

BIANPING RAODAI SHI
YALI RONGQI

DONGLI TEXING YANJIU

田锦邦 著

扁平绕带式压力容器 动力特性研究

中国建材工业出版社

图件查端(CTP)建图

扁平绕带式压力容器 动力特性研究

田锦邦 著

本书主要介绍扁平绕带式压力容器动力特性研究的主要成果。全书共分五章。第一章介绍扁平绕带式压力容器的结构特点、分类及主要参数。第二章介绍扁平绕带式压力容器的材料性能。第三章介绍扁平绕带式压力容器的制造工艺。第四章介绍扁平绕带式压力容器的试验方法。第五章介绍扁平绕带式压力容器的动力特性研究。本书可供从事压力容器设计、制造、试验、研究的工程技术人员参考。

扁平绕带式压力容器动力特性研究

田锦邦

中国建材工业出版社

地址：北京市西城区百万庄大街24号

邮编：100044

电话：(010) 68351111

电传：(010) 68351111

本：787mm×960mm 1/16

张：8.2

字：105千字

次：2008年4月第1版

次：2008年4月第1次

号：ISBN 978-7-80537-433-7

价：32.00元

中国建材工业出版社

本社网址：www.jcbs.com.cn 本社地址：北京市西城区百万庄大街24号 电话：(010) 68351111

图书在版编目(CIP)数据

扁平绕带式压力容器动力特性研究/田锦邦著. —北京:中国建材工业出版社, 2008. 4
ISBN 978-7-80227-432-7

I. 扁… II. 田… III. 压力容器—动力性—研究
IV. TH49

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 064403 号

内 容 简 介

本书主要介绍扁平绕带式压力容器在内部受爆炸冲击载荷作用下的实验研究结果以及分别基于弹性理论和刚塑性理论对该类容器动力行为的理论分析成果。此外,还介绍了扁平绕带式压力容器在动载荷作用下的数值模拟方法和结果,以及它的安全特性和应用前景。

本书可为从事扁平绕带式压力容器动力行为研究的学者和相关工程技术人员提供参考。

扁平绕带式压力容器动力特性研究

田锦邦 著

出版发行:中国建材工业出版社

地 址:北京市西城区车公庄大街 6 号

邮 编:100044

经 销:全国各地新华书店

印 刷:北京市展兴印刷厂

开 本:787mm×960mm 1/16

印 张:8.5

字 数:162 千字

版 次:2008 年 4 月第 1 版

印 次:2008 年 4 月第 1 次

书 号:ISBN 978-7-80227-432-7

定 价:25.00 元

本社网址:www.jcbs.com.cn

本书如出现印装质量问题,由我社发行部负责调换。联系电话:(010)88386906

前 言

扁平绕带式压力容器是一种新型压力容器,已被广泛地应用于石油、化工和机械等工业领域。许多学者对扁平绕带式压力容器的静态力学性能问题进行了大量的实验研究和理论分析,并取得了许多重要成果。在石油化工这一特殊行业中,这一类型的压力容器往往在高温和高压下运行,在突发故障时可能引起的爆炸是不可避免的。其次,目前广泛使用的整体式高压容器,其难以克服的固有缺陷逐渐显露,扁平绕带式压力容器有望解决这类缺陷问题而被开发为新型高压容器。在公共安全方面,自美国发生“9·11”恐怖事件以来,国际上恐怖爆炸犯罪活动日益猖獗,为防止类似突发事件的发生,国家相关要害和安全部门以及人员高度集中或流动频繁的公共场所也需配置制造简便、体积较小和造价较低的爆炸容器,以便紧急处理可疑爆炸物品,设计灵活、材料质量可靠和制造简便以及成本低的扁平绕带式压力容器具有被开发为此类爆炸容器的潜在前景,但是对扁平绕带式压力容器在爆炸冲击载荷作用下动力特性问题研究的公开文献报道几乎没有。为了揭示扁平绕带式压力容器的动力特性,建立有关参量之间的关系,作者从实验研究和理论分析以及数值模拟等方面进行了一系列的工作,将分析研究成果编写为本书,希望为从事和关心扁平绕带式压力容器研究的人士和工程技术人员提供有益的帮助和启示。

全书共分七章:

——第一章介绍扁平绕带式压力容器的结构组成与特点、研究进展概况以及动力特性研究的必要性,并且给出了本书的主要研究工作内容。

第二章以钢带缠绕角度分别为 10° 、 15° 、 20° 的扁平绕带式压力容器和相同厚度、相同长度的整体式圆柱形压力容器为例,在其内腔中心位置安放 TNT 炸药进行了爆炸加载实验,得到了一系列有益的实验研究成果,为后面的理论分析提供了一定的基础。

第三章基于弹性理论对扁平绕带式压力容器在内部动载荷作用下的弹性动力响应进行了分析研究,导出了内壳和绕带层应力的计算表达式,并进行了数值计算。

第四章在实验研究的基础上,基于刚塑性理论,简化载荷形式,对扁平绕带式压力容器的刚塑性动力响应问题进行了分析,给出了容器在矩形脉冲载荷和

三角脉冲载荷作用下的塑性变形模态,推导出了容器的静态极限载荷、残余变形和响应时间的计算式。

第五章采用双线性弹塑性本构模型,运用大型非线性有限元程序 LS-DYNA 对爆炸冲击载荷作用下的绕带式压力容器进行了数值模拟。

第六章对扁平绕带式压力容器的安全性进行了分析,指出了开发为单次使用的作为反恐和公共安全领域运用的爆炸容器的前景。

第七章对本文研究成果进行了系统的总结并对以后的研究工作给出了展望。

在本书编写过程中,自始至终得到了太原理工大学赵隆茂教授的关心和指导。在本文提到的实验中,太原理工大学的赵勇刚高工和梁卫民给予了大力帮助,浙江大学的郑津洋教授、孙国有教授和邓贵德博士进行了通力合作。在数值模拟计算中,得到了太原理工大学的宋延泽博士的有力帮助。作者特向他们表示衷心感谢。

由于作者水平所限,书中的不妥与错谬之处,敬请批评指正。

田锦邦

2008年3月

于太原科技大学

目 录

第一章 绪论	1
1.1 引言	1
1.2 扁平绕带式压力容器结构组成与特点	2
1.3 球形和圆柱形压力容器的研究	4
1.3.1 国外研究进展概况	4
1.3.2 国内研究进展概况	7
1.4 扁平绕带式压力容器力学行为的研究进展	10
1.4.1 不计层间摩擦力时容器的力学性能分析研究	10
1.4.2 考虑层间摩擦力时容器的力学性能分析研究	12
1.4.3 容器失效机制的分析研究	15
1.4.4 其他方面的分析研究	17
1.5 扁平绕带式压力容器动力特性研究的必要性	18
1.6 本文的主要研究工作	19
第二章 扁平绕带式压力容器抗爆性能的实验研究	21
2.1 引言	21
2.2 爆炸加载实验	22
2.2.1 实验用容器	22
2.2.2 实验测试装置	24
2.2.3 应变片布置位置	25
2.3 实验研究	26
2.3.1 实验顺序和装药量	26
2.3.2 实验结果与现象	27
2.3.3 扁平绕带式压力容器的抗爆特性	31
2.3.4 应变数据与分析	32
2.3.5 爆炸冲击载荷峰值与作用时间	35
2.4 本章结论	37

第三章 扁平绕带式压力容器的弹性动力响应分析	39
3.1 引言	39
3.2 基本假设	40
3.3 弹性动力响应分析	40
3.3.1 内壳的应力和径向位移	40
3.3.2 绕带层的应力和径向位移	43
3.4 数值计算	48
3.5 结论	50
第四章 扁平绕带式压力容器的刚塑性动力响应分析	51
4.1 引言	51
4.2 扁平绕带式压力容器结构	51
4.3 载荷形式	51
4.4 矩形脉冲载荷作用下的刚塑性动力响应分析	52
4.4.1 基本假设及控制方程	52
4.4.2 屈服条件	54
4.4.3 边界条件和初始条件	55
4.4.4 静态极限载荷	55
4.4.5 “短”容器受中等载荷作用	56
4.4.6 “短”容器受高等载荷作用	58
4.4.7 “长”容器受中等载荷作用	61
4.4.8 “长”容器受高等载荷作用	63
4.4.9 “长”容器受极高载作用	66
4.4.10 数值算例分析	67
4.5 三角脉冲载荷作用下的塑性动力响应分析	69
4.5.1 三角脉冲载荷的等效简化	70
4.5.2 等效载荷作用下容器的塑性动力响应	72
4.5.3 数值算例分析	75
4.6 理论分析与实验结果的比较	79
4.7 本章结论	80
第五章 扁平绕带式压力容器动力特性的数值模拟	82
5.1 引言	82

5.2 结构有限元模型的建立.....	82
5.2.1 LS-DYNA3D 程序简介.....	82
5.2.2 材料模型.....	83
5.2.3 有限元网格划分.....	84
5.2.4 模型验证.....	86
5.3 数值模拟结果与分析.....	89
5.3.1 层间摩擦力影响分析.....	89
5.3.2 容器应力分布与变形.....	90
5.3.3 容器变形-时程曲线与分析	93
5.3.4 容器残余变形分析.....	98
5.3.5 不同种类容器的变形分析比较	102
5.4 非线性有限元 LS-DYNA3D 程序的算法讨论	103
5.4.1 时间积分格式	103
5.4.2 单元临界时间步长	105
5.4.3 数值模拟中 Hourglass 现象	106
5.4.4 接触-碰撞界面算法	107
5.4.5 LS-DYNA3D 爆炸模拟方法	108
5.5 本章结论	108
第六章 扁平绕带式压力容器的安全性分析.....	110
6.1 引言	110
6.2 压力容器爆炸危害	110
6.3 安全性分析	111
6.3.1 容器结构的安全性	111
6.3.2 静态载荷作用下的安全性	112
6.3.3 爆炸冲击载荷作用下的安全性	113
6.4 本章结论	115
第七章 总结和展望.....	116
7.1 总结	116
7.2 展望	118
参考文献.....	120

第一章 绪 论

1.1 引言

伴随着近代石油化学工业的迅速发展,高压容器日益大型化、高压化。为了提高高压容器的承压能力,增加容器的壁厚受到了工业制造工艺上的限制,尤其是容器制造过程中大深度的纵向和环向焊缝成为通过增加容器壁厚提高承压能力的主要制约因素。为此高压容器和爆炸容器制造领域做了多方努力,以突破这一瓶颈。采用各种缠绕方式以提高高压容器的承压能力是一个有效的重要途径。产生了各种缠绕式容器,如钢缆缠绕式、钢带缠绕式等。扁平绕带式压力容器(如图 1.1 所示)是浙江大学朱国辉教授于 1964 年首先提出的新型结构容器^[1]。它是由内、外壳组合而成的,内壳为一个厚度约占总壁厚 15%~30% 的封闭薄壁圆柱形壳,外壳为由数层到数十层不等的钢带与环向成一定倾角交错缠绕而成的组合圆柱形螺旋壳。朱国辉等人^[2~9]对这种容器进行过深入研究。该种压力容器是我国机械工程技术界的一项重大发明,曾获得第 37 届尤里卡世界发明博览会银奖,已获得国家专利^[10],并于 1996 年和 1997 年分别列入美国 ASME 锅炉压力容器设计规范第 VIII 篇中第一分篇和第二分篇^[11,12]。

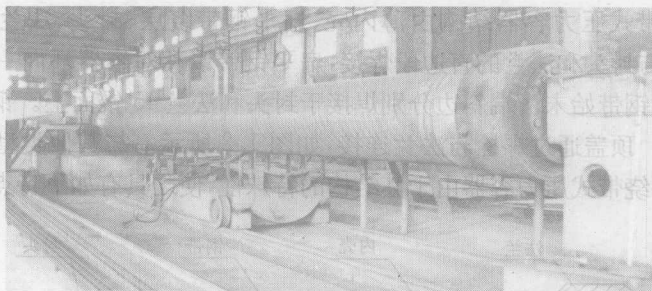


图 1.1 运行中的扁平绕带式压力容器

该类容器于 1965 年分别在杭州锅炉厂和南京第二化工机械厂做工业试验获得成功并投入生产运行以来已有 7 千多台应用于全国各地的石油化工等领域中。其中最大的容器内径已达到 100cm,最大长度已达 2200cm,最大壁厚已达 15.6cm,最高设计内压已达 31.4MPa,最大绕带层数已达 28 层,扁平钢带最大

截面达 $8 \times 0.6 \text{ cm}^2$ 。

这种容器由于真正实现了结构的离散化,使通常高压壳壁可能存在的缺陷,如大深度的纵向焊缝造成的缺陷被自然分散,由于层间摩擦力的作用,可以阻止裂纹的扩展,而且可以分散少数钢带断裂带来的影响。与其他类型压力容器相比较,该类容器具有设计灵活、材料质量可靠、加工制造简便、成本显著降低、使用安全、应用广泛和易于在线安全监控以及设备预知维修等特点^[2,13]。到目前为止,尽管已有数千台应用于全国各地的石油化工等领域,美国 ASME 锅炉压力容器设计规范中也采用了我国提供的设计标准,但所有的研究和设计规范仍然处于静态分析的基础上。在石油化工这一特殊行业中,这一类型高压容器往往处于高温、高压下运行。在突发故障下可能引起的爆炸是不可避免的。这就要求对这一类型的容器在爆炸冲击载荷作用下的动力学特性进行深入研究。另一方面,在当今为了应对可能发生的恐怖袭击,在人员高度集中或流动频繁的公共场所也需配置成本较低、一次性的抗爆炸容器以备紧急处理可疑爆炸物品。具有优异特性,特别是独具自我抑爆、抗爆特性的扁平绕带式压力容器也可能成为一种很有应用前景的新型爆炸容器。在爆炸容器的研制中,由于制造工艺的限制,当厚度达到一定值时则不可能以增加厚度来提高其承压能力。扁平绕带式压力容器可避免这一制造工艺的限制,制造承受极高压力的爆炸容器。另外,由于其结构的离散化,可采用不同材料,优化组合,充分利用材料的潜力,制造出性能更好的爆炸容器。但是由于其结构的复杂性,到目前为止有关动力学性能的研究结果极少。

1.2 扁平绕带式压力容器结构组成与特点

扁平绕带式压力容器结构由薄内壳、扁平钢带绕层、封头、法兰和顶盖等组成。薄内壳与封头和法兰的直边段焊接,扁平钢带以相对容器环向一定倾角缠绕于内壳外侧,钢带始末两端斜边分别焊接于封头和法兰 45° 锥面上。钢带左右交错缠绕若干层。顶盖通过螺栓与法兰连接,如图 1.2 所示。与其他类型的压力容器相比较,扁平绕带式压力容器由于其结构的特殊性,使之具有如下特点^[14,15]:

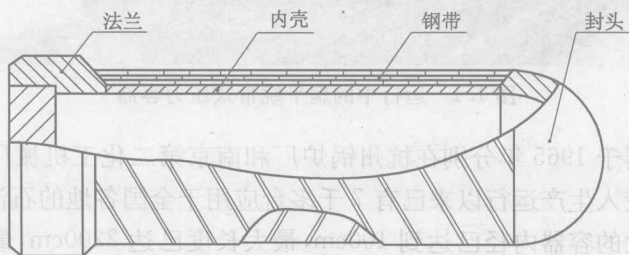


图 1.2 容器结构

(1) 筒体原材料: 扁平绕带式压力容器的筒体由内壳和其外壁交错缠绕的扁平钢带组成。内壳较薄, 可用一般钢板卷焊制造。大量原材料为轧制型的扁平钢带, 其价格便宜、材质可靠、来源极广, 具有良好的机械性能, 可成卷供应, 利用率极高, 其成本均低于任何厚板与薄板。

(2) 机械加工和焊接: 仅需对内壳外壁修磨, 容器圆筒部分的多层结构极大地减少了粗加工过程中的加工量, 金属利用率高, 简单易行; 仅内壳和绕带的两端需焊接, 大大地减少了焊接量。

(3) 热处理: 仅内壳需热处理, 不需大型热处理设施。

(4) 质量检验: 壁薄易焊, 质量较易得到保证; 易检验, 仅内壳需无损探伤, 容器质量可靠。

(5) 生产效率和制造成本: 绕制一台大型容器只需 100~200h, 工序少、周期短, 可提高工效一倍; 制造过程中可节省能耗 80%, 制造费用可降低 30%~50%, 具有显著的经济效益。

(6) 内壳应力分布: 多层组合, 由于钢带采用预拉应力缠绕, 容器轴向应力小, 可制成“低应力内壳”结构, 使容器在工作状态下, 径、环向应力分布均匀。

(7) 制造设备: 大型的简易绕带机床是扁平绕带式压力容器制造过程中唯一的一台专用设备, 是一种不用床身而支承容器实现旋转与送带运动的简单缠绕装置, 可由槽钢或工字钢等型钢拼装而成, 可设计成可拆结构, 操作容易, 绕带效率高为大型绕带式压力容器的现场绕制提供了有利的条件。扁平绕带式压力容器制造过程中只需将内壳吊装于绕带机床上, 扁平绕带在内壳外面机械化自动连续缠绕, 直至达到所需厚度要求, 才需将容器卸下。绕制容器的内径大小、筒体长短、器壁厚度和重量均可在很大范围内变化。它不仅能保证钢带的缠绕质量, 而且还能使钢带缠绕具有较高的效率。

(8) 制造工艺技术: 绕带机床简单易操作, 根据容器工作状态下的绕层应力水平即可计算出每层钢带的初始缠绕数据, 采用非常简单的绕带机床即可达到缠绕要求, 扁平钢带的缠绕层间没有“扣合”精度要求, 不需严格控制层间贴合面过盈量。

(9) 安全可靠^[9]: 筒体无厚环缝, 交错缠绕的钢带层有“透气”作用, 绕带层既能承受高压, 又能对内壳发生破坏时起保护作用。即使内壳存在缺陷, 由于绕带层采用预应力缠绕而容器不至于发生脆性断裂破坏; 即使其内壳在工作压力下由于多种原因发生破裂, 也“只漏抑爆”, 使用安全可靠, 无需再另外设置防爆外壳。

由此可知, 扁平绕带式压力容器既能保证最有利的制造工艺条件, 又能提高强度, 而且具有“只漏抑爆”的安全特性。因此, 它是一种结构优良、制造成本低、

比已有其他压力容器有更高操作安全可靠、适应性极强的新型结构压力容器。

1.3 球形和圆柱形压力容器的研究

球形和圆柱形压力容器是传统的压力容器,已在国内外得到广泛应用,在锅炉、化工等领域占有相当比重。国内外许多学者对它们的静、动态力学性能进行了深入系统的研究,取得了较为丰富的研究成果。

1.3.1 国外研究进展概况

Baker W E 等人(1958)^[16]研究得到了弹性球壳在线性下降爆炸载荷作用下球对称一维振动的解析解。Baker W E(1960)^[17]又进一步研究得到了在类似情形下球壳振动的弹塑性响应解,其中假定壳体材料为线性硬化材料。在1966年 Baker^[18]分析研究了炸药偏心放置时弹性球壳的轴对称振动,给出了解析解和数值结果。

1968年 ДЕМЧУК А Ф^[19]通过简化,将爆炸容器视为一维的球对称或轴对称结构,在冲击载荷作用下,以作用于壳体壁面的冲量来表征其动力行为,分析得出壳体中应力的最大值计算公式。依据选用的强度准则可根据该公式确定爆炸容器所允许的装药量。ИБАНОВ А Г 等人(1968)^[20]在对钢制爆炸容器动力行为的研究中考虑了 Baushinger 效应,并提出计算壳体中第一个周期的最大应力公式。鲍姆(1964)等人^[21]在研究封闭容器内爆炸气体动力学的问题时,提出了容器内壁反射压力峰值的计算公式,与实验结果比较,计算值偏高。

Buzukov A A(1976)^[22]最早在实验中观察到爆炸容器壳体中应变(应力)增长的现象。这种现象的特征是,当爆炸载荷停止作用后壳体的应变将继续增长到某一最大值后才逐渐减小。随后, Kornev V M^[23]以及许多研究者都证实了这一现象的存在。

Goodier J N 等人(1964)^[24]及 Lindberg H E(1964, 1974)^[25, 26]研究了在初始突加的弱非均匀载荷作用下圆柱壳中应力增长及屈曲发生的可能性,并明确指出这种现象是弯曲振动和膜振动相互作用和能量转换的结果。这些理论分析虽然不是严格针对实际爆炸容器结构所做,但是其结论在某些情形下恰好与实验一致。

Zhdan S A(1981)^[27]最早直接针对球形爆炸容器数值模拟研究了在其内部炸药爆炸产生的动力流场,假定了球形爆炸容器内部动力流场由置于几何中心的球形集中炸药爆炸所产生。研究结论是:①作用在容器壁上的压力是非线性下降的,具有周期性宏观脉动特征,这种特征来自容器内部爆炸产物和

空气冲击波复杂的运动性质;②当压力宏观脉动周期与壳体振动的固有周期满足一定的条件时,壳体有发生谐振的可能性。关于压力脉动可能引起谐振的预言,虽从能量观点来看隐含着某种合理性,但迄今为止还没有得到理论的直接检验。

Belov A I 等人(1985)^[28]对球形爆炸容器壳壁的动力载荷进行了计算,同时考虑了炸药偏心放置的情况,并进行了实验研究。研究发现:①爆炸容器壁面上的动力载荷存在多个逐渐降低的压力峰值;②容器变形状态主要取决于第一个压力脉冲,以后的作用近似于静力学作用力,对壳体的动力学响应影响不明显;③以装药位置离开球心的距离与壳体半径之比 e 来衡量装药的偏心程度,在 e 小于等于 0.2 的范围内,偏心度对变形幅度和最大变形量均无明显影响;④振动过程中,壳体变形的最大幅度不在第一个半周期到达而是在以后的某一时刻实现。朱文辉等(1994)^[6]称这一现象为应变增长现象,并认为这一现象不应与动力载荷的后续脉冲有关,而可能是振动过程中多个频率相近的不同振型相互作用和叠加的结果。

АБАКУМОВ А И 等人(1984)^[29]采用 Timoshenko 型壳体方程描述球形容器轴对称响应行为,将应变随时间变化的计算结果与实验测量的结果相比较,发现无论在赤道附近还是极点附近两者都有良好的吻合。这实际上间接证明了振型叠加是应变增长的主要原因。

Belov A I 等人(1990)^[30]发现了改变圆柱体壳的长径比可控制应变增长效应的原则可能性。但是,从理论上探讨这种应变增长的机制还未有人深入进行过。对实际结构的非对称性以及有附属工作件的引入带来的应变状态的局部化和复杂化也还没有进行计算。在所有的论文中都只考虑光滑均质壳体。

Konon U A 等人(1987)^[31]提出了在球形爆炸容器内部偏心装药或在其他不规则结构的容器内部集中装药下确定其由爆炸所引起的作用在容器壳壁上的动力载荷的方法。先将炸药化简成等效的球形炸药,求出此型炸药在一维球对称爆炸下在不同距离处所对应的压力,于是壳体内表面上各点的压力可以取它在等效炸药的一维球对称爆炸下该点到炸药中心的距离所对应的值。

不同结构尺寸的壳体具有不同的破坏强度,即爆炸容器的尺度效应,也是爆炸容器结构的动载行为和强度研究中的一个重要课题。Ivanov A G 等(1981)^[32]对尺度效应有许多重要论述,并从能量观点提出了爆炸容器的承载能力(以无量纲装药量表征)对特征尺寸的依赖关系,这种基于能量观点的尺度效应可以理解为大尺寸结构应变能的增长比破坏功的增长更迅速。关于尺度效应有不同结果的报道。Maltsev V A 等人(1988)^[33]对直径分别为 2.0m 和 10.5m 的两种球壳所做的实验研究结果表明尺寸对容器的强度并无显著影响。这一有

争议的结论提出了一个十分重要的问题,即如何将实验条件下的结果有效地应用于实际结构,并对结构的工作能力做出比较准确的估计和预报。

为了提高爆炸容器的工作能力,减小冲击波到达容器壳壁的强度,可以采用疏松介质吸收冲击波能量或附设屏蔽层对容器壳体加以保护。目前填充介质一般为泡沫、蛭石、砂、多孔铜甚至木材刨花等材料。Anderson P D(1972)^[34]针对球形爆炸容器所作的理论分析表明泡沫介质的加入可以吸收大部分爆炸能,显著降低作用载荷,从而大大减小爆炸容器主体的设计重量,所得到的减轻爆炸容器重量的泡沫最佳疏松度约为 100~140,此时约可减少 1/3 的重量。这些理论的结论与他们的实验研究结果具有很好的一致性。Konon U A 等人(1987)^[31]的实验研究结果证明,与填充大气相比较,加入泡沫介质可以使变形幅度减小到原来的 1/5~1/7。Afanosenko S I 等人(1988)^[35]通过研究得到了球形爆炸容器填充多孔介质后壳壁面压力冲量等对介质孔隙率的依赖曲线。但是,也存在不同的观点,Baker W E 等人^[17]认为采用过多衰减压力的措施,往往会伴随着压力作用时间的延长,使得冲量不一定降低。

Duffey T A 等人(2003)^[36]对球形爆炸容器在内部爆炸载荷作用下弹性动力响应的振动问题进行了分析研究,分析讨论了球形爆炸容器轴对称和非轴对称响应模态的频率,并与有限元数值模拟进行对比发现,数值模拟可以准确地预知球形爆炸容器轴对称和非轴对称响应模态的频率。

近年来,爆炸容器研究的新方向之一是金属/复合材料多层结构的动力学。以前苏联的 Ivanov A G, Tsipkin V E 等人为主要代表。金属/复合材料壳体结构最大优点是重量轻,对缺陷和裂缝不敏感且有较高的比承载能力。主要原因是在这类结构中加入了复合材料,从而保证壳体既具有较高的拉伸强度,又具有良好的阻尼性能,同时消除了尺寸效应的影响。他们的研究成果展示了复合材料应用于爆炸容器结构设计具有广阔的前景。

此外,关于圆柱壳在内部冲击载荷作用下的动力响应问题的研究还应该提到 Hodge P G Jr. 等人早期的工作。在 1955 年 Hodge P G Jr.^[37]对圆柱壳在内部冲击载荷作用下的动力响应问题进行了系统深入研究,具体分析了圆柱壳在动载荷作用下的刚塑性动力响应问题。Hodge P G Jr. 等人(1956)^[38]分析了冲击载荷形式对圆柱壳动力响应的计算结果的影响,并指出载荷越高,它的具体形式对总挠度的影响越小。Hodge P G Jr.(1959)^[39]分析了长柱壳端部条件的影响,分析结果表明,在中载作用下,端部影响可以很大;但在高载和极高载作用下,长壳越长,则端部影响越小,可以略去端部约束对总挠度的影响。Youngdahl C K(1970,1972)^[40~41]分析了圆柱壳在内部冲击载荷作用下的塑性变形,分析结果表明,在任意载荷形状和任意脉冲形状作用下的动态塑性变形可

用三个参量来确定,即载荷冲量参量、载荷形状参量和脉冲形状参量。

1.3.2 国内研究进展概况

我国在爆炸容器的研究和应用方面起步较晚。江西洪都机床设备厂的章仕表(1984)^[42]主持研制了第一台 1kgTNT 当量的爆炸容器,1986 年中国工程物理研究院研制成 5kgTNT 当量的爆炸容器并通过鉴定^[43]。赵士达(1989)^[44]从爆炸容器的构造、应用、设计、车间布置与安全措施等几方面,对爆炸加工和试验研究用的爆炸容器进行了综合分析 with 讨论。他指出,虽然计算爆炸载荷的公式很多,但与实测结果不完全一致,压力峰值与实测值相比有时会高出 2~4 倍,压力作用时间则小 3~4 倍。

张守中等人(1985)^[45]采用假定材料为刚塑性无硬化模型,研究了圆柱形壳体在内部爆炸载荷作用下的应力场和变形速度以及壳体破裂半径和碎片速度等问题,并且与 50 种不同炸药装药的铜壳和 11 种不同炸药装药的钢壳实验数据进行了对比分析,符合程度很好,其相对偏差大约在 3% 以内。

林祖森(1986)^[46]采用弹性理论,给出了一种分析受冲击内压作用的厚壁圆筒中位移和应力的解析方法,并对内外半径比为 0.5 的钢质圆筒的位移和应力进行了计算。计算结果表明给出的理论是正确的。

朱文辉等人(1994,1995,1996)^[47~49]对两种单层圆柱形容器在分布和集中装药两种情形下进行了爆炸加载实验,测量了几个典型位置的应变和应力。对实验结果的分析表明,容器主体环应变中通常只包含少数几种频率成分。环应变中有应变周期性消涨现象,发生了应变增长。

钟方平等人(1999,2000)^[50,51]对平封头的双层圆柱形容器在内部装药爆炸载荷作用下的弹塑性动力响应进行了实验研究。研究结果表明,在相同炸药量的条件下:①采用双层结构时外罐体变形远小于单层结构的变形,说明内层罐承担了较大的冲击载荷,很好地保护了外罐;②内层罐不开孔的结构略优于内罐开孔的结构;③抽真空能够有效降低冲击载荷,提高罐体承载能力,抽真空后罐体应变峰值大约为不抽真空情况下的 50%~60%。内罐的塑性变形集中在中心环区域。钟方平(2000)^[52]采用 NND 差分格式,同时利用点爆炸解作为计算初值,对圆柱形容器内部的二维轴对称非定常流场进行了数值模拟,清楚地反映了内部流场的变化过程,所得到的容器壁面上各点的压力-时间波形曲线存在两个逐渐降低的压力峰值,壁面上的压力以爆心为中心沿轴向分布基本呈三角形的结果,并对计算结果进行了讨论,表明数值模拟是可信的。

霍宏发等人(1999)^[53]对容积为 12m³、总重约 10t 的 10kgTNT 当量容器在 0.105~6kgTNT 爆炸载荷的作用下进行了实验研究。讨论分析了影响该容器

安全运行的各项技术指标,并对达到 10kgTNT 当量实验时的强度做了分析。实验结果表明,该容器主体部件的安全性可满足 10kgTNT 当量的正常运行要求。他们(2000,2003)^[54~56]对椭球封头圆柱形容器在中心点爆炸状态下进行了实验研究和数值模拟,对壳体振动特性进行了分析。理论分析和实验研究表明,在封闭容器内爆炸冲击载荷具有明显的脉冲激励特征;容器壳体的振动频谱主要受前 10 阶固有频率的影响;随着冲击载荷的增加,其壳体的主振频率将趋于相应壳体的呼吸频率,其应变增长具有减少的趋势。采用 ANSYS/LS-DYNA 非线性有限元程序,通过容器壳体与分布载荷(流场)耦合方法,对椭球封头圆柱形组合式爆炸容器在承受内部中心点爆炸作用的冲击载荷与壳体的动力学响应进行计算分析,并与实测结果进行了对比。结果表明,ANSYS/LS-DYNA 程序模拟壳体的应变历程,具有较好的精度;模拟爆炸载荷则存在一定的差异。反射超压由中环面向极点方向顺序加载,峰值逐渐降低,而作用时间逐渐加长。其峰值在圆柱壳与椭球壳的结合部达到最小,而后逐渐增加。最大应变由近爆点向远爆点方向逐渐降低,在圆柱壳与椭球壳的结合部达到最小,而后逐渐增加,在曲率最大处出现了一个较大的应力峰值和最大压应力。轴向应变约为周向应变的 1/2。容器结构在中环面和椭球壳极点处承受相对大的载荷和应变。他们(2001)^[57]以某个由螺栓联接的三段组合式爆炸容器为对象,将各组合段和螺栓分别简化为刚体和弹簧而得到了一个三自由度弹簧-质量系统。考虑施加预应力时法兰的压缩和螺栓的伸长,得到了容器在受到内冲击载荷作用下联接螺栓预应力与振动响应的关系;由螺栓屈服时的应力和法兰分离时的螺栓最小应力分别确定了预应力的范围。由此得到了满足容器封闭要求的计算螺栓预应力范围的方法;并研究了通过选择合理的系统刚度改善螺栓预应力的适用范围。该方法在实际应用中取得了满意的封闭效果。霍宏发(2003)^[58]从分析载荷的频谱特征入手,通过有限元模态分析与实验结果的对比,对组合式爆炸容器壳体可能的破坏模式进行了分析,给出了由爆炸容器的薄弱模态作为判定其壳体结构破坏主要模式的方法。研究表明,容器壳体结构的薄弱模态与激励载荷的频谱特性有关。对爆炸容器壳体的振动特性分析不仅可以确定其主要振型,而且可以得到不同位置的应力相对量,进而估计出可能的破坏区域和薄弱环节。

胡八一等人(1998,2000)^[59,60]采用薄膜理论建立了球形容器的运动方程,运用 DYTRAN 三维编码模拟了作用于容器内壁的反射超压波形,比较了球形容器在三种简化脉冲载荷和模拟真实爆炸载荷作用下的弹性响应差异,分析了脉冲载荷持续时间对容器响应的影响;对密闭抗爆结构内炸药爆炸产生的准静态气体压力的实验测试和理论研究结果进行了讨论,指出准静态气压也是容器密封设计时所需考虑的一个主要参数。赵汉中(2002)^[61]进一步指出,在很多情

况下,封闭结构被内部爆炸摧毁并不是由于峰值压力瞬时超过了结构物的强度极限,而是由于准静态气体压力过高。他对采用数值方法计算得到的结果分析并经实验测量数据验证发现,封闭结构空间中布置在炸药周围的水对爆炸冲击波具有削波作用、对准静态气体压力具有削减作用,其削减量与载荷密度和置水量有关。胡八一等人(2001)^[62]采用 DYTRAN 编码中的欧拉计算方法,得到了作用于内径 3.80m、壁厚 0.09m 的球形爆炸容器内壁的反射冲击波压力;再运用三维 LS-DYNA 有限元编码,对容器壳体在反射冲击波载荷作用下的瞬态响应进行了强度分析,着重给出了爆炸容器的几个主要开孔部位的等效应力云图。他们(2001)^[63]采用设计压力 12MPa 的球形爆炸容器在数个不同水压的试验条件下,对其外表面具有代表性的 20 个测点进行了应力测试,并用三维 ANSYS 有限元编码对 12MPa 和 15MPa 两种工况分别进行了应力分析,分析结果与测试结果基本吻合。此外,他们(2001)^[64]还根据爆炸容器的具体物理及力学结构特点,建立了一套基于 ISA 总线和 Top View2000 软件的爆炸容器动态应变虚拟仪器测试系统,运用应变计的双片重叠安装、密封屏蔽接线和隔离电源等综合技术实现了强电磁干扰环境下的动态应变精密测量。

谭多望等人(1998)^[65]从质量和动量守恒关系出发,考虑壳体强度效应及壳体膨胀或收缩运动时其厚度变化对加速的影响,导出了不可压缩刚塑性球壳在球面散心和聚心爆轰作用下的运动方程,并用有限元动力学程序 DYNA 进行了数值模拟,两者符合较好。

高重阳等人(2000)^[66]以薄壁柱壳为研究对象,分析讨论了壳体在内部爆炸载荷下的动态断裂准则的问题,给出了典型的 FAE 模型及在数值计算时必要的简化条件。对回收的壳壁破片进行了 SEM 扫描电镜观察,分析了金属材料在高应变率下膨胀断裂的微观机理。采用解耦的考虑应变强化的黏塑性本构方程,根据损伤破坏理论推导出以临界应变为依据的改进断裂准则,计算结果表明断裂理论解与数值模拟结果一致,并得到了实验方面的例证。

林俊德(2000)^[67]提出了球对称爆炸冲击波作用在其刚壁上的反射超压计算式,可用来估算作用在密闭结构壁面上的爆炸荷载。

此外,文潮等人(2002)^[68]应用爆炸相似律、解析方法及数值模拟等方法对由内层为 0Cr18Ni9Ti 不锈钢、外层为 16Mn 钢的爆炸复合板来制造合成纳米金刚石用的爆炸容器进行了 1kgTNT 当量的物理设计,确定出等效载荷,并进行了机械设计和制造。该爆炸容器已使用多次,运行情况良好,制备出了纯净的纳米金刚石粉。蔡清裕等人(2005)^[69]应用动力有限元方法模拟了轴对称椭圆顶圆柱密闭式抗爆容器内部爆炸流场,并对钢衬-混凝土复合容器壁的应力应变响应进行了数值模拟,结果表明钢衬层应力波动的低、高频两部分分别起因于压