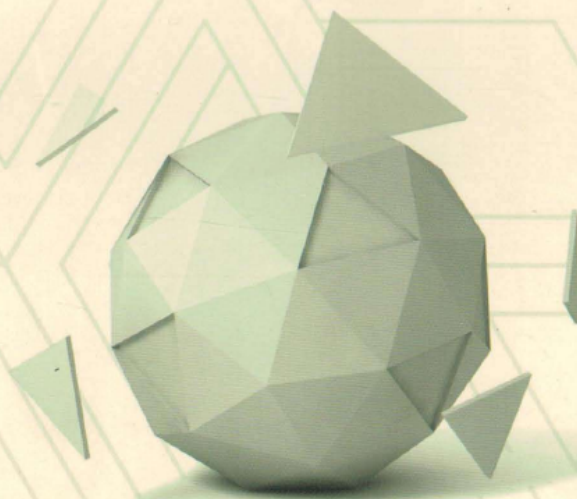


叶片式抛送装置设计 理论研究

翟之平 王春光 著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

叶片式抛送装置设计理论研究

翟之平 王春光 著



机械工业出版社

叶片式抛送装置属于物料输送装置中的一种,主要依靠高速旋转的叶片产生的机械离心力和高速气流的综合作用抛送物料。叶片式抛送装置具有结构简单、工作可靠、容易调整维修、输送能力强以及制造成本低等优点,广泛应用于农业纤维物料收获和加工机械(牧草及青/黄贮饲料收获机、谷物联合收获机、能源林收获机以及饲草揉碎机、切碎机、谷物脱粒机、秸秆粉碎还田机等)、粮食加工机械(粮食磨粉机)以及抛雪式清雪车上。

本书针对叶片式抛送装置目前存在抛送功耗大、噪声大、效率低且容易堵塞的现状,采用理论分析、数值仿真以及试验研究相结合的方法建立了物料沿抛送叶片及出料管运动的数学模型。基于此模型,对叶片式抛送装置内气-固多重耦合流场及其动态特性进行了研究,建立了基于多重耦合流场多因素的抛送功耗及效率数学模型,并对叶片式抛送装置进行了结构优化设计。同时对抛送性能优化后主要承载部件抛送叶轮的强度、刚度及振动特性进行了安全校核及静态、动态优化设计,对抛送装置气动噪声及振动辐射噪声进行了研究,为叶片式抛送装置的设计生产奠定了理论基础,并对提高抛送效率、降低噪声以及节能降耗具有重要意义。

图书在版编目(CIP)数据

叶片式抛送装置设计理论研究/翟之平,王春光著. —北京:机械工业出版社,2018.6

ISBN 978-7-111-59696-7

I. ①叶… II. ①翟… ②王… III. ①物料输送系统-系统设计-研究 IV. ①TH165

中国版本图书馆CIP数据核字(2018)第076975号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:余 皞 责任编辑:余 皞 程足芬 王保家

责任校对:肖 琳 封面设计:张 静

责任印制:张 博

三河市国英印务有限公司印刷

2018年7月第1版第1次印刷

184mm×260mm·11.25印张·275千字

标准书号:ISBN 978-7-111-59696-7

定价:59.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

服务咨询热线:010-88379833

读者购书热线:010-88379649

网络服务

机工官网:www.cmpbook.com

机工官博:weibo.com/cmp1952

教育服务网:www.cmpedu.com

金书网:www.golden-book.com

封面无防伪标均为盗版

前 言

叶片式抛送装置属于物料输送装置中的一种，由于具有结构简单、工作可靠、容易调整维修、输送能力强以及制造成本低等优点，所以应用范围非常广泛。目前，叶片式抛送装置存在的主要问题是抛送功耗大、噪声大、效率低且容易堵塞。

作者长期从事叶片式抛送装置设计理论方面的研究工作，先后主持了国家自然科学基金项目“叶片式抛送装置设计理论研究”、内蒙古自治区高等学校科研项目“叶片式抛送装置气流与物料运动规律研究”、内蒙古自然科学基金项目“叶片式抛送装置气流与物料运动规律研究及参数优化”以及内蒙古自然科学基金项目“叶片式抛送装置噪声分析及声优化设计研究”。本书是上述工作的总结。

本书采用理论分析、数值仿真以及试验研究相结合的方法对叶片式抛送装置的设计理论进行研究，主要内容分为两大部分：提高抛送性能研究及降低噪声研究。其中第2~5章主要针对叶片式抛送装置存在抛送功耗大、效率低且容易堵塞的问题进行研究，第6~8章主要针对叶片式抛送装置工作时存在噪声大的问题进行研究。

在本书完成之际，要特别感谢我的学生张龙、周雷、赵艳琼、高博、李建啸、李浩楠、梁洪瑜、康小云、王金博为此书付出的努力，同时感谢所有支持本书出版的单位和个人。

由于笔者水平有限，书中难免存在缺点和错误，欢迎广大读者批评指正，在此深表感谢！

作 者

目 录

前言

第 1 章 绪论	1
1.1 叶片式抛送装置设计理论研究背景及意义	1
1.2 叶片式抛送装置工作原理及研究现状	2
1.3 叶片式抛送装置试验台的研制	5
1.4 本书主要内容	7
第 2 章 叶片式抛送装置内气流流场仿真分析与试验研究	9
2.1 引言	9
2.2 叶片式抛送装置内气流流场数值模拟数学模型	9
2.3 计算区域和网格生成	10
2.4 多重参考系及边界条件	13
2.5 数值计算	13
2.6 叶片式抛送装置内气流流场试验研究	14
2.7 计算结果与分析	17
2.8 基于流场特性的叶片式抛送装置结构参数改进设计	22
第 3 章 物料运动规律数学模型与高速摄像试验研究	24
3.1 引言	24
3.2 物料运动规律数学模型的建立	24
3.3 物料运动规律数学模型的修正	28
3.4 物料运动规律的高速摄像研究	38
3.5 物料运动规律与抛送性能关系分析	47
第 4 章 叶片式抛送装置内气固两相流仿真分析与试验验证	49
4.1 引言	49
4.2 基于 Mixture 模型的抛送小麦秸秆粉碎颗粒气固两相流数值模拟	49
4.3 基于 Eulerian 模型的抛送青/黄玉米秸秆切碎段气固两相流数值模拟	56
4.4 基于 Discrete Phase 模型少喂入量工况时的气固两相流数值模拟	59
第 5 章 叶片式抛送装置抛送功耗及抛送效率定量研究	63
5.1 引言	63
5.2 叶片式抛送装置功耗及抛送效率模型的建立	63
5.3 功耗试验	67
5.4 功耗数学模型修正	69
5.5 抛送叶轮结构及运动参数优化	70
第 6 章 叶片式抛送装置抛送叶轮静、动态特性分析及优化	78
6.1 引言	78

6.2 基于流固耦合的抛送叶轮应力应变分析与试验	78
6.3 抛送叶轮疲劳分析	101
6.4 抛送叶轮模态分析与试验	106
6.5 抛送叶轮结构动态特性优化分析	114
第7章 叶片式抛送装置气动噪声分析	122
7.1 引言	122
7.2 叶片式抛送装置内流场分析	122
7.3 叶片式抛送装置气动噪声分析	141
第8章 叶片式抛送装置振动辐射噪声分析	161
8.1 引言	161
8.2 流固耦合有限元及边界元理论	161
8.3 抛送装置外壳振动辐射噪声预测	162
8.4 声学试验验证	167
8.5 外壳壁厚对振动辐射噪声的影响	169
参考文献	171

叶片式抛送装置属于物料输送装置中的一种，由于具有结构简单、工作可靠、容易调整维修、输送能力强以及制造成本低等优点，因此应用范围非常广泛。本章作为全书的导引，主要论述叶片式抛送装置设计理论研究背景及意义；分析叶片式抛送装置工作原理及研究现状；为了对叶片式抛送装置进行试验研究以及验证设计理论与数值计算的可靠性，研制了叶片式抛送装置试验台；并对本书内容进行了概述。

1.1 叶片式抛送装置设计理论研究背景及意义

近年来，随着农业纤维物料资源（主要包括草资源、作物秸秆资源、水草等水生植物以及树枝、叶等植物类资源）的大力开发和利用，国内外农业纤维物料加工和收获机械得到了迅速发展，在一定程度上也促进了畜牧业的发展。调查表明，用户直接用散草、秸秆饲喂牲畜，造成了大量的浪费，严重地影响了畜牧业经济的发展。农业纤维物料加工后喂养牲畜是获得优质畜产品的重要保证。因此，一些畜牧业发达国家都非常重视农业纤维物料的加工利用。他们的主要做法是：将先进的生物工程技术同机械工程技术结合起来，大力发展各种农业纤维物料的加工技术及加工机械，以改善农业纤维物料品质，减少损失浪费，从而大幅度提高农业纤维物料与畜产品的转换率。随着我国畜牧业由“耗粮型”向“节粮型”的战略转移以及农区畜牧业“秸秆过腹还田”工程的推进，农业纤维物料加工和收获机械得到了广泛应用。

农业纤维物料加工和收获机械中常用的输送装置主要有螺旋输送装置、带式输送装置、链式输送装置、刮板式输送装置和叶片式抛送装置等。其中叶片式抛送装置由于具有结构简单、工作可靠、容易调整和维修、输送能力强以及制造成本低等优点，广泛应用于各种牧草及青（黄）贮饲料收获机、饲草揉碎机、切碎机、谷物脱粒机、谷物联合收获机、秸秆粉碎还田机以及能源林收获机上，除此以外，还应用于粮食加工机械（粮食磨粉机）以及抛雪式清雪车上。叶片式抛送装置按照喂料方向不同，分为轴向、径向和切向喂入三种。其中谷物脱粒机、谷物联合收获机、磨粉机、揉碎机、部分切碎机、牧草及青贮饲料收获机以及抛雪式清雪车常采用轴向喂入式抛送装置；切割兼抛送式切碎机、切割兼抛送式青饲料收获机以及部分牧草收获机普遍采用径向或切向喂入式抛送装置。

从目前叶片式抛送装置的应用情况来看，主要存在的问题有：抛送功耗大、噪声大、抛送效率低、易堵塞。据国外资料统计，牧草、青饲料收获机的能耗比例大致划分为：抛送能耗占 40%，切割能耗占 40%，其他能耗占 20%，其中抛送装置的抛送效率在 25%~50%^[1]。由内蒙古农业大学研制的 9R-40 型揉碎机在加工含水率为 20%~40% 的玉米秸秆时，度电产

量为 $100 \sim 110 \text{ kg/kW} \cdot \text{h}$ ，该指标与谷物粉碎机相比略低，且很容易出现抛送装置排料口出料不畅，严重时发生堵塞现象^[2]；同时工作时还存在噪声大的问题，研究表明抛送装置噪声是主要噪声源，实测发现其噪声高达 $100 \sim 110 \text{ dB (A)}$ ^[3]，超过了饲草揉碎机噪声 90 dB (A) 的国家标准要求^[4]。

本书针对叶片式抛送装置目前存在的抛送功耗大、噪声大、效率低且容易堵塞的现状，在所研制的抛送装置试验台的基础上，采用理论分析、数值仿真以及试验研究相结合的方法对叶片式抛送装置的抛送机理及设计理论进行研究，为叶片式抛送装置的设计生产奠定理论基础，并对提高抛送效率、降低噪声以及节能降耗具有重要的学术意义和应用价值；还可为饲草揉碎机以及锤片式粉碎机的低噪声设计提供参考。

1.2 叶片式抛送装置工作原理及研究现状

1.2.1 叶片式抛送装置工作原理

叶片式抛送装置主要由抛送叶轮轴、抛送叶轮（主要由抛送架板及抛送叶片组成）、抛送外壳以及出料管（包括出料直管和出料弯管两部分）等组成。叶片式抛送装置抛送物料时可分为三个阶段：第一阶段，高速旋转的抛送叶轮抛扔物料，在此阶段由于物料所受到的离心力大于气流所受到的离心力，所以气流对物料的作用较小，物料主要靠高速旋转的叶片抛扔来获得能量；第二阶段，物料离开抛送叶片后流经出料直管，高速旋转的叶片在抛扔物料的同时，还使气流获得能量，在出料直管段协助输送物料；第三阶段，物料离开出料直管后与出料弯管外弧壁碰撞，然后在离心力作用下与气流分离，沿外弧壁滑移一直到离开叶片式抛送装置。

1.2.2 叶片式抛送装置的国内外研究现状

国外早期的研究主要侧重物料沿抛送叶片运动阶段的研究。研究这一问题的先驱者是法国的 Appel，1921 年他分析研究了在理想约束条件下，质点沿径向叶片运动的情况，由于没有考虑摩擦力的影响，使所得结论在实际应用上受到很大限制。德国的学者 Kampf 在 1956 年求得了不计质点重量情况下，质点沿径向叶片运动的微分方程及其解^[5]。西方多数学者引用此方程及其解来研究叶片式抛送装置物料沿抛送叶片的运动。苏联学者 Зуев 和 Красников 在 1962 年建立了考虑质点重量情况下，质点沿径向叶片运动的微分方程及其解，苏联、东欧及我国早期多采用此模型。美国学者 Chancellor 和 Laduke 1960 年研究了固定式牧草抛送装置中牧草通过出料直管及出料弯管的运动分析及物料运动对能量损失的影响^[6-8]。研究表明物料进入出料弯管后碰撞角越大能量损失也越大。如当碰撞角为 90° 时，能量损失达 50% 以上；当碰撞角为 180° 时，能量损失达 75% 以上，这是管道堵塞的主要原因^[9-10]。美国学者 Totten 和 Millier 1966 年在使用 Kampf 以及 Chancellor 等学者所建立的动力学模型基础上，首次利用高速摄影技术对固定式抛送装置中青饲料茎秆切碎段沿径向叶片及出料直管的运动进行了分析，并对所消耗功率进行了研究^[11]。研究表明当平均摩擦因数 f 为 0.7 时，通过高速摄影得到的青饲料茎秆切碎段的运动轨迹与使用 Kampf 数学模型所计算的物料运动轨迹比较吻合；建立的计算功耗以及抛送效率公式与试验数据在垂直输送管 6m

以上相符较好, 6m 以下差距很大 (Totten 研究的垂直输送管总高度为 68ft, 约 21m); 并预测后倾叶片可能更有利于抛送, 但未证实。

国外近期研究主要集中于通过改进结构来提高叶片式抛送装置的抛送效率以及增加抛送距离。美国的 Shinnners 等学者 1991 年将切割兼抛送 (抛送叶片上带有割刀) 式牧草收获机由原来向下旋转切割改为向上旋转切割, 这样割刀从下向上旋转切割牧草后将牧草直接抛送到出料直管, 如图 1.1 所示。

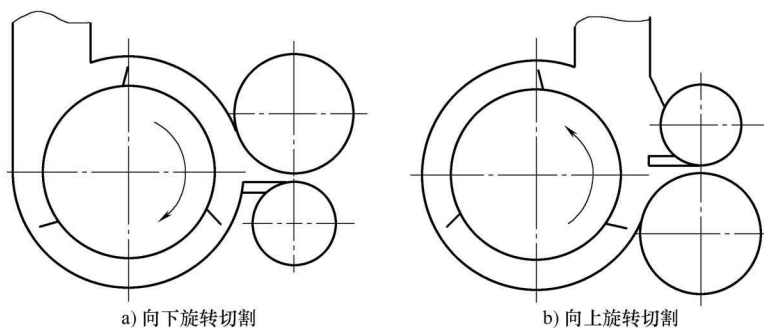


图 1.1 牧草收获机切割方式改进示意图

通过这一改变, 比功耗降低了 30%~34%^[1]。为了降低由于摩擦消耗的功耗, Shinnners 等学者通过在抛送叶片上喷洒润滑剂等方法来降低切割兼抛送式牧草收获机的功耗。研究表明, 通过在抛送叶片上喷洒水雾, 叶片式抛送装置的比功耗降低了 26%^[12]。上述向上旋转切割式牧草收获机虽然降低了比功耗, 但抛送距离比传统切割兼抛送式牧草收获机缩短了 27%。为了增加抛送距离, 1994 年 Shinnners 等学者对上述收获机抛送装置的抛送距离进行了研究。通过增加切割室侧面的开口面积来增加进入切割室的空气流, 这样提高了气流速度, 增加了抛送距离; 同时通过在割刀内侧垂直安装抛扔台面 (图 1.2) 阻止切断后的物料从割刀内侧滑落, 且对切断物料施加压力使其以较原来大的速度离开刀头, 这样物料成集中的一束离开刀头, 大大改善了抛送效率^[13]。印度学者 Chattopadhyay 和 Pandey 1999 年研究了甩刀式牧草收获机中甩刀及操作参数对功耗的影响。研究认为, 为了能够抛出物料, 甩刀刀尖线速度必须大于 20~60m/s; 研究结果还表明, 尽管切割速度增加后, 切割能耗降低了, 但总能耗增加了。当切割速度从 20m/s 增加到 60m/s 时, 总比功耗增加 3~4 倍; 当割刀倾角从 20°增加到 60°时, 总比功耗降低了 25%~30%。建议通过优化切割速度和割刀倾角来降低总比功耗^[14]。Chattopadhyay 和 Pandey 2001 年对甩刀式牧草收获机中甩刀结构参数及刀尖速度对物料抛送的影响进行了研究。以割刀倾角及刀尖速度为参数, 以抛送管出口处的气流速度、静压、切断物料的速度以及物

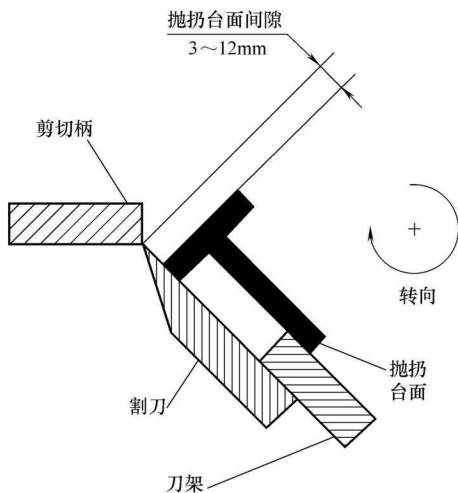


图 1.2 在割刀内侧垂直安装抛扔台面示意图

料抛送距离为研究对象,研究表明当甩刀刀尖速度从 20 m/s 增加到 60m/s 时,抛送管出口处的气流速度呈对数增加,静压呈指数增加,切断物料的速度以及物料抛送距离均增加;当割刀倾角从 20°增加到 60°时,抛送管出口处的气流速度及静压线性降低,切断物料的速度以及物料抛送距离也均降低。研究结果还表明高速旋转的甩刀所产生的气流静压能不足以输送切碎物料,主要还需高速旋转的甩刀使物料获得的动能来输送。抛送管出口处的气流速度为物料速度的 50%~60%。通过正交试验研究以抛送距离及比功耗为目标,对割刀倾角及刀尖速度进行了优化,得到的最佳组合为:割刀倾角 39°,刀尖速度 40m/s^[15]。

我国学者也对叶片式抛送装置及抛送理论进行了研究。内蒙古农业大学的胡瑞谦 1980 年在 Appel、Kampf 以及 Зуев 和 Красников 等学者工作的基础上建立了考虑较多因素的,适合前倾、后倾及径向叶片的质点沿抛送叶片运动的微分方程及其解^[16]。原浙江农业大学的朱松明和原北京农业工程大学的吴春江 1994 年应用胡瑞谦的数学模型,就小麦与麸渣在径向抛送叶片上的运动进行了理论分析与试验研究,并结合物料流动分布带的测定与高速摄影试验观察,对胡瑞谦数学模型进行了验证。他们还通过试验求得了径向叶片式抛送装置功率消耗的理论计算式,提出了抛送装置的理论抛送效率,并通过正交试验得出了理论抛送效率与叶片安装角、叶轮转速、抛送装置生产率之间的关系,从而为抛送装置的研究与应用提供了新的方法和依据^[17,18]。原莱阳农学院的尚书旗和孟海波 1998 年对适用于玉米青饲料收获的甩刀式切抛器的设计原理和工作过程进行了分析。通过对工作参数的田间试验与分析,提出了影响甩刀式切抛器切碎质量的主要因素^[19]。吉林省农业机械研究院的贾洪雷和吉林大学的马成林建立了玉米秸秆切碎抛送装置中秸秆切段的运动微分方程(不计物料重量),设计了具有切碎与抛送功能的曲面直刃圆筒式刀片,并对刀片的切碎与抛送变量的关系进行了研究^[20]。2003 年采用方差分析和正交多项式回归分析方法对该切碎抛送装置的主要参数切刀转速与秸秆切段长度、秸秆抛送距离、功率消耗的函数关系进行了研究^[21]。黑龙江省畜牧机械化研究所的张海琨等对揉搓机抛料器主要工作参数进行了试验研究,确立了合理的结构参数^[22]。新疆农业大学机械交通学院的史建新等在理论分析的基础上,通过试验研究确定了抛送式棉秆粉碎还田机的基本结构和主要参数,获得了刀辊转速与机组前进速度的合理配比关系,从而降低了棉秆根茬高度,提高了棉田秸秆粉碎还田机的作业效果^[23]。国家林业局哈尔滨林业机械研究所的牛晓华等通过对能源林收获机切碎及抛送装置工作原理的分析,确定了其主要结构及参数^[24]。内蒙古农业大学的索海霞对叶片式抛送装置的抛送性能进行了试验研究^[25]。

上述国内外有关抛送理论及试验研究为叶片式抛送装置的设计提供了依据。不过关于抛送理论的研究均未考虑气流的影响,使得其预测结论存在一定的误差。自 2005 年以后,国内外学者开始研究装置内气流场对抛送物料的影响。加拿大的 Dennis Lammer 首次使用计算流体动力学的软件 Fluent6.1 模拟了 Dion 1224 牵引式牧草收获机流经抛送叶轮、垂直输送管、出料弯管及喷嘴的气流流场^[26]。波兰学者 Aleksander Lisowski 和 Krzysztof Świątek 对空气和切碎物料在牧草收获机出料管中的运动进行了数值模拟,并采用高速摄像试验数据验证了其数学模型^[27]。新疆农业科学院的王学农等应用 CFD 技术对抛送式秸秆粉碎还田机风场进行了模拟研究,通过对速度分布场分析,初步得出了甩刀刀柄迎风面积、留茬高度、刀尖间隙、前(后)风口高度、侧面间隙等因数对风场影响的基本规律^[28]。本书作者使用计算流体动力学软件 Fluent6.3 对 9R-40 型揉碎机叶片式抛送装置工作过程中的气流流场进行了

数值模拟,在此基础上对该抛送装置的叶片数、叶片倾角以及圆弧外壳出口处的圆弧半径等结构参数进行了优化^[29]。

上述关于叶片式抛送装置内气流流场的研究,为预测物料流的运动提供了可视化依据。由于只是针对单向气流场,没有考虑物料流的存在,其预测结论还存在误差。此外,目前国内对叶片式秸秆抛送装置的设计研究多注重其功耗、抛送效率以及抛送距离等性能指标,而对其低噪声设计研究较少。

由以上分析可见,采用理论分析、数值仿真以及试验研究相结合的方法对叶片式抛送装置内气-固多重耦合流场特性进行研究,建立基于多重耦合流场多因素的抛送功耗及效率数学模型,在不堵塞的前提下,对抛送性能进行优化,并对抛送装置气动噪声及振动辐射噪声进行研究具有理论和现实意义。

1.3 叶片式抛送装置试验台的研制

为了对各种工作参数下的叶片式抛送装置进行试验研究,同时为了验证理论分析及数值计算结果的可靠性,研制了叶片式抛送装置试验台。本节主要叙述该试验台的结构特点及其主要部件的结构和运动参数。

1.3.1 结构与特点

叶片式抛送装置试验台如图 1.3 所示,主要由进料槽 1、下机壳 2、上机壳 5、抛送叶轮 3、主轴 4、出料直管 6、出料弯管 7、电动机 10 以及机架 11 等组成。为了测试抛送装置工作时所消耗的功率,在电动机与抛送装置之间安装了 JN338A 型扭矩转速传感器 8。转速的改变通过变频器调频实现。为了对各种设计参数下的叶片式抛送装置进行研究,设计了不同外径、宽度,不同叶片倾角以及不同转速的叶片式抛送装置试验台。

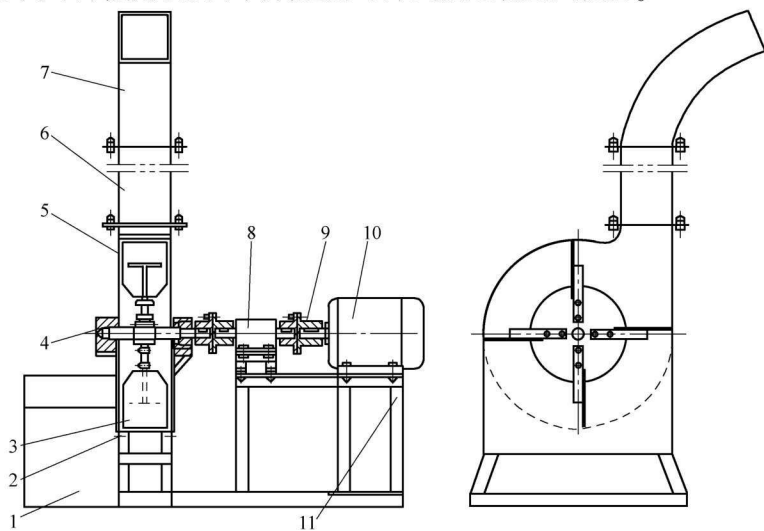


图 1.3 叶片式抛送装置试验台示意图

1—进料槽 2—下机壳 3—抛送叶轮 4—主轴 5—上机壳 6—出料直管
7—出料弯管 8—JN338A 型扭矩转速传感器 9—联轴器 10—电动机 11—机架

1.3.2 主要参数确定

(1) 配套动力的确定 由于叶片式抛送装置属于半气力输送^[11], 高速旋转的叶片在抛扔物料的同时, 还使气流获得能量协助输送物料, 同时类比了国内外现有的叶片式抛送装置的动力, 选用配套动力为 11kW 的电动机。

(2) 叶片数的确定 由叶片式抛送装置内气流流场仿真分析和试验研究可知, 采用 4 叶片较 3 叶片更有利于物料抛送, 且对于高速旋转的叶轮而言, 4 叶片更有利于动平衡, 因此, 本试验台选用 4 叶片。

(3) 叶片倾角的确定 叶片倾角即叶片安装角 δ_0 , 它是影响叶片式抛送装置是否正常工作以及抛送能力的关键因素之一。世界各国在叶片式抛送装置中采用的叶片安装形式, 大致上西方各国多为径向叶片, 苏联、东欧及我国多采用后倾 15° 叶片^[16]。

为了确定不同叶轮外径、不同转速情况下的最佳叶片倾角, 研制本试验台时, 叶片倾角为前倾 15° 、 10° 、 5° , 后倾 15° 、 10° 、 5° , 径向叶片。

(4) 转速的确定 转速的变化直接影响叶片式抛送装置的抛送能力, 而且转速的大小也直接影响叶片式抛送装置的功耗大小。结合现有国内外农业纤维物料加工和收获机械以及谷物联合收获机中叶片式抛送装置所采用的转速, 本试验台通过变频器调频, 转速在 650~1500r/min 范围内变化。

叶轮外径为 $\phi 700\text{mm}$ 时, 由于加工(切割或揉碎)农业纤维物料时, 最佳线速度为 $30\sim 40\text{m/s}$ ^[15], 所以转速可选择 650r/min、800r/min、950r/min、1050r/min; 叶轮外径尺寸为 $\phi 600\text{mm}$ 时, 转速可选择 650r/min、950r/min、1100r/min、1250r/min; 叶轮外径尺寸为 $\phi 500\text{mm}$ 时, 转速可选择 650r/min、1100r/min、1300r/min、1500r/min。

(5) 叶轮外径、叶片宽度以及外壳的设计 叶轮外径及叶片宽度也是影响叶片式抛送装置抛送能力的关键因素之一。结合现有国内外农业纤维物料加工和收获机械中叶片式抛送装置所采用的叶轮外径, 本试验台采用最常用的三种叶轮外径尺寸: $\phi 700\text{mm}$ 、 $\phi 600\text{mm}$ 和 $\phi 500\text{mm}$, 每一种外径尺寸下设计两种可调的叶片宽度, 当叶轮外径为 $\phi 700\text{mm}$ 时, 叶片宽度为 160mm、150mm; 当叶轮外径为 $\phi 600\text{mm}$ 时, 叶片宽度为 150mm、140mm; 当叶轮外径为 $\phi 500\text{mm}$ 时, 叶片宽度为 140mm、130mm。

由于叶轮外径和叶片宽度可以调整, 而叶轮与外壳的轴向及径向间隙为 11~13mm (叶轮外径分别为 $\phi 700\text{mm}$ 、 $\phi 600\text{mm}$ 及 $\phi 500\text{mm}$ 时, 轴向及径向间隙分别为 13mm、12mm、11mm), 故外壳采用可调整的上、下机壳。下机壳通过调整与下机架固定的左、右弧板来调整不同的外壳直径及宽度; 上机壳按照不同叶轮外径及宽度设计了相应的不同尺寸的外壳。

(6) 出料直筒设计 由于试验台采用三种叶轮外径尺寸, 出料直筒相应采用三种尺寸且横截面为方形 (186mm×186mm、176mm×176mm、166mm×166mm), 高度均为 1m。

(7) 出料弯管设计 由于经过出料弯管的物料流动速度低是管道堵塞和提升能力降低的主要原因之一, 而且导向槽外圆弧曲率半径越大 (一般曲率半径应不小于叶轮外径), 碰撞角越小, 碰撞及摩擦能耗越小, 物料速度越大^[10], 因此合理地设计出料弯管的几何尺寸非常重要。为了在不堵塞的前提下增加抛送装置的提升能力, 本试验台的导向槽外圆弧曲率半径 R 取 1000mm。为了使物料与气流尽快分离, 且使碰撞角尽可能小, 同时使物料离开出料

弯管时避免二次碰撞消耗能量,出料弯管设计如图 1.4 所示。

(8) 喂入口的设计 喂入口的结构直接影响试验台的喂入均匀性、连续性以及生产率。试验台采用轴向喂入。

喂入口尺寸由高度 A 和宽度 B 决定,本试验台在不同叶轮外径下采用不同的喂入口尺寸。当叶轮外径为 $\phi 700\text{mm}$ 时, $A \times B$ 为 $225\text{mm} \times 200\text{mm}$; 当叶轮外径为 $\phi 600\text{mm}$ 时, $A \times B$ 为 $175\text{mm} \times 175\text{mm}$; 当叶轮外径为 $\phi 500\text{mm}$ 时, $A \times B$ 为 $160\text{mm} \times 160\text{mm}$ 。

研制好的叶片式抛送装置试验台如图 1.5 所示。

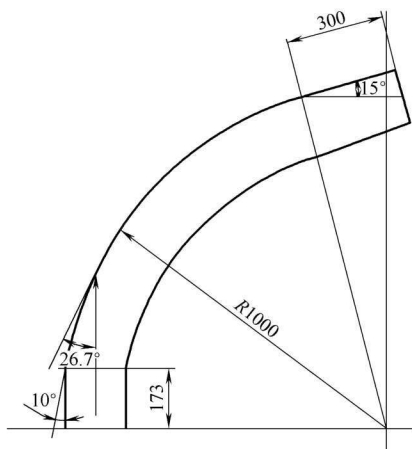


图 1.4 出料弯管设计示意图

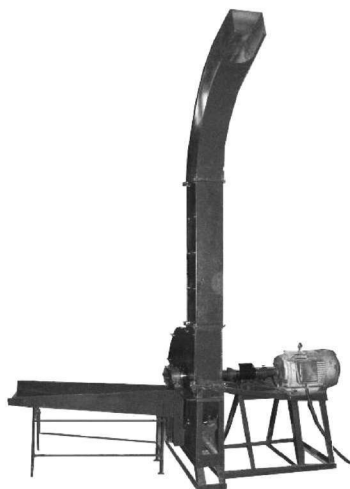


图 1.5 叶片式抛送装置试验台

1.4 本书主要内容

本书主要有以下内容:

1. 叶片式抛送装置内气流流场仿真分析与试验研究

对不同参数(叶轮外径、叶轮宽度、叶片倾角及转速)组合的叶片式抛送装置的气流流场进行试验研究和仿真分析,获得抛送装置内气流流场的基本特征,并对其进行优化分析。

2. 物料运动规律数学模型与高速摄像试验研究

采用理论分析方法对物料沿抛送叶片、出料直管以及出料弯管的受力情况及运动规律进行分析,并建立数学模型。利用虚拟样机技术 ADAMS 获得物料沿叶片运动曲线、利用 MATLAB 对物料沿出料管的运动进行数值求解,并分别与高速摄像试验数据进行回归分析获得修正的数学模型及仿真模型。

3. 叶片式抛送装置内气固两相流仿真分析与试验验证

分别采用 Fluent 计算软件提供的 Mixture、Eulerian 以及 Discrete Phase 多相流模型对不同抛送工况时叶片式抛送装置内气固两相流场进行三维数值模拟,揭示抛送装置内气固两相流速度场分布和物料运动规律,并将数值模拟结果与抛送装置内物料运动的高速摄像试验结

果进行比较,验证数值计算的正确性。在此基础上,分析抛送装置的叶片数、进料速度、物料体积分数以及出料管结构形状等对抛送装置内气固两相流场及抛送特性的影响。

4. 叶片式抛送装置抛送功耗及抛送效率定量研究

建立叶片式抛送装置所消耗功率、比功耗以及抛送效率数学模型,并通过功耗试验研究修正所建数学模型。在此基础上对抛送叶轮结构及运动参数进行优化分析。

5. 叶片式抛送装置抛送叶轮静态、动态特性分析及优化

在对叶片式抛送装置内气固两相流场模拟的基础上,采用单向流固耦合方法对抛送叶轮进行应力、应变和模态分析;采用激光测振技术对抛送叶轮模态频率及振型进行试验验证;并对易发生共振工况下的抛送叶轮结构进行动态优化设计。

6. 叶片式抛送装置气动噪声分析

采用混合声学计算方法对叶片式抛送装置的气动噪声进行数值预测,即采用全三维黏性纳维-斯托克斯(N-S)方程和大涡模拟方法对抛送装置进行非定常流场计算获取声源信息,然后运用声比拟理论进行声场计算,为了考虑外壳对声场的散射与反射作用,运用边界元方法计算装置外壳对声场的辐射。最后通过气动噪声试验对理论分析和数值模拟进行验证。

7. 叶片式抛送装置振动辐射噪声分析

为了计算由于抛送装置内的脉动两相流作用到外壳上引发的结构振动辐射噪声,首先对装置内的气-固非定常流场进行数值模拟,将作用在外壳表面的气流和物料脉动压力加载给外壳模型;采用有限元方法对外壳进行模态分析及动力响应分析,将其振动响应作为声学边界条件,对抛送装置外壳振动辐射噪声进行计算与分析;通过试验对上述模拟与分析加以验证。在此基础上,分析外壳壁厚对振动辐射噪声的影响,从而确定最佳壁厚尺寸。

第2章

叶片式抛送装置内气流流场 仿真分析与试验研究

2.1 引言

目前,利用计算流体力学(CFD)进行数值模拟已逐步成为研究叶轮机械内部流动状况的重要手段。通过这种“数值试验”,以最小的代价、最短的周期、最简便的方法将各种特定流动现象中丰富的流场信息,准确、直观、形象地提供给研究者。

高速旋转的抛送叶轮所产生的气流是影响物料能否顺利抛出以及叶片式抛送装置所消耗功率的重要因素。为此,采用计算流体力学软件 Fluent 对叶片式抛送装置内的气流流场进行三维数值模拟,获得叶片式抛送装置内气流流场的基本特征。高速旋转的叶轮使气流获得能量并在出料直管段协助输送物料,为了了解出料直管处的气流速度对物料抛送的影响以及验证数值模拟结果,对叶片式抛送装置内气流流场进行试验研究。在此基础上,分析抛送叶轮的叶片数、叶片倾角以及圆形外壳出口处的圆弧半径等结构参数对叶片式抛送装置内气流流场的影响。

2.2 叶片式抛送装置内气流流场数值模拟数学模型

流体流动要受物理守恒定律的支配,基本的守恒定律包括:质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律。如果流动处于湍流状态,系统还要遵守附加的湍流输运方程。控制方程(governing equations)是这些守恒定律的数学描述。

考虑到所计算的叶片式抛送装置进出口温升很小,同时流速也不高,可以把介质看作不可压缩气体,热交换量很小以至可以忽略,因此可不考虑能量守恒方程。采用标准 $k-\varepsilon$ 模型求解该问题时,控制方程包括连续性方程、动量方程、湍动能 k 方程和耗散率 ε 方程^[29]。

1) 质量守恒方程,常称作连续方程(continuity equation):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.1)$$

式中 ρ ——密度 (kg/m^3);

t ——时间 (s);

div ——散度,即 $\text{div}(\rho \vec{u}) = \partial(\rho u)/\partial x + \partial(\rho v)/\partial y + \partial(\rho w)/\partial z$;

u 、 v 、 w ——速度矢量 $\vec{u}$ 在 x 、 y 和 z 方向的分量 (m/s)。

2) 动量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{u}) = \text{div}(\mu \text{grad } u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{u}) = \text{div}(\mu \text{grad } v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{u}) = \text{div}(\mu \text{grad } w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (2.4)$$

式中 $\text{grad}(\quad) = \partial(\quad)/\partial x + \partial(\quad)/\partial y + \partial(\quad)/\partial z$;

p ——流体微元体上的压力 (Pa);

μ ——动力黏度 (Pa·s);

S_u 、 S_v 、 S_w ——动量守恒方程的广义源项。

3) 标准 k - ε 湍流模型控制方程。叶片式抛送装置内气流流场属于湍流, 在计算中选用标准 k - ε 湍流模型, 其湍动能 k 和耗散率 ε 方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon + S_k \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.6)$$

其中

$$G_k = -\rho u'_i u'_j \frac{\partial u_j}{\partial u_i} \quad (2.7)$$

湍动黏度 μ_t 可表示成 k 和 ε 的函数, 即

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.8)$$

式中 G_k ——由时均速度梯度而产生的湍流动能 (J);

σ_k 、 σ_ε —— k 方程和 ε 方程的湍流普朗特常数;

S_k 、 S_ε ——源项, 这里是黏性应力和湍动应力 (N/m²)。

k - ε 模型中使用的有关常数分别为 $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

式 (2.1)~式 (2.7) 也可以表示成如下通用形式^[30]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \phi)}{\partial z} \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + S \end{aligned} \quad (2.9)$$

式中 ϕ ——广义变量, 代表速度 u 、 v 、 w , 湍动能 k 及耗散率 ε ;

Γ ——扩散系数;

S ——源项;

u 、 v 、 w —— x 、 y 、 z 方向的速度 (m/s)。

2.3 计算区域和网格生成

本数值模拟计算选取叶片式抛送装置的流动空间作为计算区域, 数值计算中选取的坐标

系以及总体的气流方向如图 2.1 所示。模拟中所采用的尺寸均为叶片式抛送装置试验台 (图 1.3) 实际尺寸。数值计算选取有代表性的两组参数为例: 叶片数为 4, 叶轮外径为 0.7m, 宽度为 0.16m, 叶片倾角为 0° 即径向叶片, 转速为 650r/min 和 1050r/min 两种。其他参数和工况下的数值计算方法与此相同。

2.3.1 实体模型的建立

由于抛送叶轮的结构比较复杂, 首先使用三维建模软件 Pro/E 建立抛送叶轮的实体模型, 如图 2.2 所示。然后将 Pro/E 所生成的抛送叶轮三维实体模型 (STEP 文件) 导入 CFD 前处理软件 GAMBIT 中, 并在 GAMBIT 中生成计算区域的实体模型。

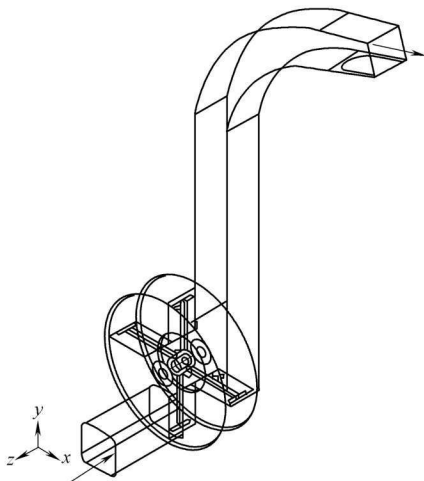


图 2.1 抛送装置流动空间及坐标系示意图

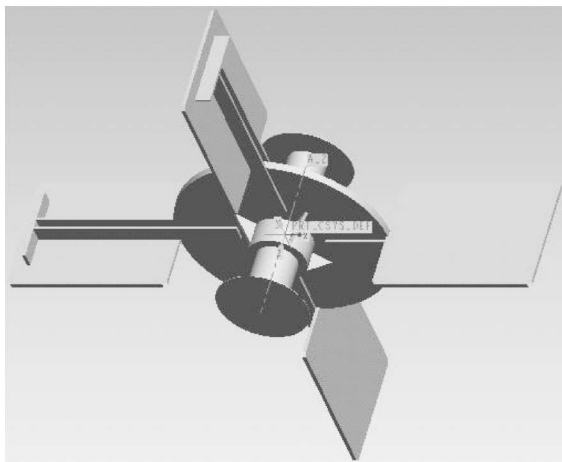


图 2.2 抛送叶轮实体模型

在 GAMBIT 中建模时, 采用自底向上的方法, 即首先生成各部分的关键点, 从而生成相应的线、面和体。由于外壳与轴承座及轴之间的间隙较大, 计算时必须考虑。经过对整个抛送装置的结构进行分析, 便于后序的网格划分, 将整个计算区域分成了六个部分, 分别是入口流道、抛送叶轮流道、圆形外壳流道、出料管流道和轴承座两侧的两个间隙流道。先分别建立这六个部分的实体模型, 再根据它们之间的几何拓扑关系组合在一起以形成整个抛送装置的流道实体模型。

(1) 圆形外壳腔体的建立 首先在 xy 坐标平面内生成圆形外壳腔体的一个侧面, 然后将该截面沿腔体宽度 (z 方向) 进行扫掠操作, 并将生成实体沿 z 方向平移, 即可建立实际的圆形外壳腔体。

(2) 抛送叶轮腔体的建立 首先在 xy 坐标平面内生成抛送叶轮腔体的一个侧面 ($\phi 710\text{mm}$ 的圆面, 比抛送叶轮直径 $\phi 700\text{mm}$ 大 10mm), 然后将该截面沿腔体宽度 (z 方向) 进行扫掠操作, 并将生成实体沿 z 方向平移, 即可建立实际的抛送叶轮腔体。

(3) 圆形外壳流道的建立 用布尔差运算从圆形外壳腔体中减去抛送叶轮腔体 (并保留), 即可生成圆形外壳流道。

(4) 抛送叶轮流道的建立 用布尔差运算从抛送叶轮腔体中减去抛送叶轮实体 (从 Pro/E 中导入), 即可得抛送叶轮流道。