

ICS 43.020

T 20

团体标准

T/CSAE XX - 2020

乘用车悬架系统台架试验规范

Specification for bench test of passenger car suspension system

(征求意见稿)

在提交反馈意见时，请将您知道的该标准所涉必要专利信息连同支持性文件一并附上。

XXXX-XX-XX 发布

XXXX-XX-XX 实施

中国汽车工程学会 发布

目 次

前言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 符号（代号、缩略语）	2
5 试验设备及工装要求	2
6 耐久性能要求	2
6.1 纵向力耐久	2
6.2 侧向力耐久	2
6.3 同向垂直力耐久	2
6.4 异向垂直力耐久	2
6.5 复合加载耐久（选做）	3
6.6 动力悬置支架耐久	3
7 强度性能要求	3
7.1 纵向力强度	3
7.2 侧向力强度	3
7.3 垂直力强度	3
8 耐久性能试验方法	3
8.1 纵向力耐久试验	3
8.2 侧向力耐久试验	6
8.3 同向垂直力耐久试验	7
8.4 异向垂直力耐久试验	7
8.5 复合力耐久试验（选做）	9
8.6 动力悬置支架耐久试验	10
9 强度性能试验方法	11
9.1 纵向力强度试验	12
9.2 侧向力强度试验	12
9.3 垂直力强度试验	13
附 录 A（规范性附录） 前悬架纵向力台架耐久试验载荷计算	15
A.1 载荷对应工况	15
A.2 载荷计算	15
附 录 B（规范性附录） 后悬架纵向力台架耐久试验载荷计算	18
B.1 载荷对应工况	18
B.2 载荷计算	18

附录 C（规范性附录） 侧向力台架耐久试验载荷计算	20
C.1 载荷对应工况	20
C.2 载荷计算	20
C.3 侧向力耐久加载力取值及试验次数载荷计算	22

前 言

本标准按照 GB/T1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》给出的规则起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利，本文件的发布机构不承担识别这些专利的责任。

本标准由北京汽车股份有限公司提出。

本标准起草单位：北京汽车股份有限公司、国家汽车质量监督检验中心（襄阳）、广州汽车集团有限公司、中国一汽集团有限公司、东风汽车集团有限公司、东风股份有限公司、芜湖众力底盘系统有限公司、四川建安工业工业有限责任公司、中国汽车技术研究中心有限公司（天津）、万向钱潮股份有限公司、中国汽车工程研究院股份有限公司、索密克汽车配件有限公司

本标准主要起草人：

乘用车悬架系统台架试验规范

1 范围

本标准规定了乘用车悬架系统台架试验规范。

本标准适用于基础（新）底盘平台结构乘用车前、后悬架系统台架试验。对于在基础平台上延伸车型（如油改电），若轴荷增加 $<10\%$ ，悬架系统的强度及耐久性可视同原基础平台车，若轴荷增加 $\geq 10\%$ ，悬架系统的强度及耐久性可参照使用。

2 规范性引用文件

无

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本标准。

3.1

麦弗逊悬架 mcPherson suspension

汽车独立悬架的一种结构类型，普遍应用于前悬架。由滑柱、控制臂、副车架及稳定杆等部件组成。

3.2

双叉臂悬架 double wishbone suspension

汽车独立悬架的一种结构类型，适应于前后悬架。由滑柱、上控制臂、下控制臂、副车架及稳定杆等部件组成。

3.3

多连杆悬架 multilink rear suspension

汽车独立悬架的一种结构类型，适应于后悬架。是指单边由三根或三根以上连接拉杆构成，能够提供多个方向的控制力，使轮胎具有更加可靠的行驶轨迹的悬架机构。

3.4

扭力梁后悬架 torsion beam rear suspension

汽车半独立悬架的一种结构类型，适应于后悬架。是通过一个扭力梁来平衡左右车轮的上下跳动，以减小车辆的摇晃，保持车辆的平稳性。

3.5 整体桥式非独立悬架 integral axle non independent suspension

汽车非独立悬架一种结构类型，在乘用车领域多用于偏重越野的 SUV 车型。通过一根硬轴将左右两个车轮相连。

3.6

验证样件 validation sample

试验过程中需要验证的工程样件，应是正式工装制造的样件。验证样件经过一项台架耐久试验循环后不可重复使用。

3.7

非验证样件 nonvalidation sample

试验过程中不需要验证的样件，在试验中可重复使用。

4 符号（代号、缩略语）

下列符号（代号、缩略语）适用于本文件。

g ——重力加速度，单位为 m/s^2 。

G ——满载条件下车轮轮荷。

5 试验设备及工装要求

试验设备采用双通道柔性耐久试验台。试验设备载荷传感器应第三方校准，符合试验要求。试验过程中加载方向应与试验要求保持一致；耐久性试验中加载方式应采用连续加载方式，最大载荷的误差范围应在 $\pm 5\%$ 以内；试验中连接部位所用的工装的刚度应不小于样件刚度的10倍。

6 耐久性能要求

6.1 纵向力耐久

按照8.1进行试验，悬架系统各验证零部件（除胶套外）在20万次试验后，不允许出现裂纹；紧固件不允许出现松动，松脱力矩大于初始拧紧力矩70%；40万次不允许出现严重塑性变形或断裂现象（裂纹超过10mm）。

6.2 侧向力耐久

按照8.2进行试验，悬架系统各验证零部件（除胶套外）在20万次试验后，不允许出现裂纹；紧固件不允许出现松动，松脱力矩大于初始拧紧力矩70%；40万次不允许出现严重塑性变形或断裂现象（裂纹超过10mm）。

6.3 同向垂直力耐久

按照8.3进行试验，悬架系统各验证零部件（除胶套外）在20万次试验后，不允许出现裂纹；紧固件不允许出现松动，松脱力矩大于初始拧紧力矩70%；40万次不允许出现严重塑性变形或断裂现象（裂纹超过10mm）。

6.4 异向垂直耐久

对于独立悬架结构如麦弗逊前悬架、双叉臂悬架及多连杆后悬架等：按照8.4进行试验，悬架系统各验证零部件（除胶套外）在20万次试验后，不允许出现裂纹；紧固件不允许出现松动，松脱力矩大于初始拧紧力矩70%。

对于扭力梁后悬架：按照8.4进行试验，悬架系统各验证零部件（除胶套外）在50万次试验后，不允许出现裂纹；紧固件不允许出现松动，松脱力矩大于初始拧紧力矩70%。

对于整体桥非独立悬架，此项试验不适用。

6.5 复合加载耐久（选做）

按照8.5进行试验，悬架系统各验证零部件（除胶套外）在15万次试验后，不允许出现裂纹，紧固件的力矩要在初始力矩70%以上；台架试验做到样件出现严重塑性变形（裂纹超过10mm）或断裂现象为止。

6.6 动力悬置支架耐久

按照8.6 进行试验后，不应出现变形及裂纹等现象。

7 强度性能要求

7.1 纵向力强度

按照 9.1 进行强度试验，试验后验证件无裂纹或发生塑性变形；控制臂球销无脱出。塑性变形屈服点应大于目标载荷。目标载荷设定如下：1) 前悬架：由前向后载荷 $\geq 7\text{ G}$ ；由后向前载荷 $\geq 4\text{ G}$ 。2) 多连杆后悬架：由前向后载荷 $\geq 7\text{ G}$ ；由后向前载荷 $\geq 6\text{ G}$ 。3) 扭力梁后悬架及整体桥非独立悬架：由前向后载荷 $\geq 10\text{ G}$ ；由后向前载荷 $\geq 10\text{ G}$ 。

7.2 侧向力强度

按照9.2进行强度试验，试验后验证件无裂纹或发生塑性变形。塑性变形屈服点应大于目标载荷。目标载荷：由内向外载荷 $\geq 5\text{ G}$ ；由外向内载荷 $\geq 6\text{ G}$ 。

7.3 垂直力强度

按照9.3进行强度试验，试验后验证件无裂纹或发生塑性变形。塑性变形屈服点应大于目标载荷。由下向上载荷 $\geq 7\text{ G}$ 。

8 耐久性能试验方法

8.1 纵向力耐久试验

8.1.1 试验样件准备

纵向力耐久试验验证样件清单如表1所示，验证样件数量为3~5件，验证样件应从正式工装生产的部件中随机抽取。

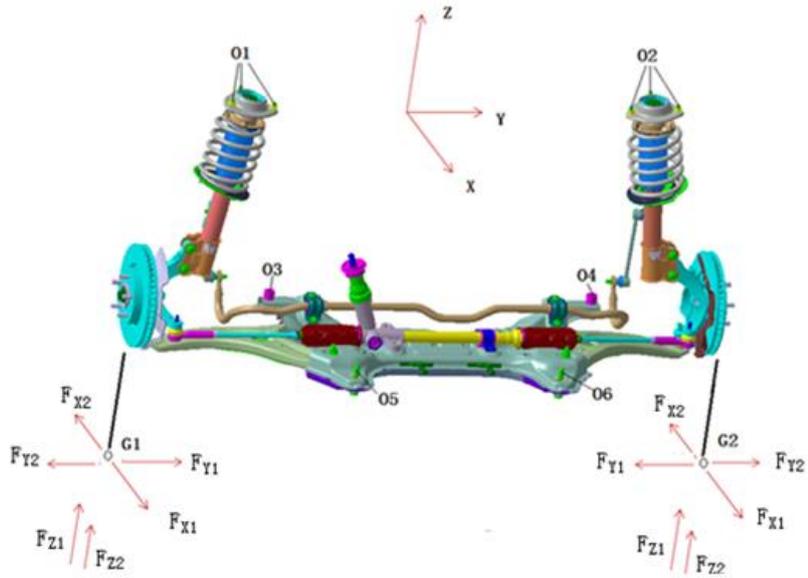
表1 纵向力耐久试验验证样件清单

序号	悬架类别	验证样件
----	------	------

1	前悬架	前副车架、前控制臂
2	多连杆后悬架	后副车架、后拖曳臂
3	扭力梁后悬架	后扭力梁

8.1.2 试验方法

8.1.2.1 试验准备: 1) 悬架系统安装到试验台架上, 如图 1~图 3 所示, 悬架系统位置姿态为满载状态, 其中对于前悬架, 转向机的输入位置被约束。2) 试验前按照装配技术要求完成悬架系统各零部件的安装, 各联接螺栓力矩按照装车设计力矩下限进行施加并作标识。3) 对样件进行全面喷白漆, 作为耐久试验中样件状态的监控方式之一。



说明:

X ——汽车纵轴方向, 向后为“+”, 向前为“-”;

Y ——与汽车纵轴垂直线, 向右为“+”, 向左为“-”;

Z ——与地平面垂直线, 向上为“+”, 向下为“-”;

G1 ——左轮胎接地点;

G2 ——右轮胎接地点;

F_{x1} ——轮胎接地点向后纵向力, N;

F_{x2} ——轮胎接地点向前纵向力, N;

F_{y1} ——轮胎接地点向内侧向力, N;

F_{y2} ——轮胎接地点向外侧向力, N;

F_{z1} ——轮胎中心向上力, N;

F_{z2} ——轮胎中心向上力, N。

图1 试验固定及加载示意图 (麦弗逊前悬架)

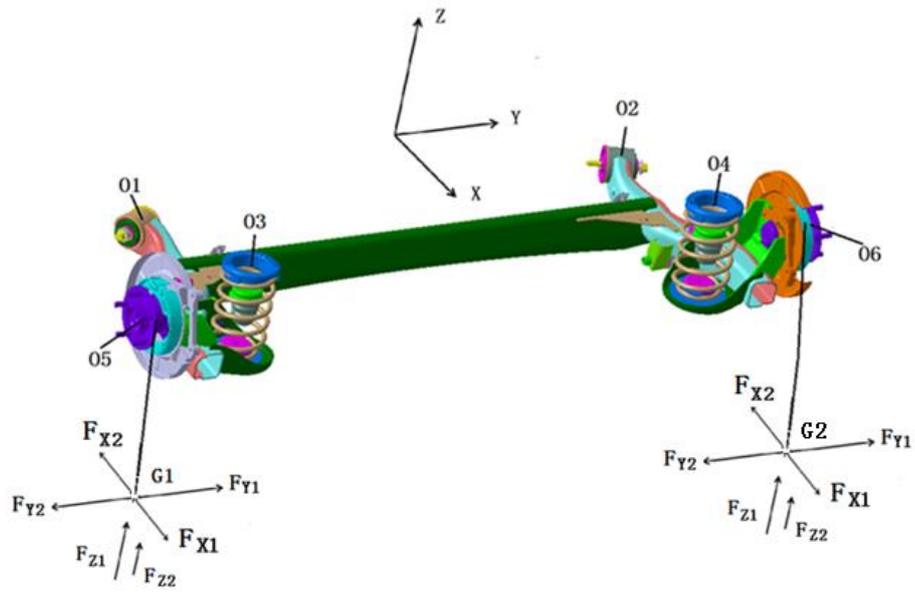


图2 试验固定及加载示意图（扭力梁后悬架）

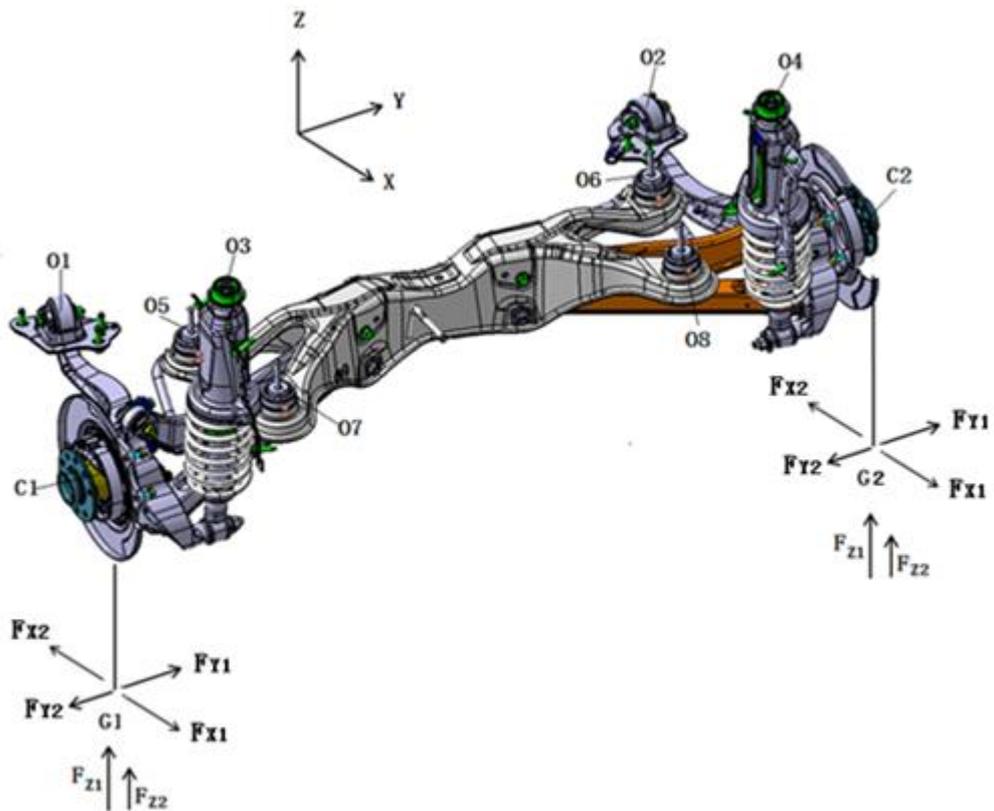


图3 试验固定及加载示意图（多连杆后悬架）

8.1.2.2 载荷工况：1) 在左右车轮轮胎接地处施加载荷，波形为正弦波，加载频率为（1~5）Hz。2) 载荷：满载状态下，前进制动+0.8g，倒车制动-0.5g；或者前进加速-0.4g，倒车加速+0.2g时轮胎所

受的前后纵向力最大值。具体计算方法参考：附录 A—前悬架纵向力台架耐久载荷计算；附录 B—后悬架纵向力台架耐久载荷计算。

8.1.2.3 试验过程：1) 试验中要求每两小时对样件进行检查，包括螺栓拧紧状态、样件发现裂纹的时间，并做好试验记录。试验中需要对橡胶件进行冷却，橡胶件作为易损件试验中出现损坏可以更换，不作为样件是否合格判断依据。2) 试验完成后，需要对样件进行拆检，检查记录零部件联接螺栓力矩。

8.2 侧向力耐久试验

8.2.1 试验样件准备

侧向力耐久试验验证样件清单如表2所示，验证样件数量为3~5件，验证样件应从正式工装生产的部件中随机抽取。

表2 侧向力耐久试验验证样件清单

序号	悬架类别	验证样件
1	前悬架	前副车架、前控制臂
2	多连杆后悬架	后副车架、后控制臂
3	扭力梁后悬架	后扭力梁

8.2.2 试验方法

8.2.2.1 试验准备：1) 悬架系统安装到试验台架上，如图 1~图 3 所示，悬架系统位置姿态为满载状态，其中对于前悬架，转向机的输入位置被约束。2) 试验前按照装配技术要求完成悬架系统各零部件的安装，各联接螺栓力矩按照装车设计力矩下限进行施加并作标识。3) 对样件进行全面喷白漆，作为耐久试验中样件状态的监控方式之一。

8.2.2.2 载荷工况：试验载荷工况可从表 3 中任选一种方法进行试验。

表3 侧向力台架耐久试验载荷工况

	载荷工况	适用悬架	备注
方法 1	1) 在左右车轮轮胎接地处施加载荷，波形为正弦波，加载频率为 (1~5) Hz。 2) 载荷：由外向内为 1.2G，由内向外 0.4G。左右轮加载如图 4 所示。	前悬架	
	1) 在左右车轮轮胎接地处施加载荷，波形为正弦波，加载频率为 (1~5) Hz。 2) 载荷：由外向内为 1.1G，由内向外 0.4G。左右轮加载如图 4 所示。	后多连杆独立悬架	
	1) 在左右车轮轮胎接地处施加载荷，波形为正弦波，加载频率为 (1~5) Hz。 2) 载荷：双边同向同值加载，±0.8G。	后扭力梁悬架	
方法 2	1) 在左右车轮轮胎接地处施加载荷，波形为正弦波，加载频率为 (1~5) Hz。 2) 按照整车满载转弯工况 ±0.8g (整车侧向加速度) 换算到左右车轮接地处侧向力载荷。左右轮加载如图 4 所示。	所有悬架	计算方法参考附录 C

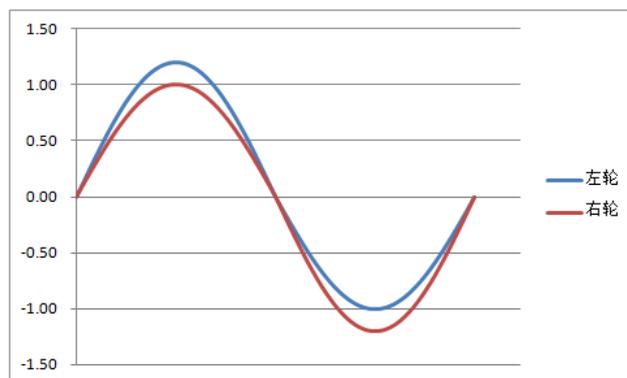


图4 侧向力试验加载方式

8.2.2.3 试验过程：1) 试验中要求每两小时对样件进行检查，包括螺栓拧紧状态、样件发现裂纹的时间，并做好试验记录。试验中需要对橡胶件进行冷却，橡胶件作为易损件试验中出现损坏可以更换，不作为样件是否合格判断依据。2) 试验完成后，需要对样件进行拆检，检查记录零部件联接螺栓力矩。

8.3 同向垂直力耐久试验

8.3.1 试验样件准备

同向垂直力耐久试验验证样件清单如表4所示，验证样件数量为3~5件，验证样件应从正式工装生产的部件中随机抽取。

表4 同向垂直力耐久试验验证样件清单

序号	悬架类别	验证样件
1	前悬架	前滑柱组件、前副车架、前控制臂
2	多连杆后悬架	后副车架、后滑柱组件（减震器与弹簧一体式结构）、后弹簧 后下控制臂
3	扭力梁后悬架	后扭力梁、后弹簧

8.3.2 试验方法

8.3.2.1 试验准备：1) 悬架系统安装到试验台架上或者车身模拟夹具，如图1~图3所示，悬架系统位置姿态为满载状态，其中对于前悬架，转向机的输入位置被约束。2) 试验前按照装配技术要求进行悬架系统各零部件的安装，各联接螺栓力矩按照装车设计力矩下限进行施加并作标识，其中减振器泄油。3) 作动器与车轮模拟夹具连接，施力点为车轮中心。4) 对样件进行全面喷白漆，作为耐久试验中样件状态的监控方式之一。

8.3.2.2 载荷工况：在左右车轮轮心处同时施加垂直载荷 $(1.5 \pm 1)G$ ，相位同向，波形为正弦波，加载频率为 $(1 \sim 5) \text{ Hz}$ 。

8.3.2.3 试验过程：1) 试验中要求每两小时对样件进行检查，包括螺栓拧紧状态、样件发现裂纹的时间，并做好试验记录。试验中需要对橡胶件进行冷却，橡胶件作为易损件试验中出现损坏可以更换，不作为样件是否合格判断依据。2) 试验完成后，需要对样件进行拆检，检查记录零部件联接螺栓力矩。

8.4 异向垂直耐久试验

8.4.1 试验样件准备

异向垂直耐久试验验证样件清单如表5所示，验证样件数量为3~5件，验证样件应从正式工装生产的部件中随机抽取。

表5 异向垂直耐久试验验证样件清单

序号	悬架类别	验证样件
1	前悬架	前副车架、前稳定杆、前稳定杆支架
2	多连杆后悬架	后副车架、后稳定杆、后稳定杆支架
3	扭力梁后悬架	后扭力梁

8.4.2 试验方法

8.4.2.1 试验准备：1) 悬架系统安装到试验台架上或者车身模拟夹具，如图1~图3所示，悬架系统位置姿态为满载状态，其中对于前悬架，转向机的输入位置被约束。2) 试验前按照装配技术要求进行悬架系统各零部件的安装，各联接螺栓力矩按照装车设计力矩下限进行施加并作标识，其中弹簧不需要安装，减振器泄油。3) 作动器与车轮模拟夹具连接，施力点为车轮中心。4) 对样件进行全面喷白漆，作为耐久试验中样件状态的监控方式之一。

8.4.2.2 载荷工况：按照表6中进行试验。左右轮加载如图5所示。

表6 异向垂直位移台架耐久试验载荷工况

	载荷工况	适用悬架
1	1) 在左右车轮轮心处同时施加垂直载荷，相位180°，波形为正弦波，加载频率为(1~5) Hz，轮心处位移量为±0.5S mm。 2) 其中 $S = (A/2 + B*3) / 4$ ；A为该悬架上下跳动总行程； $B = L * \tan(\beta)$ ，L为轮距，对于轿车： β 为车辆在0.5g侧向加速度时，纯悬架（不包括轮胎）造成的侧倾角（依据侧倾梯度计算）；对于SUV： β 为车辆在0.6g侧向加速度时，纯悬架（不包括轮胎）造成的侧倾角（依据侧倾梯度计算）。 3) 左右轮加载如图5所示。	麦弗逊前悬架、多连杆后悬架
2	1) 在左右车轮轮心处同时施加垂直载荷，相位180°，波形为正弦波，加载频率为(1~5) Hz，轮心处位移量为±40 mm。 2) 左右轮加载如图5所示。	扭力梁后悬架

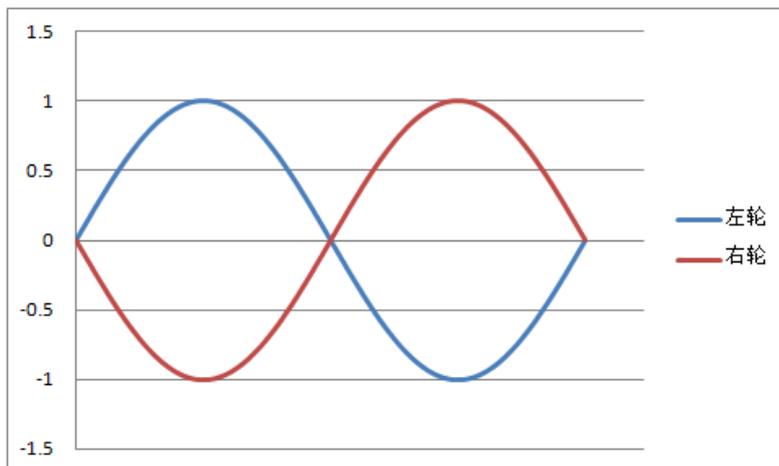


图5 异向垂直位移试验加载方式

8.4.2.3 试验过程：1) 试验中要求每两小时对样件进行检查，包括螺栓拧紧状态、样件发现裂纹的时间，并做好试验记录。试验中需要对橡胶件进行冷却，橡胶件作为易损件试验中出现损坏可以更换，不作为样件是否合格判断依据。2) 试验完成后，需要对样件进行拆检，检查记录零部件联接螺栓力矩。

8.5 复合力耐久试验（选做）

8.5.1 试验样件准备

复合力耐久试验验证样件清单如表7所示，验证样件数量为1件，验证样件应从正式工装生产的部件中随机抽取。

表7 复合力耐久试验验证样件清单

序号	悬架类别	验证样件
1	前悬架	前悬架系统
2	多连杆后悬架	后悬架系统
3	扭力梁后悬架	后悬架系统

8.5.2 试验方法

8.5.2.1 试验准备：1) 悬架系统安装到试验台架上，如图1~图3所示，前悬架系统位置姿态为满载状态，预载为满载的轮荷。轮辋、轴承及轮胎以一工装件：轮辋替代件。该替代件与轴节紧固连接，替代件下方的力加载处与轮心的距离为轮胎静半径。2) 试验前按照装配技术要求进行悬架系统各零部件的安装，各联接螺栓力矩按照装车设计力矩下限进行施加并作标识，其中减振器泄油且活塞杆固定，减振器上相关橡胶缓冲件不拆卸，弹簧不拆卸。3) 对样件进行全面喷白漆，作为耐久试验中样件状态的监控方式之一。4) 三个方向的伺服缸加载终端都连接至替代件对应的位置上。

8.5.2.2 载荷工况：1) 在单侧轮辋替代件轮心处同时施加垂直载荷、纵向载荷，在接地点处施加侧向负载。2) 三个方向载荷相位相差见图7，波形为正弦波，加载频率为（1~5）Hz。3) 载荷分别为：垂直载荷（ 1 ± 1.4 ）G，纵向载荷为 ± 1.2 G，侧向载荷为 ± 0.6 G。

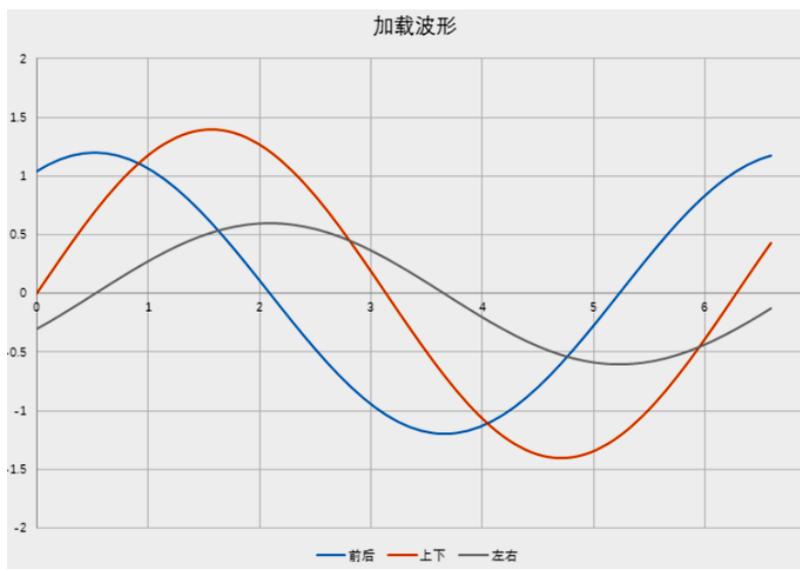


图6 复合力耐久试验加载方式

8.5.2.3 试验过程：1) 试验中要求每两小时对样件进行检查，包括螺栓拧紧状态、样件发现裂纹的时间，并做好试验记录。试验中需要对橡胶件进行冷却，橡胶件作为易损件试验中出现损坏可以更换，不作为样件是否合格判断依据。2) 试验完成后，需要对样件进行拆检，检查记录零部件联接螺栓力矩。

8.6 动力悬置支架耐久试验

8.6.1 试验样件准备

试验验证样件为副车架总成，验证样件数量为3~5件，验证样件应从正式工装生产的部件中随机抽取。

8.6.2 试验方法

8.6.2.1 副车架与车身连接部位 A、B、C 及 D 通过工装固定，动力悬置总成（或相当的工装）与副车架按照实车连接；加载力部位为动力悬置连接点（不同车型根据悬置布置型式确定）。如图 7 所示。

8.6.2.2 试验加载力为交变载荷，按照表 8 动力悬置支架耐久试验工况。

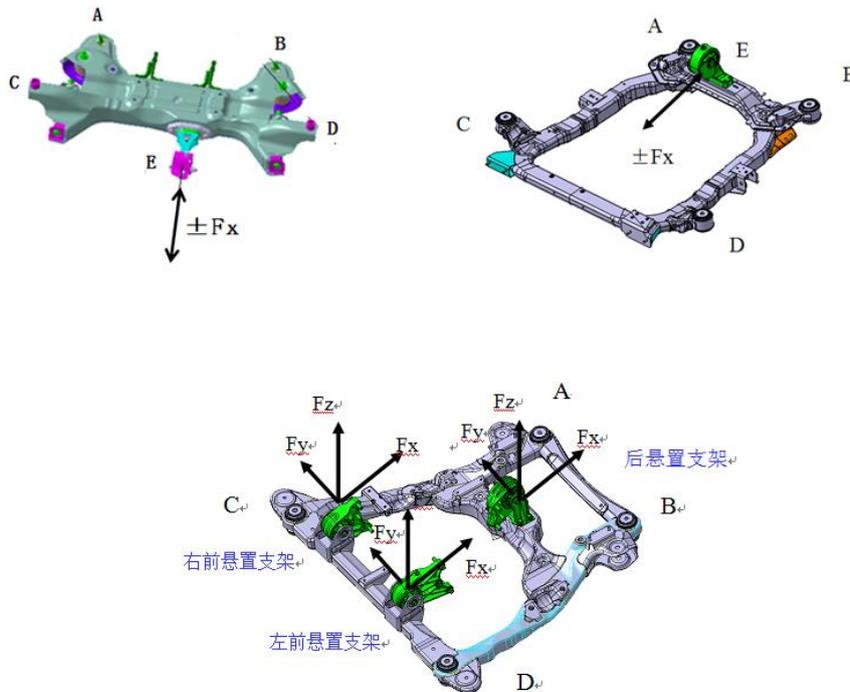


图7 蝶形、框型副车架悬置支架耐久试验图

表8 动力悬置支架耐久试验工况

结构类型	载荷工况	频率及次数	备注
后悬置支架X方向耐久	载荷 $F_{x1} \sim 2 \times F_{x2}$ 。其中： F_{x1} 为悬置系统36工况中5/8节气门开度工况（第27工况最大前进扭矩）时后悬置所提取的载荷， F_{x2} 为动力总成向后加速度3g（悬置系统36工况中第23工况）时后悬置提取的载荷。	频率2Hz，10万次	燃油车悬置，前副车架
后悬置支架X方向耐久	载荷1： $F_{x1} \sim F_{x2}$ 。其中： F_{x1} 为3档全油门加速（悬置系统36载荷工况中第33工况）时候悬置所提取载荷， F_{x2} 为动力总成向后加速度3g（悬置系统36工况中第23工况）时后悬置提取的载荷。 载荷2： $F_{x1} \sim F_{x2}$ 。其中： F_{x1} 为1档全油门加速（悬置系统36工况中第31工况）时后悬置所提取载荷， F_{x2} 为倒档全油门加速工时后悬置提取的载荷。 载荷3： $2.2 \times F_{x1} \sim 2.2 \times F_{x2}$ 。其中： F_{x1} 为1档全油门加速（悬置系统36工况中第31工况）时候悬置所提取载荷， F_{x2} 为倒档全油门加速工时后悬置提取的载荷。	载荷1: 频率3Hz，50万次。 载荷2: 频率1Hz，1.5万次。 载荷3: 频率0.5Hz，2000次。	混合动力及纯电动悬置，适应前、后副车架
左悬置支架Z向耐久（框形副车架）	载荷： $1.4 \times F_{z1} \sim 1.4 \times F_{z2}$ 。其中 F_{z1} 为倒档全油门加速时左悬置支架提取的Z向载荷， F_{z2} 为1档全油门加速时左悬置支架提取的Z向载荷。	加载频率2Hz，30万	质心式纯电动车悬置，前副车架
左悬置支架X向耐久（框形副车架）	Z向预载：动力系统的重量在左悬置支架上的垂直载荷。 载荷： $2 \times F_{x1} \sim 2 \times F_{x2}$ 。其中： F_{x1} 为动力总成向后加速度3g（悬置系统36工况中第22工况）时左悬置提取的载荷X， F_{x2} 为动力总成向前加速度3g（悬置系统36工况中第22工况）时左悬置提取的载荷。	加载频率2Hz，30万	质心式纯电动车悬置，前副车架
右悬置支架Z向耐久（框形副车架）	载荷： $1.4 \times F_{z1} \sim 1.4 \times F_{z2}$ 。其中 F_{z1} 为倒档全油门加速时右悬置支架提取的Z向载荷， F_{z2} 为1档全油门加速时右悬置支架提取的Z向载荷。	加载频率2Hz，30万	质心式纯电动车悬置，前副车架
右悬置支架X向耐久（框形副车架）	Z向预载：动力系统的重量在右悬置支架上的垂直载荷。 载荷： $2 \times F_{x1} \sim 2 \times F_{x2}$ 。其中： F_{x1} 为动力总成向后加速度3g（悬置系统36工况中第22工况）时右悬置提取的载荷X， F_{x2} 为动力总成向前加速度3g（悬置系统36工况中第22工况）时右悬置提取的载荷。	加载频率2Hz，30万	质心式纯电动车悬置，前副车架
后悬置支架Z向耐久（框形副车架）	载荷： $1.4 \times F_{z1} \sim 1.4 \times F_{z2}$ 。其中 F_{z1} 为倒档全油门加速时后悬置支架提取的Z向载荷， F_{z2} 为1档全油门加速时后悬置支架提取的Z向载荷。	加载频率2Hz，30万	质心式纯电动车悬置，前副车架
后悬置支架X向耐久（框形副车架）	Z向预载：动力系统的重量在后悬置支架上的垂直载荷。 载荷： $2 \times F_{x1} \sim 2 \times F_{x2}$ 。其中： F_{x1} 为动力总成向后加速度3g（悬置系统36工况中第22工况）时后悬置提取的载荷X， F_{x2} 为动力总成向前加速度3g（悬置系统36工况中第22工况）时后悬置提取的载荷。	加载频率2Hz，30万	质心式纯电动车悬置，前副车架
强度试验（框形副车架）	破坏力应 $\geq F$ 。其中F为悬置系统36工况中最大极限力的2倍。		质心式纯电动车悬置，前副车架

质心式悬置加载方式：X向 左前、右前悬置支架和后悬置支架同时加载，后悬置支架点90° 延迟；
Z向 左前、右前悬置支架和后悬置支架同时加载，后悬置支架点90° 延迟；

9 强度性能试验方法

9.1 纵向力强度试验

9.1.1 试验样品准备

纵向力强度试验验证样品清单如表9所示，验证样品数量为1件，验证样品应从正式工装生产的部件中随机抽取。

表9 纵向力强度试验验证样品清单

序号	悬架类别	验证样品
1	前悬架	前转向节、前副车架、前控制臂
2	多连杆后悬架	后转向节、后副车架、后拖曳臂
3	扭力梁后悬架	后扭力梁

9.1.2 试验方法

9.1.2.1 试验准备：1) 悬架系统安装到强度试验台架上，如图1~图3所示，悬架系统位置姿态为满载状态，其中对于前悬架，其中转向机的输入位置被约束。2) 试验前按照装配技术要求进行悬架系统各零部件的安装，各联接螺栓力矩按照装车设计力矩下限进行施加并作标识，其中弹簧不需要安装，减振器以整车满载状态下活塞杆伸长量位置进行焊接。3) 对样品进行全面喷白漆，作为强度试验中样品状态的监控方式之一。

载荷工况：在左右车轮轮心纵向方向分别施加载荷，速度 200N/s。试验中记录轮辋工装的轮心卸载后的残余位移以及对应的加载力值。根据残余位移与加载力曲线判断屈服点，参考图8。1) 先进行轮心(双侧或单侧)由后向前加载静强度试验，试验载荷加载至 \geq 目标载荷。加载到目标载荷后卸载到预载点，记录轮辋工装的轮心卸载后的残余位移以及对应的加载力值。试验后，检测样品状态，并记录各部位紧固螺栓力矩变化(若力矩变化需要进行复紧)；根据残余位移与加载力曲线判断屈服点。2) 再进行轮心(双侧或单侧)由前向后加载静强度试验，试验载荷加载至 4G。试验后，检测样品状态，并记录各部位紧固螺栓力矩变化；接着再进行轮心(双侧或单侧)由前向后加载试验，试验载荷加载至 \geq 目标载荷。加载到目标载荷后卸载到预载点，记录轮辋工装的轮心卸载后的残余位移以及对应的加载力值。根据残余位移与加载力曲线判断屈服点。注意：加载中每隔 20000N 需要检测各连接部位螺栓力矩及样品状态。

9.2 侧向力强度试验

9.2.1 试验样品准备

侧向力强度试验验证样品清单如表10所示，验证样品数量为1件，验证样品应从正式工装生产的部件中随机抽取。

表10 侧向力强度试验验证样品清单

序号	悬架类别	验证样品
1	前悬架	前转向节、前副车架、前控制臂

2	多连杆后悬架	后转向节、后副车架、后控制臂
3	扭力梁后悬架	后扭力梁

9.2.2 试验方法

9.2.2.1 试验准备：1) 悬架系统安装到强度试验台架上，如图 1~图 3 所示，悬架系统位置姿态为满载状态，其中对于前悬架，转向机的输入位置被约束。2) 试验前按照装配技术要求进行悬架系统各零部件的安装，将各联接螺栓力矩按照装车设计力矩下限进行施加并作标识，其中弹簧不需要安装，减振器以整车满载状态下活塞杆伸长量位置进行焊接。3) 对样件进行全面喷白漆，作为强度试验中样件状态的监控方式之一。

9.2.2.2 载荷工况：在左右轮接地点沿横向方向由外向内施加载荷，速度 200N/s。试验中记录轮辋工装的轮心卸载后的残余位移以及对应的加载力值。根据残余位移与加载力曲线判断屈服点，参考图 8。1) 先进行一侧（左侧）单边车轮轮胎触地点由内向外加载静强度试验，试验载荷加载至 $\geq 5G$ ，记录轮辋工装的轮心卸载后的残余位移以及对应的加载力值，根据残余位移与加载力曲线判断屈服点。试验后检查样件状态并记录各部位螺栓力矩变化（若力矩变化需要复紧）。2) 再进行另一侧（右侧）单边车轮轮胎触地点由外向内加载静强度试验，试验载荷加载至 $\geq 6G$ 。试验后，检测样件状态，并记录各部位紧固螺栓力矩变化。注意：加载中每隔 20000N 需要检测各连接部位螺栓力矩及样件状态。

9.3 垂直力强度试验

9.3.1 试验样件准备

垂直力强度试验验证样件清单如表11所示，验证样件数量为1件，验证样件应从正式工装生产的部件中随机抽取。

表11 垂直力强度试验验证样件清单

序号	悬架类别	验证样件
1	前悬架	前转向节、前滑柱组件、前副车架、前控制臂
2	多连杆后悬架	后转向节、后副车架、后滑柱组件（减振器与弹簧一体式结构） 后弹簧、后下控制臂
3	扭力梁后悬架	后扭力梁、后弹簧

9.3.2 试验方法

9.3.2.1 试验准备：1) 悬架系统安装到强度试验台架上，如图 1~图 3 所示，对于前悬架，转向机的输入位置被约束。2) 试验前按照装配技术要求进行悬架系统各零部件的安装，各联接螺栓力矩按照装车设计力矩下限进行施加并作标识，其中减振器不泄油，并将减振器上相关橡胶缓冲件保留。3) 对样件进行全面喷白漆，作为强度试验中样件状态的监控方式之一。

9.3.2.2 载荷工况：在左右轮轮心垂直方向同时施加载荷，速度 200N/s，加载到目标载荷 $>7.G$ 后卸载到预载点，试验中记录轮辋工装的轮心卸载后的残余位移以及对应的加载力值。注意：加载中每隔 20000N 需要检测各连接部位螺栓力矩及样件状态。根据残余位移与加载力曲线判断屈服点，参考图 8 所示。

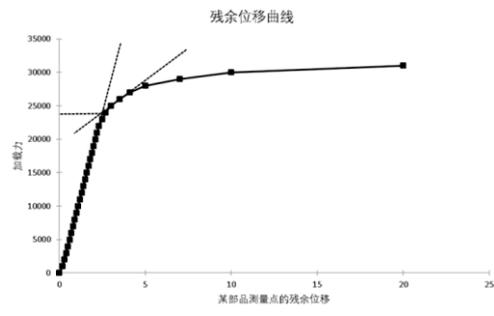


图8 残余位移曲线

附录 A

(规范性附录)

前悬架纵向力台架耐久试验载荷计算

A.1 载荷对应工况

纵向力耐久 F_x (即 F_{x1} 和 F_{x2}) 对应工况如表A.1及表A.2所示, 纵向力 F_x 均随时间作正弦曲线变化, 加载频率 (1~5) Hz。

表A.1 制动力耐久试验制动力对应工况

纵向力 F_x	工况	X向加速度	Y向加速度	Z向加速度
F_{x1}	前进制动 +0.8g	+0.8g	0.00	1g
F_{x2}	倒车制动 -0.5g	-0.5g	0.00	1g

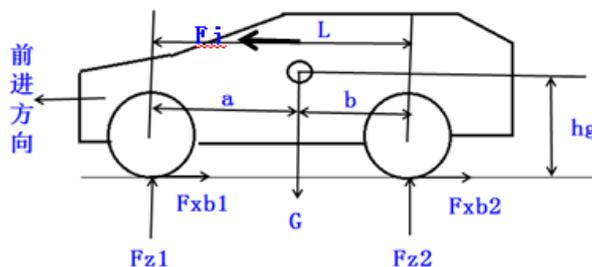
表A.2 驱动力耐久试验驱动力对应工况

纵向力 F_x	工况	X向加速度	Y向加速度	Z向加速度
F_{x1}	前进加速 -0.4g	-0.4g	0.00	1g
F_{x2}	倒车加速 +0.2g	+0.2g	0.00	1g

A.2 载荷计算

A.2.1 载荷计算分别按照制动力耐久工况及驱动力耐久工况计算, 选择纵向力耐久试验应加载荷。

A.2.2 制动力耐久按照表A.1中的前进制动及倒车制动工况计算。制动工况, 整车受力如图A.1所示。



说明:

F_j ——制动工况汽车的惯性力, N;

hg ——汽车质心距离地面高度, mm;

a ——汽车质心至前轴的距离, mm;

F_{z1} ——地面对前轴的法向作用力, N;

F_{xb1} ——地面对前轴的制动力, N;

G ——汽车满载重量, N;

L ——汽车轴距, mm;

b ——汽车质心至后轴的距离, mm;

F_{z2} ——地面对后轴的法向作用力, N;

F_{xb2} ——地面对后轴的制动力, N。

图A.1 制动工况受力图

以后轮接地点为支点，根据公式（1）的力矩平衡：

$$F_{z1} \cdot L = G \cdot b + m \cdot \frac{du}{dt} \cdot h_g \dots\dots\dots (1)$$

式中：

m——整车满载质量，kg；

$\frac{du}{dt}$ ——纵向加速度，m/s²。

由（1）式得：地面对前轴的法向作用力 F_{z1} ，见公式（2）：

$$F_{z1} = (G \cdot b + m \cdot \frac{du}{dt} \cdot h_g) / L \dots\dots\dots (2)$$

由（2）式可得制动工况下前轴制动力和单侧前轮制动力：

a) 前进制动 0.8g 工况下前轴制动力 F_{xb1} 见公式（3）：

$$F_{xb1} = F_{z1} \cdot 0.8 = 0.8 \cdot (G \cdot b + m \cdot 0.8g \cdot h_g) / L \dots\dots\dots (3)$$

单侧前轮制动力 F_{x1} ，见公式（4），加载力方向向后：

$$F_{x1} = 0.5 \cdot F_{xb1} = 0.4 \cdot (G \cdot b + m \cdot 0.8g \cdot h_g) / L \dots\dots\dots (4)$$

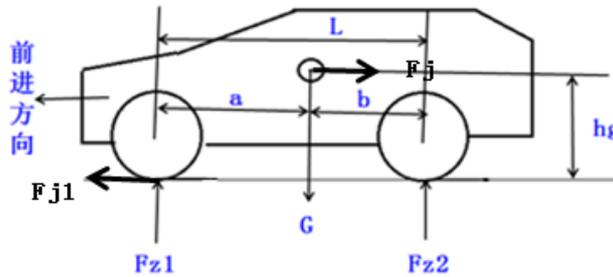
b) 倒车制动 -0.5g 工况下前轴制动力 F_{xb1} 见公式（5）：

$$F_{xb1} = F_{z1} \cdot (-0.5) = (-0.5) \cdot (G \cdot b + m \cdot 0.5g \cdot h_g) / L \dots\dots\dots (5)$$

单侧前轮制动力 F_{x2} ，见公式（6），加载力方向向前：

$$F_{x2} = 0.5 \cdot F_{xb1} = (-0.25) \cdot (G \cdot b + m \cdot 0.5g \cdot h_g) / L \dots\dots\dots (6)$$

A. 2. 3 驱动力耐久按照表A. 2中对应的前进加速-0.4g及倒车加速+0.2g工况计算。驱动加速工况，整车受力如图A. 2所示。



图A. 2 驱动加速工况受力图

加速工况时整车受到的惯性力为 F_j ，见公式（7）：

$$F_j = m \cdot \frac{du}{dt} \dots\dots\dots (7)$$

式中：

前进加速工况时， $\frac{du}{dt} = -0.4g$ ；

倒车加速工况时， $\frac{du}{dt} = +0.2g$ 。

由（7）式可得加速工况下单侧前轮驱动力：

a) 前进加速 (-0.4g) 工况：单侧前轮应受到地面向前驱动力 F_{x2} ，见公式（8）：

$$F_{x2} = \frac{1}{2} F_j = m \cdot (-0.2g) \dots\dots\dots (8)$$

b) 倒车加速 (+0.2g) 工况：单侧前轮应受到地面向后驱动力 F_{x1} 见公式 (9)：

$$F_{x1} = \frac{1}{2} F_j = m \cdot (+0.1g) \dots\dots\dots (9)$$

A.2.4 纵向力耐久加载力取值

- a) 对比 (4) 式及 (9) 式得计算结果取最大值，得出向后的最大力 F_{x1} ，填写表 5。
 - b) 对比 (6) 式及 (8) 式得计算结果取最大值，得出向前的最大力 F_{x2} ，填写表 5。
- 按照表A.3进行纵向力台架耐久试验。

表A.3 纵向力耐久试验值

F_x 载荷	载荷方向	作用点
F_{x1}	向后	左、右轮轮胎接地点
F_{x2}	向前	左、右轮轮胎接地点

附录 B
(规范性附录)

后悬架纵向力台架耐久试验载荷计算

B.1 载荷对应工况

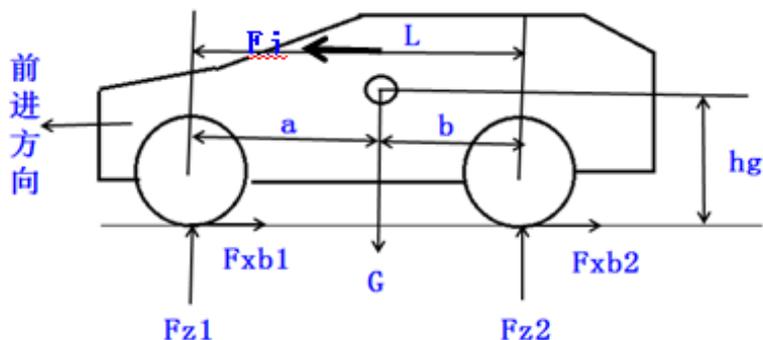
纵向力耐久 F_x (即 F_{x1} 和 F_{x2}) 对应工况如表B.1所示, 纵向力 F_x 均随时间作正弦曲线变化, 加载频率(1~5) Hz。

表B.1 纵向力耐久试验对应工况

纵向力 F_x	工况	X向加速度	Y向加速度	Z向加速度
F_{x1}	前进制动 +0.8g	+0.8g	0.00	1g
F_{x2}	倒车制动 -0.5g	-0.5g	0.00	1g

B.2 载荷计算

B.2.1 纵向力耐久按照表B.1对应的前进制动及倒车制动工况计算。制动工况, 整车受力如图B.1所示。



说明:

F_j ——制动工况汽车的惯性力, N。

hg ——汽车质心距离地面高度, mm。

a ——汽车质心至前轴的距离, mm。

F_{z1} ——地面对前轴的法向作用力, N。

F_{xb1} ——地面对前轴的制动力, N。

G ——汽车满载重量, N。

L ——汽车轴距, mm。

b ——汽车质心至后轴的距离, mm。

F_{z2} ——地面对后轴的法向作用力, N。

F_{xb2} ——地面对后轴的制动力, N。

图B.1 制动工况受力图

以前轮接地点为支点, 根据公式(1)的力矩平衡:

$$F_{z2} \cdot L = G \cdot a - m \cdot \frac{du}{dt} \cdot h_g \dots\dots\dots (1)$$

式中:

m ——整车满载质量, kg;

$\frac{du}{dt}$ ——纵向加速度, m/s^2 。

由（1）式得地面对后轴的法向作用力 F_{z2} ，见公式（2）：

$$F_{z2} = (G \cdot a - m \cdot 0.8g \cdot h_g) / L \dots\dots\dots(2)$$

由（2）式可得制动工况下后轴制动力和单侧后轮制动力：

a) 前进制动 0.8g 工况下后轴制动力 F_{xb2} ，见公式（3）：

$$F_{xb2} = F_{z2} \cdot 0.8 = 0.8 \cdot (G \cdot a - m \cdot 0.8g \cdot h_g) / L \dots\dots\dots(3)$$

单侧后轮制动力 F_{x2} 见公式（4），加载力方向向后：

$$F_{x2} = 0.5 \cdot F_{xb2} = 0.4 \cdot (G \cdot a - m \cdot 0.8g \cdot h_g) / L \dots\dots\dots(4)$$

b) 倒车制动-0.5g 工况下后轴制动力 F_{xb2} 见公式（5）：

$$F_{xb2} = F_{z2} \cdot (-0.5) = -0.5 \cdot (G \cdot a + m \cdot 0.5g \cdot h_g) / L \dots\dots\dots(5)$$

单侧后轮加力 F_{x2} 见公式（6），加载力方向向前。

$$F_{x2} = 0.5 \cdot F_{xb2} = -0.25 \cdot (G \cdot a + m \cdot 0.5g \cdot h_g) / L \dots\dots\dots(6)$$

B. 2. 2 纵向力耐久加载力取值及试验次数：将（4）式及（6）式计算结果，填写表4。按照表4进行纵向力试验；耐久次数：20万。

表B. 2 纵向力耐久试验值

F_x 载荷	载荷方向	作用点
F_{x1}	向后	左、右轮轮胎接地点
F_{x2}	向前	左、右轮轮胎接地点

附录 C
(规范性附录)
侧向力台架耐久试验载荷计算

C.1 载荷对应工况

侧向力 F_Y (即 F_{Y1} 和 F_{Y2}) 对应工况如表C.1所示, 侧向力 F_Y 均随时间作正弦曲线变化, 加载频率(1~5) Hz。

表C.1 侧向力耐久试验侧向力对应工况

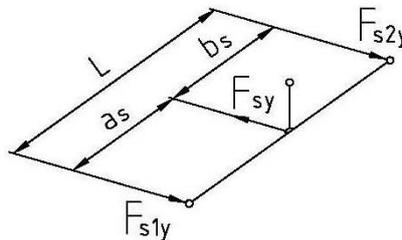
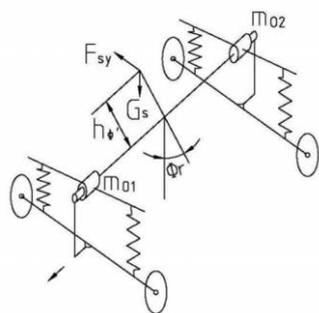
侧向力 F_Y	工况	X向加速度	Y向加速度	Z向加速度
F_{Y1}	右转弯+0.8g	0.00	+0.8g	1g
F_{Y2}	左转弯-0.8g	0.00	-0.8g	1g

C.2 载荷计算

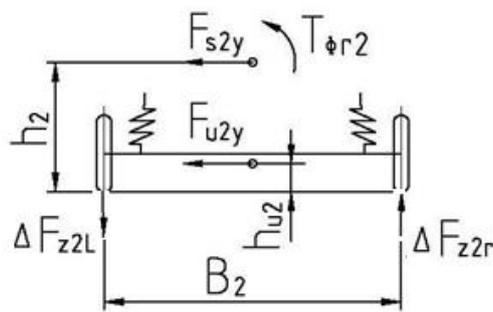
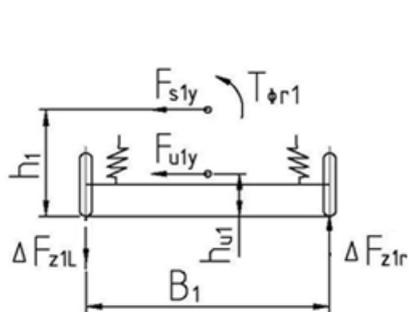
C.2.1 侧向力耐久载荷计算应按照表C.1中左转弯-0.8g及右转弯+0.8g工况计算。

C.2.2 左转弯-0.8g工况, 汽车前轮左、右轮受到侧向力:

a) 受力分析模型见图 C.1:



a) 整车簧上质量离心力简化模型 b) 簧上质量离心力在前后轴上分解模型



c) 前轴受力简化模型 d) 后轴受力简化模型

说明:

G_s ——汽车满载时簧上重量, N;

F_{sy} ——整车离心力, N;

Φ_r ——整车车身侧倾角，°；
 m_{02} ——后悬侧倾中心；
 a_s ——整车质心距离前轴距离，mm；
 L ——轴距，mm；
 F_{s2y} ——后轴簧上质量离心力，N；
 F_{u2y} ——后轴簧下质量离心力，N；
 h_{11} ——前轴簧上质量中心至地面距离，mm；
 ΔF_{z1r} ——左转弯工况下右前轮所受地面垂直力增加量，N；
 ΔF_{z1l} ——左转弯工况下左前轮所受地面垂直力减少量，N；
 h_{u2} ——后轴簧下质量中心至地面距离，mm；
 h_2 ——后轴簧上质量中心至地面距离，mm；
 $T_{\phi r2}$ ——后轴簧上质量侧倾力矩，N·mm/°；
 ΔF_{z2r} ——左转弯工况下右后轮所受地面垂直力增加量，N；
 ΔF_{z2l} ——左转弯工况下左后轮所受地面垂直力减少量，N。

m_{01} ——前悬侧倾中心；
 h_e ——整车质心距离悬架侧倾轴线距离，mm；
 b_s ——整车质心距离后轴距离，mm；
 F_{s1y} ——前轴簧上质量离心力，N；
 F_{u1y} ——前轴簧下质量离心力，N；
 h_{u1} ——前轴簧下质量中心至地面距离，mm；
 $T_{\phi r1}$ ——前轴簧上质量侧倾力矩，N·mm/°；

图C.1 侧向力转弯工况汽车受力简化模型

b) 整车作用的离心力 F_{sy} 见公式 (10)：

$$F_{sy} = m_s \cdot a_y = m_s \cdot 0.8g \dots\dots\dots (10)$$

式中：

m_s ——整车满载簧上质量，kg；
 a_y ——整车惯性加速度， m/s^2 。

c) 前后簧上质量离心力：

整车离心力按照其质心所在位置分配到前、后轴上，分解模型如图 C.1 中 b) 图所示。前、后悬簧上质量中心分担的离心力分别为 F_{s1y} 、 F_{s2y} ，具体计算见公式 (11) 及 (12) 所示：

$$F_{s1y} = F_{sy} \cdot \frac{b_s}{L} = m_s \cdot a_y \cdot \frac{b_s}{L} = m_s \cdot 0.8g \cdot \frac{b_s}{L} \dots\dots\dots (11)$$

$$F_{s2y} = F_{sy} \cdot \frac{a_s}{L} = m_s \cdot a_y \cdot \frac{a_s}{L} = m_s \cdot 0.8g \cdot \frac{a_s}{L} \dots\dots\dots (12)$$

d) 车身侧倾角 Φ_r 见公式 (13)、(14)：

$$T_{\phi r1} = K_{\phi r1} \cdot \Phi_r \dots\dots\dots (13)$$

$$T_{\phi r2} = K_{\phi r2} \cdot \Phi_r \dots\dots\dots (14)$$

式中：

$K_{\phi r1}$ ——前悬架的侧倾角刚度；
 $K_{\phi r2}$ ——后悬架的侧倾角刚度。

e) 转弯工况下载荷转移：

把前、后轴受力简化模型作为分析对象，如图 C.1 中 c)、d) 所示)，以右后轮接地点为支点可求出左前轮垂直反力变化量，见公式 (15)：

$$\Delta F_{z1l} = \frac{F_{sy} \cdot \frac{b}{L} \cdot h_1 + T_{\phi r1} + F_{u1y} \cdot h_{u1}}{B_1} \dots\dots\dots (15)$$

在左转弯 0.8g 工况下，离心力见公式（16）：

$$F_{u1y} = m_{u1} \cdot 0.8g \dots\dots\dots (16)$$

式中：

F_{u1y} ——前轴非簧载质量产生的离心力；

B_1 ——前轮距；

m_{u1} ——前悬架下质量。

f) 左转弯工况右外轮受到地面向内侧向力为 F_{Y1} 见公式（17）：

0.8g 转弯工况，考虑左、右轮荷转移时前轴簧上质量的侧向力和为 0.8 倍的 F_{s1y} 。因此，0.8g 左转弯工况，考虑轮荷转移时，右外轮受到地面向内侧向力 F_{Y1} 为：

$$F_{Y1} = \left(\frac{m_f + m_u}{2} \cdot g + \Delta F_{z1l} \right) \cdot \frac{F_{s1y} \cdot 0.8}{m_f \cdot g} = \left(\frac{m_f + m_u}{2} \cdot g + \Delta F_{z1l} \right) \cdot 0.64 \dots\dots\dots (17)$$

式中：

m_f ——满载状态下前悬架上质量。

g) 左转弯工况左内轮受到地面向内侧向力为 F_{Y2} 见公式（18）：

$$F_{Y2} = \left(\frac{m_f + m_u}{2} \cdot g - \Delta F_{z1l} \right) \cdot \frac{F_{s1y} \cdot 0.8}{m_r \cdot g} = \left(\frac{m_f + m_u}{2} \cdot g - \Delta F_{z1l} \right) \cdot 0.64 \dots\dots\dots (18)$$

C.2.3 右转弯-0.8 g 工况，汽车前轮左、右轮受到侧向力：

- a) 左外轮受到地面向内侧向力 F_{Y2} 按照公式（18）计算。
- b) 右内轮受到地面向内侧向力 F_{Y1} 按照公式（17）计算。

C.3 侧向力耐久加载力取值及试验次数载荷计算

根据左转弯+0.8g及右转弯-0.8g计算工况中公式（17）及公式（18）计算得出侧向力耐久试验工况如表C.2所示。

表C.2 侧向力耐久工况下左右轮受力

左轮载荷 F_Y	右轮载荷 F_Y	作用点	耐久次数
向内 F_{Y1}	向外 F_{Y2}	左、右轮轮胎接地点	
向外 F_{Y2}	向内 F_{Y1}	左、右轮轮胎接地点	