

总体而言, 目前业内处理电动车的振动问题主要归为两个方向: 首先, 提升驱动电机悬置系统的抗扭特性, 即增加悬置橡胶的刚度以降低冲击, 同时通过电控程序增加防抖功能, 达到优化低速特性的目的^[2,9-10]; 其次, 调整悬置系统的固有频率和改善悬置系统的解耦特性来优化悬置系统的高速特性, 并采用传统车常用的自动寻优方法优化悬置橡胶的刚度和位置^[8,11-12]。但自动寻优所获取的橡胶刚度或安装位置有时会增加设计成本, 不利于平台化, 同时优化后悬置刚度变小, 低速抗冲击特性变差, 在电动客车开发中并不适用。总的来说, 针对新能源直驱悬置系统的开发, 目前是通过悬置系统振动特性在高、低速之间取得平衡来优化设计^[13]。

相比燃油车, 新能源动力总成扭矩特性变化较大, 业内仍缺少对悬置橡胶受力特性改变引起悬置系统可靠性和NVH性能变化的系统分析, 以及采用新型悬置构型进行改善的研究。

2 动力总成受力分析对比

为分析电动客车悬置受力特性, 本文选取主流11 m旅团车型作为研究对象, 该车型既有电动车状态, 也有燃油车状态。其中直驱电动客车悬置分为V型和水平两种布置状态(如图1所示); 燃油车悬置采用成熟的6点布置状态。

2.1 总成配置及主要参数

电机及发动机质量、惯量等参数见表 1;动力总

成主要参数见表 2;软垫主要参数见表 3;悬置点位置参数见表 4。

表 1 电机及发动机总成质量、质心位置及转动惯量参数

总成	质量/kg	质心位置(x,y,z)/mm	转动惯量/($\text{kg}\cdot\text{mm}^2$)					
			I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{zx}
电机总成	236.7	(266.1,0.4,3.8)	9.2E6	8.8E6	9.0E6	2.4E4	1.6E5	-5E3
发动机总成	1 154	(117.7,13.2,94.9)	7.9E7	4.3E8	4.0E8	-1.8E6	5.9E7	3.1E6

表 2 动力总成参数

车型	总成	项目	参数
纯电动车	驱动电机	峰值扭矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$	2 800
		额定扭矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$	1 400
		峰值功率/ kW	240
		峰值转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	3 000
燃油车	发动机	排量/L	7.8
		最大扭矩/ $\text{N}\cdot\text{m}$	1 280
		标定功率/ kW	235
		额定转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	2 100
	变速箱	速比	6.4/3.6/2.1/1.4/ 1/0.734/R5.9

表 3 悬置元件的刚度

总成	悬置软垫	刚度($\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$)			XY 平面 安装角度/($^{\circ}$)
		u	v	w	
电机总成	V 型布置	250	250	1 600	45
	水平布置	250	250	1 600	0
发动机总成	皮带轮端	110	125	943	45
	飞轮壳端	2 000	443	1 000	0
	缓速器端	137	167	850	45

表 4 悬置安装位置

总成	悬置点位置	安装坐标/mm		
		x	y	z
电机 总成	V 型布置前	129	-233/233	-163
	V 型布置后	393	-233/233	-163
	水平布置前	129	-318/318	0
	水平布置后	393	-318/318	0
发动机 总成	皮带轮端(左/右)	957/957	-314/268	-34/-34
	飞轮壳端(左/右)	0/0	-355/355	-4/-4
	缓速器端(左/右)	-679/-679	-229/229	-229/-229

2.2 约束型悬置受力分析

发动机飞轮壳端悬置软垫为结构性软垫,可承受较大的压力、拉力,分析意义不大,这里只对皮带轮端软垫受力进行分析,再与纯电动客车软垫受力进行比较;同时因驱动电机前后悬置受力相差不大,所以仅对前悬置的左右软垫受力情况进行比较。

直驱电动车悬置系统最大承受扭矩为驱动电机最大输出扭矩 2 800 $\text{N}\cdot\text{m}$ 。燃油车悬置最大承受扭矩等于发动机最大扭矩 1 280 $\text{N}\cdot\text{m}$ 乘以变速箱一档速比 6.4,为 8 192 $\text{N}\cdot\text{m}$ 。代入仿真模型,受力计算结果见表 5。表中压缩力为“+”的(忽略未写)表示软垫受压力,压缩力为“-”的表示软垫受拉力,侧向力的“+、-”号表示受力的方向不同。

表 5 悬置软垫受力

总成	受力位置	压缩力		侧向力	
		N		N	
		静平衡	最大扭矩	静平衡	最大扭矩
电机总成	V 型前左	601	-2 428	439.9	394.1
	V 型前右	603	3 634	-439.9	-394.6
	水平前左	602	-1 599	0	0.8
	水平前右	603	2 805	0	0.7
发动机	皮带轮端左	1 551	-646.2	1 212	414.9
总成	皮带轮端右	1 668	3 752	-1 253	-1 922

从表 5 可以看出,驱动电机 V 型悬置软垫受到的最大拉力为 2 428 N,水平悬置软垫受到的最大拉力为 1 599 N,燃油车皮带轮端悬置软垫的最大拉力为 646.2 N。参考静平衡悬置受力,可知因驱动电机动力总成重量较小,其重量无法抵消因旋转扭矩产生的悬置拉力,所以电机悬置承受拉力较大。悬置侧向力方面,传统发动机承受侧向力较大;电机的 V 型悬置较小,水平悬置忽略不计。

悬置变形情况见表 6,表中“+、-”号的意义同表 5。可以看到,对于静平衡变形,由于发动机总成重量较大,所以悬置橡胶压缩位移大;由于电机总成重量小,所以悬置橡胶压缩位移小。最大扭矩状态下,传统发动机悬置软垫变形较大,达到静平衡位移的 3.2 倍左右,且侧向位移较大;电机总成 V 型布置的悬置软垫压缩变形虽比发动机的小,但其为静平衡状态下压缩变形的 10 倍,同时产生比发动机更大的侧向变形;电机总成水平布置悬置软垫,不管是在最大扭矩还是在静平衡状态下,压缩变形和侧向变形都相对较小。

表 6 悬置软垫变形 mm

总成	变形位置	压缩变形		侧向变形	
		静平衡	最大扭矩	静平衡	最大扭矩
电机总成	V 型前左	0.6	-6.3	0	5
	V 型前右	0.7	7.7	0	5.2
	水平前左	0.4	-1	0	0.1
	水平前右	0.4	1.8	0	0.2
发动机	皮带轮端左	2.8	-4.4	0.1	4.1
总成	皮带轮端右	3.2	10.3	0.1	4.3

从上述仿真结果可以看出,驱动电机采用的压缩性悬置软垫承受拉力较大,然而压缩型悬置软垫不能长期承受拉力。电机在驱动过程中,其一侧软垫受压,一侧软垫受拉;而在能量回收过程中,驱动电机反转两个软垫的受力方向交换。在周期性压缩和拉伸工况下,导致电机软垫产生撕裂。从位移上看,电机 V 型布置悬置软垫沿着电机径向和切向的位移较大,最大扭矩和静平衡位移的变化倍比大,因此更易撕裂;电机水平布置悬置软垫沿着电机径向和侧向的位移较小。由此可知,悬置水平布置比 V 型布置更适合驱动电机。而发动机在驱动过程中,不存在能量回收,且承受拉力小,悬置软垫不会出现频繁的压缩和拉伸状态变化,发动机悬置软垫虽然变形较大,但最大扭矩和静平衡时位移的变化倍比小,因此不易撕裂。

2.3 模态分析

由于存在共振及振动耦合现象,所以需进行模态分析。上述电机及发动机悬置布置型式对应的模态分析相关计算结果见表 7。

表 7 模态相关结果

布置型式	阶数	自由度	固有频率/Hz	解耦率/%
电机总成悬置 V 型布置	1	X	9.49	82.41
	2	θ_x	18.97	99.33
	3	θ_y	20.71	81.39
	4	θ_z	21.66	96.77
	5	Z	23.58	98.71
	6	Y	25.61	96.61
电机总成悬置水平布置	1	Y	12.24	97.37
	2	X	15.24	97.38
	3	θ_y	21.14	99.73
	4	θ_z	25.68	99.96
	5	Z	30.99	99.76
	6	θ_x	49.85	98.73
发动机总成悬置布置	1	θ_y	7.95	93.07
	2	Y	9.24	69.99
	3	θ_z	10.66	71.07
	4	Z	11.11	89.93
	5	X	12.03	84.64
	6	θ_x	14.54	98.76

由表 7 可知,因驱动电机轴向对称性较好,其解耦率比燃油车好,其中悬置水平布置的解耦率比 V 型布置的好。因发动机总成质量较大,所以其固有频率整体较低;而纯电动动力总成质量较小,所以其固有频率整体较高,其中悬置水平布置的模式分配区间较大,重点关注的 Z 方向固有频率达到 30 Hz,根据实际经验,直驱电机转频在 35 Hz 以上时,对应转速为 2 100 r/min,此时振感会明显加强,因此理想状态下 Z 方向固有频率需控制在 25 Hz 以下,这就解释了电动汽车高速振动较大的原因;电机悬置 V 型布置 Z 向模态在 23.58 Hz,满足要求,但这种布置会造成悬置软垫承受较大的压缩力和侧向力,影响悬置软垫的可靠性和寿命。

3 新型悬置设计及分析

综上所述,驱动电机不合适采用压缩型悬置软垫,需开发新型软垫以解决可靠性和振动问题。

3.1 新型悬置软垫结构

图 3(a)为前述所用的压缩型悬置软垫,其侧向

刚度小,易撕裂。图 3(b)为一种新型悬置软垫,称为三明治软垫,该软垫由上下两个软垫组成,软垫为圆形,下软垫内部有衬套,安装时由衬套定位。这种三明治软垫的优点是:在受力过程中,当其中一个悬置受较大压力时,另外一个软垫部分回归自由状态,不会承受拉力,同时压剪比小,侧向刚度大,不易撕裂。

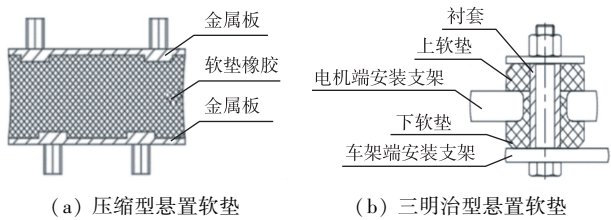


图 3 三明治悬置软垫安装示意图

3.2 悬置参数

所选三明治悬置的垂向刚度为 1 073 N/mm,径向刚度为 1 314 N/mm。因三明治悬置软垫带有衬套,如带角度布置时,安装定位困难,结合前面分析得出驱动电机更适合水平布置,因此直接采用水平布置型式。表 8 为悬置安装位置参数。

表 8 悬置安装位置参数

悬置点位置	安装坐标/mm		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>
水平布置前	129	-318/318	0
水平布置后	393	-318/318	0

3.3 受力分析

表 9 展示了三明治悬置软垫受力情况,悬置轴向受力与压缩型悬置轴向受力大小一样,但受力变化过程中悬置橡胶不受拉力,侧向力比压缩型悬置软垫受力稍大。

表 9 三明治悬置受力分析

受力位置	压缩力		侧向力	
	静平衡	最大扭矩	静平衡	最大扭矩
水平前左	602	1 599	0	-6.2
水平前右	603.5	2 805	0	6.2

表 10 展示了三明治悬置软垫受力变形情况,悬置轴向变形与压缩型悬置一样,因橡胶中的衬套具有限位作用,侧向变形为 0 mm。

表 10 三明治悬置受力变形 mm

变形位置	压缩位移		侧向位移	
	静平衡	最大扭矩	静平衡	最大扭矩
水平前左	0.4	-1.1	0	0
水平前右	0.4	1.9	0	0

由上述仿真结果可知,三明治悬置软垫水平布置仍具有压缩型悬置软垫水平布置的受力变形特性,但悬置软垫由上下橡胶块组成,橡胶工作过程中不受拉力,因此不会因频繁的压缩和拉伸状态切换而出现橡胶撕裂。

3.4 模态分析

三明治结构悬置模态分析的相关结果见表 11,从表中可以看出,其解耦率与压缩型悬置软垫的解耦率相差不大;因轴向刚度较小,其 *Z* 方向固有频率为 24.37 Hz,满足 2.3 节中对固有频率的要求。

表 11 三明治悬置固有频率及解耦率

阶数	自由度	固有频率/Hz	解耦率/%
1	θ_y	17.3	99.66
2	<i>Z</i>	24.37	99.76
3	<i>Y</i>	28.06	99.91
4	<i>X</i>	30.07	99.85
5	θ_x	40.81	99.72
6	θ_z	49.74	99.89

综上所述,将驱动电机悬置改为三明治结构水平布置时,因悬置橡胶不受拉力进而保证了其可靠性,较低的 *Z* 方向刚体模态频率保证了高速隔振率,是较为理想的悬置构型。

4 动态响应分析

对以上几种悬置构型开展了静态受力和模态分析,初步得到三明治结构悬置用于驱动电机具有一定优势,但仍需对悬置的动态性能进行分析对比。下面对驱动电机设计过程中需要重点关注的 *Z* 方向的时域和频域响应特性进行分析。

4.1 时域响应分析

时域分析中,对驱动电机和发动机进行冲击加载的条件不同。驱动电机加载工况设定:前 5 s 正向驱动扭矩取驱动电机的峰值扭矩 2 800 N·m,后 5 s 回

收扭矩取峰值扭矩的一半 $-1\,400\text{ N}\cdot\text{m}$,如图4(a)所示;发动机加载工况设定:前5 s取发动机峰值扭矩乘以速比得到总成的正向驱动扭矩 $8\,192\text{ N}\cdot\text{m}$,因发动机没有制动扭矩,所以后5 s设定动力总成的力矩为0,如图4(b)所示。

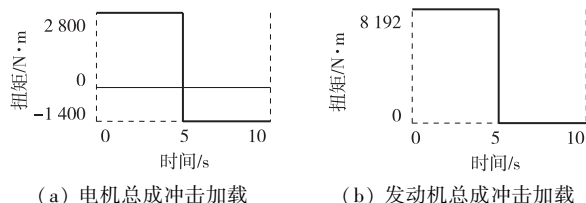
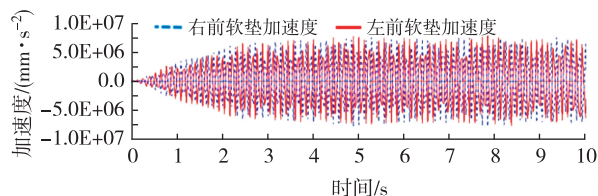
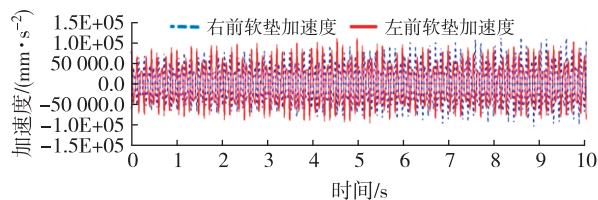


图4 时域分析冲击加载条

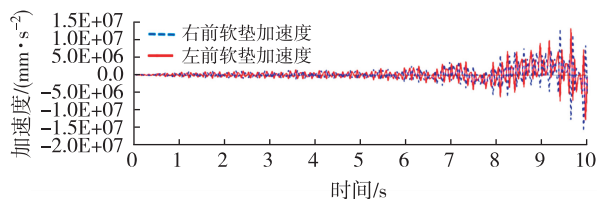
图5为冲击加载下驱动电机及发动机悬置的Z向响应加速度时域曲线,软件中没有设置悬置橡胶的阻尼值,其中图5(a)为驱动电机压缩型软垫水平布置,图5(b)为驱动电机压缩型软垫V型布置,图5(c)为驱动电机三明治型软垫水平布置,图5(d)为发动机前悬置压缩型软垫V型布置。可以看出,虽然三明治悬置软垫轴向刚度较小,但其侧向刚度大,系统稳定性好,因此Z向位移响应较小,且增长速度较慢,优势明显;压缩型悬置软垫水平布置和V型布置都较易被激起振动,且幅值较大;发动机前悬置部位的加速度变化不同于驱动电机,虽然总体扭矩较大,但在大扭矩期间维持1.5 s左右开始衰减,后半段0扭矩,加速度持续衰减。可以看出,发动机因扭矩冲击带来的加速度响应比驱动电机小得多,对悬置软垫的要求会宽松很多。



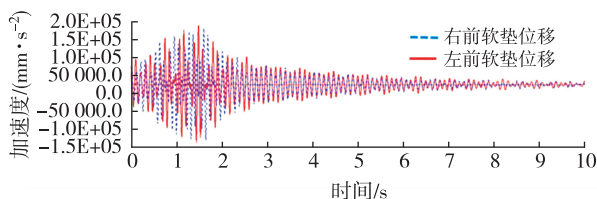
(a) 驱动电机压缩型软垫水平布置



(b) 驱动电机压缩型软垫V型布置



(c) 驱动电机三明治型软垫水平布置



(d) 发动机前悬置压缩型软垫V型布置

图5 Z向加速度响应时域曲线

4.2 频域响应分析

频域分析中,直驱电机激励频率一般为 $0\sim 50\text{ Hz}$,发动机的激励频率一般为 $20\sim 90\text{ Hz}$,因此可以为驱动电机和发动机设置如图6所示的相同频响加载条件,频率范围为 $1\sim 100\text{ Hz}$,力的幅值为 1 N 。

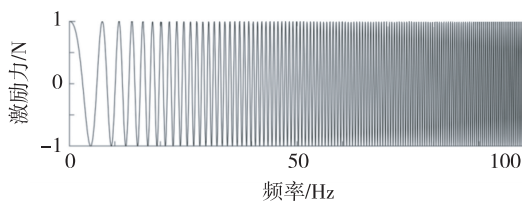
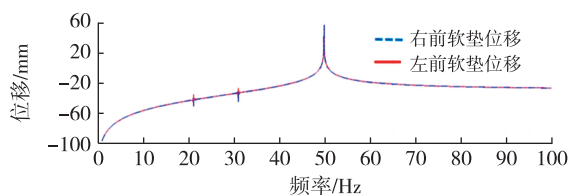


图6 频响加载条件

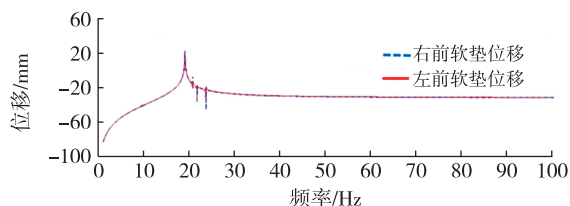
在动力总成质心绕X轴方向创建PSD激振力输入通道, $S(\omega)=1$,研究频率 $0\sim 100\text{ Hz}$ 悬置点处的位移频域响应曲线。图7为与4.1节一致的4种悬置构型软垫的Z向位移的频率响应曲线。因软件原因,位移输出曲线平衡点无法归0,比较时主要看峰值与悬置固有频率的对应关系和峰值响应的位置。

从图7中可以看出,每一个共振峰值对应悬置系统的共振频率。压缩型悬置软垫水平布置的驱动电机在 50 Hz 达到共振峰值,传动轴角度和惯量不平衡引起的1阶和2阶振动与转速成正比,且因电机惯量小,储能不足,当这两个频率点与系统模态一致时,振动通过悬置支架传递给整车会更加明显,这解释了前面提到的高速共振问题;压缩型悬置软垫V型布置的驱动电机在 20 Hz 左右达到共振峰值,虽然能规避高速共振问题,但悬置软垫受力特性不利于软垫可靠

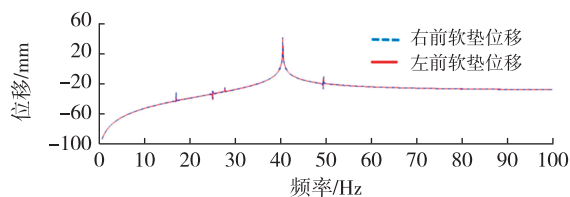
性和寿命;对于三明治悬置软垫水平布置的驱动电机,在 40 Hz 左右达到共振峰值,介于前两者之间。结合时域响应分析,说明三明治悬置软垫低速抗冲击能力强,高速振动小。而前悬置仿真软垫 V 型布置的发动机的模态分配围绕怠速激励频率设计,峰值频率较低,能够避免发动机转速区间的共振问题。



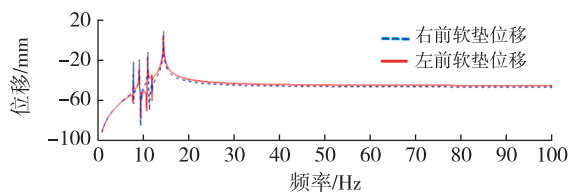
(a) 驱动电机压缩型软垫水平布置



(b) 驱动电机压缩型软垫 V 型布置



(c) 驱动电机三明治型软垫水平布置



(d) 发动机前悬置压缩型软垫 V 型布置

图 7 Z 向位移频域响应曲线

5 结束语

通过系统比较发动机总成悬置与纯电动三种构型悬置的受力、变形、模态和动态响应特性,结果表明,水平布置和新型三明治软垫更适合驱动电机悬置系统。三明治悬置构型压剪比较小,在工作过程中避免悬置受拉,具有理想的低速抗冲击能力和高速振动小的优势,为电动直驱悬置系统开发提供参考。

文中对于三明治悬置软垫的刚度采用合成刚度,仿真中并不能准确建立其工作过程中上下悬置软垫的受力特性,需要业内继续开展其力学模型建立研究。

参考文献:

- [1] 吴宗锬,武一民,陈健. 车用橡胶悬置减振块的分析与研究[J]. 汽车研究与开发,2020(3):29-31.
- [2] 安庆市汇通汽车部件有限公司. 一种防止橡胶撕裂的电机悬置胶垫:201821678029.5[P]. 2019-05-17.
- [3] SUI S J, HOPPE C, HIRSHEY J. Powertrain mounting design principles to achieve optimum vibration isolation with demonstration tools[C]//SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition, 2003.
- [4] 于蓬,章桐,陈霏霏,等. 集中式驱动电动车动力总成悬置系统模态影响因素分析[J]. 中国工程机械学报,2014,12(6):471-477.
- [5] 陈宝,张鑫,代正莉,等. 硬度对橡胶力学特性与悬架衬套刚度的影响[J]. 噪声与振动控制,2020,40(6):222-227.
- [6] 戴永谦. 发动机悬置软垫断裂模拟[D]. 大连:大连理工大学,2006.
- [7] 何丽霞,瞿金磊,刘莉,等. 丁基橡胶的结构对硫化胶疲劳性能的影响[J]. 高分子材料科学与工程,2021,37(1):81-87.
- [8] 陈海建. 纯电动客车高速共振问题分析与改进[J]. 客车技术与研究,2021,43(6):34-36.
- [9] 杨晓凤,张立军. 电动车动力总成悬置系统瞬态振动 ADAMS 仿真分析[C]//中国汽车工程学会. 2009 中国汽车工程学会年会论文集. 北京:机械工业出版社,2009:250-255.
- [10] 于蓬,章桐,王晓华,等. 集中驱动式纯电动客车抖动分析及主被动控制研究[J]. 振动与冲击,2015(13):53-65.
- [11] 黄家铭,田晋跃,陈治领. 纯电动客车电机动力总成悬置系统的优化设计[J]. 噪声与振动控制,2016,36(4):108-112.
- [12] 王少华,田晋跃,张邦基,等. 纯电动客车振动试验分析及动力总成隔振优化[J]. 振动与冲击,2021,40(1):226-232.
- [13] 薛宏斌,朱晓禹,邱钰,等. 电动客车动力总成悬置参数优化设计[J]. 客车技术与研究,2022,44(2):20-23.