

波轮式脱水机甩干桶爆裂原因及有限元模拟分析

王慧萍¹, 刘迎春¹, 袁北哲¹, 杨波², 杜莹³, 钟振前^{*2}

(1. 中国标准化研究院, 北京 100191; 2. 钢研纳克检测技术股份有限公司, 北京 100081;

3. 北京科技大学, 北京 100091)

摘要: 消费者反馈信息表明某品牌的脱水机甩干桶在用户使用过程会发生爆裂事故, 为分析事故发生的原因, 实验对事故品牌的脱水机和对比品牌的脱水机进行了一系列试验, 应用拉伸试验、压力试验、接缝区剖面结构分析以及有限元仿真模拟等研究了脱水机甩干桶的爆裂原因和甩干桶内壁的应力分布。拉伸试验和压力试验结果表明, 事故甩干桶的接缝处结合力很薄弱, 仅为正常桶身强度的 13%, 而对比品牌的甩干桶接缝区的强度与桶身的强度相当, 大约是前者的 5.7 倍。接缝区剖面结构分析表明, 两甩干桶的接缝方式不同是造成二者强度存在差异的原因, 前者为卷压式连接, 后者采用了焊接方式。应用有限元分析了甩干筒的应力分布, 结果表明, 事故品牌的甩干桶接缝处的应力水平偏高, 在相同工作条件下其发生开裂的风险远高于对比品牌的接缝处。试验分析和有限元理论计算均表明, 事故品牌甩干桶的卷压连接处结合力偏低是造成其发生爆裂的主要原因。

关键词: 力学试验; 有限元模拟; 波轮式脱水机; 卷压

中图分类号: TG142.1

文献标志码: A

文章编号: 1000-7571(2020)06-0068-07

根据消费者反馈的信息, 用户在使用某品牌的脱水机对湿毛巾进行甩干处理时, 脱水机内的甩干桶体突然发生“爆炸”, 导致机壳破碎物向周围四处喷射, 造成一定的安全隐患。为查明爆炸原因, 国家市场监督管理总局缺陷产品管理中心消费品缺陷工程分析实验室针对该品牌的脱水机开展了爆裂事故的缺陷分析工作。

自 20 世纪 80 年代以来, 科研工作者和大型家电企业一直在研究脱水机脱水甩干时的振动机理^[1-9], 并在理论指导下开展了大量脱水机的减振降噪和安全使用实验, 理论和实验相结合最终实现将数值仿真模拟技术应用到产品研发的过程中^[10], 但是数值仿真模拟技术在事故原因分析中的应用未见相关报道。

本文以波轮式脱水机甩干桶为研究对象, 对甩干桶的正常区域和接缝区域分别进行强度试验分析, 同时设置边界条件, 建立数值仿真模型, 分析运行状态下甩干桶的筒壁应力, 从实验和理论上分析导致甩干桶爆裂的原因。同时根据数值模拟计算得出的工作条件设定甩干桶的工作参数, 为事故风险

分析、故障模拟复现和产品召回提供数据。

1 实验方法

1.1 试样来源及制备

从市场上购买两个不同品牌的脱水机, 其中一个脱水机为事故品牌, 其机内甩干桶的编号为 1#; 另外一个为没有事故反馈, 规格和功能与事故品牌相同的其他品牌, 其甩干桶编号为 2#。分别在两甩干桶的正常区和接缝区各制取两件全壁厚的平行拉伸试样, 长宽规格均为 45 mm × 220 mm, 其中接缝区试样在取样时将接缝条带加工在试样的中部, 具体取样位置如图 1(a)、(b)所示。压力试验的试样取样方法与拉伸试样相同, 只是其尺寸更大, 其宽度与桶身的高度相同, 长度与桶身的直径相同。将上述试样放在万能材料试验机上(型号: SANS-CMT5305)进行拉伸和压力试验。

同时在桶身接缝区和花纹通孔处位置用线切割截取剖面金相试样。

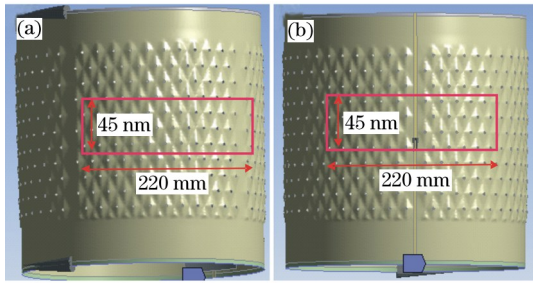
1.2 试验方法

压力试验过程为: 将试样的两端固定在弯曲试

收稿日期: 2019-10-23

作者简介: 王慧萍(1960—), 女, 高级工程师, 硕士, 主要从事缺陷产品召回管理和分析; E-mail: wanghp@dpac.gov.cn

* 通讯联系人: 钟振前(1979—), 男, 高级工程师, 博士, 主要从事材料失效分析; E-mail: zhongzhenqian@ncschina.com



(a) 桶身取样区;(b) 接缝区取样区。

图 1 甩干桶的力学性能试验取样位置

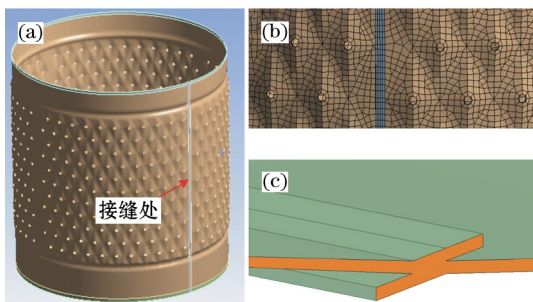
Fig. 1 Sampling position of mechanical test of dry drum

验装置的跨距为 80 mm 的两支座上,用万能材料试验机的压头垂直向下加载在试样的中部,压头形状为直径 24 mm 的半圆形,以 5 mm/min 的位移速度下压试样,直至试样断裂为止。拉力试验参照标准 GB/T 228.1—2010 进行。

金相检验方法参照 GB/T 13298—2015 进行。将截取的金相试样镶嵌、打磨、抛光后,采用 4% 的硝酸酒精浸蚀,并在金相显微镜下(型号:zeiss-vert)观察,分析材料的微观组织结构,以及甩干桶接缝区的连接方式。

1.3 有限元模拟分析

1#桶体的接缝区通过卷取的方式进行连接,为保证仿真模型的计算精度,根据其结合力将其换算成等效壁厚进行计算(图 2(a)、(b))。2#桶体的接缝区结构根据其实际剖面结构进行模拟(图 2(c))所示。



(a),(b) 1# 接缝区采用等效厚度进行模拟;

(c) 2# 接缝区的仿真结构。

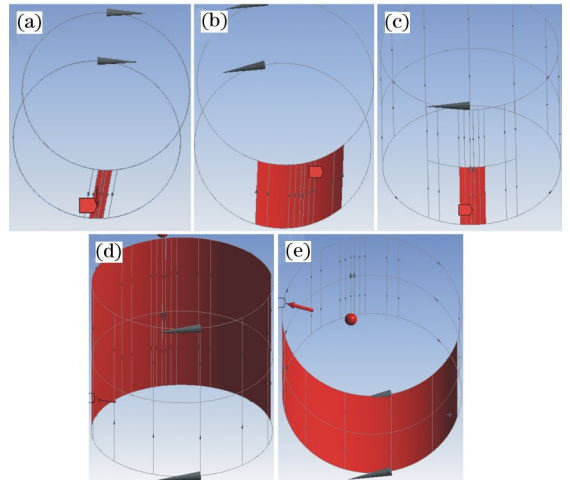
图 2 1# 和 2# 甩干桶桶体的接缝结构

Fig. 2 Joint structure of 1# and 2# drying barrel

甩干桶转动中,衣物以离心力的作用方式挤压在桶内壁上,衣物比较柔软,形状可变,其分布具有随机性和不确定性。图 3 中假定了衣物在桶壁内壁上 4 种分布方式,其中图 3(a)假设衣物完全作用

在接缝区两侧的 24 mm 的宽度范围内;图 3(b)假设衣物作用在接缝区两侧的 60° 范围内;图 3(c)假设衣物覆盖在接缝区附近的 16.5° 范围内;图 3(d)、(e)假设衣物均匀附着在整个桶体内壁上。

根据桶体结构建立有限元模型,以上述 5 种分布方式加载,计算不同分布方式时桶壁的应力分布。



(a) 接缝两侧的 24 mm 宽度范围内;(b) 接缝两侧的 60° 范围内;

(c) 接缝两侧的 16.5° 范围内;(d),(e) 衣物均匀覆盖在桶体内壁上。

图 3 衣物在甩干桶内的分布方式

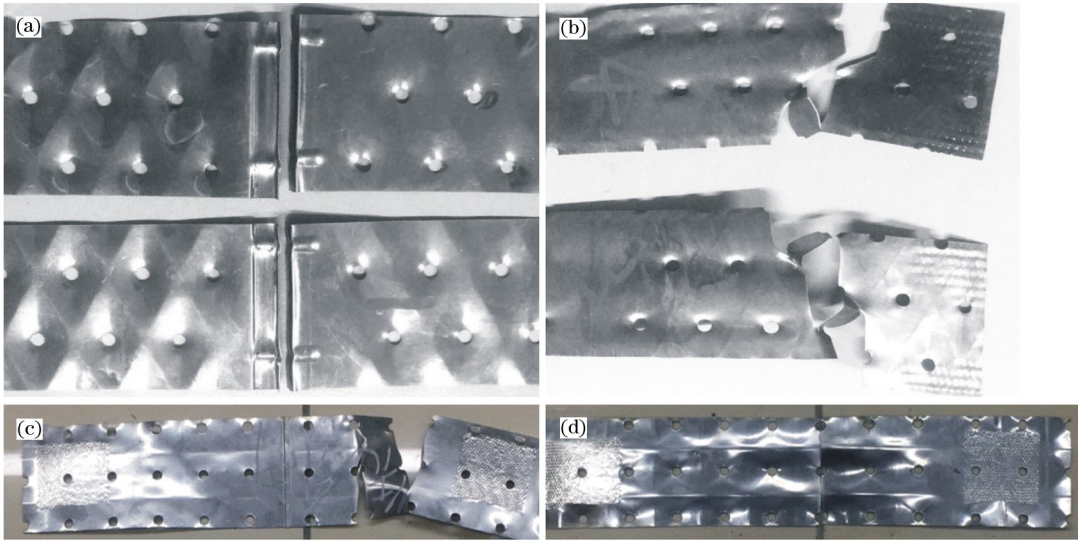
Fig. 3 Distribution of clothes in drying barrel

2 实验结果与讨论

2.1 拉伸试验

在万能材料试验机上对制取的拉伸试样进行拉伸试验,断裂后的拉伸试样宏观形貌见图 4。由图 4(a)、(b)可知,1#桶的拉伸试样在接缝处断裂,说明接缝区的断裂强度明显低于母材,而且断裂区的接缝处基本没有发生塑性变形,说明其变形能力差、容易发生脆性开裂。而 2#桶的拉伸试样在正常区断裂,断口有塑性减薄变形,如图 4(c)和(d),说明 2#接缝区的强度与桶体相近。

在拉伸试验过程中,随着载荷的持续增加,试样先逐渐变形,最终发生断裂,导致断裂发生的载荷即代表试样的最大承载能力,本文简称为“断裂力”,各试样的拉伸试验结果见表 1。由表 1 可见,1#接缝区的断裂力在 0.69~0.73 kN,而正常母材处的断裂力为 5.3~5.5 kN,前者的断裂力只有后者的 13%;2#桶体的接缝区与正常区的断裂力相近,约介于 3.04~3.14 kN 之间。对比可见,1#接缝区的断裂力约仅为 2#接缝区的 23%,显然其承载能力明显偏低。



(a) 1# 接缝区试样的断裂区; (b) 1# 桶身试样的断裂形态; (c) 2# 接缝区试样在桶身位置断裂; (d) 2# 桶身试样在桶身处断裂。

图 4 接缝区试样和桶身试样的拉伸断裂形态

Fig. 4 Tensile fracture morphology of joint area sample and barrel sample

表 1 拉力试验结果(正常母材区和接缝区)

Table 1 Tensile test result (normal metal area and joint area)

试样 Specimen	位置 Region	编号 No.	温度 Temperature/°C	断裂力 Fractured force F_m /kN	备注 Remarks
1#	接缝区	1#-1*	25	0.73	在接缝区断裂
		1#-2*	25	0.69	
	正常区	2#-1*	25	5.5	在母材处断裂
		2#-2*	25	5.3	
2#	接缝区	2#-1*	25	3.04	在母材处断裂
		2#-2*	25	3.04	
	正常区	2#-3*	25	3.12	在母材处断裂
		2#-4*	25	3.14	

*表中1#-1,1#-2指的是从1#桶体母材取了两个平行拉伸试样,同样2#-1,2#-2指的是2#桶体母材的两个平行拉伸试样。

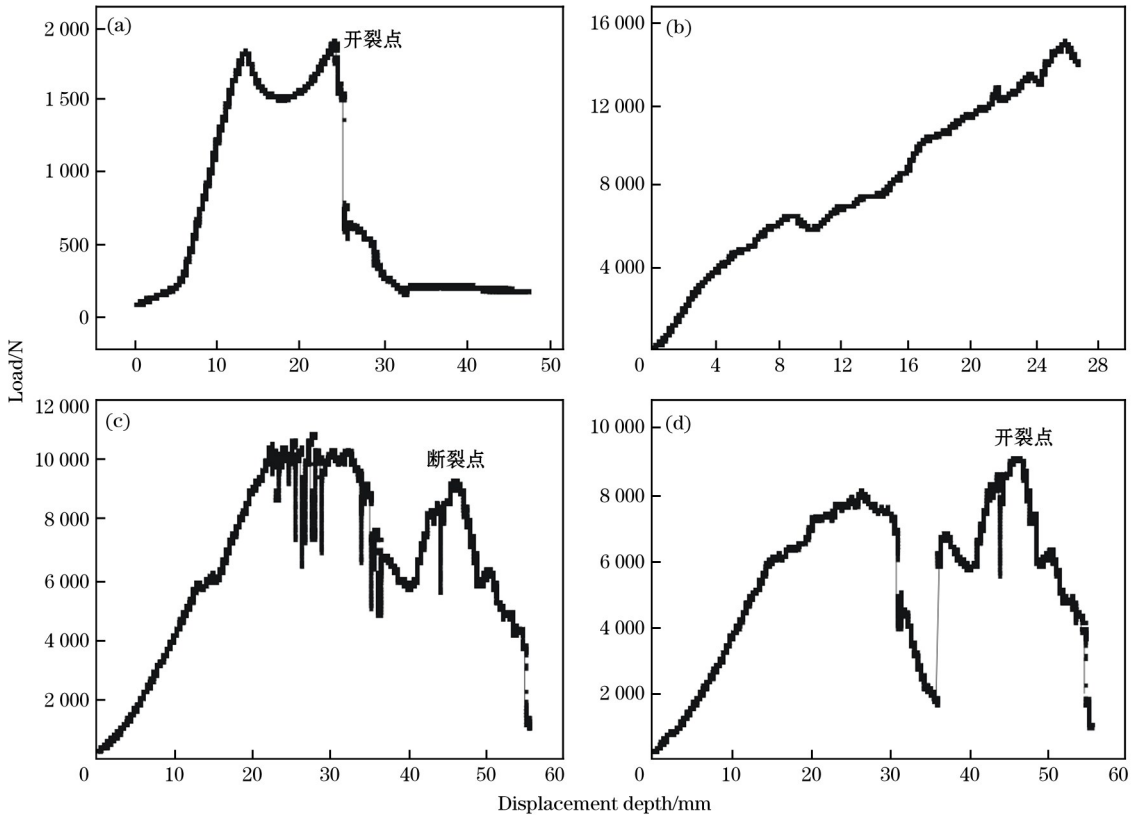
2.2 压力试验

用万能试验机对1#和2#桶接缝区和正常区的板状试样分别进行压力试验,并同时记录压头的位移量和施加的载荷,位移-载荷的关系曲线见图5,其中图5(a)、(b)分别代表1#桶的接缝区和正常区的压力曲线,图5(c)、(d)代表2#桶相同位置的压力曲线。在试验过程中,随着压头位移的增加,试样所受的载荷逐渐增大,载荷达到峰值时代表试样的承载能力也达到极限,随后试样产生裂纹,此时载荷也急剧下降,如图5(a)、(c)、(d)中的曲线上,载荷过开裂点后,曲线呈断崖式减小。图5(b))中(1#桶身正常区)曲线的变化趋势与上述3条曲线存在明显差异,其载荷随着位移量的增加而持续上升,达到15kN后才有开裂的趋势,这说明与其他3个试样相比,1#桶身正常区有最大的承载能力。

图5中4条曲线上的峰值,亦即最大力,反映了导致材料断裂的载荷,通常也可以称之为压断力。表2统计了1#和2#桶的接缝区和桶身区的压力试验结果,1#接缝区的压断力只有1.91kN,不到桶身区(15kN)的12.7%;而2#接缝区的压断值达到10.89kN,大于桶身正常区的压断力8.15kN,而且其强度大约是前者接缝区的5.7倍。这充分说明1#接缝区的承载能力远远低于2#相同位置。

2.3 接缝区剖面结构分析

上述试验分析表明,两个桶的接缝区强度存在很大的差异,为了分析强度存在差异的原因,对这两个桶的接缝区进行了解剖,以便分析其连接的结构。在金相显微镜下观察到的两接缝区的剖面结构如图6所示,图6(a)~(c)显示了1#甩干桶的连接方式,连接区有多层金属构成,层间有明显的缝隙,结构比



(a) 1# 接缝区试样的压力曲线;(b) 1# 桶身试样的压力曲线;(c) 2# 接缝区试样的压力曲线;(d) 2# 桶身试样的压力曲线。

图 5 压力试验曲线

Fig. 5 Pressure testing curve

表 2 压断试验结果

Table 2 Pressure break test results

试样名称 Specimen	位置 Position	温度 Temperature/°C	压断力 Fracture force/kN
1#	接缝区	25	1.91
	正常区	25	15
2#	接缝区	25	10.89
	正常区	25	8.15

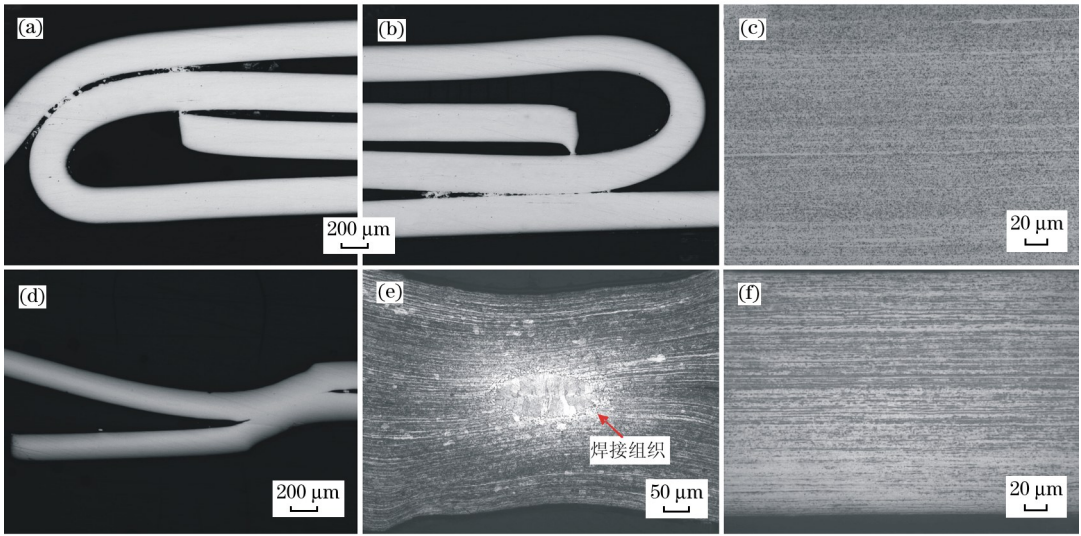
较离散,显然其是通过卷压连接成型,强度较低;图 6(d)~(f)显示了 2# 甩干桶的连接方式,连接区结合紧密,其厚度是桶身正常区的两倍(图 6(d)),中部有焊接熔融凝固形成的粗晶组织(图 6(e)),说明它通过叠加焊接成型,具有更高的强度。显然二者的连接方式完全不同是二者的接缝强度存在巨大差异的原因。

对比 1# 和 2# 甩干桶的微观组织,发现二者的微观组织形态差别不大(图 6(c)和图 6(f)),均为回火索氏体组织,只是 2# 桶的微观组织有明显的带状偏析(图 6(f)),带状组织沿环向延伸,并不会影响材料的环向强度。因此,微观组织形态并不是造成

二者接缝区强度存在差别的重要原因。

2.4 仿真模拟分析

甩干桶旋转时,湿衣物会以不同的分布方式依附在桶内壁上,使甩干桶承受不均匀的应力,此外衣物质量和甩干桶的转速等也会影响甩干桶的应力分布状态。显然上述 3 个工作参数中任一个参数的变化都会形成一个新的工作状态。表 3 以表格的方式列举了 4 种工作状态,图 7 则利用有限元仿真模型计算了这 4 种工作状态的桶壁应力分布。其中图 (a)、(c)、(e)、(g)分别为 1~4 工作状态时 1# 甩干桶的应力分布,图(b)、(d)、(f)、(h)分别为 1~4 工作状态时 2# 桶的应力分布。结果表明,最大应力都出现在甩干桶的接缝处,其中 1# 甩干桶的最大应力还出现在接缝处的边缘,这与市场上发现的事故甩干桶从边缘开始爆裂是一致的。与 1# 甩干桶不同,2# 甩干桶的最大应力出现在焊接区的飞边,显然这种飞边属于多余的材料,并不会影响甩干桶的服役性能,除了飞边外,2# 甩干桶焊接区的应力分布比较均匀,与基体相差不大,这也是它不容易发生开裂的原因。



(a), (b) 1# 桶接缝区的剖面结构; (c) 1# 桶的微观组织; (d), (e) 2# 桶接缝区的剖面结构; (f) 2# 桶的微观组织。

图 6 甩干桶桶体连接区的剖面结构

Fig. 6 Section structure of the connection area of the tumble dryer

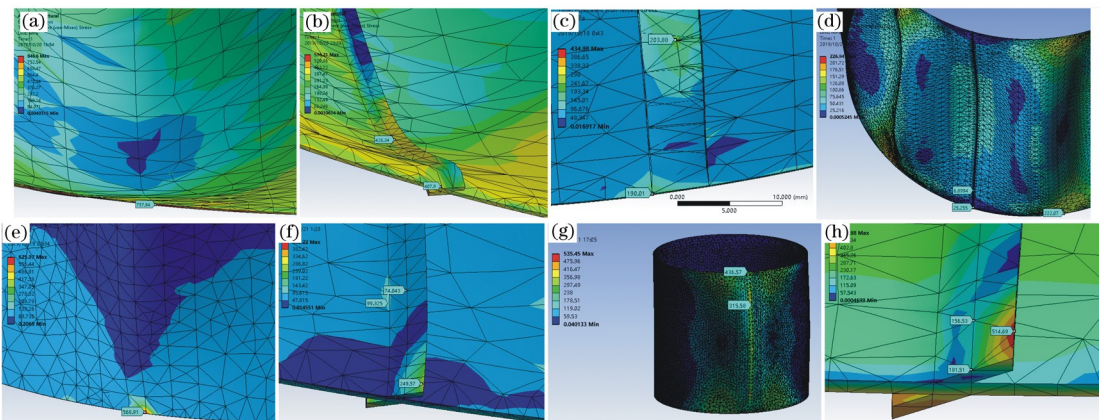
表 3 同时统计了 1# 和 2# 甩干桶接缝区的最大应力。比较 4 种工作状态下同一甩干桶的应力状态发现, 接缝区的应力大小主要与甩干桶的转速、接缝偏载区面积和偏载区质量有关。偏载区的质量越

大, 分布的面积越小, 接缝处的应力就越大。此外, 比较同一工作状态下两种甩干桶, 可见 1# 甩干桶接缝区的应力均远大于 2# 甩干桶, 这也是 1# 甩干桶容易发生开裂的重要原因。

表 3 不同工作状态下接缝区的最大应力

Table 3 Maximum stress of joint area under different working conditions

工作状态 Condition	接缝区偏载/衣物质量 Partial load area of joint/ clothing mass	其他区域的分布/衣物质量 Other area/clothing mass	转速 Speed/ (r/min)	接缝区最大应力 Maximum stress of joint/MPa	
				1#	2#
1	10°/10.2 kg	无	350	758	426
2	60°/10.2 kg	无	350	203.9	25.3
3	16.5°/2.5 kg	桶全壁/4 kg	300	569	99
4	30°/7.8 kg	无	400	436.6	156.5



(a), (c), (e), (g) 分别为 1~4 工作状态时 1# 甩干桶的应力分布; (b), (d), (f), (h) 分别为 1~4 工作状态时 2# 桶的应力分布。

图 7 衣物不同质量和不同分布方式对接缝区应力分布的影响

Fig. 7 Effect of different quality and distribution of clothing on stress distribution in joint area

3 分析讨论

脱水机在甩干衣服时,桶壁受到衣服向外运动的离心力挤压。桶壁所受到的离心力计算公式为:

$$F = m\omega^2 r \quad (1)$$

式中: F 表示离心力,N; m 表示质量,kg; ω 表示甩干桶旋转时的角速度,rad/s; r 表示半径,m。

脱水机的额定转速为720 r/min(生产厂家提供)。实测脱水机的最大转速 $n=476.1$ r/min(消费品缺陷工程分析实验室提供),桶体半径 $r=0.14$ m。但甩干桶装载衣物正常工作时,转速不能达到如此高的速度,假设甩干桶内衣物质量为10.2 kg,转速为350 r/min,则:

$$\omega = 2\pi n = 2 \times 3.14 \times 350 / 60 = 36.63 \text{ rad/s}$$

$$F = m\omega^2 r = 10.2 \times 36.63^2 \times 0.14 = 1916 \text{ N}$$

本文2.2压力试验结果表明,当压力大于1.91 kN时,1#桶的接缝区会发生开裂,而2#桶仍能保留比较完好。显然理论计算分析结果与压力试验相符很好。

脱水机甩干桶在转动过程中,衣物以离心力的方式作用在桶壁上,使桶壁承受径向压力。该离心力不能超过甩干桶材料的最大承载压力,否则会发生一次性爆开事故。从长期使用分析,甩干桶在工作中存在转动过程中,转速、衣物、水的质量不断变化,桶壁承受交变载荷,会产生一定的疲劳损伤。一般认为,当桶壁受到的离心力达到材料的最大承载压力的0.3~0.5倍时,即能发生疲劳损伤;反之,可以用材料最大承载压力除以最大离心力来代表甩干桶的安全系数,或者叫安全裕度。显然如果桶壁的承载能力越强,安全系数越高。因此桶壁的最大承载压力是考察脱水机甩干桶安全裕度的重要参数之一。

目前脱水机行业中没有对甩干桶桶壁的试验方法和承载强度作出规定,这是导致不合格品流入市场的主要原因。本文所使用的桶壁和接缝区的压力试验方法可以定量分析脱水机甩干桶的极限承载强度,能为脱水机行业的设计、选材、出厂检验提供很有效的安全评价方法,防止存在安全隐患的脱水机流入市场。

此外本文的研究表明,有限元模拟分析是进行脱水机工作状态探索的有效工具。甩干转动试验难以准确评价脱水机的安全性,因为甩干桶的转速、衣物的分布、含水量都在时刻变化,无法通过实验得出在哪一种工作状态下甩干桶最容易发生开裂,也就

无法评价它的短期和长期使用性能。在这种情况下,有限元模拟分析毫无疑问是非常好的选择。通过模拟计算可以得到桶壁接缝区的应力分布,比较不同接缝方式的优缺点;并且通过模拟极限或者恶劣工作状态状态下的桶壁应力分布,获取甩干桶的安全系数,从而评价其使用安全性能。

4 结语

(1)应用有限元仿真模拟对比分析了4种工作状态下两甩干桶的应力分布,结果表明,事故品牌甩干桶接缝区的应力均远大于2#甩干桶,前者在接缝区发生开裂的风险远高于后者。

(2)事故品牌甩干桶的接缝处采用卷压式连接,结合力很薄弱,仅为正常桶身强度的13%,而对比品牌的甩干桶的接缝区采用了焊接方式,其强度大约是前者接缝方式的5.7倍。对比分析可见,接缝方式不当是造成事故品牌的甩干桶容易发生爆裂的原因。

(3)脱水机行业中缺少对桶壁承载强度的有效评价方法是导致存在安全隐患的脱水机流入市场的主要原因之一。本文所采用的桶壁压力试验方法和有限元模拟方法可以定量分析脱水机甩干桶的极限承载强度和不同工作状态下桶壁的应力场,进而准确评价脱水机甩干桶的使用性能和安全裕度,因而对脱水机甩干桶的设计改进、选材、加工方式选择和出厂检验方法均有重要的借鉴意义。

参考文献:

- [1] Chen H W, Zhang Q J. Stability analyses of a vertical axis automatic washing machine without balancer[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010(11): 2177-2192.
- [2] Conrad D C, Soedel W. On the Problem of oscillatory walk of automatic washing machines [J]. Journal of Sound and Vibration, 1995(3): 301-314.
- [3] Park S G, Kim H S, Siml H J, et al. Multi-dimensional spectral analysis of the noise contribution from a drum washer with a dehydrating condition[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008(22): 287-292.
- [4] Robertson A N, Park K C, Alvin K F. Identification of structural dynamic models using wavelet-generated impulse response data[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustic, 1998(1): 261-266.
- [5] Papadopoulos E, Papadimitriou I. Modeling, design and control of a portable washing machine during the spinning cycle[C]//Italy IEEE/ASME International Confer-

- ence on Advanced Intelligent Mechatronics Proceedings. Corno, Italy, 2001: 899-904.
- [6] Yorukoglu A, Altug E. Determining the mass and angular position of the unbalanced load in horizontal washing machines [C] // IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Suntec Convention and Exhibition Center. Singapore, 2009: 118-123.
- [7] Tan K, Liang Y. Noise control of air flow and design of control devices [J]. *Sichuan Environment*, 2000, 19(1): 37-43.
- [8] Cui G Y, Tai K. Dynamic analysis and design optimization of a washing machine [J]. *International Journal of Computer Applications in Technology*, 2000, 13(6): 324-331.
- [9] Spelta C, Previdi F, Sergio M, et al. Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine [J]. *Mechatronics*, 2009, 19(3): 410-421.
- [10] Jung Ch H, Kim Ch S, Choi Y H. A dynamic model and numerical study on the liquid balancer used in an automatic washing machine [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008, 22(1): 1843-1852.

Cause analysis and finite element simulation of cracking of drying barrel in wave wheel dehydrator

WANG Hui-ping¹, LIU Ying-chun¹, YUAN Bei-zhe¹
YANG Bo², DU Ying³, ZHONG Zhen-qian^{* 2}

(1. China National Institute of Standardization, Beijing 100191, China; 2. NCS Testing Technology Co., Ltd., Beijing 100081, China; 3. University of Science and Technology Beijing, Beijing 100091, China)

Abstract: The consumer feedback information indicated that the drying barrel of a brand of dehydrator might be cracked in the process of use. In order to analyze the reasons for accident, a series of tests were carried out for the dehydrator of accident brand and contrast brand. By using tensile test, pressure test, section structure analysis of joint area and finite element simulation, the cracking reasons of drying barrel and the stress distribution of inner wall were studied. The results of tensile test and pressure test showed that the bonding force at the joint of the accident drying barrel was very weak, only 13% of the strength of the normal barrel body. The strength of the joint area of the contrast brand drying barrel was equivalent to the strength of the barrel body, which was about 5.7 times of the former. The analysis of section structure of the joint area showed that the difference of joint mode between two barrels resulted in the difference of their strength. The former was the crimping joint connection, while the latter was connected by welding. The stress distribution of drying barrel was analyzed by finite element method. The results showed that the stress level at the joint of accident brand was higher, and the cracking risk under the same working condition was much higher than that of the contrast brand. Both experimental analysis and finite element theoretical calculation indicated that the main reason for cracking was the low binding force at the crimping joint for the accident brand dehydrator.

Key words: mechanical test; finite element simulation; wave wheel dehydrator; crimping joint