Proceeding of the 15th International Forum of Automotive Traffic Safety, 2018, pp 205-212
No.ATS.2018.324

The research of model simplification and model validation for vehicle lateral structure optimization

Xin Yang[1], Zhenyuan Qin[1], Zhenfei Zhan[2]
[1]*Crash Test & Research Department, Chongqing Vehicle Test & Research Institute Co., Ltd., Chongqing, China*
[2]*College of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing, China*
Email: cjyangxin@cmhk.com

Abstract: Automobile is commonly seen as a complex engineering system and computer simulation technology has commonly employed for improving design efficiency and saving development cost in automobile structure optimization. With the growing development of modeling capability, the precision of vehicle simulation model has been constantly improving. While the simulation efficiency has been decreased constrained by the limited calculation ability. Hence, how to improve optimization efficiency without losing necessary accuracy becomes a problem to be settled urgently. The analysis-oriented model simplification is applied to reduce the analysis data and improve the computation efficiency in this paper. And a deformed surface comparison-based model validation metric is developed for evaluating the fidelity of the finite element model. Finally, the proposed methods are applied into a B-pillar lightweight design. The optimal structure is of nice crashworthiness and the weight of optimal B pillar is reduced. And the results show that the optimization efficiency can be improved while design accuracy can be also guaranteed by the methods proposed in this paper.

Keywords: model simplification, model validation, optimization efficiency, lightweight

应用于汽车侧面结构优化的模型简化及模型确认方法研究

杨 鑫[1]，覃祯员[1]，詹振飞[2]
[1]重庆车辆检测研究院有限公司，碰撞实验研究部，重庆，中国，401122
[2]重庆大学汽车工程学院，重庆，中国，400044
Email: cjyangxin@cmhk.com

摘　要：在车辆结构优化设计过程中常采用计算机仿真技术来提升设计效率，降低开发成本。建模技术的快速发展极大地推动了仿真模型精度的提升，但是计算水平的局限又限制了有限元仿真效率。因此，在汽车结构设计过程中，如何保证一定设计精度的同时最大限度提升优化效率成为亟待解决的问题。本文在汽车侧面碰撞研究中，应用了模型简化方法来提升仿真效率，开发变形曲面模型确认方法量化评估有限元模型精度，最终将上述方法应用到某款车 B 柱轻量化设计中，在保证优化结构具有良好耐撞性的同时实现了 B 柱轻量化。结果表明，应用本文提出的方法能够在保证模型精度的同时大大提高优化效率。

关键词：模型简化，模型确认，优化效率，轻量化

1 引言

现代汽车工业领域的市场竞争日趋激烈，为了适应市场的快速发展，各大汽车厂商不断缩短新车型开发周期，降低研发成本[1]。汽车结构耐撞性分析贯穿车型开发整个流程[2]，且涉及内容广泛，包含正面碰撞，偏置碰撞，侧面柱碰，侧面移动壁障碰撞，后碰，翻滚等。目前，汽车安全性能研究方法大致可以分为物理样车试验和有限元模型仿真两种。八十年代末，我国许多车企开始从国外引进了具有国际先进水平的 CAE 系统软件和硬件用于汽车设计研发[3]。在这之后，汽车安全系统的研发过程中越来越重视运用 CAE 仿真技术替代实车碰撞试验，从而可以在降低研发成本的同时提高研发效率与整车性能。然而，随着碰撞有限元模型计算规模的日益庞

大，同时在整车设计过程中需要考虑更多的性能要求，导致 CAE 仿真效率不断降低[4]。因此研究一套面向汽车安全系统仿真分析的模型简化技术对提升整车研发效率具有重要的意义。在汽车结构耐撞性分析中，常见的简化模型包括变网格尺寸有限元模型，集中质量模型，多刚体模型，梁壳混合单元模型及子结构简化模型等[4-8]。变网格尺寸模型建模较复杂，集中质量模型和多刚体模型大多都是用于汽车概念设计阶段，梁壳混合单元模型在整车侧碰领域应用较少，子结构简化模型是目前最新也是最常用的一种汽车侧面耐撞性研究模型。湖南大学伍广和李光耀等[9]以侧围部件模型代替整车模型进行侧面碰撞仿真大幅度提高了车身结构耐撞性设计效率。G.H.BAE 等[10]将高强度钢和传统钢分别应用到 B 柱子结构简化模型上，通过子结构模型的侧碰仿真对比了两种材料的侧碰防撞性和轻量化优化效果。大连理工大学的张伟[11]将简化子模型用于汽车侧面柱碰车门防撞梁的优化设计。研究结果表明，从整车模型中提取主要吸能和变形结构构建子结构模型可以提高仿真效率，但简化模型的精度并未经过系统地确认。

为了能够对模型的仿真精度进行定性和定量分析，模型确认技术应运而生。模型确认就是在计算机仿真模型用于实际产品研发之前，为了评估仿真模型的有效性，将仿真模型分析结果和实际物理试验数据进行对比的过程。为了能够成功融入汽车安全研发，用于提升仿真效率的简化模型需要通过客观量化的评估来确保其使用有效性及预测能力与原始模型高度相似。汽车碰撞仿真结果主要为时域输出响应，动态系统时域响应的模型确认方法近年来有较大的发展。Pope N.D. [12]等提出了基于相关系数的 R 平方方法，此方法广泛适用于各种统计数据相关性分析。Geers 提出了一种综合了幅度和相位误差的时域响应序列对比方法，之后 Sprague 和 Geers (S&G)[13]又改善了该方法中测量相位误差的部分。Sarin 等[14]提出的时间响应误差评估(Error Assessment of Response Time Histories，EARTH)包含对时间序列相位误差，幅度误差和形状误差的评估。上述模型确认方法都可以进行动态时域响应误差分析。然而，在汽车侧面耐撞性设计中，乘员舱的完整性直接由车身侧部结构抵抗变形能力的大小决定，侧面耐撞性最直观的表现就是车门表面的变形。上述方法都无法进行二维变形曲面确认，因此开发一种曲面误差量化指标，全面评估侧碰模型中变形曲面的仿真度，会进一步推动仿真模型在汽车侧面耐撞性设计中的应用。

综上所述，本文拟通过子结构提取的方法对汽车侧碰整车有限元模型进行简化，然后选择合适的动态时域模型确认方法，结合开发的变形曲面模型确认方法来计算侧碰简化模型的仿真度，最后利用简化模型结合近似建模技术进行某款汽车 B 柱轻量化设计，旨在构建一套较完整的“简化建模—模型确认—结构优化”流程，用于在保证一定设计精度的情况下，有效提升汽车车身结构设计优化效率。

2 方法流程

本文提出了一套用于 B 柱轻量化设计的简化建模，模型确认和优化设计流程，整个设计流程如图 1 所示。主要方法分为子结构简化模型构建和简化模型精度确认两部分。整车侧碰仿真后通过提取主要变形构件并施加相应边界条件完成子结构简化模型创建；通过对简化模型和原始整车模型在侧碰过程中的动态时域响应误差分析和侧围变形曲面相似度确认判定简化模型精度；最后，利用精度确认后的简化模型进行相关的结构设计。

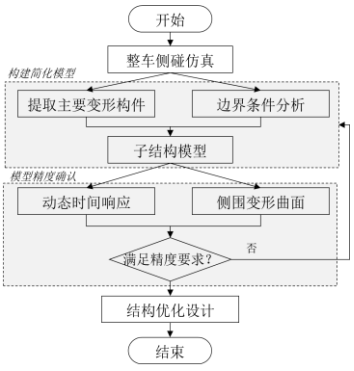


Figure 1. The flowchart of the proposed method

图 1. 方法流程

3 侧碰简化模型建立

子结构简化模型是目前侧碰仿真中广泛应用的一种模型简化方法，基本做法是从整车模型中取出主要受力构件组成子结构来代替整车模型进行分析与优化。这种模型只保留了直接参与变形吸能的构件，省去了在侧碰过程中只发生平移的非承载构件，计算资源得到了集中使用，所以计算效率相对于整车仿真模型有了大幅提升。子结构模型源自于整车模型，同时又施加了边界约束，所以构件的变形吸能特点与整车模型相似度较高，仿真精度令人满意。

整车侧碰子结构简化模型的构建方法为：根据侧碰仿真的实际情况，将有限元模型中主要变形和吸能部件提取出来作为模型的基础部件而其他部件则可以省略掉。侧面碰撞中主要变形和吸能部件包括：车门组件、A 柱、B 柱、C 柱、门槛和侧围上边梁等，车上其他总成在侧碰发生时主要发生平移运动，不纳入简化模型，如图 2 所以。

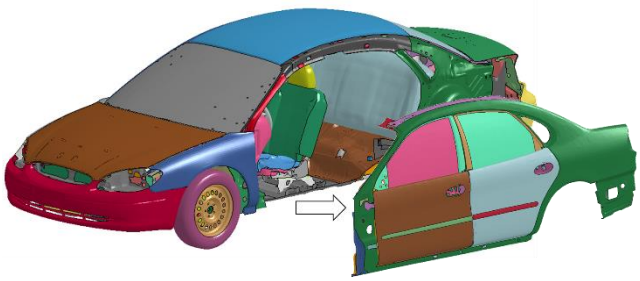


Figure 2. Prescribed structural motion (PSM) model

图 2. 子结构简化模型

由于子结构模型的质量仅占原始模型的很小一部分，因此需要在整车有限元模型的仿真结果中提取子结构部件与整车相连部位单元、节点的速度随时间变化的数据，将该数据作为子模型的边界条件以此来保证子结构简化模型的仿真正确性。为了更加准确定义该简化模型的运动，节点的速度-时间曲线分别在 x,y,z 三个方向上进行加载，速度-时间曲线通过在 Hypermesh 中设置速度卡片进行添加。仿照整车侧碰模型，利用提取的子模型和相同的可变性移动壁障构建基于子结构的侧碰仿真模型，如图 3 所示。子结构模型垂直静止位于移动变形壁障的前进方向，移动变形壁障以 50km/h 的初始速度撞向子结构模型 R 点。采用相同性能计算机进行仿真，简化模型仿真时间为原始模型仿真时间的一半。

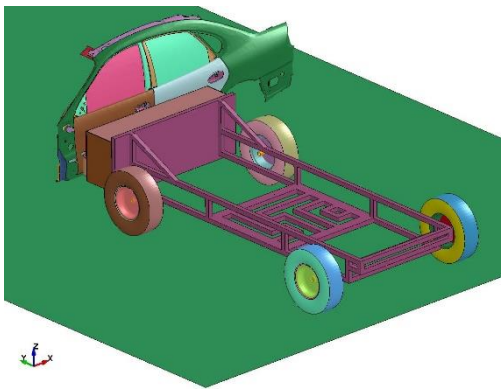


Figure 3. PSM model based simplified lateral collision simulation model

图 3. 基于子结构模型的侧碰简化仿真模型

4 侧碰简化模型确认

4.1 动态时域响应误差分析方法

汽车被动安全研究领域的响应数据多以动态时间序列呈现。这类响应数据相对复杂，常规的比较方法无法明显比较此类工程模型的可信度。因此，出现了许多面向汽车安全系统的模型确认度量方法。本文主要采用 S&G 准则进行动态时域响应误差分析。

S&G 准则[13]是一种综合幅值误差和相位误差的模型确认方法。时间序列的幅值和相位误差分别通过式(1)计算。然后通过式(2)计算综合误差因子以提供两组时间序列之间的整体误差。

$$M_{S\&G}=\sqrt{\frac{\psi_{AA}}{\psi_{BB}}}-1$$

$$P_{S\&G}=\frac{1}{\pi}\cos^{-1}\left(\frac{\psi_{AB}}{\psi_{AA}\psi_{BB}}\right) \tag{1}$$

$$C_{S\&G}=\sqrt{M_{S\&G}^2+P_{S\&G}^2} \tag{2}$$

在以上几式中，

$$\psi_{AA}=\frac{\sum_{i=1}^{N}a_i^2}{N};\ \psi_{BB}=\frac{\sum_{i=1}^{N}b_i^2}{N};\ \psi_{AB}=\frac{\sum_{i=1}^{N}a_ib_i}{N} \tag{3}$$

4.2 变形曲面相似度确认方法

汽车侧面碰撞中车门变形和车门强度有很大的关联，在进行汽车侧碰仿真模型的模型确认时，有必要研究面向车身变形曲面的相似性度量指标。从空间几何来讲，两曲面差异可以通过曲面整体走势和曲面局部形状差异进行综合分析，曲面整体走势主要表现为曲面整体的起伏状态及在局部区域反应的法向方向，曲面局部形状即为局部区域的凹凸性。经过对曲面属性信息进行分析和总结，本文提炼出变形曲面相似性确认度量的三个关键指标：幅值误差，方向误差和形状误差。曲面上节点的曲率在几何上表现为曲面局部的凹凸形状，和法向信息一样都属于曲面本质属性，通过考虑两曲面对应节点的曲率差异和法向差异即可得出曲面的形状误差和方向误差。通过计算对应节点的欧几里得距离，可以得出给定两个变形曲面在幅值上的差异。

对于曲面相似性度量而言，匹配形状差异的过程是在高维空间中进行的，因此需要通过二维动态时间规整来最大可能地消除曲面形状误差对幅值误差计算造成的影响。通过规整的曲面会在局部形状上达到最大程度的匹配，曲面幅值误差就可方便的在规整后的曲面上直接计算，误差值为局部特征匹配后两曲面对应点 Z 向坐标差值而得，如式(4)所示。

$$\boldsymbol{ME}(\boldsymbol{P},\boldsymbol{C})=\frac{1}{\boldsymbol{N}}\sum_{\boldsymbol{i}=1}^{\boldsymbol{N}}\left|\boldsymbol{Z}'^{\boldsymbol{C}}_{\boldsymbol{i}}-\boldsymbol{Z}'^{\boldsymbol{P}}_{\boldsymbol{i}}\right| \tag{4}$$

式中 $\boldsymbol{Z}'^{C}$, $\boldsymbol{Z}'^{P}$ 分别为规整后曲面节点的 Z 向坐标值， $\boldsymbol{N}$ 为节点总数， $\boldsymbol{ME}$ 为幅值误差。

在微分几何中，高斯曲率和平均曲率的正负值代表了曲面在局部的形状，平均曲率大于零为凸点，平均曲率小于零为凹点。得到两个曲面的平均曲率之后，曲面形状误差通过式(5)计算。

$$\boldsymbol{SE}(\boldsymbol{P},\boldsymbol{C})=\frac{1}{\boldsymbol{N}}\sum_{\boldsymbol{i}=1}^{\boldsymbol{N}}\left|\boldsymbol{M}_{\boldsymbol{i}}^{\boldsymbol{C}}-\boldsymbol{M}_{\boldsymbol{i}}^{\boldsymbol{P}}\right| \tag{5}$$

式中 $\boldsymbol{M}^{C}$, $\boldsymbol{M}^{P}$ 分别为规整后曲面节点的平均曲率值， $\boldsymbol{N}$ 为节点总数， $\boldsymbol{SE}$ 为形状误差。

在微分几何中，曲面法线定义为垂直于这个曲面的切平面的向量，如果曲面被划分为有限个单元时，单元的法向量即可表示曲面的局部方向。得到两个曲面的法向量之后，求出该法向量和一个单位向量之间的夹角作

为方向值，曲面方向误差通过方向值计算，如式(6)所示。

$$OE(P,C)=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left|N_i^c-N_i^p\right| \tag{6}$$

式中 N^C, N^P 分别为规整后曲面单元与单位法向量的夹角值， N 为单元总数， OE 为方向误差。

由于三个误差都是基于自身的数量级算得的，对于两个曲面的相似性无法给出直观评价。采用回归方法对求出的原始误差数据进行处理，将其转化成 0 到 100%的评分可以直观看出两曲面相似性，三个误差的回归方程如式(7)所示。其中的 ME^* SE^* OE^* 分别为三个误差的误差阈值，也即是评估三个误差值的标尺，幅值误差阈值 ME^* 为原始模型中节点幅值的最大和最小值之差，其他两个阈值计算方式相似。

$$E_m=\begin{cases}100, & ME=0,\\ 0, & ME\geq ME^*,\\ [(ME^*-ME)/ME^*], & otherwise.\end{cases}\quad E_s=\begin{cases}100, & SE=0,\\ 0, & SE\geq SE^*,\\ [(SE^*-SE)/SE^*], & otherwise.\end{cases}\quad E_o=\begin{cases}100, & OE=0,\\ 0, & OE\geq OE^*,\\ [(OE^*-OE)/OE^*], & otherwise.\end{cases} \tag{7}$$

5 工程案例

5.1 动态响应误差分析

分别提取整车原模型和简化子模型 B 柱中部侵入速度曲线和侵入量曲线进行对比。由图 4 和图 5 得知，侵入速度和侵入量曲线的走势基本一致。采用 S&G 和相关系数两项评估指标对两条分别进行量化评估。最终的评估结果如表 1 所示。结果显示，两模型的动态响应误差都在 10%以下，考虑到碰撞过程可重复性不高，此误差在可接受范围内。

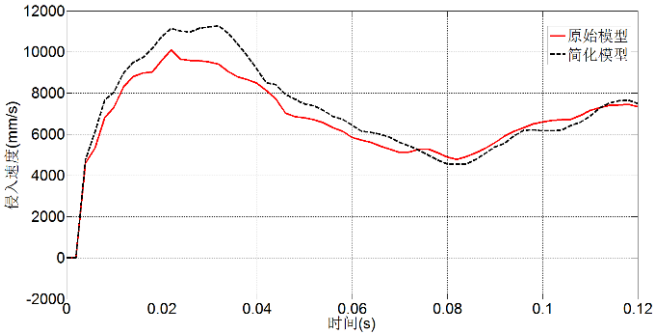


Figure 4. Intrusion velocity at the middle of B pillar

图 4. B 柱中部侵入速度曲线

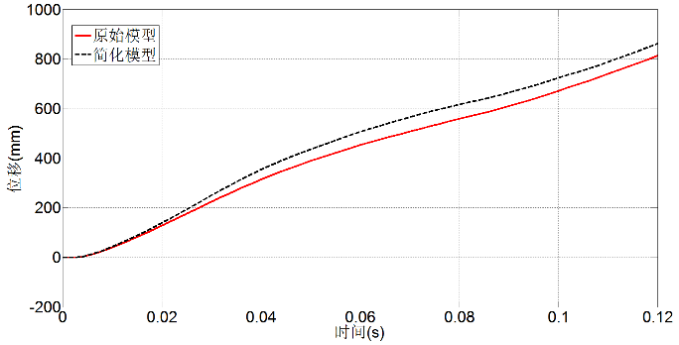


Figure 5. Displacement curve at the middle of B pillar

图 5. B 柱中部位移曲线

Table 1. Intrusion velocity and displacement curve errors of the simplified model

表 1. 简化模型侵入速度和位移曲线误差

S & G	位移	侵入速度
幅值误差	8.75%	7.52%
相位误差	0.66%	2.39%

5.2 变形曲面相似度确认

分别提取整车原模型和简化子模型碰撞过程中的变形图进行对比。简化模型与整车模型变形特点很相似，主要变形区域都集中在车门和 B 柱附近，整体变形程度大小相似，两模型之间存在的细微差异，采用变形曲面相似度确认方法进行量化。首先采用二维动态时间规划（2D-DTW[15]）的方法来分离曲面局部形状和幅值之间的相互干涉，如图 6 所示。然后，利用曲率和法向量等信息进行变形曲面的相似度计算，结果如表 2 所示，在碰撞开始至最大变形的时段内，两曲面的曲面相似度在幅值，形状和方向三方面都高达 97%以上。

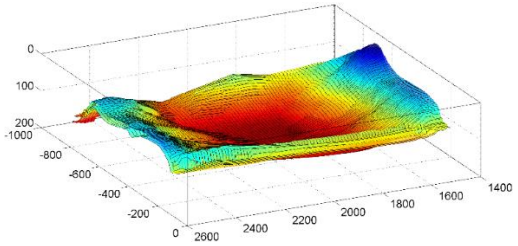


Figure 6. Shape matching of deformed door surfaces based on 2D-DTW

图 6. 基于 2D-DTW 的变形车门曲面形状匹配

Table.2 Similarity scores at different collision time

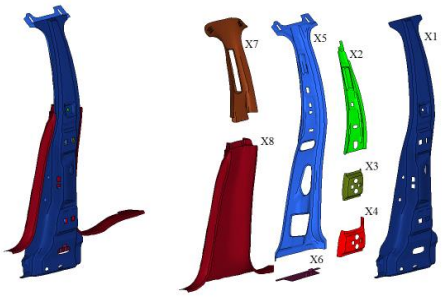
表 2 不同碰撞时刻的曲面相似性评分

碰撞时间 (ms)	E_m	E_s	E_o
12	0.9868	0.9931	0.9851
24	0.9767	0.9997	0.9978
36	0.9858	0.9936	0.9884
50	0.9956	0.9939	0.9851

综合动态响应和变形曲面两方面评估，结果显示经过简化的侧面碰撞有限元模型有较高的精度，可以替代原始整车模型作为结构优化的仿真模型。

5.3 基于侧碰简化模型的 B 柱轻量化设计

在侧碰耐撞性设计中，车身 B 柱结构的吸能性能直接影响碰撞过程中乘员损伤情况。合理的 B 柱结构设计能够避免因车身侧围变形过大而对乘员产生严重的损伤。从整车结构中提取的 B 柱结构如图 7 所示，主要包括内外构件，加强板，支架和内饰板。



X1—B 柱外板　X2—B 柱上加强板　X3—B 柱中加强板　X4—B 柱下加强板

X5—B 柱内板　X6—B 柱支架　X7—B 柱上内饰板　X8—B 柱下内饰板

Figure 7. Eight components of B pillar

图 7. B 柱八个构成部件

本文以 B 柱侵入速度和侵入量为约束条件，B 柱质量最小化为设计目标，结合近似建模技术寻求最优板件厚度组合，在降低 B 柱质量的同时提高其耐撞性，结构优化的数学表达式如(8)，(9)，(10)式所示。

$$Find\ \mu_{xi} = X1, X2, \cdots X8 \quad L_{xi} \le \mu_{xi} \le U_{xi} \tag{8}$$

$$Min\ \mu_{Weight} \tag{9}$$

$$\begin{aligned} s.t.\quad & Intrusion\ Velocity \le 11.8m/s \\ & Intrusion_{head} \le 200mm \\ & Intrusion_{thorax} \le 387mm \\ & Intrusion_{abdom} \le 387mm \\ & Intrusion_{pelvis} \le 363mm \\ & Intrusion_{B} \le 410mm \end{aligned} \tag{10}$$

其中，U_{xi}, L_{xi} 是设计变量的上下界，m_{Weight} 是 B 柱结构总质量，约束条件为相应位置侵入量和侵入速度，由相关分析可得侵入速度的限值为 11.8m/s，侵入量的限值随侵入位置而变化。以 B 柱八个板件厚度为设计变量，分别构建目标函数和约束函数的近似模型，再利用构建的近似模型结合优化算法进行 B 柱轻量化设计。采用遗传算法基于构建好的近似模型进行 B 柱轻量化优化设计。图 8 为 B 柱质量在优化过程中收敛过程，由图可知 B 柱质量从第 30 代开始呈现出收敛趋势，最终在第 200 代左右收敛于本次遗传代数下最优。最终所得优化结果如表 3 所示，原始模型 B 柱质量为 7.5kg，优化后的 B 柱质量为 7.29g，达到了一定减重效果。

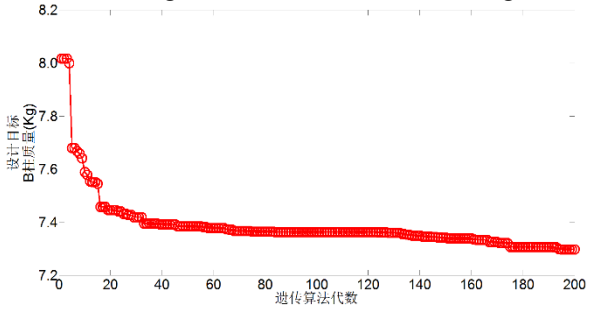


Figure 8. Convergence process of objective

图 8. 设计目标收敛过程

Table.3 Optimal designs of B pillar

表 3 B 柱优化结果

	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	B 柱质量(kg)
原始设计	1.10	1.55	1.80	1.80	1.15	0.70	3.10	3.10	7.50
优化设计	1.31	1.75	1.54	1.45	1.14	0.53	2.98	2.86	7.29

6 全文总结

本文对有限元仿真建模过程中的模型简化方法及简化模型验证方法进行了研究，并基于子结构法构建了汽车侧面碰撞有限元简化模型，开发了基于侧碰简化模型的模型确认方法，最后结合简化模型和原始模型相关响应与近似建模技术构建 B 柱轻量化设计框架，在极大提升优化效率的同时实现了汽车 B 柱轻量化设计。本文的研究有助于提升基于有限元仿真的车身结构优化效率。

参考文献 (References)

[1] 谢军. 汽车车身有限元模与动力学分析--轻型汽车车身动态优化设计[D]. 东南大学, 1999.
[2] 彭云. 基于汽车侧碰简化模型的车身刚度研究[D]. 湖南大学, 2014.
[3] 钟志华. 汽车耐撞性分析的有限元法[J]. 汽车工程. 1994(01): 1-6.
[4] 伍广. 汽车侧面碰撞的质量—弹簧模型和有限元简化模型的研究[D]. 湖南大学, 2010.
[5] Craig K J, Stander N, Dooge D A, et al. Automotive crashworthiness design using response surface-based variable screening and optimization[J]. Engineering Computations. 2005, 22(1): 38-61.
[6] 漆维. 基于简化模型的车身侧面耐撞性分析与优化[D]. 湖南大学, 2013.
[7] 那景新，安洪蔚，闫亚坤，等. 梁-壳混合分析模型在客车骨架接头焊缝间距优化中的应用[J]. 吉林大学学报(工学版). 2010(01): 30-34.
[8] 梁莉莉. 基于侧面碰撞性能的 AA7075 车身结构件研究[D]. 吉林大学, 2014.
[9] 伍广，李光耀，陈涛，等. 基于乘用车侧围部件模型的侧面碰撞仿真简化建模方法[J]. 中国机械工程. 2009(16): 1996-2002.
[10] COMPARISON OF THE OPTIMUM DESIGNS OF CENTER PILLAR ASSEMBLY OF AN AUTO-BODY BETWEEN CONVENTIONAL STEEL AND AHSS WITH A SIMPLIFIED SIDE IMPACT ANALYSIS[J].
[11] 张伟，胡平，申国哲. 基于简化模型的汽车防撞梁仿真优化研究[J]. 农业装备与车辆工程. 2010(7): 16-20.
[12] Pope N D, Bailey C G. Quantitative comparison of FDS and parametric fire curves with post-flashover compartment fire test data[J]. Fire Safety Journal. 2006, 41(2): 99-110.
[13] Sprague M A, Geers T L. A spectral-element method for modeling cavitation in transient fluid-structure interaction. Int J Numer Methods Eng[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering. 2004, 60(15): 2467-2499.
[14] Papalambros P, Barbat S, Yang R J. Comparing Time Histories for Validation of Simulation Models: Error Measures and Metrics[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control. 2010, 132(6): 768-778.
[15] Li D. Fundamentals of Speech Recognition[J]. 2015, 1(1): 353-356