

高速磁浮车体结构设计及仿真分析

蒋维,肖守讷

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:高速磁浮列车结构形式特殊,与传统轮轨车辆的技术原理存在较大的差异。根据高速磁浮列车的受力特点,确定车体材料,设计合理的车体结构,参考相关标准,总结高速磁浮车静强度工况,对车体结构进行强度及模态分析;根据计算结果对车体进行结构优化,确定设计方案。结果表明:该车体结构满足磁浮列车轻量化要求,并满足全寿命周期内工况条件下强度和刚度的要求。

关键词:高速磁悬浮;车体;结构设计;有限元

中图分类号:TP391.9 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)04-0123-05

Structure Design and Simulation Analysis of High-speed Maglev Train Carbody

JIANG Wei, XIAO Shoune

(Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Due to the special structure of high-speed maglev train, its technical principles is quite different from that of traditional wheel-rail vehicles. According to the loading characteristics of the high-speed maglev train, the material of the carbody was determined and the carbody structure was reasonably designed. By reference to relevant standards, the static strength conditions of the high-speed maglev train were summarized, and the analysis on the strength and modal of the carbody structure was conducted. In line with the calculation results, the structure of the carbody was optimized, and the design plan was finalized. The results show that the designed carbody structure can meet the lightweight requirements of the maglev train, and satisfy the needs of strength and stiffness under working conditions in its whole service cycle.

Keywords: high-speed maglev; carbody; structural design; finite element

0 引言

2020年,全国铁路已投产新线1310 km,其中高铁733 km,截至2020年底,全国城市轨道交通总里程已经超过7715 km,预计2021年底铁路营业里程将达到14.6万 km,其中高铁将接近4万 km。不断完善的高速铁路网,在为城市居民带来更加便利的同时,也使人们对轨道交通有了进一步的追求:更高的运营速度、优异的舒适性、完善的轨道交通网,而这些需求都是发展磁浮轨道交通的重要契机^[1]。

自20世纪初德国工程师Hermann Kemper提出磁悬浮铁路原理以来,许多国家都相继开始了磁悬浮技术的研究工作。其中,德国和日本较早地投入研发并各自突破了不同技术路线的磁浮交通模式^[2]。德国掌握了常导高速电磁浮交通技术,研制的Transrapid成为了世界上最先达到成熟阶段的磁浮高速铁路系统。而日本则主要研究HSST常导型中低速磁浮列车以及低温超导高速磁浮列车。之后,中国、美国、韩国、巴西、意大利、俄罗斯等国家在此基础上大力推广和发展了磁浮交通技术^[3]。美国的磁浮技术发展方向比较灵活,其中Hyperloop One公司提出的真空管道“胶囊列车”最引人注目。中国目前已全面掌握了中低速磁悬浮交通技术的关键,并先后于2016年和2017年开通了长沙和北京的中低速磁浮运行线路^[4],

同时,高速磁浮系统的研制也进入了工程化阶段^[5]。

磁浮交通技术与传统轮轨技术有较大的差异,因此不能简单地沿用传统车辆的评价体系来对磁浮车体结构进行设计与分析。本文首先分析了高速磁浮列车的受力特点,然后借此确定了车体材料的选型以及车体结构的设计,最后对车体结构进行仿真分析,使其能够达到强度和刚度的要求。

1 高速磁悬浮系统

1.1 高速磁悬浮技术特征

磁浮交通是一种新型的轨道交通模式,与传统的轮轨车辆不同,是当今唯一运营速度能达到500 km/h的地面交通工具。磁悬浮能够实现与轨道之间无机械接触,不会受到传统轮轨的黏着极限的限制,因此具有噪声低、振动小、加速快、线路适应性强等技术优势。与轮轨系统相比,磁浮系统在牵引、悬浮等方面具有不同的技术特点^[6-8]。

轮轨接触:黏着作用是轮轨系统运行的关键因素,摩擦力既决定,也限制了其牵引能力的水平。由于摩擦损耗等问题,黏着作用产生的牵引力已经不能使传统铁路朝更高的速度领域迈进。而磁悬浮系统不存在机械摩擦接触,摆脱了轮轨间的黏着作用,实现无接触的悬浮与导向,理

论上磁悬浮可以达到更高的运营速度。

牵引系统:传统轮轨车辆通过受电弓与接触网接触,使牵引电能传输到车内的牵引电机。接触网波速是由许用应力、导线张力、电阻率等因素综合决定。根据有关规定,列车的运行速度应低于接触网波速的70%^[9]。因此,列车运行的最大速度也会受到相应的限制。磁悬浮交通均采用直线电机,利用产生的电磁力牵引列车运行,使磁浮列车的爬坡能力、牵引能力不再受到受流限制。

1.2 高速磁悬浮车体受力特点

根据上述高速磁浮的技术特征,可以分析出磁浮车体的承载形式具有以下特点。

垂向载荷:轮轨车辆一般由数个刚性支撑点承载,然后传递到轨道上,属于集中载荷。而磁悬浮列车的二系悬挂支撑点一般是轮轨车辆的数倍,列车质量可以看作均匀地施加在轨道上,属于分布载荷。因此,由于悬浮分布载荷,磁悬浮列车导致的桥梁动态响应比轮轨车辆更小^[10]。

纵向载荷:高速磁浮列车每节车都带有直线电机,属于真正意义上的全驱动。磁浮车运行过程中,每个直线电机通过牵引座直接将纵向力传递给车体,车体受到的牵引力与制动力是分散均匀施加的,同步性比较好,因此车体的纵向冲击比较小。而车体之间传递的纵向力很小,车钩仅作为连挂结构,只有当出现故障或救援状态下,车体结构才承受纵向的牵引或压缩载荷。

横向载荷:与轮轨车辆类似,车体在通过曲线时,通常由于超高不足或超高过剩会引起横向载荷作用,或者高速磁浮列车速度已经超过500 km/h时,列车在进行交汇或者过隧道时会产生较大的横向风载荷等。

动态载荷:由于轨道存在制造的精度误差,使得磁浮列车受到不平顺的作用,这样将产生垂向的动态载荷变化。

在设计车体结构时,根据高速磁浮列车车体的实际受力情况,可以参考相关的标准但必须适当调整其评价的指标体系。通过对国内外大量的车体结构设计、分析和试验标准,分析比较适合参考的标准是TB 10630—2019《磁浮铁路技术标准(试行)》^[11]以及EN12663-1:2010《Railway applications—Structural requirements of railway vehicle bodies》^[12]。

2 车体材料

轨道交通经历了数百年的发展,车体结构的材质从曾经的钢木混合车体、全钢车体、不锈钢车体发展到了铝合金车体、混合材质车体,未来还会继续研发复合材料车体结构^[13]。

由于磁浮列车的悬浮能力是确定值,本着车辆安全可靠性以及轻量化的理念,在车体材料的选取上应综合考虑车辆的结构特点、加工工艺以及材料的力学性能等。国内高速动车组车体材料主要采用大型铝合金挤压型材,且主要为5000、6000、7000系列铝合金型材^[14]。上海高速磁浮列车车体参照航空器标准设计,由铝型材和三明治蜂窝铝板通过铆接和焊接的方式构成^[15]。

表1展示了日本不同材质、不同车体结构及车体自质量比较(表中:SS为结构用钢;SUS为不锈钢;CFRP为碳

纤维增强复合材料)。可以看出,采用铝合金结构和复合材料能较好地实现车体的轻量化,更契合高速磁浮系统的需要。由于磁浮列车采用多点支撑,对刚度要求相对较小,因此本文设计的车体结构骨架主要采用6005A-T6、5083以及6082-T6 3种大型铝合金型材,侧墙以及车顶等部分区域设计三明治夹芯复合材料结构。三明治复合板是一种新型的复合材料结构类型,该车体的三明治夹芯结构是由两侧的铝合金面板与PET90.150泡沫芯材组成,四周设计有密封梁,如图1所示。泡沫芯材的力学性能参数如表2所示。夹层结构质量轻,具有较高的比强度、比模量,因此在受到外力作用时变形较小;此外还具有较高的固有频率、良好的抗疲劳特性以及优良的保温隔热功能和隔音、降噪性。车体主要制造材料力学性能参数见表3。

表1 车体结构、自质量对比

名称	普通钢	不锈钢	铝合金	混合结构	复合结构
底架	SS	SUS	Al	SUS	Al
侧墙	SS	SUS	Al	Al	Al
端墙	SS	SUS	Al	Al	Al
车顶	SS	SUS	Al	Al	CFRP
车体质量/t	7.0	6.0	4.0	4.5	3.5

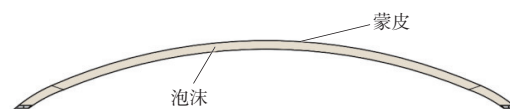


图1 三明治复合材料结构图

表2 泡沫芯材的力学性能

材料	密度/ (kg/m ³)	弹性模量/ MPa	泊松比	切变模量/ MPa	屈服强度/ MPa
PET90.150	145	115	—	30	压缩 2.2 拉伸 2.7 剪切 1.2

表3 车体材料及焊缝的力学性能

材料	母材			焊缝/MPa	
	厚度 t/mm	R _m /MPa	R _s /MPa	R _m	R _s
6005A-T6	t ≤ 5	255	215	165	115
	5 < t ≤ 10	250	200	165	115
5083	t ≤ 40	275	125	275	125
6082-T6	t ≤ 5	290	250	165	125
	5 < t ≤ 10	310	260	185	125

3 车体结构设计

根据上述对磁浮列车的受力特点分析,再结合其运行环境,对车体结构设计时应按照以下原则进行:

1) 车体结构为整体承载结构;2) 方便车下电气设备的安装;3) 车体结构应能够承受相关规定的载荷,且不会

产生永久变形;4)车体结构应具备一定的刚度,保证车体的正常使用以及旅客乘坐的舒适度;5)在保证车体强度和刚度的情况下,应尽可能地减小车体结构的自质量。

轨道交通车辆的车体断面主要有梯形断面、矩形断面以及鼓形断面。本车体断面设计为带有弧度的鼓形断面,全部采用相切圆弧过渡,不仅具有低的运行阻力、良好的动态包络线、承载能力强等特点,而且流线型的外观更加优美,是目前广泛使用的车体断面。

磁浮车体铝型材的插口设计很重要,一方面要考虑型材的连接,另一方面要考虑焊接的性能。常见的大部件结构之间的连接主要是对接、搭接以及插接3种连接形式。地板型材与底架边梁之间采用搭接方式,方便调节底架的宽度;地板型材之间调整量较小,因此采用对接形式连接,同理,车顶结构型材之间,侧墙与车顶以及侧墙与底架之间也采用对接的插口形式,组装方便且能够很好地满足外观要求。该铝合金车体采用全焊接连接形式,具有密封性好、成本低、工艺成熟等特点。在车体设计中尽量采用纵向焊缝,避免T型角焊缝的出现。

车体设计尺寸长度为18 m,宽度为3.2 m,高度为2.85 m。车体主要由车顶、侧墙、底架以及端墙四大结构组成,设计质量为4.55 t,如图2所示。

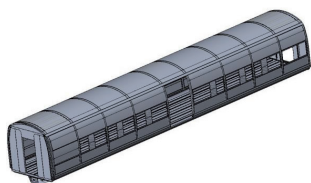


图2 高速磁浮车三维模型图

底架作为乘客以及设备的主要承载结构,主要由下弦梁、端梁以及底架型材构成。底架铝型材采用三角形型腔,型材上、下壁厚均设为4 mm,斜筋设为2 mm,既满足车体强度的要求,又便于铝合金型材的加工。底架端部设有槽型端梁,用于和端墙连接以及车端连接装置和电气连接器的安装使用;底架型材边上设有下弦梁,下弦梁可用于与侧墙连接,中间留有门切口,预留车门安装位置。磁浮车采用多点悬浮支撑的形式,因此需要在底架上安装枕梁结构,用于连接车体与悬浮架;为了减轻质量,枕梁开有多个减质量孔,且枕梁间需保证设备安装所需的空间。下弦梁下侧设计有C型槽,供车下设备吊挂使用。

侧墙由立柱、窗柱、上弦梁以及纵梁构成,立柱和窗柱分别采用中空铝型材,窗口的上下各设一条中空型材的纵向梁,实现侧墙模块化的组装,三明治复合板采用粘铆的连接形式安装在相应的矩形框架中,既能实现车体轻量化的需求,又便于连接。由于磁浮在高速运行下产生较大的侧风压力,因此侧墙立柱与底架下弦梁和车顶上弦梁焊接形成整体框架结构,保证侧墙具有良好的整体承载能力。侧墙每侧在中间开门,门宽、高为1 600 mm×2 180 mm,门采用外推的塞拉门。在容易发生应力集中的门角部位型材应采用整体机加工成型,必要时需加加强筋。

车顶结构主要由车顶复合板和车顶横梁组成。车顶横梁采用闭口铝合金挤压型材,能够提高车顶整体的扭转

刚度。复合板通过粘铆的形式与车顶横梁连接,车顶横梁又与侧墙的上弦梁焊接在一起,与侧墙的立柱形成一个整体的力传递结构。

端墙由铝型材梁板和三明治复合板组成。其中,铝型材框架主要包括端墙立柱、门上横梁、端墙边梁和端墙下边梁。三明治复合板粘铆在上述相应的框架中。端墙整体结构从外侧安装到圆柱形车体结构上,然后铆接到车顶板、后壁门柱和车体底架的端梁型材上。端墙上要固定过道门的车门驱动装置和密封过道。

4 车体结构仿真分析

车体结构主要采用中空铝合金型材以及三明治复合板构成。铝型材属于薄壁结构,采用板壳单元模拟;复合板采用壳单元模拟蒙皮,实体单元模拟夹芯;车窗、车门和底架设备以集中质量点的形式施加在各自的质心位置;内装、管线、乘客等以均布质量点的形式加在各自对应的承载结构上。磁浮车车体结构有限元模型如图3所示。该模型共包括1 918 113个单元、2 309 590个节点。

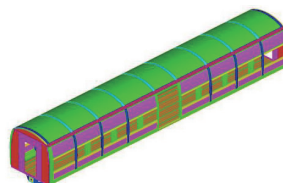


图3 高速磁浮车有限元模型图

4.1 计算载荷工况

目前高速磁浮列车仍没有相应的技术标准,参考EN12663 - 1: 2010《Railway applications—Structural requirements of railway vehicle bodies》相关规定中划分5种结构设计类别的客车以及通过对高速磁浮在运营过程中的受力特点分析,设计了12种静强度载荷工况来验证车体结构设计的合理性,如表4所示。

表4 磁浮车静载荷工况

工况序号	工况名称	工况描述
1	空载压缩工况	空载状态下车钩高度400 kN压缩力
2	空载拉伸工况	空载状态下车钩高度300 kN拉伸力
3	定员压缩工况	定员状态下车钩高度400 kN压缩力
4	定员拉伸工况	定员状态下车钩高度300 kN拉伸力
5	垂向动载工况	1.3倍的垂向静载荷
6	顶车工况	约束3处顶车点,另一处顶车点施加10 mm垂向位移
7	侧风工况1	侧风力20 kN+明线会车(7 000 Pa)
8	侧风工况2	侧风力150 kN
9	侧风工况3	隧道会车(14 000 Pa)
10	设备纵向冲击工况	定员状态下设备纵向3g冲击
11	设备横向冲击工况	定员状态下设备横向1g冲击
12	设备垂向冲击工况	定员状态下设备垂向-(1+c)g冲击

注:1.空载状态为无乘客质量;定员状态为满载乘客;
2.考虑磁悬车体是多点支撑结构,垂向载荷分布均匀,因此c取值为1;g为重力加速度。

磁浮车的纵向载荷较小,与轻轨地铁相似,参照 EN12663-1:2010,可以将磁浮车归类为 P-IV 类别,因此车钩的纵向拉伸力取值为 300 kN,纵向压缩力取值为 400 kN。

高速磁浮车受载情况与中低速磁浮的差异主要体现在气动载荷方面,列车总阻力公式为

$$F = a + bv + cv^2 \quad (1)$$

式中: a 表示固有阻力; b 、 c 分别表示机械、空气阻力系数; v 表示列车运行速度。

由上式可知,空气阻力的大小与速度的平方成正比,速度越大,空气阻力越大。目前国际标准中没有对磁浮车高速运行时受到的气动载荷给出具体的计算公式和数值,因此本文根据某高速磁浮车的相关技术文件给出了 600 km/h 速度下磁浮车的 3 个侧风工况,分别考虑了磁浮车的明线会车、明线运行以及隧道会车 3 种运营情况。

4.2 车体结构评估

对车体结构进行静强度评估时,在多轴应力状态下,如果采用的金属材料为塑性材料,将采用 von_Mises 等效应力进行评估;由于本文设计的车体结构中,所有的金属材料均为塑性材料,因此,车体结构的 von_Mises 等效应力应满足关系式: $\sigma_{\text{von_Mises}}/R_s \leq 1$ 。

4.3 车体仿真结果

将处理完成的车体有限元模型导入相关软件进行仿真计算,得到上述工况的应力及应变结果,以下将列出静强度、刚度以及模态的计算结果。

1) 静强度计算结果

欧标 EN12633 中,对于材料许用应力的安全系数定为 1.15;而考虑到高速磁浮车悬浮能力有限,车体纵向传递力较小,综合考虑其特性,车钩压缩工况安全系数选为 1.0,其他工况安全系数选取 1.25。

由于文章篇幅有限,下面仅列出较为恶劣的工况 9 的车体结构应力云图,如图 4 所示。根据仿真计算结果可以看出,工况 9 的最大应力值为 167.2 MPa,其余工况下车体的结构应力均远小于材料许用应力。且在各载荷工况作用下,复合夹芯板的泡沫芯材最大拉应力为 0.447 MPa,最大压应力为 0.053 MPa,最大切应力为 0.224 MPa。

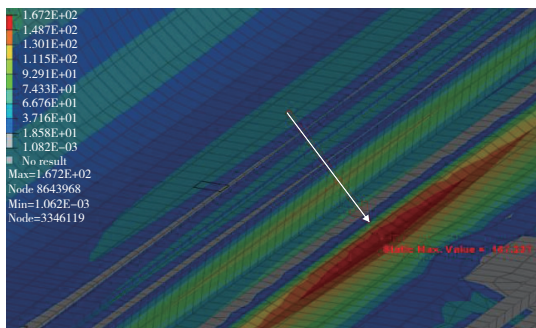


图 4 工况 9 车体应力局部放大图

静强度的计算结果如表 5 所示,其中列出了应力较大的工况下结构最大应力以及出现位置。

表 5 车体结构最大应力

工况序号	最大应力位置	最大应力/MPa	许用应力/MPa
1	车钩座端部	156.0	260
2	车钩座端部	145.4	208
3	车钩座端部	159.2	260
4	车钩座端部	144.6	208
6	底架与侧墙连接处	136.1	172
8	底架与侧墙连接处	126.5	172
9	底架与侧墙连接处	167.2	172
10	门脚处	65.0	172
11	空簧安装座	81.6	172
12	空簧安装座	69.4	172

由上述计算结果可知,车体除底架结构其余位置应力值都较低,且只有在工况 9 下出现应力较高的现象,应力值十分接近许用应力。通过分析得知,底架和侧墙连接采用搭接的形式,导致应力集中的情况,从而出现了应力较大的现象。通过将底架与侧墙的连接形式改为对接后,经过验证,车体的最大应力值降至 150.4 MPa,最大应力位置为底架与侧墙连接处,图 5 为优化后的车体应力云图。因此最终的车体结构方案满足静强度要求。

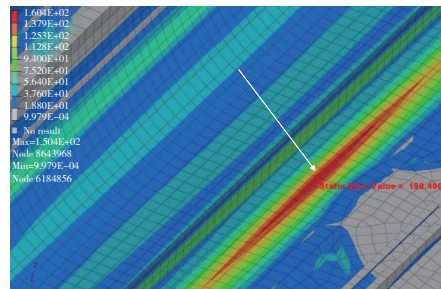


图 5 工况 9 优化后车体应力云图

2) 刚度计算结果

欧标 EN12663 中未对刚度提出具体要求。根据轨道车辆计算的一般要求,在最大垂向载荷作用下,车体底架静挠度不能超过 2 个空簧支撑位之间距离 (3 000 mm) 的 1‰。因为磁浮车采用多点支撑,在垂向静载荷作用下,底架边梁中央最大垂向挠度与传统轮轨车辆相比较小,仅为 0.631 mm,底架边梁挠度曲线图如图 6 所示。由于 $0.631/3\ 000 = 0.210‰ < 1‰$,因此该车的刚度满足要求。

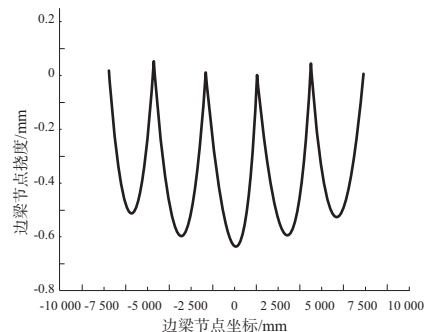


图 6 底架边梁挠度曲线图

3) 模态计算结果

车体结构的模态是各阶固有频率和相应振型的总称,是评价车体结构的一种重要指标,与列车运行的安全性以及乘坐的舒适性有着密切联系。在列车的运行中,如果车体的固有频率接近悬浮架的刚体振动频率,那么将引起共振,且磁悬浮轨道交通中,悬浮模块与轨道的间距仅为几毫米,对轨道的精度要求较高,若发生共振,将极大危害行车安全。

通过对车体进行自由模态分析,且在计算选项中去掉前6阶频率为0的6个刚体振动模态。通常轮轨车辆为两点支撑,为防止车体与转向架产生共振,一般考察车体结构的一阶垂弯与一阶扭转频率。但磁浮车采用6点支撑,当悬浮架产生点头运动时,车体振型对应为4阶弯曲。从计算结果可以看出,车体的3阶垂弯频率为42.65 Hz,如图7所示。可以判断出该车体的4阶弯曲频率已经大于40 Hz,且悬浮架的点头运动为低频运动(8 Hz),因此车体结构的自振频率可以有效避开悬浮架的点头和侧滚频率。

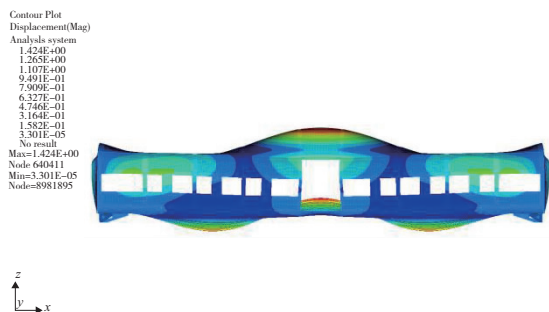


图7 高速磁浮车3阶垂弯频率图

5 结语

本文分析了高速磁浮列车的受载特点,完成了车体的结构设计,然后对该车体进行仿真计算,并依据综合考虑的载荷工况对仿真结构进行了强度和模态的分析。结果表明:所设计的车体结构既能达到高速磁悬浮列车轻量化的要求,又能够满足高速磁悬浮列车服役期间内载荷工况

下的静强度和刚度要求;未来还可以考虑对车体结构进行疲劳强度分析。

高速磁浮作为国内新型的轨道交通工具,车体具有运行速度快、振动小、噪声低等特点。但车体结构较为特殊,国内缺少相应设计技术规范及技术标准,本文基于现有的标准设计出铝合金加三明治夹芯板的复合车体结构,以期对未来高速磁浮交通的发展提供参考。

参考文献:

- [1] 徐飞,罗世辉,邓自刚. 磁悬浮轨道交通关键技术及全速度域应用研究[J]. 铁道学报,2019,41(3):40-49.
- [2] 邓自刚,李海涛. 高温超导磁悬浮车研究进展[J]. 中国材料进展,2017,36(5):329-334,351.
- [3] 庞富恒,魏厥灵,闫晓言. 我国中低速磁浮交通发展综述[J]. 人民公交,2019(5):65-68.
- [4] 佟来生. 长沙磁浮快线列车概述[J]. 电力机车与城轨车辆,2020,43(4):1-5.
- [5] 孙玉玲,秦阿宁,董璐. 全球磁浮交通发展态势、前景展望及对中国的建议[J]. 世界科技研究与发展,2019,41(2):109-119.
- [6] 沈志云. 高速磁浮列车对轨道的动力作用及其与轮轨高速铁路的比较[J]. 交通运输工程学报,2001,1(1):1-6.
- [7] 吴祥明. 磁浮列车[M]. 上海:上海科学技术出版社,2003:4-13.
- [8] 赖纳·沙赫,彼得·耶勒,勒内·瑙曼(德). 高速磁浮与高速轮轨交通系统比较[M]. 北京:中国科学技术出版社.
- [9] EN 50119 Railway applications. Fixed installations—Electric traction overhead contact lines[S].
- [10] KORTUEM, W. Vehicle response on flexible track [C]// International Conference on Maglev Transport: Now & for the Future. [S. l. :s. n.],1984.
- [11] TB 10630—2019 磁浮铁路技术标准(试行)[S].
- [12] EN12663-1:2010 Railway applications—structural requirements of railway vehicle bodies[S].
- [13] 张学山. 中低速磁浮车辆车体结构研究[J]. 铁道车辆,2015,53(3):25-28,5.
- [14] 肖守讷,沈安林,阳光武. 中低速磁悬浮车体的结构特点及其分析[J]. 中国科技论文在线,2010,5(10):803-806.
- [15] 杨明,杨燕荣. TR08 磁悬浮列车车体结构静强度计算及结构优化[J]. 机车车辆工艺,2004(4):4-5,8.

收稿日期:2022-02-24

(上接第122页)

算,根据计算结果,本文设计方案减小了通道内二次流带来的损失,并使得中介机匣内涵道总压恢复系数提高到0.993 9,内涵道总压损失系数降低了9.05%。

参考文献:

- [1] NAYLOR E M J, DUEÑAS C O, MILLER R J, et al. Optimization of nonaxisymmetric endwalls in compressor S-shaped ducts [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(1): 11-21.
- [2] 韩阳,李家军,辛亚楠. 大径向落差长度比中介机匣非轴对称端壁造型方法数值模拟研究[C]. 大连:中国航天第三专业信息网第三十八届技术交流会暨第二届空天动力联合会议论文集——发动机内流气动技术,2017.

- [3] JIN D H, LIU X W, ZHAO W G, et al. Optimization of endwall contouring in axial compressor S-shaped ducts [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2015, 28(4): 1076-1086.
- [4] 黄玮玮,孟福生,宋义康,等. 基于压力场分布的大子午扩张涡轮非轴对称端壁造型方法[J]. 航空动力学报, 2020, 35(5): 1051-1065.
- [5] 郑金,李国君,李军,等. 一种新非轴对称端壁成型方法的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(9): 1487-1491.
- [6] 郎进花,楚武利,张皓光,等. 非对称端壁造型对离心压气机性能的影响[J]. 推进技术, 2020, 41(6): 1286-1295.

收稿日期:2022-02-28