某乘用车动力总成悬置系统设计

赵星辰[1,2] 吕俊[1] 尹立峰[1] 肖磊[1] 李承亮[1]

（1.十堰东森汽车密封件有限公司，十堰 442012；2.东实汽车科技集团股份有限公司，十堰 442012）

【摘要】为提升新能源汽车动力总成悬置系统的隔振效果，提出了乘用车动力总成悬置系统的设计流程，针对某乘用车的设计目标，建立了动力总成悬置系统的动力学模型，分析其模态频率和解耦率，基于悬置刚度设计了悬置三向非线性刚度曲线，并通过悬置系统28工况计算获得了悬置支架的一阶约束模态固有频率和强度，结果表明，该方案满足设计目标要求。

关键词：动力总成 悬置 解耦率 模态频率

中图分类号：U463 **文献标志码：**A **DOI：** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20240301

Design of a Passenger Vehicle Powertrain Mounting System

Zhao Xingchen[1,2], Lü Jun[1], Yin Lifeng[1], Xiao Lei[1], Li Chengliang[1]

(1. Shiyan Dongsen Automotive Seals Co., Ltd., 442012; 2. Dongshi Motor Technology Group Co., Ltd., 442012)

【Abstract】 In order to improve vibration isolation effect of NEV powertrain mounting system, this paper proposes design flow of passenger vehicle powertrain mounting system. Next, for the design objective of a passenger vehicle, a dynamic model of powertrain mounting system is established to analyze its modal frequency and decoupling rate. Then, based on the mounting stiffness, the three-dimensional nonlinear stiffness curve of mounting is designed. Inherent frequency and strength of the mounting bracket 1st order constraint mode are obtained based on the calculation results of the mounting system 28 working conditions. The results indicate that this scheme meets requirement of design objective.

Key words: Powertrain, Mounting, Decoupling rate, Modal frequency

【引用格式】 赵星辰, 吕俊, 尹立峰, 等. 某乘用车动力总成悬置系统设计[J]. 汽车工程师, 2026(2): 33-40.

ZHAO X C, LÜ J, YIN L F, et al. Design of a Passenger Vehicle Powertrain Mounting System[J]. Automotive Engineer, 2026(2): 33-40.

1 前言

车辆的噪声主要来源于动力总成、传动机构、轮胎和车身振动等，汽车零部件的设计水平直接影响整车NVH性能[1]。动力总成通过悬置系统安装在车架上，是电动汽车自身激励的最主要振源，合理的悬置设计可减小振动、降低噪声并改善驾乘舒适性，还能提高零部件和整车的寿命[2-8]。

目前，汽车动力总成悬置系统的研究主要集中于悬置的解耦匹配、非线性刚度设计和悬置系统的隔振设计等。安俊龙等[9]建立了MATLAB和Isight联合仿真六自由度悬置模型，并利用非支配排序遗传算法-Ⅱ（Non-dominated Sorting Genetic Algorithms-Ⅱ，NSGA-Ⅱ）对某动力总成悬置系统进行了解耦与隔振最优匹配开发。王东亮等[10]分析了某轻型载货汽车的动力总成悬置系统基本特征和选型设计基本原则，进行了系统匹配设计和隔振计算。陈克等[11]为研究纯电动汽车动力总成悬置的隔振性能，通过频谱分析明确了悬置刚度对其隔振性能的影响。王恒等[12]基于动力总成悬置设计经验，为压缩机总成设计了高可靠性悬置系统，并进行了优化验证。

本文针对某乘用车的设计要求，基于已有悬置结构进行刚度优化匹配，对动力总成解耦率和模态频率进行计算，以实现6个自由度基本解耦和模态频率满足要求，并基于悬置静刚度和非线性刚度段进行28工况

计算、支架模态和强度计算，验证设计方案的有效性。

2 动力总成悬置系统设计流程

动力总成悬置设计的输入包括：合成后的动力总成布置位置；合成后的动力总成倾角；悬置布置位置和倾角；动力总成、车架等相关部件的三维环境件。此外，为计算动力总成悬置系统的固有频率和解耦率，需要悬置的刚度、安装角度、安装位置以及动力总成惯性参数等数据，可通过测试获得。

悬置系统的设计目标包括动力总成解耦率、动力总成模态频率、28工况动力总成质心位移和悬置受力、支架模态、支架强度。

动力总成悬置的具体设计流程如图1所示：

a. 基于动力总成参数进行静刚度解耦优化，获得优化后的直线段静刚度、动静比、解耦和模态频率分析结果；

b. 基于优化后的直线段静刚度设计橡胶主簧结构（若静刚度不满足要求，则修改橡胶主簧加强筋结构，如角度和大小），获得橡胶主簧结构、CAE静刚度分析结果等；

c. 进行非线性刚度段设计、工作点刚度设计、28工况位移控制计算、缓冲块结构设计（若非线性刚度不满足要求，则修改橡胶缓冲块结构），得到橡胶缓冲块、橡胶悬置结构、CAE非线性段计算结果、28工况计算结果；

d. 基于28工况悬置载荷，对支架进行模态、强度校核及结构优化（若支架强度或模态不达标，则修改支架结构），获得悬置支架结构、CAE强度计算结果。

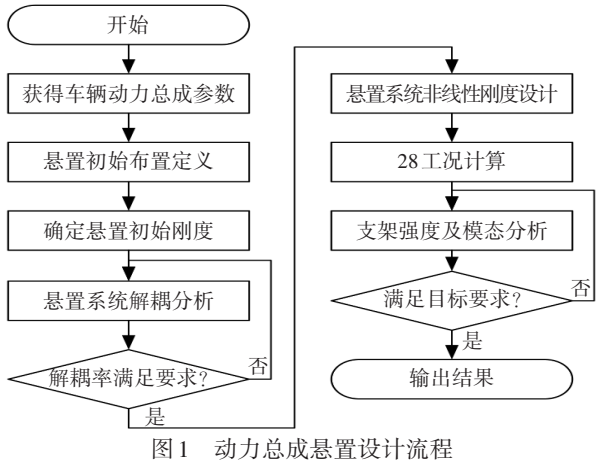


图1 动力总成悬置设计流程

3 某车型动力总成悬置系统设计

3.1 悬置系统的解耦计算及评价

本文的研究对象为某新能源乘用车，其悬置系统采用扭矩轴理论布置，为左、右、后三点钟摆式悬置系统，后悬置为摆动支撑悬置。其动力总成解耦率和模态频率目标如表1所示。

表1 解耦率和模态频率目标

自由度	解耦率/%	模态频率/Hz
纵向	85	<20
侧向	85	<20
垂向	90	10~26
侧倾	85	<40
俯仰	90	40~42
横摆	85	<40

以整车坐标系为基准，该车型的动力总成参数如表2所示，其中X向、Y向、Z向为整车坐标系下的纵向、侧向和垂向，J_{xx}、J_{yy}、J_{zz}分别为动力总成绕X轴、Y轴、Z轴的转动惯量，J_{xy}、J_{yz}、J_{xz}分别为动力总成对于X-Y轴、Y-Z轴、Z-X轴之间的惯性积。

表2 动力总成参数

总质量/kg	质心坐标/mm			转动惯量/kg·m^{-2}			惯性积/kg·m^{-2}		
	X向	Y向	Z向	J_{xx}	J_{yy}	J_{zz}	J_{xy}	J_{yz}	J_{xz}
98.93	−111.2	2.79	49.12	2.36	1.56	2.91	−0.34	0.26	0.14

设计合理的悬置刚度，使悬置系统解耦率和模态频率满足设计要求，可使能量快速衰减，减少传递到车架的能量，提高动力总成悬置系统的隔振性能[13]。

基于动力总成和已有悬置刚度，利用自编程序进行解耦计算，采用现有产品设计优化得出的悬置软垫静刚度及安装角度如表3所示，计算得出的动力总成系统模态频率及解耦率结果如表4所示。

表3 悬置软垫的静刚度、安装角度和位置

悬置类型	静刚度/N·mm^{-1}			安装角度/(°)			安装位置/mm		
	X向	Y向	Z向	X向	Y向	Z向	X向	Y向	Z向
左悬置	431	431	132	0	90	90	−351	−284	57
右悬置	431	431	132	90	0	90	−366	250	57
摆动支撑悬置	415	415	180	90	90	0	86.5	−3.6	−16

由表4可知，动力总成在X方向、Y方向、Z方向、俯仰（R_y）方向和横摆（R_z）方向的解耦率均达到85%以上，满足目标要求，在侧倾（R_x）方向的解耦率未达到目标要求，在现有的悬置类型下进行多轮迭代优化后未改善，故采用当前刚

度。由于动力总成在主要方向（垂向、侧倾）的解耦率均大于80%，可认为在这2个方向上完全解耦。各向悬置系统的固有频率均满足目标要求。

表4　悬置系统模态频率和解耦率

自由度		纵向	侧向	垂向	侧倾	俯仰	横摆
频率/Hz		19.41	11.92	20.74	25.11	40.30	31.40
解耦率/%	纵向	86.99	0.01	11.47	0.90	0.13	0.49
	侧向	0.03	99.22	0.02	0.40	0.02	0.31
	垂向	11.50	0.00	87.09	0.39	0.90	0.11
	侧倾	0.04	0.22	1.14	83.50	6.35	8.75
	俯仰	0.83	0.01	0.20	8.54	90.11	0.73
	横摆	0.61	0.54	0.08	6.26	2.91	89.60

3.2　悬置非线性刚度设计

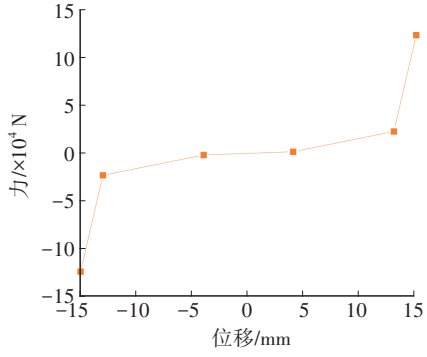
悬置力-位移非线性曲线通常包括线性段、过渡段和硬限位段[14-15]：

a. 线性段主要用于怠速、高速巡航和平滑路面行驶工况，此时悬置系统主要起隔振作用；

b. 过渡段主要用于中间挡位全油门加速和粗糙路面行驶工况，此时悬置系统的主要作用是隔振和位移控制；

c. 硬限位段主要用于低挡位和倒挡全油门加速工况，此时悬置系统的主要作用是位移控制。

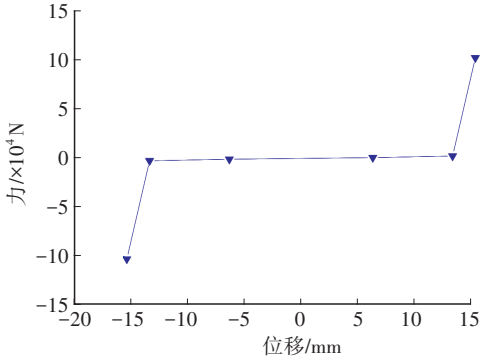
本文通过三维建模软件UG（Unigraphics NX）建立悬置有限元模型，采用UG的Siemens NX Nastran 11.02模块绘制六面体网格，网格单元设置为C3D8H，对橡胶悬置外部进行固定约束，将内芯耦合至一点并分别加载三向位移后计算悬置三向非线性曲线，如图2、图3所示。合理的悬置非线性刚度设计可满足悬置系统隔振性能要求，在运动幅度较大时能够抑制动力总成的过大位移。



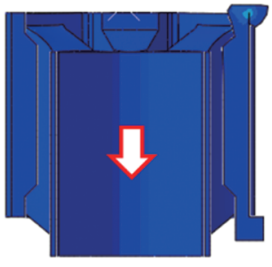
（a）X向刚度



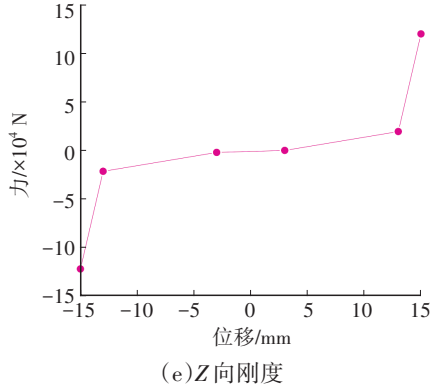
（b）X向刚度加载示意



（c）Y向刚度



（d）Y向刚度加载示意

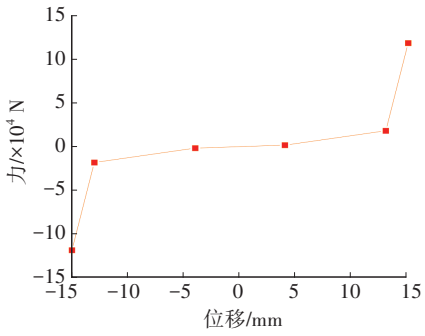


（e）Z向刚度

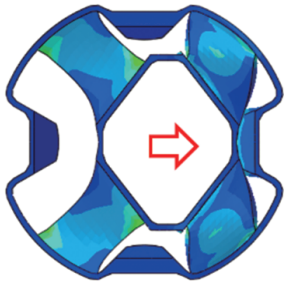


（f）Z向刚度加载示意

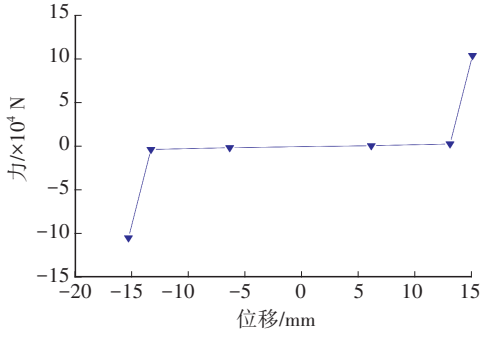
图2　左、右悬置三向非线性曲线



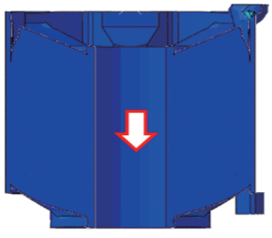
(a)*X*向刚度



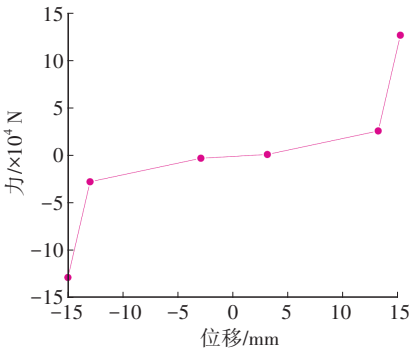
(b)*X*向刚度加载示意



(c)*Y*向刚度



(d)*Y*向刚度加载示意



(e)*Z*向刚度



(f)*Z*向刚度加载示意

图3　摆动支撑悬置三向非线性曲线

3.3　悬置系统28工况计算

动力总成驱动电机的最大扭矩为2 827 N·m，减速器齿比为12.293，根据电机特点改进后所得的28工况载荷如表5所示[16]。

将28工况载荷数据、悬置静刚度和非线性刚度曲线作为输入数据，采用自编程序进行仿真计算后输出动力总成质心位移和各悬置受力情况，如表6、表7所示。

3.4　支架强度及模态计算

悬置支架是动力总成的安全件和功能件，用于固定并支撑动力总成、连接减振元件[17]。本文对悬置支架的性能要求为一阶约束模态固有频率大于850 Hz、最大主应力小于材料屈服强度。

表5　悬置系统28工况载荷

序号	工况描述	动力总成载荷/N			扭矩/N·m		
		*X*方向	*Y*方向	*Z*方向	R_x方向	R_y方向	R_z方向
1	静态设计位置	0	0	0	0	0	0
2	前进挡最大转矩	0	0	0	0	9 329	0
3	倒挡最大转矩	0	0	0	0	−9 329	0
4	前进挡最大转矩和最大加速度(后驱)	581	0	0	0	9 329	0
5	前进挡最大转矩和1 *g*左转	0	969	0	0	9 329	0
6	前进挡最大转矩和1 *g*右转	0	−969	0	0	9 329	0
7	前进挡最大转矩和−2 *g*颠簸	0	0	−1 939	0	9 329	0
8	前进挡最大转矩和+2 *g*颠簸	0	0	1 939	0	9 329	0

续表

序号	工况描述	动力总成载荷/N			扭矩/N·m		
		X方向	Y方向	Z方向	R_x方向	R_y方向	R_z方向
9	倒挡最大转矩和最大加速度（后驱）	−484	0	0	0	9 329	0
10	8 km/h前碰撞（−11 g）	−10 664	0	0	0	0	0
11	8 km/h后碰撞（11 g）	10 664	0	0	0	0	0
12	垂直向上加载（+5 g）	0	0	4 847	0	0	0
13	垂直向下加载（−5 g）	0	0	−4 847	0	0	0
14	横向向左加载	0	−2 908	0	0	0	0
15	横向向右加载	0	2 908	0	0	0	0
16	垂直向上（+5 g）和横向向左（−3 g）加载	0	−2 908	4 847	0	0	0
17	垂直向上（+5 g）和横向向右（+3 g）加载	0	2 908	4 847	0	0	0
18	垂直向下（−5 g）和横向向左（−3 g）加载	0	−2 908	−4 847	0	0	0
19	垂直向上（−5 g）和横向向右（+3 g）加载	0	2 908	−4 847	0	0	0
20	崎岖路面向上工况（+3.5 g）	0	0	3 393	0	0	0
21	崎岖路面向下工况（−3.5 g）	0	0	−3 393	0	0	0
22	向前纵向加载工况（−3 g）	2 908	0	0	0	0	0
23	向后纵向加载工况（+3 g）	−2 908	0	0	0	0	0
24	极限前进转矩工况（2.2倍倒挡最大转矩）	0	0	0	0	11 873	0
25	极限倒挡转矩工况（2.2倍倒挡最大转矩）	0	0	0	0	−11 873	0
26	静态设计位置（−1 g）	0	0	0	0	0	0
27	部分前进转矩工况（5/8倍前进最大转矩）	0	0	0	0	5 830	0
28	部分倒挡转矩工况（5/8倍倒挡最大转矩）	0	0	0	0	−5 830	0

表6　悬置系统质心位移

序号	工况描述	动力总成质心位移/mm			动力总成质心扭转角度/(°)		
		X方向	Y方向	Z方向	R_x方向	R_y方向	R_z方向
1	静态设计位置	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	前进挡最大转矩	0.83	−0.02	−1.76	0.01	3.01	−0.01
3	倒挡最大转矩	−0.85	0.01	3.09	0.01	−3.10	0.01
4	前进挡最大转矩和最大加速度（后驱）	2.94	−0.05	−0.92	0.01	2.39	−0.04
5	前进挡最大转矩和1 g左转	−2.95	0.04	2.41	0.02	−2.43	0.04
6	前进挡最大转矩和1 g右转	0.81	2.23	−1.77	0.00	3.01	0.03
7	前进挡最大转矩和−2 g颠簸	0.84	−2.26	−1.76	0.02	3.01	−0.06
8	前进挡最大转矩和+2 g颠簸	0.82	−0.01	−1.92	0.00	2.98	−0.01
9	倒挡最大转矩和最大加速度（后驱）	0.83	−0.02	−1.76	0.01	3.01	−0.01
10	8 km/h前碰撞（−11 g）	−0.02	−0.02	2.62	0.05	−0.08	0.00
11	8 km/h后碰撞（11 g）	0.02	0.02	−2.62	−0.05	0.08	0.00
12	垂直向上加载（+5 g）	−2.30	0.04	0.02	0.00	−0.04	0.03
13	垂直向下加载（−5 g）	2.30	−0.04	−0.02	0.00	0.04	−0.03
14	横向向左加载	0.54	−0.01	−0.93	0.00	1.98	−0.01
15	横向向右加载	−0.43	0.00	1.54	0.02	−1.58	0.00
16	垂直向上（+5 g）和横向向左（−3 g）加载	−0.92	−0.01	2.35	0.06	−3.35	0.01
17	垂直向上（+5 g）和横向向右（+3 g）加载	−0.03	−0.03	3.74	0.07	−0.12	0.00
18	垂直向下（−5 g）和横向向左（−3 g）加载	0.01	0.02	−3.34	−0.05	0.05	0.00
19	垂直向上（−5 g）和横向向右（+3 g）加载	0.04	−6.75	0.02	0.08	0.00	−0.14
20	崎岖路面向上工况（+3.5 g）	−0.04	6.75	−0.02	−0.08	0.00	0.14

续表

序号	工况描述	动力总成质心位移/mm			动力总成质心扭转角度/(°)		
		X方向	Y方向	Z方向	R_x方向	R_y方向	R_z方向
21	崎岖路面向下工况(−3.5 g)	0.01	−6.78	3.76	0.16	−0.12	−0.14
22	向前纵向加载工况(−3 g)	−0.07	6.72	3.72	−0.01	−0.12	0.13
23	向后纵向加载工况(+3 g)	0.05	−6.72	−3.36	0.01	0.04	−0.13
24	极限前进转矩工况(2.2倍倒挡最大转矩)	−0.02	6.76	−3.28	−0.11	0.07	0.14
25	极限倒挡转矩工况(2.2倍倒挡最大转矩)	−6.27	0.07	0.07	−0.01	−0.14	0.06
26	静态设计位置(−1 g)	6.26	−0.07	−0.07	0.01	0.14	−0.06
27	部分前进转矩工况(5/8倍前进最大转矩)	0.94	0.02	−0.96	−0.08	3.43	−0.01
28	部分倒挡转矩工况(5/8倍倒挡最大转矩)	−0.95	−0.03	2.43	0.11	−3.48	0.01
设计位移(最大值)		15	10	12	3	1	1
设计位移(最小值)		−15	−10	−12	−3	−1	−1
计算质心位移(最大值)		6.26	6.76	3.76	0.16	3.43	0.14
计算质心位移(最大值)		−6.26	−6.78	−3.36	−0.11	−3.48	−0.14

表7　各悬置受力情况　　N

序号	左悬置受力			右悬置受力			摆动支撑悬置受力		
	X向	Y向	Z向	X向	Y向	Z向	X向	Y向	Z向
1	5	1	−194	3	1	−238	−8	−2	−538
2	415	4	9675	445	4	10 671	−860	−8	−21 315
3	−410	−3	−10 062	−440	−4	−11 147	850	7	20 239
4	599	6	9 684	654	7	10 682	−671	−13	−21 336
5	507	274	9 720	357	273	10 627	−863	422	−21 316
6	324	−267	9 630	534	−265	10 714	−857	−438	−21 314
7	420	4	9 288	450	4	10 195	−870	−8	−22 392
8	410	3	10 062	440	4	11 147	−850	−7	−20 239
9	−563	−6	−10 069	−615	−6	−11 156	693	11	20 256
10	−3 498	−10	−336	−4 099	−11	−402	−3 067	20	−231
11	3 536	12	−56	4 134	13	−79	2 994	−24	−835
12	−16	−3	774	−7	−3	952	24	6	2 152
13	10	1	−1 159	8	1	−1 427	−17	−2	−3 231
14	−249	−799	−331	250	−794	−104	−1	−1 316	−534
15	260	801	−56	−244	796	−372	−16	1 312	−541
16	−272	−802	637	237	−798	1 086	36	−1 309	2 155
17	237	796	912	−253	792	817	16	1 321	2 149
18	−237	−794	−1 298	247	−790	−1 292	−9	−1 325	−3 228
19	257	796	−1 020	−232	792	−1 562	−25	1 320	−3 234
20	−13	−2	484	−8	−2	595	21	4	1 344
21	13	3	−870	5	3	−1 070	−17	−5	−2 423
22	−919	−11	−238	−1 047	−13	−294	−942	24	−438
23	930	13	−150	1 053	14	−182	925	−27	−638
24	495	4	12 371	532	5	13 651	−1 027	−9	−26 992
25	−494	−4	−12 757	−531	−4	−14 126	1 025	8	25 914
26	5	1	−194	3	1	−238	−8	−2	−538
27	300	3	5 968	320	3	6 573	−620	−6	−13 510
28	−295	−3	−6 355	−316	−3	−7 049	610	6	12 434
最大	3 536	801	12 371	4 134	796	13 651	2 994	1 321	25 914
最小	−3 498	−802	−12 757	−4 099	−798	−14 126	−3 067	−1 325	−26 992

利用UG软件分别对左悬置支架、右悬置支架和摆动支撑悬置支架进行建模，并对各支架进行网格划分，设置网格尺寸为3 mm×3 mm，支架材料参数如表8所示，约束方式为6个法兰面区域施加固定约束，内圈耦合加载计算支架强度；计算支架的模态值时采用约束模态。

表8　支架材料参数

参数	取值	参数	取值
材料	AlSi9Cu3	泊松比	0.33
密度/g·cm^{-3}	2.67	屈服强度$R_{p0.2}$/MPa	160
弹性模量/GPa	32 500	抗拉强度R_m/MPa	320

强度计算采用28工况最大载荷进行加载，加载力如表9所示，强度和模态分析结果如表10所示，可知悬置支架模态频率满足目标要求，最大主应力均小于材料屈服强度，支架强度合格。

表9　支架计算加载力　N

计算方向	左悬置	右悬置	摆动支撑悬置
+X向	3 536	4 134	2 994
−X向	−3 498	−4 098	−3 067
+Y向	800	796	1 321
−Y向	−802	−797	−1 324
+Z向	12 371	13 651	25 914
−Z向	−12 757	−14 126	−26 992

表10　支架强度和模态分析结果

参数		目标	左悬置支架	右悬置支架	摆动支撑支架
悬置支架强度/MPa	+X向	≤160	10	25	46.5
	−X向	≤160	33	55	16
	+Y向	≤160	6.9	5.4	7.5
	−Y向	≤160	6.0	13.3	11.8
	+Z向	≤160	87	106.9	149
	−Z向	≤160	148	117.8	148
一阶约束模态固有频率/Hz		≥850	2 163	1 798	2 442

4　结束语

本文提出了乘用车动力总成悬置系统的设计流程，并基于某乘用车动力总成参数，建立了动力总成悬置系统的动力学模型，对解耦率和模态频率进行计算，从而实现6个自由度基本解耦（模态频率达到80%以上），模态频率达到要求，然后，计算悬置非线性刚度曲线，并基于悬置静刚度和非线性曲线进行了28工况计算，获得了动力总成质心位移和悬置受力情况，最后，基于悬置受力情况进行了支架模态和强度计算，计算结果表明，该方案满足产品模态要求和材料强度要求。

本文主要对某乘用车的悬置结果进行了设计和分析，未考虑悬置元件的布置角度及位置优化，需开展进一步研究。

参　考　文　献

[1] 黄思怡，康健强．电动汽车振动特性及NVH性能控制研究进展[J]．汽车实用技术，2023，48(17)：200-205.
HUANG S Y，KANG J Q. Research Progress of Vibration Characteristics and NVH Performance Controlling of Electric Vehicles[J]. Automobile Applied Technology，2023，48(17)：200-205.

[2] 顾海南．基于六自由度解耦分析的整车悬置设计[J]．汽车实用技术，2022，47(15)：48-51.
GU H N. Vehicle Suspension Design Based on Six Degree of Freedom Decoupling Analysis[J]. Automobile Applied Technology，2022，47(15)：48-51.

[3] 陈克，骆嘉晖．纯电动汽车动力总成悬置系统隔振性能研究[J]．中国工程机械学报，2021，19(6)：492-499.
CHEN K，LUO J H. Research on Vibration Isolation Performance of Powertrain Mount System of Battery Electric Vehicle[J]. Chinese Journal of Construction Machinery，2021，19(6)：492-499.

[4] 徐中明，李晓，刘和平．纯电动汽车动力总成悬置系统的优化[J]．汽车工程，2012，34(9)：806-810+815.
XU Z M，LI X，LIU H P. Optimization of the Powertrain Mounting System of Electric Vehicle[J]. Automotive Engineering，2012，34(9)：806-810+815.

[5] 张慧杰，郝慧荣，郭志平．六自由度发动机悬置系统分析与优化设计[J]．振动工程学报，2019，32(5)：801-810.
ZHANG H J，HAO H R，GUO Z P. Analysis and Optimization Design of Six Degrees of Freedom Engine Mount System[J]. Journal of Vibration Engineering，2019，32(5)：801-810.

[6] 王田修，王晨光，杨洁丹，等．汽车发动机悬置安装点最佳位置的优化研究[J]．振动与冲击，2019，38(10)：215-220.
WANG T X，WANG C G，YANG J D，et al. Analysis on the Optimal Location of Mounting Points at the Body Sides of a Vehicle[J]. Journal of Vibration and Shock，2019，38(10)：215-220.

[7] 席智伦，彭宇明，杨明亮，等．某型电动客车悬置系统多目标优化[J]．噪声与振动控制，2020，40(1)：104-110+131.
XI Z L，PENG Y M，YANG M L，et al. Multi-Objective Optimization of a Certain Type Electric Bus's Mount

System[J]. Noise and Vibration Control, 2020, 40(1): 104-110+131.

[8] 庄伟超，王良模，殷召平，等. 基于遗传算法的混合动力汽车动力总成悬置系统的优化设计研究[J]. 振动与冲击，2015, 34(8): 209-213.
ZHUANG W C, WANG L M, YIN Z P, et al. Optimization Design for Powertrain Mounting System of a Hybrid Electric Vehicle Via Genetic Algorithm[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(8): 209-213.

[9] 安俊龙，张俊，王志伟，等. 基于NSGA-Ⅱ算法的动力总成悬置解耦与隔振最优匹配研究[J]. 汽车实用技术，2024, 49(4): 67-71.
AN J L, ZHANG J, WANG Z W, et al. Research of Powertrain Mount Decoupling and Vibration Isolation Optimal Matching Based on NSGA-II Algorithm[J]. Automobile Applied Technology, 2024, 49(4): 67-71.

[10] 王东亮，罗钿，孙玉华，等. 轻卡动力总成悬置系统选型设计方法研究[J]. 制造业自动化，2023, 45(11): 147-151.
WANG D L, LUO T, SUN Y H, et al. Research on Lectotype Design Method of a Light Truck's Powertrain Mounting System[J]. Manufacturing Automation, 2023, 45(11): 147-151.

[11] 夏力，郭一鸣，朱向洪，等. 改进NSGA-Ⅱ算法的动力总成悬置系统怠速振动优化[J]. 湖北汽车工业学院学报，2023, 37(1): 1-6+13.
XIA L, GUO Y M, ZHU X H, et al. Idle Speed Optimization of Powertrain Mounting System Based on Improved NSGA-Ⅱ Algorithm[J]. Journal of Hubei University of Automotive Technology, 2023, 37(1): 1-6+13.

[12] 孙永厚，段鹏，刘夫云，等. 动力总成悬置系统非线性刚度设计及优化[J]. 噪声与振动控制，2020, 40(3): 148-153.
SUN Y H, DUAN P, LIU F Y, et al. Design and Optimization of Nonlinear Stiffness for Powertrain Mount System[J]. Noise and Vibration Control, 2020, 40(3): 148-153.

[13] 吕兆平，杨晓. 汽车动力总成悬置系统的非线性刚度设计方法[J]. 汽车工程，2011, 33(7): 581-585.
LV Z P, YANG X. The Design Method of the Nonlinear Stiffness for Automotive Powertrain Mounting System[J]. Automotive Engineering, 2011, 33(7): 581-585.

[14] 刘通，刘艳华，赵晓亮. 基于发动机怠速工况的悬置系统振动特性研究[J]. 汽车工程师，2020(11): 47-51.
LIU T, LIU Y H, ZHAO X L. Research on Vibration Characteristics of Mounting System Based on Engine Idle Condition[J]. Automotive Engineer, 2020(11): 47-51.

[15] 靳继涛，张义博，李腾，等. 悬置支架模态仿真与试验对标研究[J]. 汽车工程师，2021(8): 49-51.
JIN J T, ZHANG Y B, LI T, et al. Modal Simulation and Test Calibration of Mount Bracket[J]. Automotive Engineer, 2021(8): 49-51.

[16] 吕兆平. 某大微客动力总成悬置系统优化设计研究[D]. 长沙：湖南大学，2010.
LV Z P. Research on Optimizing Design of the Engine Mount System of a Big Mini Van[D]. Changsha: Hunan University, 2010.

[17] 吴兵舰，张东凯，王斐. 某汽车动力总成悬置支架的轻量化设计[J]. 长安大学学报（自然科学版），2023, 43(3): 134-144.
WU B J, ZHANG D K, WANG F. Lightweight Design of Powertrain Mounting Bracket of Commercial Vehicle[J]. Journal of Chang'an University (Natural Science Edition), 2023, 43(3): 134-144.

（责任编辑　弦　歌）

修改稿收到日期为2024年10月28日。