

基于 ANSYS 的农用运输车辆横向碰撞仿真研究

李 焱¹, 巴铁魁², 郝 斌³, 巴兴强^{1*}

(1. 东北林业大学, 黑龙江哈尔滨 150040; 2. 中国船舶重工集团公司第 709 研究所, 湖北武汉 430074; 3. 黑龙江省林业科学院, 黑龙江哈尔滨 150081)

摘要 该文应用有限元理论, 利用 ANSYS/LS-DYNA 软件, 对农用运输车辆车门承受横向碰撞时进行数值仿真计算, 对碰撞过程中的碰撞规律进行了摸索, 探讨了车辆车门结构优化方法与改进措施, 介绍了车辆加装加强板后的碰撞安全特征, 证明了农用运输车辆车门结构优化的可行性与实用性。

关键词 农用运输车辆; 横向碰撞; 有限元分析; 碰撞吸能

中图分类号 S229+.1 **文献标识码** A **文章编号** 0517-6611(2015)27-319-03

Simulation Research of Farm Transport Vehicle Lateral Collision Based on the ANSYS

LI Sang¹, BA Tie-kui², HAO Bin³, BA Xing-qiang^{1*} (1. Northeast Forestry University, Harbin, Heilongjiang 150040; 2. China Shipbuilding Industry Corp 709th Institute, Wuhan, Hubei 430074; 3. Heilongjiang Academy of Forestry Science, Harbin, Heilongjiang 150081)

Abstract Finite element theory is applied in this article, by using ANSYS/LS-DYNA software, under lateral impact of farm transport vehicle door when numerical simulation calculation, grope for collision regularity in the process of collision, this paper discusses the vehicle door structure optimization method and the improvement measures, and introduces the vehicle after the installation of reinforcing plate collision safety features, prove the feasibility and practicability of farm transport vehicle door structure optimization.

Key words Agricultural transport vehicles; Lateral collision; The finite element analysis; Collision energy absorption

近年来,随着国民经济的快速发展,新农村建设步伐的不断加快,农村的面貌发生了翻天覆地的变化。“村村通工程”使农村道路交通状况不断改善,农民机动车拥有量大幅提升,而农村交通安全设施建设与车辆主动安全保护方面却相对滞后,使得农村开始成为交通事故多发、人员伤亡严重的地区^[1],农村及乡镇地区的交通安全状况,严重地威胁着广大人民群众的生命财产安全。国家标准 GB7258-2004《机动车运行安全技术条件》已将“四轮农用运输车”更名为“低速货车”,明确“农用运输车”实质上是农用运输车辆的一类。GB18320-2008《三轮车和低速货车安全技术要求》规定以柴油机为动力装置,中小吨位、中低速度,从事道路运输的机动车辆,即包括三轮农用运输车和四轮农用运输车等。

该文以农用运输车辆横向碰撞为研究重点,以农用运输车辆碰撞仿真为研究目标,采用碰撞仿真分析手段,探求农用运输车辆车门碰撞吸能特性。

1 农用运输车辆横向碰撞特性

汽车侧面是车体中强度较薄弱的部位^[2],尤其是对于农用运输车辆而言,其侧面强度更为薄弱。一旦受到来自侧面的撞击,不可能像其前部及后部那样,有足够空间可供发生结构变形及吸收碰撞能量,车内乘员同强烈贯穿的撞击物之间仅隔着车门和 20~30 cm 的空间,这就是侧面碰撞对乘员的伤害较其他类型的碰撞要严重的原因。在斜坡上或在转弯时发生的侧面碰撞,还有可能引起被撞农用运输车辆翻

倾,可能导致车门门柱变形,使车门不能开启,影响乘员离开危险地带及对乘员的救援。与正面、后部碰撞相比,侧面碰撞对乘员可能造成的伤害更大。因此,侧面碰撞安全性已成为农用运输车辆被动安全领域研究的一个新热点。20 世纪 80 年代,欧美开始了对农用运输车辆碰撞的研究^[3],并开始出现对农用运输车辆侧面碰撞的研究。早期的农用运输车辆侧面碰撞的研究几乎完全是依赖试验方法进行,刚开始时采用实车碰撞试验方法,再根据碰撞试验的分析研究结果,改进设计。随后发展了台车碰撞模拟试验计算方法,这种试验方法是以实车试验的结果为基础确定试验条件。这类碰撞试验的成本低,可重复操作,研究周期较短。随着计算机技术的发展,出现了计算机仿真技术,采用虚拟模型代替实际模型,利用计算机进行分析计算得出安全结论,已成为农用运输车辆安全技术发展的一个重要方向。

1.1 计算机辅助虚拟仿真试验发展现状

农用运输车辆安全性研究最准确、可靠的手段是实车试验。由于整车碰撞试验要在样车试制出来后才能进行,且碰撞试验是破坏性的,这就导致试验费用昂贵并且研究周期长,不利于快速地发现和解决问题,它只能作为较全面的质量最终检验试验,不能满足开发阶段的需要,因而人们一直试图寻求从理论上或用数值计算的方法来仿真碰撞,以辅助和指导设计。随着计算机技术的迅猛发展,以及各种理论,如碰撞理论,材料理论,有限元理论的不断深入,以有限元方法为主的计算机仿真方法得到飞速发展,从而出现了一批功能强大的商用软件,如 ANSYS/LS-DYNA、DYTRAN、PAM-CRASH 等。现有软件的仿真结果能与实车试验结果大致吻合,并且能够节约大量的资金和时间,特别是对于车辆结构改进,可以在短时间内对多种方法案作出比较,较快地得到满意的改进方案。因此,计算机仿真是近年来农用运输车辆安全性能得以提高的重要手段。

基金项目 黑龙江省教育厅 2014 年科学技术研究(指导)项目(项目编号:12543007);哈尔滨市科技局应用技术研究与开发项目(项目编号:2013RFXXJ067)。

作者简介 李焱(1985-),男,黑龙江哈尔滨人,专业:交通信息工程及控制。研究方向:交通工程与交通安全。*通讯作者,博士,副教授,从事农林机械设计,与开发,交通安全研究。

收稿日期 2015-08-25

1.2 农用车辆车门建模及预处理 研究分2个主要,即确立单元模型和进行边界条件的处置。建立模型所需数据主要来自实车测量。在进行测量之前,仔细察看并熟悉农用运输车车门的结构,对车门整体结构了解清楚,并根据建模的需要描绘出简化的车门结构,在实际车门测量过程中,对建模所需数据尽量采集准确、全面。

1.2.1 确立单元模型。对于有限元仿真分析,在建立有限元模型时选择什么样的单元进行分析是非常重要的。选择单元的类型,主要考虑结构的几何形状,其次是分析目的,加载条件和经济性。农用运输车辆车门主要由薄壳板件冲压后经焊接拼装而成,因而在车门碰撞分析中需要用三维薄壳单元来进行空间离散,薄壳单元的选择和算法对于计算的效率与正确性有着重要的意义。在非线性动力问题的研究发展中,产生了多种薄壳单元的算法,LS-DYNA970为壳单元提供了12种算法。

1.2.2 边界条件处置。农用运输车车门在实际情况下,被铰链和门锁全约束在门柱上,在车辆发生侧面碰撞时,车门另外还会受到车顶和底盘的支撑力。虽然在实际的碰撞中,车门受力变形后还会引起门柱和车顶的变形,但在该文中,只研究车门的碰撞吸能特性,因此,完全可以对车门紧挨驾驶室的边框进行全约束,碰撞结果与实际情况基本相同。

1.3 仿真碰撞时间 在农用运输车辆一般的车速条件下,车辆碰撞过程持续时间大约为80~120 ms。所以,对整车的碰撞仿真就需要计算80 ms以上,计算一次完整的80 ms碰撞过程大约需要120 h^[5]。但若只研究车门的碰撞,由于其质量远小于整车,必定惯性也小,所以理论上其碰撞时间也要短于80 ms,为了节省计算时间,就将计算碰撞时间定在了40 ms。计算时速按照欧洲碰撞标准确定为50 km/h(13.89 m/s),载荷体在距车门50 mm处给以初速度50 km/h。

1.3.1 位移变化分析。由于载荷体碰撞初始速度方向定为Z轴负方向,值为13.89 m/s(50 km/h),X、Y轴方向速度为0,所以文中只探讨各量在Z轴方向的变化。

按照加载条件,车门在长度的中心线上受冲击,故在此的变形应该最厉害^[6]。因此,摘取该线上车门的外凸点和车窗内侧开口线处的一点的位移变化图进行分析,以下简称外凸点和开口线点。

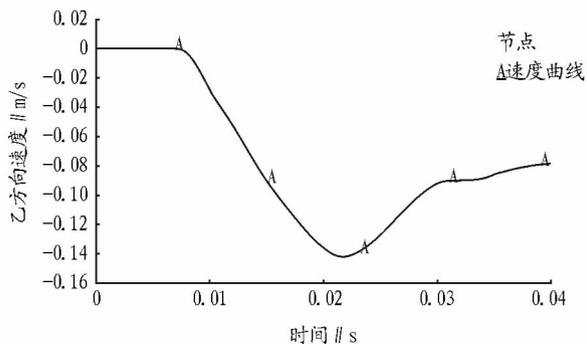


图1 车窗开口线处变形位移

碰撞发生时,车门受冲击处开始沿Z轴的负反向变形,

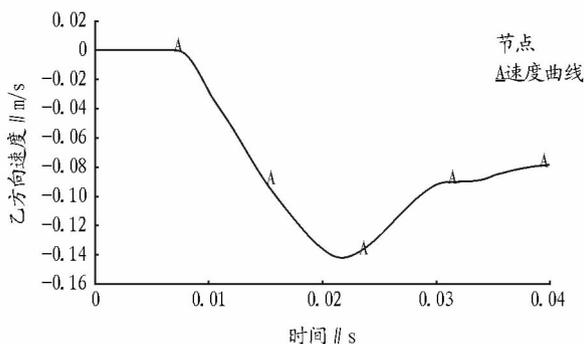


图2 车门外凸点处变形位移

从图1中可看出,虽然车窗开口线处内凹最厉害,但他的变形位移是0.14 m。而从图2中看出在车门外凸点处变形位移最大,其变形位移是0.22 m。这是因为,农用运输车辆门是外凸的弧形,在凸出点最先接触碰撞载荷体,所以其冲击最严重,变形也就最大。从图2中还可看出,变形基本呈线性变化,变形达到最大后,门板有一定的弹性恢复力,使变形部分减小,并推动载荷体向Z轴正向移动。

1.3.2 速度变化。如图3可看出,车门凸出点在碰撞开始时,在冲击力的作用下速度不断增大,当达到最大值17 m/s时开始波动,随后开始减小,直至为0。然后在车板的弹性恢复力下速度反向增加至反向最大至8 m/s,在碰撞结束后,仍然在波动。

载荷体以13.89 m/s的速度向车门撞去,在碰撞过程中受到车门的阻碍,由图4可看出碰撞后其速度不断衰减,然后在车门的弹性恢复力作用下,速度反方向增加,最终速度约为8 m/s。

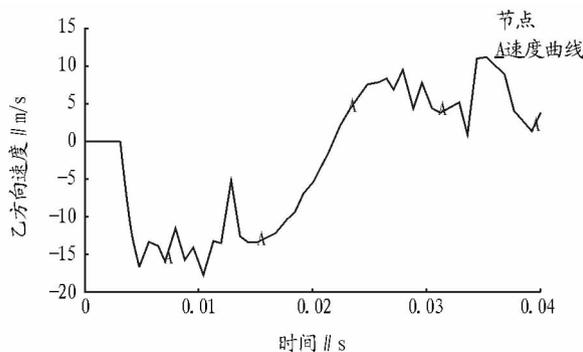


图3 车门外凸点速度变化曲线

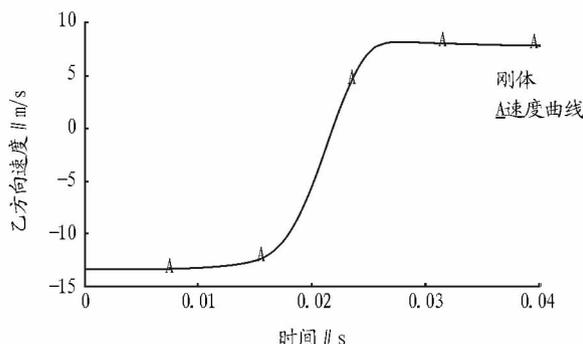


图4 载荷体速度变化曲线

2 安装加强板后车辆碰撞

2.1 位移变化 农用运输车辆车门安装加强板后,由图 5 可看出,开口线处最大位移约是 0.09 m,与图 1 相比,该点的变化趋势基本相同,但小于不安加强板的 0.14 m。由图 6 可看出,凸出点最大位移是 0.17 m,与图 2 相比,该点的变化趋势基本相同小于不安加强板的 0.22 m。从图 6 中还可看出,在凸出点,即加强板的安装位置,车门在碰撞后变形基本恢复,这是因为加强板是一个长方板,弹性较大,没有产生塑变的结果。

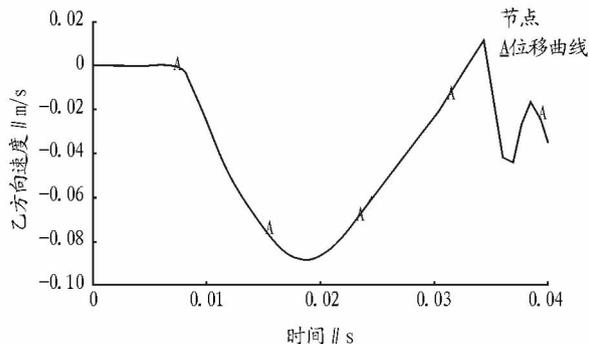


图 5 车窗开口线处变形位移

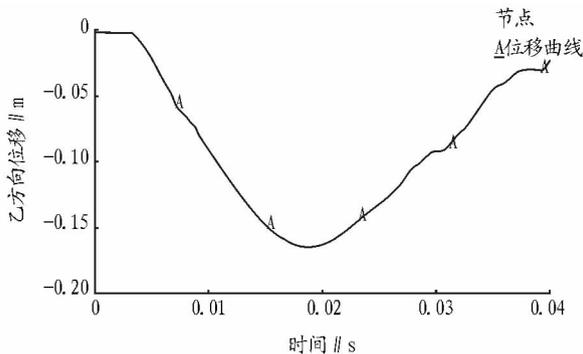


图 6 车门外凸点处变形位移

2.2 速度变化 由图 7 可看出,车门凸出点,在碰撞开始速度不断增大,当达到最大值 19 m/s 时开始波动,随后开始减小,直至为 0。然后在车板的弹性变形下速度反方向增加至反向最大值 25 m/s,在碰撞结束后,仍然在波动。

载荷体以 13.89 m/s 的速度向车门撞去,在碰撞过程中受到车门的阻碍,由图 8 可看出其速度不断减小,然后在车门的弹性恢复力下,速度反方向增加。最终速度约为 6 m/s。

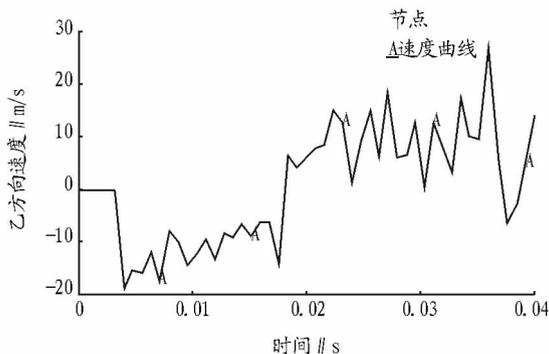


图 7 车门外凸点速度变化曲线

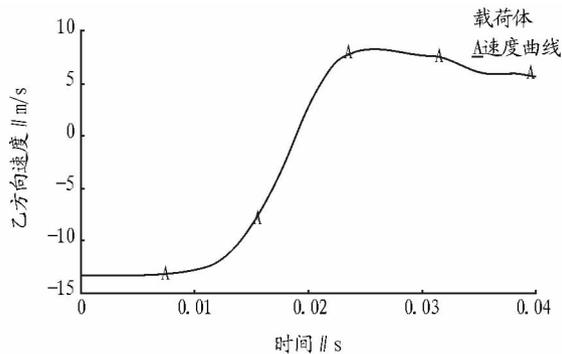


图 8 载荷体速度变化曲线

3 两种结构碰撞仿真结果对比

上述实际车辆车门与安装加强板后车门的碰撞仿真条件相同,只是在结构上,后者是在前者的基础上有所改进。在碰撞过程中,车门的变形和能量的吸收对碰撞安全都有重要影响,故可以对两种结构的变形和吸能进行对比分析。

3.1 位移变形对比 表 1 中给出了车门开口线处和凸出点处在两种结构下的位移变化量。其中,没有加强板的结构是车门的实际结构,安装加强板是改进后的结构。

根据表 1 中数据,关于碰撞接触处变形,车门在安装加强板之后有明显的减小,在车门内凹最严重的车窗开口线处变形减小 35.7%。由此可得出结论,改进车门结构,加装加强板后,增强了车门结构的刚度,使车门的抗碰撞能力有明显的提高,从而可以更好的保护车内乘员,车门结构的改进收到了良好的效果。

表 1 两种结构各点的变形位移

结构	实际车门	安加强板车门	变形减小量	减小量占原变
	变形//mm	变形/mm	mm	形的比率//%
开口线点	140	90	50	35.7
外凸点	220	170	50	22.3

3.2 吸收能量对比 在侧面碰撞中,车门的吸能特性对保护车内乘员有重要的意义,车门吸收的能量越多,则冲击能量减少的就越多^[8],对车内乘员的冲击就会减少,从而更加良好保护车内乘员。

在上述碰撞仿真中,分析能量的变化,为了方便对比分析,现将其仿真计算结果统一列入表 2(表中“+”表示能量增加,“-”表示能量损失)。

从表 2 可以看出,两种结构载荷体的初始能量只差 3 J,属于误差,可视为碰撞能量相同^[9]。在相同的碰撞能量下,实际的农用运输车辆车门吸收能量 12 945.6 J;安装加强板的车门虽然吸收 12 470 J,小于前者,但加强板仍吸收 4 685 J,则整个车门结构吸收能量 17 155 J,吸收能量较前者增加 32.5%,能量的吸收有显著的增加。原农用运输车辆车门总能量损失 1 612 J,能量损失在碰撞的摩擦,碰撞的声音能量;安装加强板的车门总能量损失 376 J,后者的碰撞摩擦等的能量损失小于前者,由此可知,后者的整个碰撞过程较前者有所缓和。

(下转第 325 页)

为 -0.85% , 下降幅度 106% , 敏感系数 $|SAF|$ 为 10.6 。

2.4.3 政府补贴影响。由于项目中未涉及政府补贴,假设政府给予 10% 的建设成本补贴,及项目固定资产投资下降 10% ,变为 544.5 万元,其他条件不变,沙洋厂的内部收益率变为 16.5% ,上升幅度为 17.5% ,敏感系数 $|SAF|$ 为 1.8 。

2.4.4 税收政策影响。上述分析按 5% 计算税费,根据财税[2015]78号文件规定,2015年7月1日起生物质成型燃料企业可申请全额退税,其他条件不变,沙洋厂内部收益率变为 21.7% ,上升幅度为 55% ,敏感系数 $|SAF|$ 为 0.55 。

2.4.5 敏感性分析。上述敏感性分析结果表明:原料收购价格、成型燃料售价、政府补贴这3个因素对沙洋厂的经济效益影响敏感,3个因素稍有变动都会引起内部收益成倍下降或上升。其中成型燃料销售价格影响程度最大,其价格上升或下降时,将导致该项目的内部收益率10倍上升或下降。原料价格影响次之,其价格上升或下降时,将导致该项目的内部收益率6倍的下降或上升。政府对建设投资补贴(固定资产投资补贴)影响相对较小,其上升时,只能导致该项目的内部收益率1.7倍上升。税收政策对沙洋厂的经济效益影响不敏感,项目的内部收益变化仅为税收变化的 55% 。

如政府补贴由建设投资转变到销售价格,每吨成型燃料售价补贴 10% (65 元),加上新的税收政策影响,内部收益率可提高至 36.8% ,动态投资回收期可减少到 4.3 年。

3 结论与建议

(1)在不考虑政府补贴和税收优惠的条件下,沙洋厂的净现值 130.6 万元为正值,项目可行。内部收益率为 14.0% ,作为涉农企业,该项目的内部收益较高,项目具有较好的经

济效益。项目动态回收期为 10.7 年,该项目投资回收期较长,项目资金存在较大风险,需要政府给予扶持。

(2)原料收购价格和成型燃料售价对项目经济效益影响极其敏感,敏感系数分别为 10.6 和 6.4 ,政府对建设投资补贴较敏感,敏感系数为 1.8 ,税收政策影响不敏感,敏感系数为 0.55 。建议政府转变补贴方式,由前端补贴变为终端补贴,如每吨成型燃料销售价格补贴 10% (65 元);内部收益率可提高至 29.1% ,加上税收优惠政策的影响,内部收益率可提高至 36.82% ;动态投资回收期可减少到 4.3 年,或在合同能源管理中进行用能补贴。这样能提高内部收益,降低项目风险,促进生物质成型燃料的生产和使用,保障项目持续稳定发展。

参考文献

- [1] 孙振锋,边志敏.河北省生物质固体成型燃料产业发展研究[J].可再生能源,2013,31(6):126-128.
- [2] 毕于运.秸秆资源评价与利用研究[D].北京:中国农业科学院,2010.
- [3] 回彩娟.生物质燃料常温高压致密成型技术及成型机理研究[D].北京:北京林业大学,2006.
- [4] 王效华,冯斌.中国农村生物质能源消费及其对环境的影响[J].南京农业大学学报,2004,27(1):108-110.
- [5] 冉毅,王超,刘庆玉,等.农村户用生物质炉具使用现状、问题及对策[J].农业工程技术(新能源产业),2014(2):20-23.
- [6] 刘俊红.生物质成型燃料在农村推广的机制设计与政策研究[D].郑州:河南农业大学,2007.
- [7] 单志伟.生物质及其型煤压缩成型优化方法研究与工程应用讨论[D].保定:华北电力大学,2007.
- [8] 傅庚福.成型生物质炭化及成型炭特性研究[D].南京:南京林业大学,2009.
- [9] 董静.论合同能源管理与融资租赁结合[J].财经界(学术版),2011(8):38-40.
- [10] 毛明来.和谐理念下的投资项目经济评价研究[D].天津:天津大学,2007.

(上接第321页)

从能量的对比分析中,可以明显地看出,改进车门结构

安装加强板后,车门的吸能特性有了良好的改善。因此,车门结构改进可起到良好的效果。

表2 两种结构车门能量吸收对比

类型	实际农用运输车辆车门//J			安装加强板的车门//J			
	车门	载荷体	总能量	车门	加强板	载荷体	总能量
初始能量	0	23 106	23 106	0	0	23 103	23 103
最终能量	12 945.6	8 368.2	21 494	12 470	4 685	4 554	22 727
能量变化	+12 945.6	-14 737.8	-1 612	+12 470	+4 685	-18 549	-376

4 结论

在农用运输车辆安全问题成为一大社会问题的背景下,为了提高农用运输车辆安全性能,运用虚拟仿真计算这种碰撞研究方法,对农用运输车辆车门结构碰撞吸能特性进行了初步研究。在碰撞分析的过程中,碰撞条件的确定应该参照现行的碰撞法规,并进行合理的运用。建议:

(1)改进前的农用运输车辆,车门耐碰撞性能相对低下。

(2)改进后的农用运输车辆,车门安装加强板,进行碰撞特性试验,发现车门的抗碰撞能力提高 20% 以上。同时,碰撞吸能特性提高 32.5% 。

(3)农用运输车辆车门结构改进结构后,抗碰撞性能提升明显。

参考文献

- [1] 朱西产,刘鑫.我国道路交通事故的发展趋势和特征分析[J].世界汽车,2002(6):39-42.
- [2] 朱西产.轿车侧面碰撞安全性的试验研究[C]//中国工程学会2003学术年会论文集.北京:机械工业出版社,2003(6):1-50.
- [3] 黄世霖.汽车碰撞与安全[M].北京:清华大学出版社,2000:35-77.
- [4] 丁如芳.轿车侧面碰撞成员约束系统参数分析与性能改进[D].长春:吉林大学,2005:3-4.
- [5] 李发宗.汽车侧面碰撞虚拟试验技术的研究[D].武汉:武汉理工大学,2005:1-38.
- [6] European NCAP. Side Impact Testing Protocol. European New Car Assessment Programme Version 3.1[Z].2002:5-12.
- [7] MORRIS R A, CRANDALL J R, PILKEY W D. Multibody modeling of a side impact test apparatus[J]. Int J Crashworthiness,1999,4(1):5-12.
- [8] 赵学平.基于轿车纵梁的碰撞模拟及吸能特性的研究[D].南京:南京理工大学,2005:9-17.
- [9] HAUPTMANN R, DOLL S. 'Solid-shell' elements with linear and quadratic shape functions at large deformations with nearly incompressible materials[J]. Computers and structures,2001,79:1-12.