［新设备·新材料·新方法］

DOI:10.3969/j. issn. 1005-2895.2018.06.014

防卡塞生物质燃料锁料器设计

王建伟，苏　乐，张宜曼，李龙之

（山东科技大学 机械电子工程学院，山东 青岛　266590）

摘　要:针对目前市场上生物质气化炉锁料器运送物料时频繁出现卡顿、卡塞,导致锁料器叶轮叶片发生扭曲变形的现状,设计了一款防卡塞生物质成型燃料锁料器。课题组在理论和ANSYS软件分析基础上,采用可拆卸式刀片结构设计实现了多物料调节;采用在进料口加长刀挡板,对进料口与出料口错边结构设计防止物料在进料口发生剪切。为了测试设计结构的效果,设计了一套实验测试系统;将实验数据、功率参数曲线与实际运行情况对比,研究了改进结构改善叶轮受力的效果。结果表明:可拆卸式刀片结构能减少物料卡塞,降低噪声;加长刀挡板、进料口与出料口错边减少卡顿,使运行更平稳。改进后叶轮的使用寿命约为原结构的4倍,且锁料器的卡塞、卡顿情况得到了有效改善。

关　键　词:锁料器;可拆卸式刀片结构;叶轮;卡塞;ANSYS

中图分类号:TQ545　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1005-2895(2018)06-0067-06

Design of Anti-Jamming Biomass Fuel Locker

WANG Jianwei, SU Le, ZHANG Yiman, LI Longzhi

(School of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao, Shandong 266590, China)

Abstract: A anti-jamming Biomass Fuel Locker was designed to solve the problem that the occurrence of caton and kasse caused distortion of the impeller blades of the locker when transporting materials for biomass gasifier lockers. Based on theoretical analysis and ANSYS software analysis, a removable blade structure was adopted to realize multi material adjustment; it adopted the design of adding the long knife baffle at the feeding port, the staggered edge structure of the feed port and the discharge port to prevent the material from cutting at the feed port. A set of experimental testing system was designed to test the effect of the design structure. Experimental data comparison, power parameter curve and actual operation were carried out to study the effect of structure on improving impeller force. Experiments show that the detachable blade structure can reduce material jam and reduce noise; the lengthened knife baffle and the staggered edge structure of the feed port and the discharge port can reduce the carton to make the operation more stable, the service life of the impeller is increased by 4 times. The designed structure can effectively improve the casse problem of the locker.

Keywords: locker; removable blade structure; impeller; casse; ANSYS

生物质锁料器是气化炉上料系统的关键设备,安装在上料系统出口和气化炉进料口之间,可以实现均匀布料、避免燃料回燃,控制燃料量,防止燃料燃烧不完全,确保气化炉高生产效率、安全可靠[1]。目前锁料器的研究主要停留在理论阶段。无锡锡能锅炉刘明丽等[2]针对上料后炉排宽度方向料层厚度不一和低负荷锁料减速机停止仍不停有料落下的问题,通过将锁料器轴上的刮片改为可调节间隙,虽然增加了燃料的适应性,但是刮片的强度很难满足长期使用。芦军其等[3]在其发明的专利“一种锁风卸料器”中提出将叶轮加上筋板空间分成4等份,料筒壁使用铸造件,保证了料筒的圆度,但叶片强度及变形问题难以解决,并且气密性差。

某公司锁料器运输生物质块料时,物料经常堆积在进料口与料筒壁之间,旋转叶片剪切进料口的物料才能继续旋转,物料在进料口发生卡塞。设备使用一

收稿日期:2018-04-30;**修回日期**:2018-06-13

基金项目:山东省优秀中青年科学家科研奖励基金资助项目(BS2014NJ014)。

第一作者简介:王建伟(1972),男,山东潍坊人,博士,副教授,主要研究方向为新能源利用、锅炉设备设计等。通信作者:苏乐(1989),男,山东泰安人,硕士研究生,主要研究方向为新能源、先进热工设备。E-mail:sule1218@163.com

段时间后,锁料器叶轮出现叶片扭曲变形,需经常维护和更换叶轮叶片,直接影响到气化炉的正常工作。针对这一情况,课题组进行了防卡顿、卡塞锁料器的设计。

1　锁料器结构

1.1　结构原理

如图 1 所示,锁料器主要由料仓、叶轮、叶片、旋转轴及出料口组成。传动机构驱动叶轮旋转时,从上部料斗落下的块状物料由料口进入叶轮格室,并随着叶轮的转动而被送至卸料口排出,整个工作过程,能连续定量地供料和卸料。由于叶轮与壳体间的配合比较紧密,具有一定的气密性,在排料过程可以保证气化炉炉内保持一定的压力[4]。

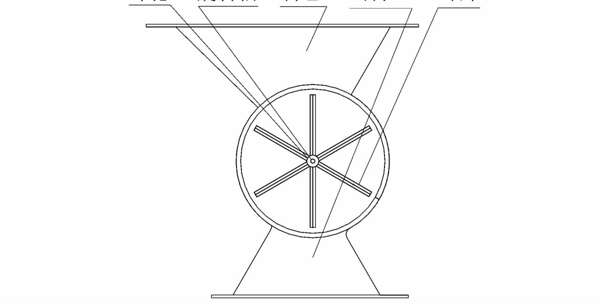

图 1　锁料器

Figure 1　Locker

1.2　叶轮受力理论分析

以某公司锁料器为研究对象,电机带动叶轮旋转时,物料进入扇形槽,随着叶轮转动叶片与筒壁边的间距变小,叶轮叶片推动料块沿旋转方向施加切向的推力,料筒口边缘对物料施加相反方向的作用力。当物料块被剪切时,就会发生卡顿。在电机功率满足要求的情况下,当多个物料卡在叶片与筒壁之间时,叶片承受的力小于物料给叶片的剪力,叶片就会发生扭曲变形,甚至卡死。

物料块进入料筒后,叶轮叶片与料筒的间距约 30 mm,这时有部分小于间隙料块或者碎料会进出间隙中,由于摩擦的存在,产生摩擦力矩,叶轮的叶片像悬臂梁一样产生弯曲,发生弯曲变形。结构受力点如图 2 所示。由于部分物料卡在料筒与叶轮之间,料块与料筒壁摩擦可能轻微震荡卡顿。

分析可知,锁料器工作过程中,叶轮叶片存在受力:物块在进入料筒前剪切料块的剪力;进入料筒后产生的摩擦力矩。

1.3　叶轮 ANSYS 软件受力分析

借助 ANSYS 分析叶轮实际运行过程中的受力情

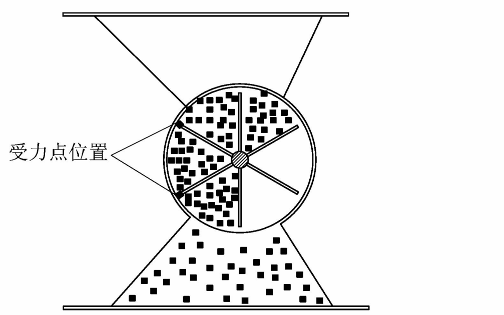

图 2　进入料筒后的受力情况

Figure 2　Force condition after entering barrel

况。通过 UG 软件对叶轮结构设计建模[5],并将建立的模型导入 ANSYS 软件进行受力分析[6]。原始模型叶轮主要参数如 1 表所示。

表 1　原始模型叶轮主要参数

Table 1　Original model impeller main parameter

叶轮直径/mm	转速/($r \cdot min^{-1}$)	密度/($kg \cdot m^{-3}$)	弹性模量/GPa	屈服强度/MPa
180	3	7 850	206	235

叶片数	叶片长度/mm	材料	泊松比
6	596	Q235 钢	0.33

根据实际的锁料器的尺寸及相关参数,采用三维实体建模软件 UG NX 8.0 构造的实体模型如图 3 所示。

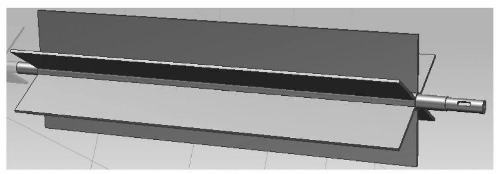

图 3　叶轮实体模型

Figure 3　Impeller solid model

叶轮受力分析:

1) 假设物料进入料斗后与料筒壁边发生剪切,类似理论分析的第 1 种情形。电机传递给轴的转矩为 800 N · m,ANSYS 分析结果如图 4 所示,叶片叶轮受到最大屈服应力为 201.7 MPa,最大受力发生在叶轮与轴的连接处,6 个叶片都有不同程度的变形。参考机械设计手册[7],安全系数 $n = 1.3 \sim 1.5$,则许用应力为 156 ~ 180 MPa。由图 4 可知,最大屈服应力大于许用应力,叶轮叶片强度不满足要求。

2) 物料在进入料斗后,进入叶片挡板与料筒壁间隙,即理论分析的第 2 种情形,形成摩擦力矩。叶片叶轮受到最大屈服应力为 172.2 MPa,6 个叶片均有不同程度的变形,如图 5 所示。

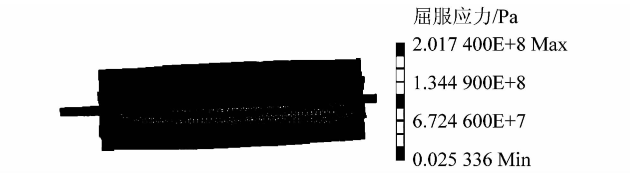

图4　剪切物料时叶轮叶片受力情况

Figure 4　Force of impeller blade during cutting material

图5　摩擦物料时叶轮叶片受力情况

Figure 5　Force of impeller during rubbing material

2　结构设计方案

1）为了解决物料块在进入料筒前,旋转叶片与料筒边剪切生物料块的问题,将进料口与出料口进行一定错边,使物料进入料斗后,首先落入偏左或偏右的一边,进料口与出料口错边对比如图6所示。

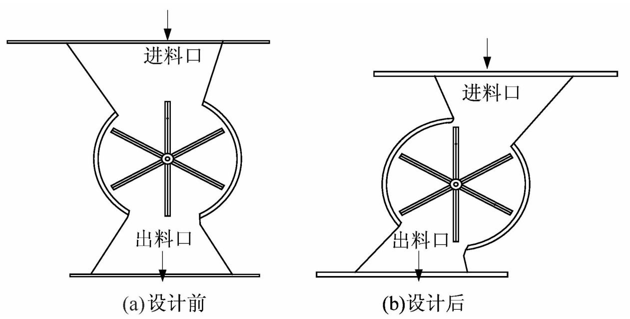

图6　进料口与出料口错边对比

Figure 6　Feed inlet and outlet port misalignment comparison

2）在锁料器料仓上壁添加长刀片挡板。长刀片安装在料斗壁上,由螺栓连接,安装孔做成椭圆形,可以调节长刀的伸出长度。

3）为了减缓物料块与料筒壁间隙的摩擦震荡和产生摩擦弯矩引起的卡顿、卡塞,将锁料器叶轮叶片改成2部分:一部分和原结构一样焊接在转轴上;另一部分改为刀片设计,通过螺栓连接,连接孔设置成腰孔,刀片和叶片设计成可拆卸式。叶片与料筒壁间的间隙根据物料种类或实际情况进行调节[8]。设计后的叶轮结构如图7所示。

设计后锁料器结构如图8所示,主要包括刀片挡板、长刀挡板、料斗、叶轮和支架等装置。右端盖采用螺栓连接,方便叶轮的维修和维护。

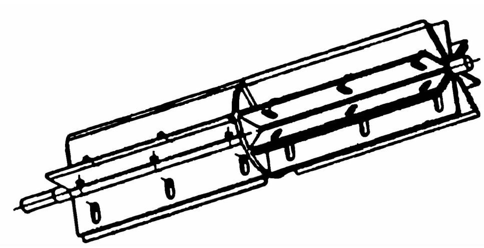

图7　锁料器叶轮改造后的结构

Figure 7　Locker impeller after transformation

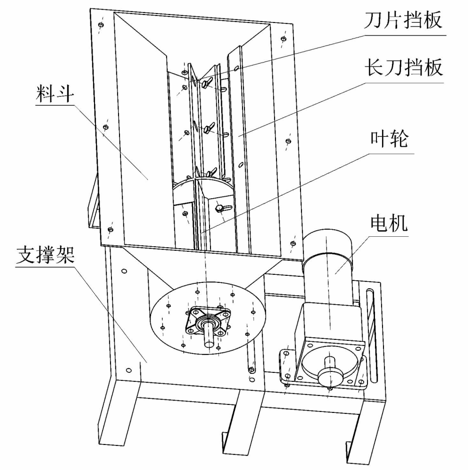

图8　锁料器的结构

Figure 8　Structure of locker

3　实验测试与分析

针对设计的结构进行以下实验:①原始结构的测试实验;②叶轮叶片加刀片的实验;③料筒壁加长刀挡板的实验。

3.1　实验测试平台

由电机的特性可知[9],输出随负载的改变而改变,当负荷增加,阻力矩增大,引起输入电流变大,电机功率上升。通过测试锁料器实时工作状态的电流和有功功率,说明锁料器叶轮叶片的受力情况。搭建锁料器检测采集系统,测试系统总方案如图9所示。锁料器检测采集系统主要是采集监控界面、USB转485转换头、多功能电表、双绞线及锁料器设备组成。多功能电表采集锁料器电机电流和功率参数,通过USB转485转换头传输到上位机的监控采集系统,监控采集系统由组态王开发,能采集并记录实时的数据[10]。

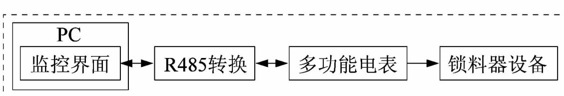

图9　测试系统总方案

Figure 9　Test system overall plan

3.2　实验测试

实验中:物料为生物质块料,材质为树皮,尺寸为 30 mm×30 mm×30 mm;间隙指叶片横向端面到料筒内壁的距离;料口指叶片横向端面到料斗与料筒连接处的边的距离;$I_{\max_n}$为某实验条件下,运行阶段最大的电流,n 表示该实验的序号;转速根据气化炉气化量确定锁料器的转运量来计算得到。锁料器叶轮圆周上有 8 个叶片,叶轮旋转物料块与料筒壁摩擦,以及叶轮运行的卡顿都会造成运转量的折算,课题组选择转速为 1.8 和 3.0 r/min 进行实验。气化炉每小时大约消耗 100 kg 生物质料块,每分钟供料约 1.67 kg。

$$G=60VmN\rho_b\eta。$$

式中:G 为出料量,kg/h;V 为工作室的体积,m^3;N 为旋转速度,r/min;m 为叶轮叶片数量;ρ_b为物料堆积密度,kg/m^3;η 为填充系数,与物料性质有关,一般取 0.6~0.8。

针对原始结构、叶轮叶片加刀片和料筒壁加长刀挡板进行实验,测试数据如表 2 所示。

表 2　实验结果

Table 2　Test data of experimental

序号	间隙/mm	料口/mm	转速/($r\cdot min^{-1}$)	$I_{\max}$/mA	运行情况	结构
1	30	30	1.8	1 346	噪声小	原始叶轮结构
2	30	30	3.0	1 422	卡顿、噪声大	原始叶轮结构
3	30	20	1.8	1 392	有轻微的噪声	原始结构加长刀挡板
4	30	20	3.0	1 449	卡顿多次、噪声大	原始结构加长刀挡板
5	30	25	1.8	1 444	出现较多震荡	原始结构加长刀挡板
6	30	25	3.0	1 115	无噪声	原始结构加长刀挡板
7	30	30	1.8	1 233	基本没有卡顿	叶轮叶片加刀片
8	30	30	3.0	1 033	无噪声运行平稳	叶轮叶片加刀片
9	10	10	1.8	2 000	多次严重卡顿	叶轮叶片加刀片
10	10	10	3.0	2 339	底座支架断裂	叶轮叶片加刀片
11	30	30	1.8	1 530	卡顿,噪声大	叶轮叶片加刀片和料筒壁加长刀挡板
12	30	15	1.8	1 435	没出现卡顿	叶轮叶片加刀片和料筒壁加长刀挡板
13	30	15	3.0	1 260	噪声很小	叶轮叶片加刀片和料筒壁加长刀挡板
14	30	15	3.0	1 038	无噪声	叶轮叶片加刀片和料筒壁加长刀挡板

注:实验序号 9~10 的实验数据超出实际工作范围,分析时视为无效数据。

3.3　测试分析

3.3.1　叶轮叶片加刀片

叶轮叶片加刀片受力分析选择实验 1,2 和实验 7,8 的数据,相同实验条件下,叶轮叶片加刀片后,锁料器电机最大工作电流减小转速相对越大,电流相对越小;测试系统采集实验 1,2 的有功功率曲线分别如图 10 中的(a)和(b)所示。实验 7,8 的有功功率曲线分别如图 11 中的(a)和(b)所示。从功率曲线看,实验 7,8 的功率曲线比实验 1,2 震荡频率明显减少,且最大功率减小,实验 7,8 仅出现一次震荡。从实际运行情况来看,原始结构叶轮多次出现卡顿,噪声比较大,而叶轮叶片加刀片后实验时几乎没有出现卡顿,与采集的功率曲线情况一致。

综上所述,叶轮加刀片后,转速相对越大,叶片受力相对减小,说明叶轮加刀片对改善叶轮受力起作用效果明显,并能有效减少卡顿次数和减小噪音。

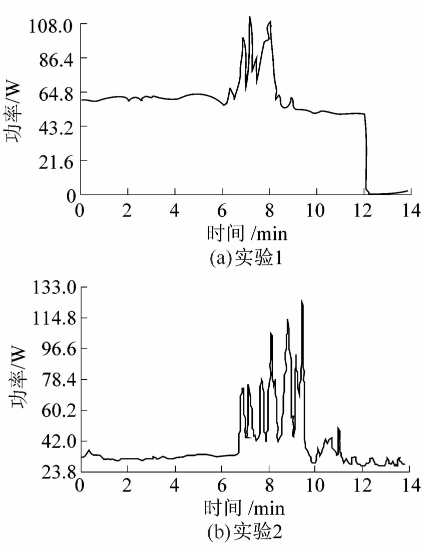

图 10　实验 1 和 2 有功功率曲线

Figure 10　Active power curves of experiment 1 and 2

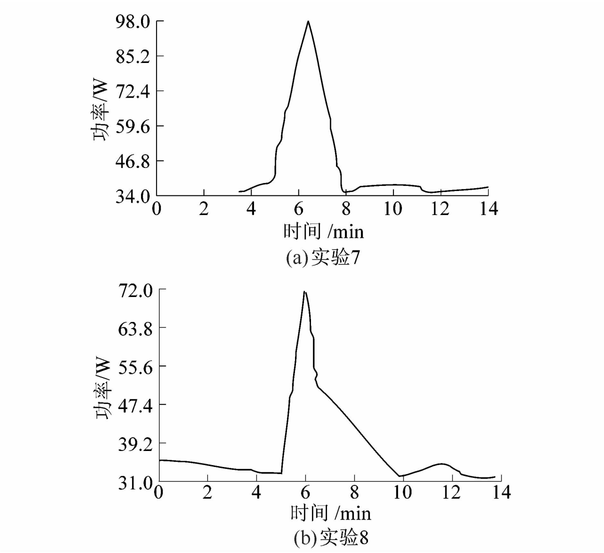

图 11　实验 7 和 8 的有功功率曲线

Figure 11　Active power curves of experiment 7 and 8

3.3.2　加长刀挡板

第 1 组数据:实验 3 和 5 测试结果显示两次实验最大电流相差不大;实验 3 和 5 的有功功率曲线分别如图 12 中的(a)和(b)所示;图 12(a)和(b)中曲线突变次数多,峰值相近,说明实际叶轮叶片最大受力相近;实际运行情况显示两次实验锁料器运行不平稳,噪声大,与功率曲线反应的震荡情况一致。

第 2 组数据:实验 4 和 6 测试结果显示两次实验最大电流相差大,实际反应叶轮叶片最大受力相差大;实验 4 和 6 有功功率曲线分别如图 12 中的(c)和(d)所示,可以看出图 12(c)曲线突变增多,说明实验 4 卡顿的次数增多,峰值变大,图 12(d)突变次数相对减少,说明卡顿次数相对减少,峰值减小;实际运行情况显示实验 4 卡顿多次,叶片有扭曲趋势,噪声比较大,而实验 6 没有出现卡顿、卡塞现象,噪声较小。

第 1 组与第 2 组数据相比:第 1 组实验转速相对大,叶轮叶片受力相对小,加长刀挡板且料口为 25 mm 时,叶轮叶片受力最小。

第 3 组数据:由实验 11 和 12 测试结果显示两次实验最大电流相差不大,说明实际叶轮叶片最大受力相近;实验 11 和 12 有功功率曲线分别如图 13 中的(a)和(b)所示,可以看出图 13(a)功率峰值大,图 13(b)功率突变上升快;实际运行情况显示两次实验几乎没出现摩擦和噪声,运行比较稳定。

第 4 组数据:实验 12,13 和 14 测试结果显示最大电流值随着转速的增大逐渐减小;实验 12,13 和 14 的有功功率曲线分别如图 13 中的(b),(c)和(d)所示,从有功功率曲线图可以看出,在 3 种不同的转速下均出现功率的峰值,说明叶轮叶片均受到卡顿影响,但是都没有出现功率的震荡,说明几乎没受到摩擦的影响;实际运行情况显示实验 12,13 和 14 运行比较平稳,噪声较小。

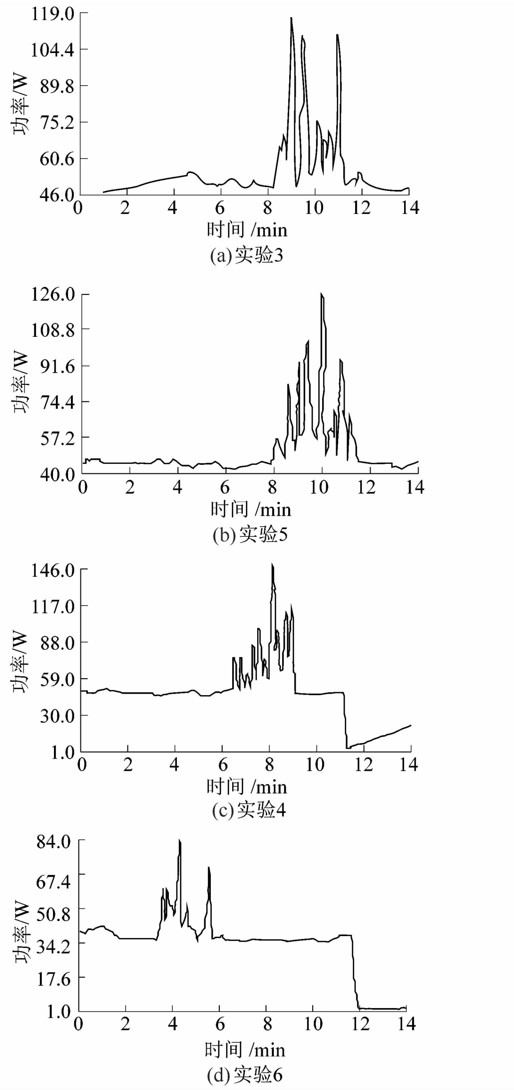

图 12　实验 3 ~6 的有功功率曲线

Figure 12　Active power curves of experiment 3 ~6

分析可知:叶轮加刀片和长刀挡板后,叶轮卡顿次数减小,叶轮叶片的最大受力减小;当生物质料块大小为 30 mm × 30 mm × 30 mm,间隙 30 mm,转速 3.0 r/min,长刀挡板伸出长度约 5 mm 时,叶轮叶片受力最小,噪声最小;长刀挡板长度不影响叶轮的震荡次数,只影响卡顿时叶轮叶片最大受力,增加锁料器运行的平稳性。

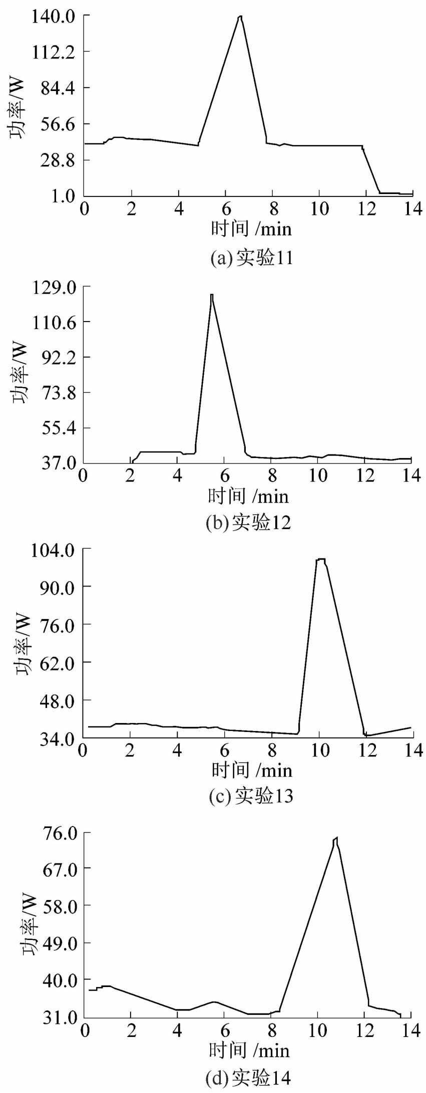

图 13 实验 11 ~ 14 的有功功率曲线

Figure 13 Active program power curves of experiment 11 ~ 14

3.4 叶轮寿命

锁料器叶轮叶片受力属于规律的不稳定变应力问题,根据疲劳损伤理论进行计算[11]:

$$\sum_{i=1}^{z} \frac{n_i}{N_i} = 1。$$

式中:n_i为材料试件在应力下的作用次数;N_i为在应力下的疲劳极限寿命;z 为循环变应力的个数;$i = 1, 2, 3, \cdots, z$。

在弯曲疲劳和拉压疲劳时,材料常数 $m = 9$,循环基数取 $N_0 = 5 \times 10^6$,由采集的功率曲线计算得出卡顿时原结构叶片应力约为 170 MPa,得出原结构在此应力下能承受约 9 万次卡顿引起的载荷冲击;叶片加刀片结构最大应力约为 150 MPa,在此应力下叶轮叶片可以承受约 14 万次卡顿引起的载荷冲击。原结构平均每分钟剪切物料引起卡顿次数为 3,锁料器工作一天卡顿次数约为 4 320。则原结构在最大应力下,叶轮叶片使用周期约为 20 d;叶片加刀片结构后,每分钟剪切物料引起卡顿次数为 1,锁料器工作一天卡顿次数约为 1 500,叶轮叶片使用周期约 90 d,设计的叶轮叶片的寿命是原结构的 4.5 倍。

4 结语

通过实验分析可知,相比传统的锁料器结构,设计的结构对改善叶轮叶片受力效果明显,叶轮使用寿命约为原结构的 4.5 倍。具体表现在:叶轮叶片加刀片结构减小了卡顿、卡塞出现的频率,使锁料器运行更平稳,同时降低了运行的噪声;加长刀挡板减小了叶轮叶片的最大受力,卡顿次数和震荡次数明显减少。

得出实验测试锁料器的最佳运行参数为,生物质料块大小为 30 mm × 30 mm × 30 mm,调节间隙为 30 mm,转速 3 r/min,长刀挡板伸出长度约 5 mm,料口 20 mm。设备已投入工厂生产,相比以前的设备没有出现卡塞,叶轮叶片使用周期提升了 2 倍以上。

参考文献:

[1] 李伯成. 提高生物质锅炉燃烧效率的方法探讨[J]. 化学工程与装备,2017(5):142.

[2] 刘明丽,彭乐荣,邵金平. 浅谈生物质成型燃料料斗锁料器的设计改进[J]. 江苏锅炉,2015(1):14 - 18.

[3] 芦军其,应卫龙. 锁风卸料器 CN2012203440137[P]. 2013-01-30.

[4] 张海红,魏新利. 气力输送中旋风卸料器的数值模拟[J]. 粮食与饲料工业,2007(10):9 - 11.

[5] 丁炜,郧建国. UG 设计应用培训教程[M]. 北京:清华大学出版社,2002:65 - 87.

[6] 许京荆. ANSYS Workbench 工程实例详解[M]. 北京:人民邮电出版社,2015:93 - 100.

[7] 洪钟德. 简明机械设计手册[M]. 上海:同济大学出版社,2002:321 - 325.

[8] 冯秀荣. 旋转供料器的常见故障分析和改进[J]. 天然气化工(C1 化学与化工),2017,42(1):90 - 92.

[9] 李瑞先. 组态王软件在监控系统中的应用[J]. 电气传动自动化,2006,28(5):49 - 51.

[10] 张天彬,李冰,侯纲. 电机特性曲线分析与电机节能[J]. 节能,2007,26(3):44 - 46.

[11] 肖安红,李明纪,周乃如,等. 面粉气力压运吹通旋转式供料器性能的研究[J]. 粮食与饲料工业,2000(12):7 - 8.