

皮卡车引擎盖开启支撑系统优化设计及开发

郑州日产汽车有限公司技术中心 苏秀荣

郑州泰新汽车内饰件有限公司 任雪岩

郑州日产汽车有限公司技术中心 李梦帆 辛鑫

本文论述了某皮卡车型基于手动撑杆的引擎盖支撑系统优化设计为双气动撑杆自动弹起形式而进行的气动撑杆的选型、布置、安装加强方案等的设计，对加装气动撑杆后容易使引擎盖后端翘起而影响整车间隙、面差要求的问题，提前进行了 CAE 分析预案，并结合车辆试制验证，确定了优化方案，避免了整车 VES 评价的指摘，实现引擎盖的平稳开启，帮助人手轻松完成开启动作。

一、前言

在汽车行业日新月异发展的今天，客户改变了对皮卡车是“皮实耐用的货车，注重载货能力，可靠性和动力性”的看法，不断地追求更加安全、舒适、环保及美观。引擎盖支撑杆作为引擎盖开启支撑的构件，不仅要考虑它的功能、强度、耐久、可靠等多项要求，更注重客户操作轻松、方便、快捷的要求。我司在日产 NAVARA 的平台上设计开发了一款大皮卡，引擎盖全新造型，本着以赢得用户满意为中心的设计理念，引擎盖开启支撑系统由手动支撑杆优化设计为双气动弹簧自动弹起支撑，提升皮卡车的乘用化和客户使用体验。

二、引擎盖开启支撑系统优化设计

1. 气动撑杆的形式及规格选定

用于汽车门盖上的气弹簧（以下称气动撑杆）一般为自由型气动撑杆（图 1），其主要起支撑作用，只有最短、最长两个位置，在行程中无法自行停止。安装布置型式有两种，一种是正装型（推起型），门盖开启时，气动撑杆绕车身固定点顺时针转动；另一种是反装型（翻转型），即门盖开启时，

气动撑杆绕车身固定点逆时针转动。因反装（翻转型）所需的安装尺寸 B 一般比正装（推起型）的短，且有开启力小、气体压力变化小、功能寿命长、气动撑杆支撑力小，与车身和门盖连接部位强度要求低、门盖开启时对铰链的冲击力小等优点，在满足门盖开启角度的前提下，优先选用此形式。

根据引擎盖总成的重量、满足人机工程要求的最大开启高度（引擎盖开启角度）、铰链轴心位置，初步确定气动撑杆活动安装点及气动撑杆在车身上的安装点位置，然后根据铰链点①、重心②、开启点③（手的位置）、关闭点④（手的位置）气动撑杆活动安装点⑤以及气动撑杆在车身上的安装点⑥的坐标（表 1），进行气动撑杆参数初选型，选型的主要要素为安装尺寸、支撑力、工作行程等。

将气动撑杆与引擎盖运动关系简化为图 2 所示的杆系，其中 o 为铰接点； a 、 b 分别为气动撑杆上、下支撑点； a 、 b 两点连线为气动撑杆的安装尺寸 B （即引擎盖开启时气动撑杆的尺寸）。 a 、 b 两点连线 s 为气动撑杆的关闭尺寸（即引擎盖关闭时气动撑杆的尺寸）， L 为引擎盖开启时的理论重心 G 到铰接点 o 的距离（沿引擎盖开方向）， P 为上支撑点 a 到铰接点 o 的距离（沿引擎盖开方向）， M 为气动撑杆到铰接点的有效力臂。

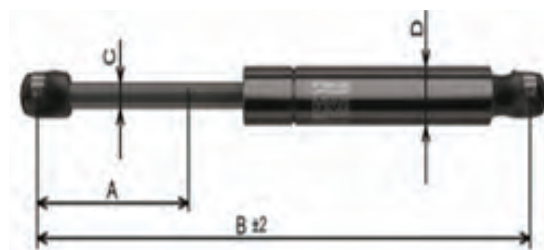


图 1 气动撑杆式样

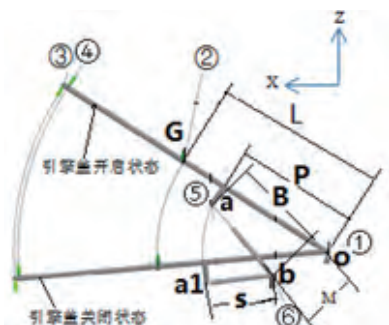


图2 气动撑杆与引擎盖运动关系简化模型

首先确定气动撑杆的安装尺寸，即 a 和 b 的位置。根据最大开启角度及铰链转动点、重心的坐标可确定 L ，上支撑点 a 的位置通常为 $P = (2/3)L$ ，（也可根据竞品车或实际情况确定， P 值若过小，对于相同引擎盖所需要的气动撑杆的支撑力就必须增加）确定后需要进行分析验证，使引擎盖具有合适的开启与关闭力，根据日产的标准开启力目标值 $40\text{ N} \sim 60\text{ N}$ ，关闭力目标值 $60\text{ N} \pm 15\text{ N}$ 确定撑杆最终的安装位置；气动撑杆伸展长度及行程确定遵循两倍的行程 $+110\text{ mm} < \text{气动撑杆的总长度}$ 的原则（供应商提供）即可确定下支撑点 b ；根据气动撑杆的支撑力与引擎盖的重力关于铰接点的力矩平衡 $2FM = GL$ ，可以得出： $F = 1.1 (1/2) GL/M$ （ F 为单根动撑杆支撑力， G 为引擎盖的重力 1.1 为安全系数），可算出支撑力 F ；目前气动撑杆在专业生产厂家均按标准化和系列化设计生产，结合主机厂输入的参数（表1），通常选择厂家推荐的规格及尺寸，经布置调整及验证选定的主要参数及式样如表2及图1所示。

表1 引擎盖相关数据

门盖开启角度/°	38
门盖质量/N	196.2
引擎盖铰链旋转中心①坐标/ x, y, z	506、0、799
引擎盖总成重心②坐标/ x, y, z	-159.2、0、732.2
开启点坐标③/ x, y, z	-727.7、0、688
关闭点坐标④/ x, y, z	-706.1、0、695
气动撑杆与引擎盖连接点坐标⑤/ x, y, z	32.5、762.8、670.5
气动撑杆与车身连接点坐标⑥/ x, y, z	292、768、699.7

表2 气动撑杆主要参数

参数名称	参数值	参数名称	参数值
行程(A)/mm	111.5	力比系数	1.18
安装长度(B)/mm	372.5	F_i 力值/N	365
活塞直径(C)/mm	8	F_i 测量起点/mm	10
套筒直径(D)/mm	18	气撑杆自升/自闭角度/°	≤ 15

2. 气动撑杆的布置

气动撑杆(1)在车体的布置形式为反装形式（图3），车

体端通过气动撑杆支架(2)及2个M6螺栓固定在引擎盖上支撑(5)上的新增撑杆安装加强板(4)上，（撑杆安装加强板(4)焊接于引擎盖上支撑(5)上），另一端（引擎盖端）通过球头螺栓连接到引擎盖内板(6)总成上，新增撑杆安装螺母板(3)焊接于引擎盖内板(6)上。

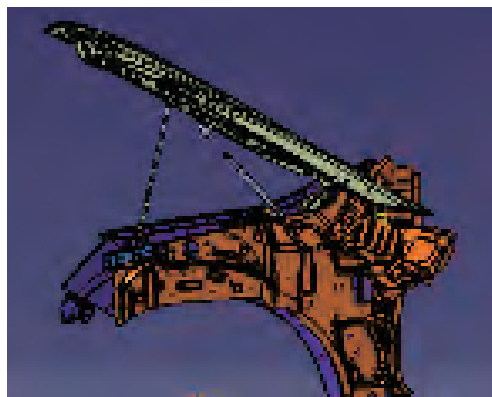
新设零件4种：(1)气动撑杆；(2)撑杆支架，材料为DC01料厚T1.4；(3)撑杆安装螺母板，材料为SP781BQ料厚T1.4；(4)撑杆安装加强板，材料为DC01料厚T1.4；设计变更零件2种：(5)引擎盖上支撑和(6)引擎盖内板；周边留用的相关零件有(7)铰链臂加强板(8)铰链支座加强板、(9)铰链臂、(10)铰链支座、(11)翼子板等。



(1) 引擎盖关闭状态



(2) A部位放大图



(3) 引擎盖开启状态

图3 气动撑杆的布置方案

3. 装配间隙及运动校核

气动撑杆的布置要确保在其动作时与引擎盖内板、翼子板和铰链等周边零件无干涉,运用 CAD CATIA 软件中的 DMU 模块对气动撑杆与周边的间隙及运动进行校核,均满足标准要求,具体数据如表 3 所示。

表 3 气动撑杆与周边的间隙校核值

序号	校核项目	内容	测量值	设计标准	判定
1	周边间隙校核	撑杆与引擎盖内板间隙 /mm	11	≥ 8	OK
		撑杆前端与翼子板间隙 /mm	8.1	≥ 8	OK
		撑杆后端与翼子板间隙 /mm	10	≥ 6	OK
		撑杆后端与铰链间隙 /mm	12.9	≥ 8	OK
2	开启角度	撑杆自升 / 自开角度 /°	12	≤ 15	OK
3	开启力	最大开启力 / N	50	40~60	OK
		最大关闭力 / N	52	60±15	OK

三、气动撑杆固定部位加强方案 CAE 分析

1. 引擎盖气动撑杆支架耐久性能 CAE 分析

为防止与引擎盖气撑杆连接相关零件的耐久破坏,需在设计阶段进行 CAE 仿真计算,设计标准规定引擎盖开启关闭 5000 个循环次数后车体零件不能发生开裂破坏。

分析模型为引擎盖冲击模型,包括引擎盖、前机舱部分骨架、车锁等部件;具体为:钣金件采用壳单元,缓冲块、锁门眼和棘轮棘爪采用实体单元,气动撑杆用弹簧单元模拟。

边界条件:约束连接点 $SPC=123456$;在引擎盖开启角度 38° ,重力场 $Gz=-9.8 \text{ m/s}^2$,施加力 $F=55\text{N}$ 的加载条件下,对引擎盖开闭过程进行仿真模拟,通过开闭过程的应力-应变响应计算得出相关件的耐久循环寿命。图 5~11 为 CAE 分析过程的云图,表 4 为分析结果统计表,仿真分析结果为相关的各个零件寿命高于目标值 5000 次,满足设计要求。

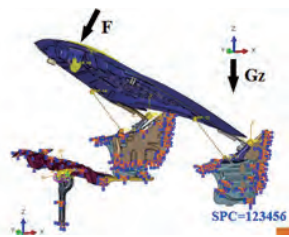


图 4 分析模型及边界条件

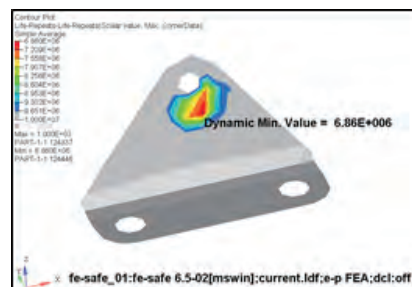


图 5 撑杆支架(2)应力应变云图



图 6 撑杆安装螺母板(3)应力应变云图



图 7 撑杆安装加强板(4)应力应变云图

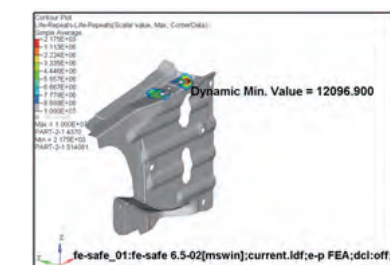


图 8 引擎盖上支撑(5)应力应变云图

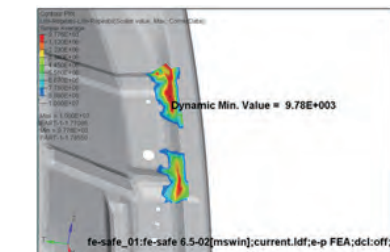


图 9 引擎盖内板(6)应力应变云图

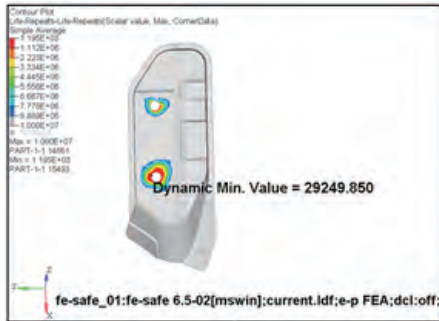


图 10 铰链臂加强板(7)应力应变云图

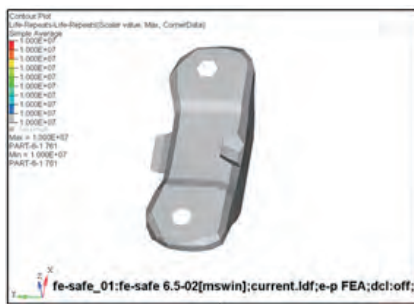


图 11 铰链支座加强板(8)应力应变云图

表 4 分析结果统计表

相关零部件		开启关闭 最低寿命 / 次	目标值 / 次
气动撑杆 连接件	撑杆支架(2)	6860000	> 5000
	撑杆安装螺母板(3)	6830000	
	撑杆安装加强板(4)	无限寿命	
	引擎盖上支撑(5)	12097	
	引擎盖内板(6)	9780	
铰链加强板	铰链臂加强板(7)	29250	> 5000
	铰链支座加强板(8)	无限寿命	

2. 气动撑杆安装部位强度 CAE 分析

引擎盖由手动撑杆优化设计为双气动撑杆支撑，引擎盖闭合状态下，连接于引擎盖内板及车体间的气动撑杆对引擎盖 X 向和 Z 向分别有一个分力存在，如果钣金强度不足，那么这两个方向的分力可能会使引擎盖或车体变形进而使其与侧翼间缝隙和面差变大。为此需要计算与引擎盖开启关闭有固定安装关系所有区域的应力情况。通过 CAE 分析计算引擎盖内板、内板加强板（撑杆安装螺母板）、撑杆下支座加强板（撑杆安装加强板）等部件在气动撑杆特定角度下受力情况。判断标准为各个部件所受应力小于材料屈服极限。

计算引擎盖全开和全闭两种状态下气动撑杆固定部位加强件及相关零部件的应力情况，其应力状态计算云图如图 12 和图 13 所示，其物理特性分析及结果汇总如表 5 所示。

由 CAE 分析结果可知引擎盖内板和引擎盖后支撑上部应力大于屈服极限（NG）但小于抗拉强度，如表 6 所示，结合引擎盖开闭疲劳寿命次数及经验分析判断，在该应力水平下，若满足使用次数要求，则可判断为 ok。

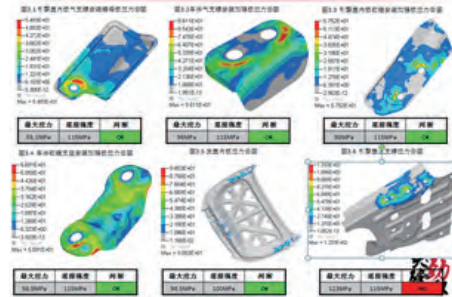


图 12 全闭状态相关各零部件云图

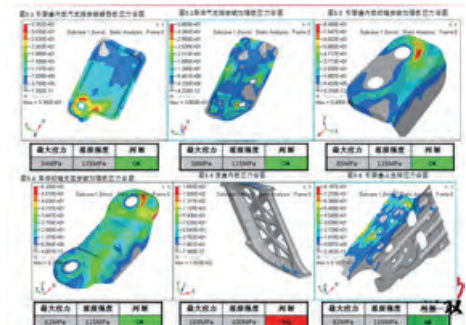


图 13 全开状态相关各零部件应力云图

表 5 各部件材料物理特性表

部件名称	材料名称	弹性模量 /Mpa	屈服 极限/ Mpa	抗拉 强度 /Mpa	关闭状 态应力 /Mpa	全开状 态应力 /Mpa
撑杆安装 螺母板(3)	SP121 (DC01)	210X10 ³	115	270	55	34
撑杆安装 加强板(4)	SP121 (DC01)	210X10 ³	115	270	98	85
引擎盖上 支撑(5)	SP121 (DC01)	210X10 ³	115	270	123	82
引擎盖内 板(6)	SP123 (DC06)	210X10 ³	100	250	99	169
铰链臂加 强板(7)	SP121 (DC01)	210X10 ³	115	270	96	38
铰链支座 安加强板 (8)	SP121 (DC01)	210X10 ³	115	270	57	62
铰链臂(9)	SP230—440P (SAPH440)	210X10 ³	265	440	/	/
铰链支座 (10)	SP231—440P (SAPH440)	210X10 ³	265	440	/	/
翼子板(11)	SP121 (DC01)	210X10 ³	115	270	/	/

四、开发验证

公司的车型中首次设计气动撑杆的引擎盖支撑系统，缺乏经验，所以虽然设计方案经 CAE 分析均判定 OK 但还是联合供应商及制造、评价部门，对设计方案同步进行了 Quick DR (Design review) 设计检讨，对可能在开发过程或生产过程中会出现的问题进行了预判，并提前制定对策。其中最担心的问题是引擎盖关闭状态下受到气动撑杆的支撑力，在撑杆安装点强度不足时，会引起引擎盖的向前和向上位移，使引擎盖与翼子板的间隙面差恶化。因此针对气动撑杆的安装加强结构设计了 4 种优化加强方案（图 15）。经过 CAE 分析和样车试制，选出一个最优方案作为备选预案。主要目的是原设计方案在 S-LOT 装车验证间隙面差效果不良时，启动该最优方案改善引擎盖与翼子板的间隙和面差。

方案 1 为将气动撑杆安装支架与铰链下支座设计成为一个一体的零件，材质 SAPH440 料厚 3.2mm，从而增强其安装点的强度和刚度；方案 2 为在设计方案的基础上，铰链加强板与气动撑杆安装支架加强板一体设计，材质 DCO1 料厚 1.6mm；方案 3 是在方案 1 加方案 2；方案 4 为在方案 1 的基础上将气动撑杆安装支架的安装孔位置向上（Z 向）抬高 10mm。



设计方案



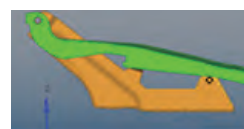
优化方案 1



优化方案 2



优化方案 3



优化方案 3

图 14 优化方案

1. 各方案间隙面差贡献量的 CAE 分析

利用 CAE 分析软件 HyperWorks 软件中的 OptiStruct，对引擎盖总成分析模型，约束前舱截断处，模拟引擎盖关闭状态，施加撑杆力 F 和重力 G 的载荷进行 X 、 Z 两个方向的位移分析， X 向向前位移为负值， Z 向向上位移为正值向下位移为负值。分析过程和结果如图 15 和表 6 所示。

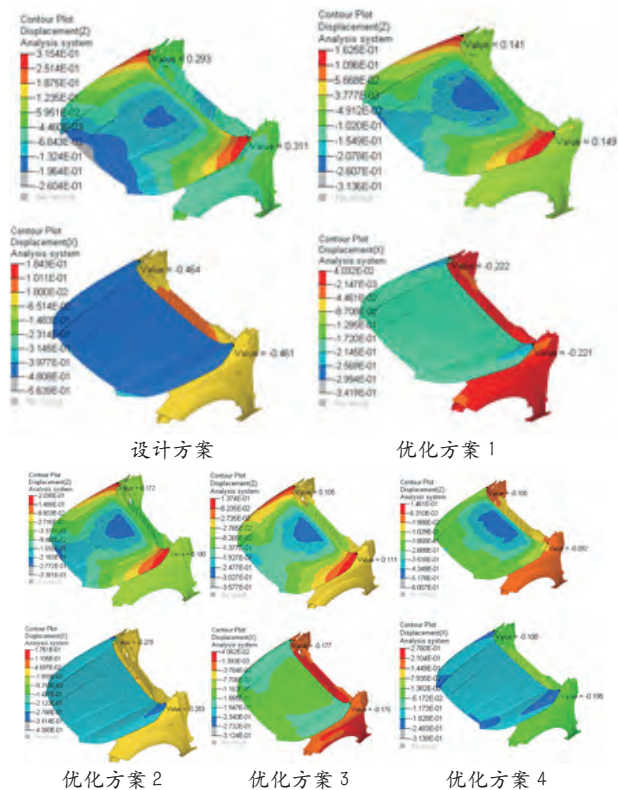


图 15 优化方案行 X 、 Z 两个方向的位移分析云图

表 6 CAE 分析结果

	设计 方案	优化 方案 1	优化 方案 2	优化 方案 3	优化 方案 4
Z 向的位移 /mm	+0.311	+0.149	+0.18	+0.111	-0.105
X 向的位移 /mm	-0.464	-0.222	-0.283	-0.177	-0.196

由表 6 可知, 原设计方案向前和向上的位移较大, 优化方案 1 ~ 2 有改善但改善量不大, 方案 3 对间隙面差的改善较大, 方案 4 对面差的贡献量最大。

2. 实车方案验证

原设计方案 ET 前半段 35 台份装车时, 部分车辆发生了引擎盖与翼子板间隙和面差的略微超差现象, 但 VES 评价未指摘或指摘为 V3 (我司标准规定此缺陷为非专业人士发现不了的缺陷, 可以不对策), 考虑到 ET 为冬季装车, 因气支撑的支撑力有随温度的增高而增大的特性, 所以需进行高低温验证, 经验证发现, 高温时引擎盖后端面差超差较大, 为确保产品外观精致, 决定采用优化方案 4 对应。

方案 4 的 5 台份 RP 样件在 ET 后半段分别进行了装车和高低温试验验证, 间隙、面差得到了很大的改善, 室温下装车间隙值较原设计方案的 1.7mm, 改善了 1.1mm; 面差值较设计方案的 1.9mm, 改善了 1.2mm 改善效果明显。同时进行高低温试验验证, 测量结果为: 气动撑杆高温 50° C 与 20° C 相比, 间隙增大 0.45 面差增大 0.32, 由此看来间隙和面差的变化不算太大, 焊装车间装调面差走下差的方法可以补偿此间隙和面差的增大, 要求焊接车间在装调引擎盖与翼子板面差时, 调整为 0 ~ -1, 经 ET 后半段及 PT 生产验证, 下线车辆间隙和面差状态良好, VES 没有指摘。

五、结语

CAE 分析为设计开发提供了明确的方向, 但因为环境及制造等因素的复杂性它不能完全模拟实车的状态, 在设计阶段要对全新设计方案进行 QUICK DR 检查, 对可能生产中发生的问题提前预判并做出预案 (预案一般比原设计方案在成本上有所增加, 尽量不采用), 一旦实车验证有问题, 随时启用预案, 有备无患。IM

机械工业信息研究院主办

Intelligent Manufacturing

智能制造

云阅读开启杂志新体验

全新推出移动客户端版
上线推广期, 限时**免费阅读**



扫一扫即可安装

Magook 麦格网



电子阅读 扫一扫

支持苹果、安卓

更多信息请访问麦格网
www.magook.com

广告