

Y



分类号: TQ32

学校代号: 10561

学 号: 200420109998

秘密☆: 三 年

华南理工大学硕士学位论文

聚合物固体叶片正位移输送特性研究

作者姓名: 刘 泽

指导教师姓名、职称: 瞿金平 教授

申请学位级别: 工学硕士

学科专业名称: 材料加工工程

研究方向: 高分子材料成型加工及计算机应用

论文提交日期: 2007年5月27日

论文答辩日期: 2007年6月9日

学位授予单位: 华南理工大学

学位授予日期: 年 月 日

答辩委员会成员:

主席: 周南桥 教授

委员: 彭响方 教授 刘斌 副教授 文生平 副教授 麻向军 副教授



华南理工大学 学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的论文是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的研究成果。除了文中特别加以标注引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

作者签名：刘泽 日期：2007年6月12日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，即：研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权单位属华南理工大学。学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许学位论文被查阅（除在保密期内的保密论文外）；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以允许采用影印、缩印或其它复制手段保存、汇编学位论文。本人电子文档的内容和纸质论文的内容相一致。

本学位论文属于：

保密，在 3 年解密后适用本授权书。

不保密。

学位论文全文电子版提交后：

同意在校园网上发布，供校内师生和与学校有共享协议的单位浏览。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名：刘泽
指导教师签名：刘泽

日期：2007.6.12
日期：2007.6.12



摘 要

挤出成型加工是塑料成型加工的主要方法之一。瞿金平教授发明的电磁动态塑化挤出机将振动力场引入到聚合物挤出成型加工的全过程,对聚合物的熔体输送和挤出过程产生了深刻的影响。基于特有的电磁动态挤出机结构,本文设计了一种正位移挤出机,它在料斗与挤出料筒之间采用一个输送物料的叶片泵,其突出特点是正位移输送物料,可以减小输入端压力波动,为挤出模具得到均匀、稳定的熔体以及提高制品的产量和质量创造条件。

本文针对自行设计正位移挤出机,建立了叶片正位移固体输送的物理模型和数学模型,并结合必要的假设以及边界条件,求解出正位移固体输送段物料的压力分布、速度分布、固体输送流率、固体输送角及固体输送功率单耗。结合实际结构参数以及 LDPE 物料的物理属性数据进行理论计算,得到了叶片正位移固体输送段物料速率曲线,压力曲线,密度曲线,以及叶片泵中物料的平均压力及正位移输送理论质量产量与转子转速和叶片泵偏心距之间的关系。分析了偏心距和转子转速对正位移输送特性的影响。

为了得到结构更加合理的正位移叶片泵,并将其有效引入到挤出过程中,本文通过设定一定的挤出产量和口模压力,结合理论研究得到的一系列公式,推导得到了正位移叶片泵主要结构参数与设定产量、口模压力以及挤出段主要结构参数之间的关系。

理论研究表明:叶片泵具有理想的正位移固体输送特性,叶片偏心距和转子转速是影响正位移输送特性的主要因素。叶片泵主要结构参数可以通过产量、口模压力以及挤出段结构参数进行设计。

关键词: 正位移; 叶片; 偏心距; 固体输送

ABSTRACT

Extrusion molding process is one of the main methods of the plastics molding process. Electromagnetism dynamic extruder led the vibration into the whole processes of polymer extrusion molding process, which was invented by Pro. Qu Jinping, it made deeply influence on the melt conveying and extrusion process of polymer. According to the special structure of the electromagnetism dynamic extruder, this text designed a kind of positive extruder, it added a vane pump between the feeder and extrusion tube, its outstanding characteristics is positive conveying material, it might let up an importation to carry the pressure motion, it created a condition for the extrusion mold getting even and stable melt, raising the yield and quality of products.

This text built up the physical and mathematics model of the solid conveying of the positive extruder which designed by myself, and combine with some necessary assumptions and the boundary conditions, solve to get the pressure distribution, the variety distribution, the flow rate of solid conveying, and the power consumption. carry on the theories calculation combining the actual structure parameter and material of LDPE, got material density curve and pressure curve, the average extrusion pressure and theory quantity yield of the material along with rotor velocity and offsetting of variety relation,

For getting the more reasonable structure of the positive extruder, and applying it to the process of extrusion, this text passes setting extrusion yield and mold pressure, combining a series of formula that the theories research get, deduced the relation between the main structure parameter of positive vane pump and extrusion yield, and mold pressure, and the main structure parameter of extrusion

The theories research enunciation: The positive vane pump has the ideal characteristic of solid conveying, its main structure parameter can be designed by the extrusion yield, mold pressure and structure parameter of the extruder.

Key words: Positive displacement; Vane; Offsetting; Solids conveying

物理量名称及符号

$x、y、z$	笛卡尔坐标系
D	定子的内直径
d	转子直径
e	叶片泵偏心距
h	垂直于转轴方向的物料深度
H_1	螺槽深度
α	物料深度变化倾斜角
θ	物料输送角
W	叶片宽度
n	转子转速
\bar{n}	转子的平均转速
ρ	物料密度
ρ_m	物料在极限压力下的密度
ρ_a	物料松密度
$\bar{\rho}$	物料在叶片泵中的平均密度
C_0	常数
v	物料速度
v_0	物料的初速度
p	物料压力
\bar{p}	物料在叶片泵中压力的平均值
p_0	物料初始压力
t	时间
F_i	物料微元体受到的力
$f_{\omega 1}$	转子与物料之间的摩擦系数
$f_{\omega 2}$	定子与物料之间的摩擦系数
K_f	与摩擦系数、叶片宽度和物料深度相关的物理量;

K	物料中法向应力与轴向(运动方向)应力之比
T	转子驱动转矩
γ	修正系数
Q_v	无量纲固体输送体积流率
Q_m	无量纲固体输送质量流率
Q	挤出体积流率
L	转子的半周长
L_1	挤出固体输送段长度
L_2	挤出熔体输送段长度
N_C	叶片泵输送段总功率消耗
N_p	叶片泵输送段消耗在建立压力上的功率

目 录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	II
物理量名称及符号.....	III
目 录.....	V
第一章 绪论.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 文献综述.....	1
1.2.1 单螺杆挤出成型中固体输送理论研究概述.....	1
1.2.2 挤出过程中的正位移固体输送研究现状.....	6
1.3 研究的目的及意义.....	11
1.4 研究的主要内容.....	12
1.5 本章小结.....	13
第二章 理论研究.....	14
2.1 基本假设及物理模型.....	14
2.1.1 基本假设.....	14
2.1.2 正位移固体输送物理模型.....	15
2.2 数学模型.....	15
2.2.1 连续方程.....	15
2.2.2 运动方程.....	17
2.2.3 边界条件.....	19
2.2.4 无量纲化及线性化处理.....	19
2.2.5 模型求解.....	21
2.3 正位移固体输送特性分析.....	27
2.3.1 沿 z 方向压力分布.....	27
2.3.2 沿 z 方向速度分布.....	27
2.3.3 正位移固体输送流率.....	28
2.3.4 正位移固体输送角.....	30
2.3.5 正位移固体输送功率.....	30
2.4 本章小结.....	32
第三章 理论结果分析.....	33
3.1 物料压力分布.....	33
3.1.1 压力分布曲线.....	33
3.1.2 平均压力.....	35

3.2 物料密度分布	36
3.2.1 密度分布曲线.....	36
3.2.2 平均密度.....	37
3.3 物料速度分布	38
3.4 理论产量	39
3.5 输送角	40
3.6 理论单耗	41
3.7 本章小结	42
第四章 叶片泵结构参数设计.....	43
4.1 叶片泵出口处物料压力	43
4.2 叶片泵结构参数	44
4.3 本章小结	46
结论与建议.....	47
1. 结论.....	47
2. 不足与建议	47
参考文献.....	49
攻读硕士学位期间取得的研究成果.....	53
致 谢.....	55

第一章 绪论

1.1 前言

聚合物材料必须经过成型加工才能将其各种特性体现出来,挤出成型加工是聚合物材料特别是塑料成型加工的主要方法之一,应用范围十分广泛,在塑料成型加工工业^[1]中占有极其重要的地位^[2-4]。据统计,在世界上各主要发达国家的塑料成型加工工业中,挤出成型制品的产量高居首位。与其它成型方法比较,挤出成型法具有如下的主要特点:(1)连续化生产,可根据需要生产任意长度的管材、板材、薄膜、电缆、单丝等;(2)生产效率高;(3)应用范围广,能加工大多数热塑性塑料和一些热固性塑料;(4)结构较简单、操作比较容易,投资少,收效快,制品的价格比较低廉。

由于挤出成型具有上述优点,其设备及其技术发展迅速,应用越来越广泛,同时,市场需求对挤出成型制品的质量和性能的要求也越来越高,因此,为了改善挤出成型制品的质量和性能,人们对挤出机的结构和工作原理进行了深入研究。一方面的研究工作集中于研制新型螺杆和料筒以改进和提高塑化、混炼效果以及计量精度;另一方面的研究工作集中于在挤出阶段引入超声波振动、机械振动或者其它振动,实现动态挤出。

在挤出机中合理地设计固体输送段、设置正确的操作工艺参数是压实物料、排气、建立稳定的压力、保证所需的固体输送率的重要保障。研究固体输送机理的目的就在于正确预测固体输送段的压实与输送能力,进而指导结构设计以及加工工艺。通过理论推导结合实际结构研究固体输送过程,建立更符合实际的固体输送物理模型和数学模型,为新型结构挤出机的研究应用提供坚实的基础。

本文利用自行设计的正位移挤出机,通过理论推导及求解,研究其固体输送特性,得到了有价值的数学模型,并且针对目前设计中还存在的一些问题进行具体的分析,结合理论得到的数学模型推导了正位移叶片泵主要结构参数与产量、口模压力以及挤出段结构参数的关系,为将叶片泵的正位移输送特性合理地应用到挤出机固体输送段提供理论指导,为使用该挤出机进行成型时工艺的合理选择以及设备的进一步优化设计做准备。

1.2 文献综述

1.2.1 单螺杆挤出成型中固体输送理论研究概述

单螺杆挤出是聚合物成型中的重要加工手段,其挤出过程主要是靠摩擦力和剪切力来实现的。固体输送段是挤出过程的重要环节之一,直接影响着单螺杆挤出机的工作

稳定性。与熔体输送理论相比,对固体输送理论研究相对较少,这是由该段物料运动复杂性等因素造成的。实际上,挤出是一个连续的过程,固体颗粒进入加料口后,其受力、受热历史都会对其后续的形态、形状产生影响,进而影响其塑化历程。因此,了解固体输送过程及机理并在此基础上进行熔融理论的研究才能更有效地预测熔融过程,才能为评价挤出机性能、确定合理地工艺参数提供有力依据。从料斗进入的聚合物粉料或粒料,在螺杆推动下前进,直到受热熔融开始以前这一区域,称为固体输送区。前人为了便于研究,对该段的情况进行了大量的假设、简化得到相应的结果^[5-10]。这里对几个有代表性的理论:固体摩擦理论、黏性牵引理论、能量平衡理论、非塞流固体输送理论以及电磁动态单螺杆挤出成型中固体输送理论进行简单介绍。

1.2.1.1 经典固体输送理论

最早的、最完整的固体输送理论是由 Darnell 和 Mol 于 1965 年基于固体摩擦静力学提出的^[11],其基本假设为:

- (1) 塑料在螺槽中形成流速不变的固体塞,固体塞所受的压力只沿螺槽方向变化;
- (2) 固体塞与螺槽的所有面(包括机筒表面、螺槽底面以及螺棱两侧面)相接触,而且其摩擦系数与压力无关,仅为温度的函数;
- (3) 忽略固体塞密度的变化以及重力,忽略螺棱顶面与机筒间隙的影响;
- (4) 螺槽是矩形的,而且深度不变;
- (5) 机筒相对螺杆运动,螺杆则相对静止。

该理论认为聚合物粒子被致密地压实,形成在螺槽上滑动的固体床和固体塞,由于固体颗粒与机筒表面的摩擦力及与螺杆表面的摩擦力之间的差异而运动。根据这一理论可推出流量、压力和方向角,对生产实践具有一定的指导意义。但由于该理论的部分假设与实际不符,致使这一理论推算出的结果往往与生产实践有很大偏差,后来许多研究工作者从各个方面对 Darnell-Mol 理论进行修正。

Schneider 在 1969 年对此模型进行了修正,采用各向压力相异的假设,更正了螺棱壁对固体输送的影响,得出与 Darnell-Mol 理论相似的结果,只是方向角的关系式不同,压力建立得也比 Darnell-Mol 推导出的结果低。

Broger 和 Tadmor^[12]对螺槽等深和忽略物料密度变化的假设做了修正,提出在渐变螺槽中必须考虑螺槽深度与物料密度的变化。用与 Darnell-Mol 理论完全相同的方法,推出了近似的公式,只是包含了斜度和各向压力分布相异的影响。

1972 年, Broyer 和 Tadmor 对 Darnell 和 Mol 的模型进行修正,不仅修正了螺棱的

影响,还引入了固体床的热分析,计算了固体床的温度分布。

以上介绍的研究基本上都是建立在固体塞输送理论的基础上的,虽然其结论也得到了验证,但仍存在着许多不足:

Darnell 和 Mol 使用透明有机玻璃机筒来观察固体输送情况时,发现固体粒子并不像一个“塞”似地运动,而是不时地翻滚、打滑、随螺杆旋转、“架桥”、在“桥”后堆积起来、突破“桥”,运动十分地随机。

朱复华等^[13-16]人在全程可视化挤出机中,观察到在进入延迟区之前,塑料颗粒之间几乎都存在明显的相对位移和空隙,甚至螺槽未充满的现象。这一现象直到进入延迟段之后才逐渐消失。除此之外,还可看到几乎在任何时刻,固体颗粒之间都存在亮晶晶的熔体,颗粒间的界限极为明显,愈到熔融后期颗粒间的熔体会愈来愈多。这从另一个侧面证实了固体塞的不连续性和固体塞变形的可能性^[17]。

由这些可视化实验观察结果可见,固体塞输送理论存在以下问题:认为固体塞密度不变,并假设固体与金属壁完全接触,是不真实的^[18]。对摩擦系数的假设与实际不符,利用固体塞摩擦输送原理计算得到的在加料段末端建立起来的压力和产量都很高,与实际情况差别很大,并且计算压力时必须要有初压力。

1.2.1.2 黏性牵引理论

Chung^[19]1970年提出了粘性牵引理论。他认为固体床的移动是由固体塞与金属表面存在的一层聚合物熔膜引起的,即粘性牵引理论。当螺杆具有一定的温度时,物料在离开加料口大约三到五倍直径处,首先在固体塞与机筒接触的表面,随后在与螺杆接触的三个表面上,先后出现了一层薄薄的熔膜。熔膜将固体塞与机筒和螺杆隔开,作用于固体塞表面的摩擦力已被剪切应力所取代,固体塞的运动最终由熔膜内的剪切力所控制。后来 Tedder 对该模型进行了简化,假设熔膜只存在于机筒与螺杆表面。

粘性牵引理论将固体塞沿螺槽的运动视为应该“弹性塞”,其内部无变形,但周围被熔融物所覆盖。在与机筒内表面、螺杆底面、螺纹非推进面接触的表面上覆盖着一层薄薄的熔膜,而在螺纹推进面则是逐渐加宽的熔池。

1.2.1.3 能量平衡理论

Tedder^[20]1971年提出了建立在虚位移原理和能量平衡基础之上的能量平衡理论。该理论将固体塞在螺槽中的运动简化为“有摩擦约束的三板系统”,进而可得到按能量平衡理论计算的固体输送率。能量平衡理论公式比较简单。按照该理论,在分析时引用

虚位移原理,认为即使螺杆比机筒粗糙时,即当螺杆与物料之间的摩擦系数大于机筒与物料之间的摩擦系数时,挤出机理论产量仍大于零,这比固体输送理论更合乎实际情况。该结论得到了实验的验证。但所预计的压力建立比实际情况高得多。

1.2.1.4 非塞流固体输送理论

对塑料挤出机工作机理的研究一直受到挤出过程不可视的限制。为了揭示塑料挤出过程的真实面目,研究者进行了大量的塑料挤出过程的可视化研究,但大部分可视化研究都是沿袭以螺杆顶出为代表的静态观察法。这种方法操作时间长,机筒的热惯性多少会歪曲停车时的物态;而且,实验时很费工时,重复验证比较困难;难以看到很多精细而重要的物理现象。

朱复华等^[13-16]人采用全程可视化研究挤出过程,将固体输送段分为非塞流区和塞流区两个区,提出了非塞流固体输送理论。在非塞流区采用散粒体的概念来代替固体塞并建立相应的数学模型。正如前面介绍过的,散粒体不能抵抗拉力,而抗剪力取决于颗粒间的挤压力和粘性力,因此,螺槽中散粒体体系的运动状态与其受力状态有关。除了边界上的压力和摩擦力之外,颗粒内部存在着内摩擦力,其大小和间隙大小、颗粒排布方式、形状和表面特性等有密切的关系。

由上可知,散粒体体系内部存在着应力场和速度场。经过复杂的数学运算,他们得到了散粒体体系内部的应力场和速度场、流量、压力分布、能耗和温升等。后来,江顺亮等人对非塞流固体输送理论进行了简化^[14]。文献^[18]将非塞流固体输送理论得出压力与流量的结果与 Darnell-Mol 固体输送理论计算的结果进行了比较。Darnell-Mol 固体输送理论计算的结果与实际测得的结果相比要大很多,且在计算压力分布时,必须具有初压力。而非塞流固体输送理论计算出来的结果与实验结果相比较为接近,且在计算压力分布时,不需要具有初压力。并且指出当颗粒与颗粒之间的摩擦系数无限大时就满足固体塞输送理论,说明其理论的普遍意义,即固体塞输送理论是非塞流固体输送的特例。上述计算结果证明了非塞流固体输送理论的正确性,这与其物理模型更切合实际情况分不开的。

邢应生^[21]等对单螺杆挤出过程固体输送段进行了数值模拟。针对单螺杆挤出过程固体输送段的数值模拟方法,讨论了传统塞流固体输送理论的缺陷,介绍了非塞流固体输送理论的优越性及相关的有限元计算方法。并针对有限元方法的复杂性,介绍了简化的三层模型方法。计算结果表明:非塞流固体输送理论三层模型法与有限元法计算结果接近,且优于塞流固体输送理论,而三层模型法计算方法简单,便于在工程中应用。

1.2.1.5 电磁动态单螺杆挤出成型中固体输送理论研究概述

Qiu 和 Prentice^[22]在对固体颗粒形成的体系的密度进行研究时考察了振动对散粒体的密度的影响,发现在压力建立初期,振动的引入可使散粒体的密度迅速变大,但随着压力的增大,振动对散粒体密度的影响似乎就不太明显了。这是因为随着压力的增大,固体颗粒之间的空隙由于颗粒的弹性和塑性变形而减少,密度变化的范围受到限制。从温度的角度考虑, Gamache 和 Lafleur^[23]的实验研究表明在加压初始阶段,物料的温升较快。这是由于初加压力时颗粒进行重新排列,颗粒之间的相对运动引起的机械摩擦热使物料温度迅速升高,当物料进一步压实,物料之间的相对运动空间减少,摩擦热也相应减少。可以想见,振动力场在压力建立初期除了促使固体颗粒迅速重新排列,形成较密实、稳定、有序的散粒体体系之外,也加剧了固体颗粒之间的相对运动,相应地摩擦加剧,摩擦热也增加,固体散粒体体系的平均温度也相应升高。较高的固体散粒体体系温度为下一步熔融奠定了良好的基础。

瞿金平^[24]发明的电磁动态挤出机将振动力场引入聚合物挤出加工的全过程,在原有稳定的螺杆转速上叠加了周期性的振动,改善了挤出机的塑化混炼效果,改变了塑化挤出机理,降低了功率消耗。然而,经典的固体输送理论不适合描述这一动态过程。例如:最经典的固体输送 Darnell-Mol 理论认为物料速度及密度沿螺槽方向是不变的。通过实验可以发现事实并非如此。尤其是在实验过程中引入振动力场之后,可以发现,物料速度及密度沿螺槽方向变化相当明显,变化程度与振动力场的各参数相关。因此,瞿金平等^[25-27]提出了振动力场诱导单螺杆挤出机固体输送段的动态输送理论。该理论包括如何通过对螺槽中固体物料的运动分析和受力分析,了解振动力场诱导作用下螺槽中固体物料输送的本质,分析压力的产生、发展和沿程压力的分布,得到沿程速度及物料密度的分布规律,求出各种振动条件下所需的实际固体输送的长度,计算在固体输送过程中螺槽所消耗能量的大小。从理论上对振动力场诱导作用下单螺杆挤出机固体输送段物料压实过程、输送规律和输送效率进行系统的分析,从而深化振动力场诱导作用下单螺杆挤出机的理论与工程应用。可以了解振动参数对挤出压力、挤出流率和挤出功率的影响规律和影响机理,为电磁动态塑化挤出机的设计开发、工艺参数尤其是振动参数的优化,提供理论依据。

石宝山等^[25]对振动力场作用下的单螺杆挤出机固体输送理论进行了理论研究。在单螺杆挤出机中,通过螺杆的轴向振动将振动力场引入聚合物固体输送过程,提出振动力场强化固体输送过程的新概念。以螺槽中运动的物料为对象建立了振动力场强化固体

输送过程的数学模型,并获得了物料沿螺槽方向输送的压力(密度)、速度的近似解析解。传统固体输送过程就是当螺杆轴向振动的振幅为零时的特例,此时的压力降与 Darnell and Mol 理论一致,但不同的是物料速度及密度沿螺槽方向是变化的,从而修正了 Darnell and Mol 固体输送理论。螺杆的轴向振动提高了固体输送平均压力,缩短了固体输送的长度,增加了固体输送角。透明料筒全程可视化实验挤出机证明了螺杆轴向振动确实缩短了物料固体压实输送所需的螺槽长度。

张琳等通过离散单元法对振动力场强化单螺杆挤出固体输送过程进行了模拟^[28]。他们将岩石力学中的研究方法——离散单元法引入塑料挤出固体输送研究中,建立了固体输送段的离散输送模型。该模型可以从微观上分析聚合物颗粒在挤出过程中的受力和运动,也可以从宏观上描述整个颗粒体系的运动规律。模型能体现振动力场对强化单螺杆挤出固体输送的影响,反映电磁动态挤出机固体输送段的输送规律,为新型设备的设计应用提供理论支持。

尽管上述各种理论之间存在许多不同,但也得到了许多一致的结论,如理论产量与摩擦系数有关,若提高理论产量则须提高料筒与物料之间的摩擦系数。加料段尽早建立适当的压力,这对尽快压实物料、提高挤出产量、避免挤出压力波动以及温度波动等都是很重要的;螺杆的几何形状、物料的性质以及几何形状等对固体输送率、建压及温度分布都有直接的影响。

1.2.2 挤出过程中的正位移固体输送研究现状

传统单螺杆挤出机中的物料传送是拖曳型流动,固体输送过程为摩擦拖曳,熔体输送过程为粘性拖曳,固体物料与金属表面之间摩擦系数的大小以及熔体物料的粘度在很大程度上决定了单螺杆挤出机输送能力的强弱。这使传统单螺杆挤出机的挤出产量、质量以及应用范围在一定程度上都受到限制。为了提高产量,改善塑化效果,提高效率,降低能耗以及拓宽挤出成型的应用范围,对挤出过程中引入正位移输送特性的相关研究由来已久,如聚合物工业中最早使用的柱塞式挤出机^[29-31],以及如今已经得到广泛应用的啮合型双螺杆挤出机^[32],前者挤出全过程为正位移输送,双螺杆挤出过程中两根螺杆的啮合部分为正位移输送。下面对这两大类挤出中的固体正位移输送研究进行简单概述。

1.2.2.1 柱塞挤出机正位移固体输送

1795年 J. Bramah^[33]发明了世界上第一台柱塞挤出机,它是一个手动的柱塞和机头组

件,用于连续制造铅管。此后的几十年间这种挤出机主要用于生产铅管和加工面条。继1845年英国人 R.A.Brooman^[34,35]申请用挤出法生产古塔波胶电线的专利之后,挤出法开始越来越多地用于生产绝缘电线和电缆。早期用于电缆工业的挤出机不论是手动、机械还是液压的,全都为柱塞式,并且挤出机的主要加工对象是古塔波胶和橡胶。1870年,柱塞挤出机用于湿法挤出赛璐珞^[36],开始用于塑料加工。19世纪末,用柱塞挤出机间断性地挤出埋在英吉利海峡的海底电缆^[37],这是这种设备真正用于塑料的挤出成型加工,在此之前只是利用柱塞的推压力挤出物料,不涉及物料的塑化,塑化是在挤出前独立进行的。在1935年第一台采用电热圈加热的现代螺杆挤出机出现之前^[6,9],无论在实验研究中还是在工业生产中柱塞挤出机和螺杆挤出机都是并存的。现代螺杆挤出机出现之后表现出对塑料加工的良好适应性,使得柱塞挤出机几乎被淘汰。但随着科技的发展,材料的品种越来越多,出现了许多螺杆挤出机无法加工的原料,特别是当聚四氟乙烯(PTFE)和超高分子量聚乙烯(UHMWPE)出现之后,柱塞挤出机又受到了人们的重视。近年来柱塞挤出机主要是伴随着PTFE和UHMWPE的成型加工而迅速发展起来的。

柱塞挤出机挤出过程中物料的输送具有完全正位移输送特性,物料在柱塞的推动下进入挤出口模,挤出产量高。最早的柱塞挤出机缺点是批处理操作,不能连续操作。为此研究人员作了很多努力研制加工热塑性塑料的连续流动柱塞挤出机。Westover^[38]发明的机器采用四个柱塞于梭形滑阀系统相互作用,两个加料斗分别位于机器相对的两个末端,它们与两个起塑化作用的柱塞圆筒系统相连接。这些塑化柱塞圆筒系统熔融聚合物,推动聚合物熔体经过梭形滑阀进入口模机头系统,另外两个柱塞将聚合物熔体挤出口模。Yi与Fenner^[39]发明的机器中,两个往复式柱塞向机筒加料,机筒内有一根转轴,其作用是塑化和熔融热塑性塑料。

柱塞挤出机因柱塞正向位移产生的均一、稳定的高压和整个过程中很小的剪切以及摩擦效应而充分发挥了它独有的优点。柱塞挤出机机的几种常见的特殊用途如下:

(1) 固态挤出 固态挤出^[40]是使聚合物在低于熔点的条件下被挤出模头,这需要很高的压力,而柱塞的正向位移能产生非常高的压力,因而能满足使用要求。固态挤出一般使用单柱塞推压机。挤出时模头内的聚合物发生巨大形变,使分子严重取向,取向效果远大于熔融加工,因此可使性能大大提高。固态挤出有直接固态挤出和静液压挤出两种。前者是将预成型的实心圆棒放入机筒,柱塞直接接触固体物料,推动物料从口模挤出。后者挤出的压力由柱塞经润滑液传递至料锭。料锭形状必须与模口相配合,以防止润滑液漏失。

(2) 造粒 粉体造粒技术^[41]是粉体处理过程的最主要分支。随着环保需求和生产过程

自动化程度的提高,粉状产品粒状化已成为世界粉体后处理技术的必然趋势。挤压法是目前我国粉体工业中压力成型法造粒的主要方法。由于柱塞挤出机具有完全正位移输送特性,很适合加工粉状物料,因此,对于要求特殊形状(如环状、三叶草形、多孔状等)颗粒的粉体造粒,一般采用柱塞挤出机来实现。

(3)湿法挤出 柱塞挤出机有一个无法替代的保留用途,就是用于硝酸纤维素等的“湿法”挤出^[34]。硝酸纤维素易着火,过热时有危险,其加工过程必须在湿态、相当低的温度、最小的压缩作用和摩擦效应情况下进行。因此,自硝酸纤维素第一次被挤出以来,总是以含溶剂的料团或胶状形式进行加工。摩擦效应是普通螺杆挤出机的特性,对硝酸纤维素是危险的,即使对已成为溶剂软化状混合料的硝酸纤维素来讲也是如此。虽然可以使用转速很低的类似低压泵的螺杆挤出机进行硝酸纤维素的“湿法”挤出,但效果仍没有柱塞挤出机好。

1.2.2.2 啮合型双螺杆挤出机正位移固体输送

啮合性双螺杆挤出机视具体的结构不同,而表现不同程度的正位移输送特性。按照双螺杆挤出机两根螺杆的转动,可以分为啮合同向旋转双螺杆挤出机和啮合异向旋转双螺杆挤出机。从螺杆外形观察,同向旋转的两根螺杆,螺纹方向一致,异向旋转的两根螺杆螺纹方向相反。

啮合型双螺杆挤出机与单螺杆挤出机的主要差别有两点:

首先,是它们的输送机理不同。单螺杆挤出机中的物料传送是拖曳型流动,固体输送过程为摩擦拖曳,熔体输送过程为粘性拖曳,固体物料与金属表面之间摩擦系数的大小以及熔体物料的粘度在很大程度上决定了单螺杆挤出机输送能力的强弱;啮合型异向双螺杆挤出机中物料的传送是正位移输送,随着螺杆的回转,物料被相互啮合的螺纹强制性地向前推进,其正位移输送的程度取决于一根螺杆的螺棱与另一根螺杆的螺槽的接近程度。用紧密啮合的异向旋转双螺杆挤出机可获得最大的正位移输送。

其次,二者的速度场不同。单螺杆挤出机中速度分布相对来说比较明确并且易于描述,双螺杆挤出机中的情况则相当复杂且描述困难,这主要是由于双螺杆挤出机中啮合区的存在造成的。

与单螺杆挤出机相比啮合型双螺杆挤出机主要具有以下优点:

①加料容易。由于啮合型双螺杆挤出机是依靠正位移原理输送物料,因此可以加入粘度很高或很低的物料以及带状料、糊状料、粉料等。

②物料在双螺杆挤出机中停留时间短,滞留时间分布窄,因此双螺杆挤出机适于加

工热敏性物料。

③优异的排气性能。这是啮合型双螺杆的自洁功能使得物料在排气段获得完全的表面更新所致。

④优异的混合、塑化效果。

⑤低的比功耗。双螺杆挤出机的比功耗比单螺杆挤出机低百分之三十左右。这使得双螺杆挤出机在节能、降耗方面具有明显的优势。

啮合同向旋转平行双螺杆挤出机纵向开放，螺槽宽度大于螺棱宽度，在纵向上留下了一定的通道，通道的大小由使用目的而定^[32]。纵向开放程度越大，正位移输送能力损失越多，而摩擦拖曳和粘性拖曳所起的作用越大。但是无论纵向开放程度多大，物料沿螺槽流动时在螺棱处仍然受阻，改变流向，因而还是有一定的正位移输送能力。

啮合异向旋转平行双螺杆挤出机与同向旋转双螺杆不同^[32]，螺槽纵横向封闭越好，或共轭越好，正位移输送特性越强。全啮合、螺槽纵横向完全封闭才能实现完全的正位移输送。若螺槽纵向或者横向有一定程度的开放，就会丧失一定正位移输送能力，因为在压力梯度作用下，物料会流经这些开放通道，即会产生漏流。而正位移输送能力的损失并不一定是坏事，因为这可以换来混合能力或者其他性能（如排气）的提高。

锥形双螺杆挤出机为啮合型，异向旋转，它的输送原理与啮合异向平行双螺杆是一致的。如果螺槽纵横向皆封闭，其输送为正位移输送，如果纵横向有一定的开放，则会丧失一部分正位移输送能力，但会加大混合能力。与啮合异向平行双螺杆相比，有以下主要特点^[32]：

由于从加料段到排料端螺杆直径逐渐变小，故螺槽容积逐渐减小，这使得加料段可以加入较大体积的松密度粉料；

加料段机筒和螺杆面积较大，有利于热传导；

物料在挤出过程中由于螺槽容积变小得到很大的压缩；

由于直径逐渐变小，故螺杆圆周速度沿螺杆轴线方向自加料口到计量段逐渐变小，物料在输送过程中升温逐渐软化，受到的剪切摩擦也逐渐变小，这种变化是缓和的。在排料段，物料已经熔融塑化，不需要进一步承受高的剪切，而且该段圆周速度最小，产生的剪切较低，摩擦热也较小，正好满足此要求，这特别适合于那些在塑化状态下对剪切敏感、易分解的物料的挤出。

国内外公开发表的有关双螺杆固体输送理论研究的文章很少，对同向双螺杆挤出机的固体输送研究中，主要有^[42]：

W&P 公司的固体输送模型^[43]。从啮合原理入手,分析了双头全啮合同向旋转双螺杆中固体颗粒的运动情况,首次提出了,两个螺杆作用下,粒料沿螺旋“∞”形流道作周向运动向前输送的模型,但未提及轴向正位移输送的概念。

CARROT 建立的固体输送模型^[44]。他通过多螺杆几何学的分析,将固体输送分为两种输送机理,即螺槽区的摩擦拖曳和上啮合区的正位移输送。此模型认为,只有上啮合区作轴向正位移输送,这与螺槽的各个输送区都存在正位移输送的实际情况不符。另外,螺槽中物料被看成是压实的固体塞,与实际的螺槽内不会形成固体塞的情况不符。

H. Potente 的固体输送模型^[45]。他利用测定固体输送段扭矩的方法来研究固体输送的模型,得出了几点结论:加料量不同,螺杆横截面上物料的分布不同;螺槽区形成压实的固体块后,固体输送机理为正位移输送;螺杆扭矩随挤出量的变化呈阶梯状的变化趋势。

J. L. White 的固体输送模型^[46]。他采用了可视化技术,认为输送机理为正位移输送的区域有两个,一个是上啮合区,另一个在接近下啮合区的地方。

在国内的相关研究中,余全平^[47]利用可视化技术,根据螺槽充满度的大小,将固体输送情况分为非连续床固体输送和连续床固体输送,并分析了物料运动和受力,推出了物料保持正位移输送的临界角的计算公式。

刘廷华^[48,49]对啮合同向平行双螺杆挤出过程中的非充满固体输送进行了动态可视化挤出试验研究,建立了啮合区正位移固体输送理论模型、非啮合区(侧螺槽区)的非充满固体输送理论模型。依据所建立的两个理论模型,运用数值计算方法,对物料输送的压力场和应力场进行了求解,由此获得最大固体输送率及其与之相关的影响因素。

郭强^[50]对啮合同向平行双螺杆挤出过程的固体输送段进行了量化研究。他利用专门的固体输送研究装置,观察了固体输送段在不同操作条件下物料的输送状态,提出了固体输送存在正位移输送和周向流动两种输送机理。在此基础上,建立了螺杆截面上固体输送的三区模型,测量了固体输送段结束点压力,分析了对固体输送段的影响。并对各区的输送量作了测定,用实验证明了粒子沿螺槽周向流动的存在,并建立了立体螺旋“∞”形螺槽内的固体输送模型。

张沛^[51,52]等利用可视化啮合同向平行双螺杆实验挤出机,对不同操作条件下粒料和粉料在螺纹元件中的输送特点、输送机理和输送能力进行了实验研究。对于粒料的固体输送,在固体输送中存在两种输送机理和临界充满度,并建立了具有三个子输送区的固体输送模型。

郭奕崇等^[53]利用可视化双螺杆挤出机进行挤出观察实验,记录、描述并分析了同向双螺杆挤出中的固体输送现象,根据现象可把固体输送过程分为三个阶段。在此基础上提出了固体输送的两区物理模型,两区指散粒体区和粘连区。在这两个区域中,物料运动的本质不同,对其数学描述也不同。

J. Leingartner^[54]分析了螺杆在不同区段的几何特征及其对相应加工阶段的影响对平行和锥形双螺杆挤出机进行了全面的比较。发现锥形双螺杆无论在低挤出产量和高挤出产量时都能保证稳定的质量,并且对原料质量的波动有良好的适应性,其挤出效率在一定程度上还可以得到进一步的发展。

刘福桥^[55]在全程装有视窗的异向旋转非啮合双螺杆挤出机上,对常规螺杆并列和错列的固体输送段进行了可视化实验,描述了这种双螺杆挤出机的固体输送现象。并定性的分析了操作参数的影响,建立了并列型非啮合双螺杆挤出机的固体输送理论模型,即在物料连续但螺槽非充满时的固体输送理论模型和形成固体塞时的固体输送理论模型。

在锥形双螺杆挤出机挤出过程的研究方面,于永胜^[56]对锥形双螺杆挤出机中物料固体输送过程进行了研究,他从讨论锥形双螺杆螺纹的形成入手,以中锥角形成的圆锥体为计算基准。将螺槽截面建化为矩形,并忽略各间隙的影响,推出了普通型、双锥型锥形双螺杆“C”形小室的容积计算公式,在求出一个螺距的螺旋线长 L_c 和啮合区投影面积 S 后,即可得到“C”形小室的容积 V_c 的表达式。

苑炜^[57]利用全透明有机玻璃机筒对锥形双螺杆挤出机固体输送段物料运动进行了分析,提出了临界充满度和临界角的概念,对固体输送角进行了推导。在所建立的固体输送物理模型的基础上,借助 ANSYS 软件,建立了螺槽腔室的有限元模型,得到了整个固体输送段的温度分布。

无论是哪一种形式的双螺杆,在国内外螺杆设计皆处于经验设计阶段,相关的固体输送研究还不成熟,还没有形成统一的固体输送,有关正位移特性的应用有待进一步深入的研究。

1.3 研究的目及意义

挤出成型是塑料加工中最重要的领域之一。挤出过程中固体输送段对挤出产量和质量等有非常重要的影响,因此,如何改善固体输送段的物料输送能力和建压能力的相关研究很有实际意义。在前面介绍的柱塞式挤出以及各种形式的双螺杆挤出中,都涉及到

相关方面的研究，其固体输送过程中都有正位移输送特性的应用。其中，双螺杆挤出以其良好的混合性能、物料适应性广以及挤出产量大等优点，相关研究非常的成熟，在实际生产应用中也得到了广泛的应用。但是，由于柱塞式挤出机的物料混合和塑化效果不很理想，同时连续性操作很有难度；而双螺杆挤出机尽管发展已经比较成熟，但是由于其挤出过程中只有两根螺杆的啮合部分的物料传送时正位移输送，其余部分物料的输送仍然是摩擦拖曳输送，因此就正位移特性的应用而言，仍然不够理想。所以将正位移输送特性有效地引入到挤出过程中的近一步研究仍然很有意义。

本文利用自行设计的正位移塑化挤出机，通过建立适当的物理模型和数学模型并求解，对正位移输送理论产量、压力分布、速度分布以及单耗进行了深入的研究和分析，得出不同转速下正位移输送理论产量、物料压力、物料速度、输送角以及单耗与叶片偏心距之间的关系，通过详尽的分析叶片泵正位移输送固体的特性，确定采用叶片泵输送固体的可行性。为了将叶片泵的正位移输送特性有效地引入到挤出机的固体输送过程中，在理论分析叶片泵正位移输送特性的基础上，结合初步设计的正位移挤出机结构参数，对该设计的进一步优化进行了简单的理论分析。由于本文的理论分析是结合实际加工出来的样机的相关结构参数展开的，因而所得的理论分析结果对于实际有一定的指导意义，有利于借此确定更加合理的用于挤出固体输送的叶片泵的主要结构参数以及加工工艺，从而为正位移成型加工技术的实验研究和实现打下良好理论基础。

1.4 研究的主要内容

本文研究的内容，主要包括：

1. 针对于叶片泵强制进料挤出情形，建立物理模型，结合基本假设，建立正位移挤出固体输送段的数学模型，并且结合相关的边界条件求解数学模型，得到正位移固体输送段物料的速度分布、密度分布、压力分布、输送角、理论产量以及功率单耗；
2. 根据理论分析得到的结果，结合初步设计的正位移挤出机具体的结构参数、LDPE 物料属性以及工艺参数，计算得出正位移输送段物料速度、压力、理论产量以及单耗随转子转速和偏心距变化的曲线，定量地研究正位移固体输送特性，分析影响正位移输送特性的主要因素；
3. 为将叶片泵正位移输送特性合理的引入到挤出机的固体输送段，结合理论分析结果，对正位移叶片泵结构的优化设计进行简单探索，得出叶片泵主要结构参数与设定产量、口模压力以及挤出段结构参数的关系式。

1.5 本章小结

本章综述了挤出成型在聚合物加工成型中的地位,传统单螺杆挤出机固体输送理论,以及电磁动态单螺杆挤出成型中固体输送理论,国内外在挤出过程中的应用正位移固体输送特性的研究现状,简述了本文研究的目的、意义及主要内容。

第二章 理论研究

2.1 基本假设及物理模型

正位移挤出机在工作时，转子带动叶片在圆周方向上作匀速旋转运动，物料进入叶片泵之后，随着叶片泵一起转动的同时沿轴向前进，经过 $3/4$ 圈后完全进入挤出料筒。在开始的四分之一圆周内，物料密度变化忽略不计，然后随着定子与转子之间的间隙减小被压缩，密度和压力逐渐增大。转子、定子及叶片的结构示意图如图 2-1 所示。

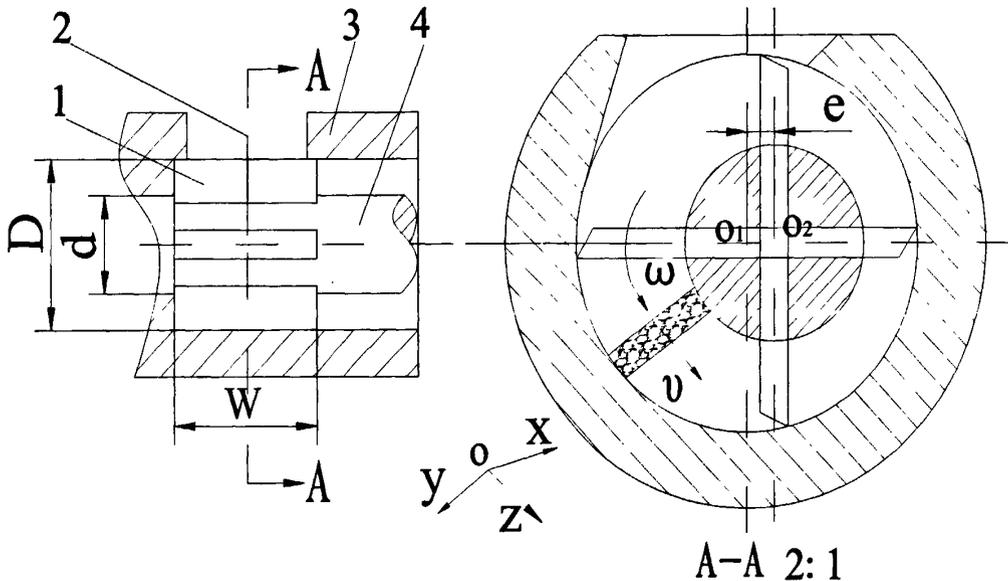


图 2-1 正位移叶片泵结构示意图

Fig.2-1 The structure sketch of positive vane pump

1. 叶片; 2. 进料口; 3. 定子; 4. 转子

2.1.1 基本假设

为了便于研究，本文进行如下假设：

- (1) 从料斗加入的物料，在固体输送段叶片泵中为可压缩的运动固体粒子，颗粒之间相互接触；
- (2) 固体塞与转子表面、定子内表面以及叶片表面同时紧密地接触；
- (3) 固体塞的压力 p 是沿转动方向流道距离 z 的函数；
- (4) 摩擦因数是常数，符合库仑定律，物料和叶片泵各表面之间的摩擦力只取决于法向应力，与物料的位置和运动无关；
- (5) 叶片泵中物料重力比其他力小得多，因此可以忽略不计；
- (6) 叶片和定子之间的间隙忽略不计，即忽略漏流的影响，叶片厚度不计；

(7) 物料沿 y 方向深度变化近似为线性变化。转子带动叶片在圆周方向上作匀速旋转运动，将定子和转子与物料接触的表面沿转动方向展开到平面上，则物料在运动梯形槽(转子和叶片展开)的带动下在平直 L 形槽(定子展开)内输送。

(8) 设转子转动方向与物料的运动方向的夹角为 θ ；

(9) 物料的法向应力与轴向(运动方向)应力之比为常数 K ，与位置无关，且忽略物料内应力分布的变化；

(10) 忽略物料中温度变化的影响；

(11) 物料的密度、轴向应力(压力)和法向应力只沿物料运动方向变化。

2.1.2 正位移固体输送物理模型

取两相邻叶片之间的物料作为研究对象，对物料从最深处开始转过 180° 的过程进行研究。根据上述假设，可以将固体输送过程简化成下图 2-2 所示的物理模型。

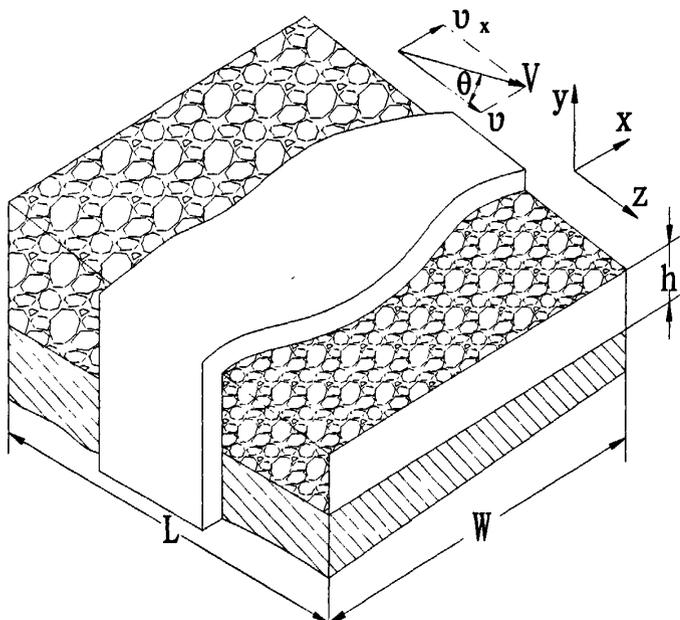


图 2-2 固体输送模型简化图

Fig.2-2 The sketch of solid conveying model

2.2 数学模型

为了推导所建立的物料压力以及运动速度沿物料前进方向的变化规律，即压力分布函数和速度分布函数，需要建立物料连续方程和运动方程。这里先对 z 方向的物料运动进行研究，进而根据 x 和 z 方向速度之间的关系得出 x 方向的相关量即可。

2.2.1 连续方程

根据前面的假设,认为物料是密度不断增大的可压缩的运动固体粒子,在叶片槽中沿 z 方向取微元体如图 2-3 所示。

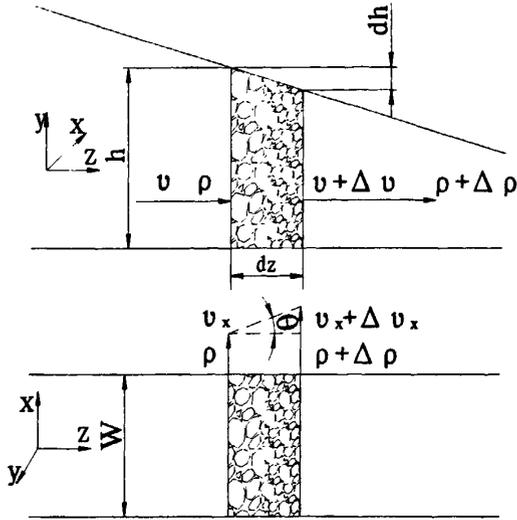


图 2-3 物料运动分析示意图

Fig.2-3 The sketch of motion analysis for material

设 $v_z = v$, 单位时间内在沿 z 方向上: 流入的物料质量为 $\rho v W h$, 流出的物料质量为 $\left(\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} dz\right) W (h + dh)$, 单位时间内微元体在 z 方向上的累积量为 $\frac{\partial \rho}{\partial t} W \left(h + \frac{dh}{2}\right) dz$, 可得:

$$\rho v W h - \left[\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} dz\right] W (h + dh) = \frac{\partial \rho}{\partial t} W \left(h + \frac{dh}{2}\right) dz \quad (2-1)$$

式中, W 表示叶片的宽度, h 表示物料在 y 方向的深度, h 与 z 的关系如图 2-4 所示。

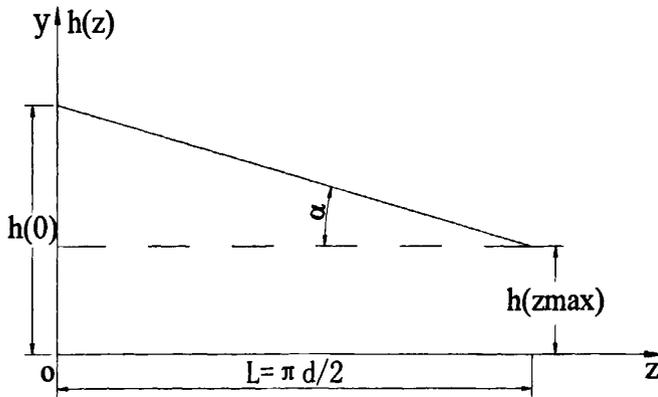


图 2-4 物料深度 h 与 z 的关系图

Fig.2-4 The relationship charts of Material depth h and z

根据图 2-4 可得

$$h(z) = h(0) + \frac{dh}{dz}z = h(0) - z \tan \alpha = \frac{D-d}{2} + e - \frac{4e}{\pi d}z \quad (2-2)$$

其中

$$h(0) = \frac{D-d}{2} + e, \quad h(z \max) = \frac{D-d}{2} - e, \quad \frac{dh}{dz} = -\tan \alpha = -\frac{4e}{\pi d}$$

由于已经假定在 y 和 x 方向上, 密度和速度不变化, 因而所取微元体单位时间内在 z 方向上的变化量即是整体的变化量。结合式 (2-2), 简化式 (2-1) 并且展开可得

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \left(1 + \frac{dh}{2h}\right) + \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} \left(1 + \frac{dh}{h}\right) - \frac{\rho v}{h} \tan \alpha = 0 \quad (2-3)$$

式中, ρ 表示密度; v 表示速度。

前人研究表明^[58]: 松密度与压力之间有如下关系

$$\rho = \rho_m - (\rho_m - \rho_a) \cdot e^{-C_0 p} \quad (2-4)$$

式中, ρ_m 表示极限压力下的密度; ρ_a 表示松密度; p 表示压力; C_0 表示常数。

由式 (2-4) 分别得到物料密度随时间和沿 z 方向的变化率

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = (\rho_m - \rho_a) \cdot C_0 \cdot e^{-C_0 p} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2-5)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial z} = (\rho_m - \rho_a) \cdot C_0 \cdot e^{-C_0 p} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2-6)$$

由于 $\frac{dh}{h} \ll 1$, 把以上两式代入式 (2-3), 略去微量可得

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{C_0} \left(\frac{\rho_m}{\rho_m - \rho_a} e^{C_0 p} - 1 \right) \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{v}{C_0 h} \left(\frac{\rho_m}{\rho_m - \rho_a} e^{C_0 p} - 1 \right) \tan \alpha = 0 \quad (2-7)$$

式 (2-7) 就是所得连续方程。

2.2.2 运动方程

可压缩的固体粒子在叶片槽中运动时, 取一微元体 dz 所受的力分解为 4 个力来考虑, 如图 2-5 所示。

F_1 和 F_2 为周围的物料微元体的正压力; F_3 为微元体和转子之间的摩擦力; F_4 为该微元体与定子之间的摩擦力。

$$F_1 - F_2 = pWh - \left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) W(h + dh) = -\frac{\partial p}{\partial z} W(h + dh) dz - pWdh \quad (2-8)$$

$$F_3 = f_{\omega_1} K p W dz \quad (2-9)$$

式中： f_{ω_1} 表示转子与物料之间的摩擦系数。

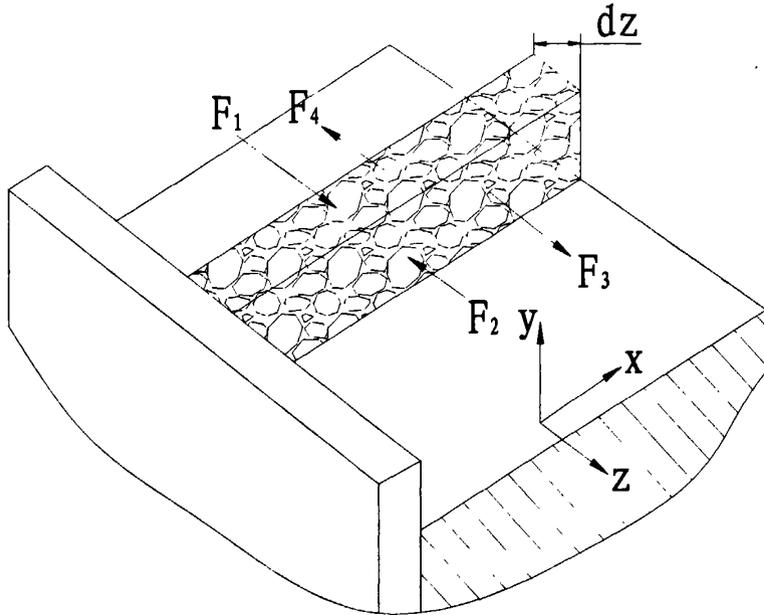


图 2-5 物料受力分析示意图

Fig.2-5 The Sketch of the force analysis for material

$$F_4 = f_{\omega_2} K p \left(W + h + \frac{dh}{2} \right) dz \quad (2-10)$$

式中： f_{ω_2} 表示定子与物料之间的摩擦系数。这里定子和转子材料一样，即有 $f_{\omega_2} = f_{\omega_1} = f_{\omega}$ 。

所取微元体的加速度为 $W \left(h + \frac{dh}{2} \right) \rho \frac{dv}{dt} dz$ ，以该微元体为对象取力的平衡可得：

$$\begin{aligned} pWh - \left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) W(h + dh) + f_{\omega_1} K p W dz \\ - f_{\omega_2} K p \left(W + h + \frac{dh}{2} \right) dz = \rho W \left(h + \frac{dh}{2} \right) dz \frac{dv}{dt} \end{aligned} \quad (2-11)$$

将式(2-11)简化得

$$\frac{p}{h} \frac{dh}{dz} + \left(1 + \frac{dh}{h} \right) \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{K p f_{\omega}}{W} \left(1 + \frac{dh}{2h} \right) + \left(1 + \frac{dh}{2h} \right) \rho \left(v \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) = 0 \quad (2-12)$$

假设

$$K_f = \frac{f_{\omega} K}{W} \quad (2-13)$$

式中： K_f 表示一个与摩擦系数、叶片宽度和物料深度相关的物理量； K 表示物料

中法向应力与轴向(运动方向)应力之比。

由于 $\frac{dh}{h} \ll 1$, $\frac{dh}{dz} = -\tan \alpha$, 将式(2-13)代入式(2-12)中, 则式(2-12)可简化为

$$\frac{\partial p}{\partial z} + K_f p + \rho \left(v \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) - \frac{p}{h} \tan \alpha = 0 \quad (2-14)$$

式(2-14)就是所得的运动方程。

2.2.3 边界条件

设 v_0 和 p_0 分别为入口处物料速度和压力, v_b 为转子的速度, v_x 为物料垂直于转子转动方向的速度, 则转子与物料初始速度关系如下图 2-6 所示。

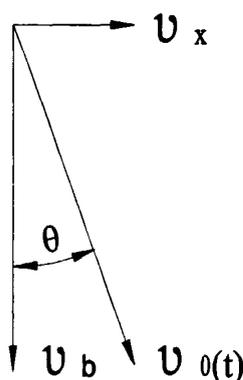


图 2-6 转子和物料初始速度关系示意图

Fig.2-6 The relationship sketch of beginning velocity for material and rotating part

根据假设及已知条件, 物料在入口处的边界条件可表示为

$$\begin{cases} v(z,t)|_{z=0} = v_0 = v_b = \pi d \bar{n} \\ p(z,t)|_{z=0} = p_0 = p_1 + \frac{2T}{Wh(0)d} = p_1 + \frac{4T}{W(D-d+2e)d} \end{cases} \quad (2-15)$$

$$v_x = v(z) \tan \theta \quad (2-16)$$

初始条件为

$$\begin{cases} v(z,t)|_{t=0} = v_0 \\ p(z,t)|_{t=0} = \bar{p} \end{cases} \quad (2-17)$$

式中: $t=0$ 表示物料深度最大的时刻, \bar{n} 表示在转子的平均转速; D 表示定子内圆表面直径; d 表示转子直径; e 表示叶片偏心距; T 为转子驱动转矩; p_1 为物料初始压力(取大气压); \bar{p} 表示物料在叶片泵中压力的平均值。

2.2.4 无量纲化及线性化处理

为方便分析, 需要做无量纲化及线性处理, 设: \bar{p} 、 $\bar{\rho}$ 、 \bar{v} 作为压力、密度、速度的特征量; 另设: t_0 为特征时间, L 为特征长度, $\bar{h} = (D-d)/2$; 其中 \bar{v} 取物料的速度 v_0 , \bar{p} 取稳态下固体输送段压力的平均值, $t_0 = \frac{30}{n} s$, L 取转子的半周长 $\pi d/2$ 。

假设

$$\begin{cases} p = \bar{p}(1+p^*), & \rho = \bar{\rho}(1+\rho^*) \\ v = \bar{v}(1+v^*), & t = t_0 t^* \\ z = Lz^*, & h = \bar{h}(1+h^*) \end{cases} \quad (2-18)$$

因此, 可以写出物料在平直 L 槽中运动的无量纲边界条件为

$$v^* \Big|_{z^*=0} = \frac{v(z,t)|_{z=0}}{\bar{v}} - 1 = v_0^*(t) \quad (2-19)$$

$$p^* \Big|_{z^*=0} = \frac{p(z,t)|_{z=0}}{\bar{p}} - 1 = p_0^*(t) = p_0^* \quad (2-20)$$

无量纲初始条件为

$$v^* \Big|_{t^*=0} = 0 \quad (2-21)$$

$$p^* \Big|_{t^*=0} = 0 \quad (2-22)$$

将式(2-18)代入式(2-7), 则连续方程可化为

$$\begin{aligned} & \frac{L}{\bar{v}t_0} \frac{\partial p^*}{\partial t^*} + (1+v^*) \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \frac{\rho_m e^{C_0 \bar{p}}}{C_0 \bar{p}(\rho_m - \rho_a)} \times \left[(e^{C_0 \bar{p} p^*} - 1) + \left(1 - \frac{\rho_m - \rho_a}{\rho_m} e^{-C_0 \bar{p}} \right) \right] \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \\ & - \frac{\rho_m e^{C_0 \bar{p}}}{C_0 \bar{p}(\rho_m - \rho_a)} \times \left[(e^{C_0 \bar{p} p^*} - 1) + \left(1 - \frac{\rho_m - \rho_a}{\rho_m} e^{-C_0 \bar{p}} \right) \right] \frac{L(1+v^*)}{\bar{h}(1+h^*)} \tan \alpha = 0 \end{aligned} \quad (2-23)$$

令

$$S_h = \frac{L}{\bar{v}t_0} \quad (3-24)$$

在式(2-23)中

$$\rho_m - (\rho_m - \rho_a) e^{-C_0 \bar{p}(1+p^*)} = \rho_m \left(1 - \frac{\rho_m - \bar{\rho}}{\rho_m} e^{-C_0 \bar{p} p^*} \right) \quad (2-25)$$

因为 $\frac{1}{S_h} \ll 1$, $v^* \leq 1$, $e^{C_0 \bar{p} p^*} - 1 \ll 1$, $\frac{\rho_m - \bar{\rho}}{\rho_m} e^{-C_0 \bar{p} p^*} \ll 1$, $\frac{\rho_m}{\bar{p}} \ll 1$, 略去高阶微量, 则

式(2-23)可改写为

$$\frac{\partial p^*}{\partial t^*} + \frac{1}{S_h} \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \frac{B_h}{S_h} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = A_h \quad (2-26)$$

令

$$\begin{cases} \bar{\rho} = \rho_m - (\rho_m - \rho_a)e^{-C_0\bar{p}} \\ A_h = \frac{2eB_h}{(D-d)S_h} \\ B_h = \frac{\bar{\rho}e^{C_0\bar{p}}}{C_0\bar{p}(\rho_m - \rho_a)} \end{cases} \quad (2-27)$$

将式(2-18)代入式(2-17),将运动方程作线性化处理得

$$\begin{aligned} & \frac{\bar{p}}{L} \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + K_f \bar{p}(1+p^*) + \left[\rho_m - (\rho_m - \rho_a)e^{-C_0\bar{p}(1+p^*)} \right] \\ & \left[\bar{v}(1+v^*) \frac{\bar{v}}{L} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} + \frac{\bar{v}}{t_0} \frac{\partial v^*}{\partial t^*} \right] - \frac{\bar{p}(1+p^*)}{h(1+h^*)} \tan \alpha = 0 \end{aligned} \quad (2-28)$$

将式(2-25)代入上式有

$$\begin{aligned} & \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + LK_f(1+p^*) + \left(1 - \frac{\rho_m - \rho_a}{\rho_m} e^{-C_0\bar{p}p^*} \right) \cdot \left[(1+v^*) \frac{\partial v^*}{\partial z^*} + \frac{L}{\bar{v}t_0} \frac{\partial v^*}{\partial t^*} \right] \frac{\rho_m \bar{v}^2}{\bar{p}} \\ & = \frac{L(1+p^*)}{h(1+h^*)} \tan \alpha \end{aligned} \quad (2-29)$$

由于: $v^* \leq 1, \frac{\rho_m - \rho_a}{\rho_m} e^{-C_0\bar{p}p^*} \ll 1, \frac{\rho_m \bar{v}^2}{\bar{p}} \ll 1, h^* \leq 1$, 故略去高阶微量, 则式(2-29)可近似表示为

似表示为

$$\frac{\partial p^*}{\partial z^*} + C_h p^* + D_h \frac{\partial v^*}{\partial z^*} + E_h \frac{\partial v^*}{\partial t^*} + C_h = 0 \quad (2-30)$$

其中

$$C_h = L \left(K_f - \frac{4e}{\pi d h} \right) = L \left[K_f - \frac{8e}{\pi d (D-d)} \right]$$

$$D_h = \frac{\rho_m \bar{v}^2}{\bar{p}}$$

$$E_h = D_h S_h = \frac{\rho_m \bar{v} L}{t_0 \bar{p}}$$

式(2-30)为近似线性化运动方程。

2.2.5 模型求解

为了书写方便, 将所有无量纲量的标记“*”省略, 同时考虑由于在作线性化处理的时候, 忽略 v^* 带来的偏差, 因此在求解方程时候相应进行修正, 修正系数为 γ , 则可得偏微分方程组

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\gamma}{S_h} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{B_h}{S_h} \frac{\partial v}{\partial z} = A_h \\ \frac{\partial p}{\partial z} + C_h p + \gamma D_h \frac{\partial v}{\partial z} + E_h \frac{\partial v}{\partial t} + C_h = 0 \end{cases} \quad (2-31)$$

对式(2-31)取 Laplace 变换, 并考虑初始条件 $v|_{t=0}=0$, $p|_{t=0}=0$, 得

$$\begin{cases} sP(s) + \frac{\gamma}{S_h} \frac{dP(s)}{dz} + \frac{B_h}{S_h} \frac{dV(s)}{dz} = A_h \\ \frac{dP(s)}{dz} + C_h P(s) + \gamma D_h \frac{dV(s)}{dz} + sE_h V(s) + \frac{1}{s} C_h = 0 \end{cases} \quad (2-32)$$

将式(2-32)中的两式相减消去 $\frac{dP(s)}{dz}$ 项得

$$\left(s - \frac{\gamma C_h}{S_h}\right) P(s) + \frac{1}{S_h} (B_h - \gamma^2 D_h) \cdot \frac{dV(s)}{dz} - s \frac{\gamma E_h}{S_h} V(s) - \frac{\gamma C_h}{s S_h} = A_h \quad (2-33)$$

对 z 求导得

$$\left(s - \frac{\gamma C_h}{S_h}\right) \frac{dP(s)}{dz} + \frac{1}{S_h} (B_h - \gamma^2 D_h) \cdot \frac{d^2 V(s)}{dz^2} - s \frac{\gamma E_h}{S_h} \frac{dV(s)}{dz} = 0 \quad (2-34)$$

将式(2-33)代入式(2-32)第一式得

$$\begin{aligned} & \left[\frac{-s(B_h - \gamma^2 D_h)}{s S_h - \gamma C_h} + \frac{B_h}{S_h} \right] \frac{dV(s)}{dz} + \frac{\gamma}{S_h} \frac{dP(s)}{dz} + \frac{s^2 \gamma E_h}{s S_h - \gamma C_h} V(s) + \frac{\gamma C_h}{s S_h - \gamma C_h} \\ & = \frac{-\gamma C_h}{s S_h - \gamma C_h} A_h \end{aligned} \quad (2-35)$$

将式(2-34)代入上式得

$$\frac{d^2 V(s)}{dz^2} + \frac{B_h C_h - s \gamma (S_h D_h + E_h)}{B_h - \gamma^2 D_h} \cdot \frac{dV(s)}{dz} - \frac{s^2 S_h E_h}{B_h - \gamma^2 C_h} V(s) = \frac{S_h C_h}{B_h - \gamma^2 D_h} (1 + A_h) \quad (2-36)$$

将式(2-32)中的两式相减消去 $\frac{dV(s)}{dz}$ 项得

$$\left(1 - \frac{\gamma^2 D_h}{B_h}\right) \frac{dP(s)}{dz} + \left(C_h - \frac{s \gamma S_h D_h}{B_h}\right) \cdot P(s) + s E_h V(s) + \frac{1}{s} C_h = -\frac{\gamma S_h D_h}{B_h} A_h \quad (2-37)$$

对 z 求导可得

$$\left(1 - \frac{\gamma^2 D_h}{B_h}\right) \frac{d^2 P(s)}{dz^2} + \left(C_h - \frac{s\gamma S_h D_h}{B_h}\right) \cdot \frac{dP(s)}{dz} + sE_h \frac{dV(s)}{dz} = 0 \quad (2-38)$$

将式(2-38)代入式(2-32)第一式得

$$\frac{d^2 P(s)}{dz^2} + \frac{B_h C_h - s\gamma(S_h D_h + E_h)}{B_h - \gamma^2 D_h} \cdot \frac{dP(s)}{dz} - \frac{s^2 S_h E_h}{B_h - \gamma^2 D_h} P(s) = -\frac{s S_h E_h}{B_h - \gamma^2 D_h} A_h \quad (2-39)$$

令

$$\begin{cases} \beta = \frac{B_h C_h - s\gamma(S_h D_h + E_h)}{B_h - \gamma^2 D_h} = \frac{B_h C_h - 2s\gamma E_h}{B_h - \gamma^2 D_h} = \beta_1 - s\beta_2 \\ \lambda^2 = \frac{S_h E_h}{B_h - \gamma^2 D_h} s^2 = bs^2 \end{cases} \quad (2-40)$$

则得线性二阶方程组

$$\begin{cases} \frac{d^2 P(s)}{dz^2} + \beta \frac{dP(s)}{dz} - \lambda^2 P(s) = -bsA_h \\ \frac{d^2 V(s)}{dz^2} + \beta \frac{dV(s)}{dz} - \lambda^2 V(s) = \frac{S_h C_h}{B_h - \gamma^2 D_h} \end{cases} \quad (2-41)$$

求解上式第一个方程得

$$P(s) = B_1 e^{r_1 z} + B_2 e^{r_2 z} + M \quad (2-42)$$

其中

$$\begin{cases} r_1 = \frac{-\beta + \sqrt{\beta^2 + 4\lambda^2}}{2} \\ r_2 = \frac{-\beta - \sqrt{\beta^2 + 4\lambda^2}}{2} \\ M = \frac{1}{s} A_h \end{cases}$$

上式对 z 求导数

$$\frac{dP(s)}{dz} = B_1 r_1 e^{r_1 z} + B_2 r_2 e^{r_2 z} \quad (2-43)$$

将式(2-42)和(2-43)代入式(2-32)第一式可得

$$\frac{dV(s)}{dz} = -\frac{1}{B_h} [(sS_h + r_1)B_1 e^{r_1 z} + (sS_h + r_2)B_2 e^{r_2 z}] \quad (2-44)$$

将式(2-42)、(2-43)和(2-44)代入式(2-32)第二式得

$$\begin{aligned}
 V(s) = & \frac{B_1}{sE_h} \left[\frac{\gamma D_h}{B_h} (sS_h + \gamma r_1) - (C_h + r_1) \right] \cdot e^{r_1 z} \\
 & + \frac{B_2}{sE_h} \left[\frac{\gamma D_h}{B_h} (sS_h + \gamma r_2) - (C_h + r_2) \right] \cdot e^{r_2 z} - \frac{C_h}{s^2 E_h} - \frac{C_h}{s E_h} M
 \end{aligned} \tag{2-45}$$

根据边界条件 (2-19)、式 (2-20)

$$\begin{cases} p(z, t)|_{z=0} = p_0(t) = p_0 \\ v(z, t)|_{z=0} = v_0(t) = v_0 \end{cases} \tag{2-46}$$

可得 Laplace 变换

$$\begin{cases} P(s)|_{z=0} = L[p_0(t)] = P_0(s) \\ V(s)|_{z=0} = L[v_0(t)] = V_0(s) \end{cases} \tag{2-47}$$

将上式代入式 (2-42) 和式 (2-45) 可解得

$$\begin{cases} B_1 + B_2 + M = P_0(s) \\ B_1 \left[\frac{\gamma D_h}{B_h} (sS_h + \gamma r_1) - r_1 - C_h \right] + \\ B_2 \left[\frac{\gamma D_h}{B_h} (sS_h + \gamma r_2) - r_2 - C_h \right] = sE_h V_0(s) + \frac{1}{s} C_h + C_h M \end{cases} \tag{2-48}$$

由式 (2-48) 可求得

$$\begin{cases} B_1 = \frac{-1}{a_2 - a_1} \left[sE_h V_0(s) - a_2 P_0(s) + \frac{1}{s} C_h \right] - \frac{a_2}{a_2 - a_1} M - \frac{C_h}{a_2 - a_1} M \\ B_2 = \frac{1}{a_2 - a_1} \left[sE_h V_0(s) - a_1 P_0(s) + \frac{1}{s} C_h \right] + \frac{a_1}{a_2 - a_1} M + \frac{C_h}{a_2 - a_1} M \end{cases} \tag{2-49}$$

其中

$$\begin{cases} a_1 = \frac{\gamma D_h}{B_h} (sS_h + \gamma r_1) - r_1 - C_h \\ a_2 = \frac{\gamma D_h}{B_h} (sS_h + \gamma r_2) - r_2 - C_h \end{cases}$$

则

$$\left\{ \begin{aligned}
 P(s) &= \frac{sE_h}{a_1 - a_2} (e^{\lambda z} - e^{\lambda_2 z}) V_0(s) - \frac{1}{a_1 - a_2} \cdot (a_2 e^{\lambda z} - a_1 e^{\lambda_2 z}) P_0(s) + \\
 &\quad \frac{C_h}{a_1 - a_2} (e^{\lambda z} - e^{\lambda_2 z}) + \left(\frac{a_2}{a_1 - a_2} + \frac{C_h}{a_1 - a_2} \right) M e^{\lambda z} \\
 &\quad - \left(\frac{a_1}{a_1 - a_2} + \frac{C_h}{a_1 - a_2} \right) M e^{\lambda_2 z} + M \\
 V(s) &= \frac{1}{sE_h(a_1 - a_2)} [sE_h(a_2 e^{\lambda z} - a_1 e^{\lambda_2 z}) V_0(s) - a_1 a_2 (e^{\lambda z} - e^{\lambda_2 z}) P_0(s) \\
 &\quad + \frac{C_h}{s} (a_2 e^{\lambda z} - a_1 e^{\lambda_2 z})] - \frac{C_h}{s^2 E_h} - \frac{C_h}{sE_h} M + \frac{Ma_1 a_2}{sE_h(a_1 - a_2)} (e^{\lambda z} - e^{\lambda_2 z}) \\
 &\quad + \frac{MC_h}{sE_h(a_1 - a_2)} (a_1 e^{\lambda z} - a_2 e^{\lambda_2 z})
 \end{aligned} \right. \quad (2-50)$$

将 $v_0(t)$ 作为对系统的激励, 根据 Laplace 变换的终值定理, 可知当 $t \rightarrow +\infty$, 可认为 $s \rightarrow 0$, 则式(2-50)中的第 1 项的稳定响应可求得

$$p_1(z, t) = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s \cdot sE_h}{a_1 - a_2} (e^{\lambda z} - e^{\lambda_2 z}) V_0(s) = 0 \quad (2-51)$$

$$v_1(z, t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \left\{ \frac{1}{sE_h(a_1 - a_2)} [sE_h(a_2 e^{\lambda z} - a_1 e^{\lambda_2 z}) V_0(s)] \right\} = 0 \quad (2-52)$$

式(2-50)中其他各项可用终值定理求稳定响应, 可得

$$\left\{ \begin{aligned}
 p_2(z, t) &= \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \left[-\frac{B_h}{(\gamma^2 D_h - B_h)\alpha} (a_2 e^{\lambda z} - a_1 e^{\lambda_2 z}) \frac{P_0}{s} \right] = p_0 e^{-\beta_1 z} \\
 p_3(z, t) &= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s \cdot C_h B_h}{(\gamma^2 D_h - B_h)\alpha s} (e^{\lambda z} - e^{\lambda_2 z}) = e^{-\beta_1 z} - 1 \\
 p_4(z, t) &= \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \left[\left(\frac{a_2}{a_1 - a_2} + \frac{C_h}{a_1 - a_2} \right) M e^{\lambda z} - \left(\frac{a_1}{a_1 - a_2} + \frac{C_h}{a_1 - a_2} \right) M e^{\lambda_2 z} + M \right] \\
 &= -F_h + F_h = 0
 \end{aligned} \right. \quad (2-53)$$

$$\left\{ \begin{aligned}
 v_2(z, t) &= \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{B_h a_1 a_2}{s E_h (\gamma^2 D_h - B_h) \alpha} (e^{\gamma z} - e^{\gamma_2 z}) \frac{p_0}{s} \\
 &= \frac{k p_0}{E_h} (1 - e^{-\beta_1 z}) \frac{D_h S_h}{B_h} = \frac{1}{B_h} p_0 (1 - e^{-\beta_1 z}) \\
 v_3(z, t) &= \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \left[\frac{C_h B_h}{s^2 E_h (\gamma^2 D_h - B_h) \alpha} \cdot (a_1 e^{\gamma_1 z} - a_2 e^{\gamma_2 z}) - \frac{C_h}{s^2 E_h} \right] \\
 &= \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{C_h}{s E_h} - \frac{C_h}{s E_h} \right) = 0 \\
 v_4(z, t) &= \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \left[-\frac{C_h}{s E_h} M + \frac{M a_1 a_2}{s E_h (a_1 - a_2)} (e^{\gamma_1 z} - e^{\gamma_2 z}) + \frac{M C_h}{s E_h (a_1 - a_2)} (a_1 e^{\gamma_1 z} - a_2 e^{\gamma_2 z}) \right] \\
 &= -\frac{C_h}{E_h} M + \frac{C_h}{E_h} M = 0
 \end{aligned} \right. \quad (2-64)$$

则

$$p(z, t) = (1 + p_0) e^{-\beta_1 z} - 1 \quad (2-55)$$

$$v(z, t) = \frac{p_0}{B_h} (e^{-\beta_1 z} - 1) \quad (2-56)$$

对上两式中无量纲化作归并处理

$$\beta_1 = M \left[K_f - \frac{8e}{\pi d(D-d)} \right] \quad (2-57)$$

其中

$$M = \frac{L \rho_0}{\rho_0 - \gamma^2 \rho_m C_0 v_0^2 (\rho_m - \rho_0)}$$

$$B_h = \frac{\bar{p}}{(\rho_m - \rho_0) C_0 \bar{p}} \quad (2-58)$$

若取稳态下物料在沿转子转动方向上压力的平均值作为压力特征量 \bar{p} ，则

$$\bar{p} = \frac{1}{L} \int_0^L p_0 e^{-\frac{\beta_1 z}{L}} dz = \frac{p_0}{L} \left[-\frac{L}{\beta_1} e^{-\frac{\beta_1 z}{L}} \right]_0^L = \frac{(1 - e^{-\beta_1})}{\beta_1} p_0 \quad (2-59)$$

根据式(2-4)，可得

$$\bar{p} = \rho_m - (\rho_m - \rho_a) \cdot e^{-C_0 \bar{p}} \quad (2-60)$$

叶片泵入口处物料的速度为 $v_0(t) = v_0$ ，则必有

$$\bar{v} = v_0 \quad (2-61)$$

式(2-55)和(2-56)就是在近似处理之后所得到的正位移作用下，其中一个叶片槽中物料的

压力及物料的速度沿着转子转动方向上的解析式。

2.3 正位移固体输送特性分析

为了进一步了解正位移叶片泵对固体输运过程的影响,需要对前面所得到的压力和速度的两个基本公式 (2-55) 和 (2-56) 进行分析讨论。

2.3.1 沿 z 方向压力分布

将式 (2-57) 代入式 (2-55) 可得沿转动方向的压力分布如下

$$p(z) = (1 + p_0)e^{-M\left(K_f - \frac{4e}{D-d}\right)z} - 1 \quad (2-62)$$

上式中取 $z=1$, 则有

$$p(1) = (1 + p_0)e^{-M\left(K_f - \frac{4e}{D-d}\right)} - 1 \quad (2-63)$$

上式中 $M > 0, K_f - \frac{4e}{D-d} < 0, D-d > 0$, 所以当偏心距 e 增大, $p(1)$ 随着增大, 也就是说偏心距 e 增大对物料在转动方向上 $z=1$ 处所建立的压力增加。又由于 M 随着转子转速 n 增大而增大, 所以 $p(1)$ 随着转子转速 n 增大而增大。在转动方向上的任意位置, 偏心距 e 增大, $p(z)$ 相应增大; 转子转速 n 增大, $p(z)$ 也会相应增大。物料压力的增加意味着物料间的挤压增强, 物料的密度增大, 也就是说在正位移输送作用下, 物料在叶片泵中更容易被压实和向前输送。

将式 (2-62) 还原成有量纲形式, 得

$$p(z) = p_0 e^{-M\left(K_f - \frac{4e}{D-d}\right)\frac{z}{L}} \quad (2-64)$$

再根据式 (2-4) 和 (2-64) 可以得到物料的密度随 z 变化的表达式

$$\rho(z) = \rho_m - (\rho_m - \rho_a)e^{-C_0 p(z)} \quad (2-65)$$

从上面公式可以看出随着压力的增大, 物料密度也会相应地增大, 由前面的分析可知压力随着偏心距和转子转速的增大而增大, 所以密度也随着偏心距和转子转速的增大而增大。

2.3.2 沿 z 方向速度分布

将式 (2-57) 代入式 (2-56) 可得沿转动方向上物料的速度分布

$$v(z) = \frac{p_0}{B_h} \left(e^{-M\left(K_f - \frac{4e}{D-d}\right)z} - 1 \right) \quad (2-66)$$

上式中取 $z=1$, 则有

$$v(1) = \frac{p_0}{B_h} \left(e^{-M \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right)} - 1 \right) \quad (2-67)$$

上式中 $M > 0, K_f < 0, D-d > 0$, B_h 随着偏心距和转速的增大而增大, 因而, $v(1)$ 随着偏心距和转子转速的增大而减小。在 z 方向上的任意位置, 随着偏心距或者转子转速的增大, $v(z)$ 相应减小。这是因为随着偏心距或者转子转速的增大, 物料压力增大, 物料沿 z 方向运动阻力增大。

将式(2-66)还原成有量纲形式, 得

$$\begin{aligned} v(z) &= \bar{v} \left\{ 1 + \frac{p_0 - \bar{p}}{\bar{p} B_h} \left[e^{-M \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right) \frac{z}{L}} - 1 \right] \right\} \\ &= v_0 - \frac{C_0 v_0 (\rho_m - \bar{\rho})(\bar{p} - p_0)}{\bar{\rho}} \left[e^{-M \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right) \frac{z}{L}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (2-68)$$

式(2-68)即为叶片泵中物料的速度分布。由此公式可以很容易看出, 沿 z 方向物料的速度随着转子转速和偏心距的增大而减小, 这是因为随着转子转速和偏心距的增大, 物料压力增大, 物料沿 z 方向运动阻力增大。

2.3.3 正位移固体输送流率

沿 z 方向上无量纲固体输送体积流率 Q_v 可写成物料沿 z 方向的速度 $v(z)$ 和叶片槽截面积 hW/L^2 之积, 即

$$Q_v = v(z) \frac{h(z)W}{L^2} \quad (2-69)$$

其中

$$v(z) = \frac{p_0}{B_h} \left[e^{-M \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right) z} - 1 \right]$$

由于沿 z 方向密度是变化的, 因此, 这里讨论质量流率更为有意义, 沿 z 方向的质量流率可写成固体输送体积流率 Q_v 与密度的乘积, 即

$$Q_m = \frac{\rho(z) - \bar{\rho}}{\bar{\rho}} Q_v = \frac{h(z)W}{\bar{\rho} L^2} v(z) \left\{ \rho_m - (\rho_m - \rho_a) \cdot e^{-C_0 \bar{p} [1 + p(z)]} - \bar{\rho} \right\} \quad (2-70)$$

其中

$$h(z) = \frac{D-d}{2} + e - \frac{4e}{\pi d} z$$

$$v(z) = \frac{p_0}{B_h} \left(e^{-M \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right) z} - 1 \right)$$

$$p(z) = (1 + p_0) e^{-M \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right) z} - 1$$

式(2-70)是沿 z 方向固体输送质量流率的无量纲表达式。取任意横截面上所流过的物料进行分析。当 $z = L/2$ ，则(2-70)可化为

$$Q_m = \frac{h(L/2)W}{\bar{\rho}L^2} v(L/2) \left\{ \rho_m - (\rho_m - \rho_a) \cdot e^{-C_0 \bar{\rho} [1 + p(L/2)]} - \bar{\rho} \right\} \quad (2-71)$$

其中

$$h(L/2) = \frac{D-d}{2}$$

$$v(L/2) = \frac{p_0}{B_h} \left(e^{-\frac{M}{2} \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right)} - 1 \right)$$

$$p(L/2) = (1 + p_0) e^{-\frac{M}{2} \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right)} - 1$$

根据式(2-71)，由于 $h(L/2) \ll \rho$ ，当叶片偏心距 e 增大， $v(L/2)$ 减小， $p(L/2)$ 增大，平均密度 $\bar{\rho}$ 增大，因此，沿 z 方向固体输送质量流率 Q_m 减小。叶片泵的正位移输送特性使物料压力提高，沿 z 方向固体输送质量流率逐渐减小，根据质量守恒可知沿 x 方向物料质量流率则逐渐增大。

将式(2-70)还原成有量纲量可得

$$Q_m = h(z)Wv(z)\rho(z) = h(z)Wv(z) \left[\rho_m - (\rho_m - \rho_a) \cdot e^{-C_0 \rho(z)} \right] \quad (2-72)$$

其中

$$h(z) = \frac{D-d}{2} + e - \frac{4e}{\pi d} z$$

$$v(z) = v_0 \left[1 - \frac{(\rho_m - \rho_0)C_0(\bar{p} - p_0)}{\bar{\rho}} \left(e^{-M \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right) \frac{z}{L}} - 1 \right) \right]$$

$$p(z) = p_0 e^{-M \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right) \frac{z}{L}}$$

式(2-72)就是所得的沿 z 方向固体输送质量流率的表达式。

根据质量守恒定理，当挤出稳定的时候，由于物料转动前进过程中沿轴向方向一直

有料流走,物料通过任意横截面的质量并不相同,又由于当偏心距 $e < 6mm$ 时, $h(L) > 0$, 即叶片伸出转子轴有一定的深度,这会使得叶片泵每转一周都会有物料随着叶片伸出部分一起回转,所以叶片泵的理论产量等于初始位置 ($z=0$) 的固体输送质量流率减去 $Q_m(L)$ 之差。可得叶片泵理论挤出产量为

$$\begin{aligned} Q_t &= Q_m(0) - Q_m(L) \\ &= W[h(0)v(0)\rho(0) - h(L)v(L)\rho(L)] \end{aligned} \quad (2-73)$$

式 (2-73) 就是叶片泵挤出的理论质量产量。

2.3.4 正位移固体输送角

根据质量守恒原理,正位移叶片泵的理论流量还等于轴向出料积分,即

$$Q_t = \int_0^L \bar{h} \bar{\rho} v(z) \tan \theta dz = \int_0^L \bar{h} \bar{\rho} b z^2 dz = \frac{1}{3} b \bar{h} \bar{\rho} L^3 \quad (2-74)$$

令

$$v_x = v(z) \tan \theta = b z^2 \quad (2-75)$$

由式(2-74)可得

$$b = \frac{3Q_t}{\bar{h} \bar{\rho} L^3} \quad (2-76)$$

则

$$v_x(z) = b z^2 = \frac{3Q_t}{\bar{h} \bar{\rho} L^3} z^2 \quad (2-77)$$

由式(2-75) 和(2-77)可得

$$\theta = \arctan \frac{v_x(z)}{v(z)} = \arctan \frac{3Q_t}{\bar{h} \bar{\rho} L^3 v(z)} z^2 \quad (2-78)$$

式(2-78)即为正位移输送段 $x=W$ 边界上物料输送角公式。

由公式 (2-78) 可以看出,正位移输送角 θ 与理论质量产量呈正比,当 θ 增大,沿 x 方向物料运动速度增大,正位移输送产量随着增大。

2.3.5 正位移固体输送功率

从上面的分析可知,在正位移挤出机中,叶片泵的引入促使物料在正位移输送过程中建立了一定的压力。下面从理论上进行分析固体叶片正位移输送段所消耗的能量。

正位移输送段所消耗的总能量主要包括两大方面:消耗在定子表面的能量,消耗在提高物料压力的能量。

转子旋转所消耗的能量近似等于作用在叶片上的力乘以转子速度，即

$$\begin{aligned} dN_c &= v_b p(z) Wh(z) dz \\ &= W \pi D \bar{n} \left(\frac{D-d}{2} + e - \frac{4e}{\pi d} z \right) p_0 e^{-\frac{\beta z}{L}} dz \end{aligned} \quad (2-79)$$

在 $0 \sim L$ 范围内积分式(2-79)，便可得在实际固体输送段长度上总功率消耗

$$\begin{aligned} N_c &= \int_0^L W \pi D \bar{n} \left(\frac{D-d}{2} + e - \frac{4e}{\pi d} z \right) p_0 e^{-\frac{\beta z}{L}} dz \\ &= W \pi D \bar{n} \left(\frac{D-d}{2} + e \right) \frac{p_0 L}{\beta_1} (1 - e^{-\beta}) - W \pi D \bar{n} \frac{4e}{\pi d} \frac{p_0 L^2}{\beta_1^2} [1 - (1 + \beta_1) e^{-\beta}] \end{aligned} \quad (2-80)$$

式(2-80)表示固体输送段的有量纲总功率消耗，它包括两个方面，第一个方面是能量转换为热能，第二方面是能量消耗在提高物料的压力。对于能量转换为热能的计算方法与传统的普通单螺杆挤出机相似。在这里只对消耗在提高压力的能量进行分析。

对于叶片槽中的任意微元，忽略物料深度的变化，则根据式(2-62)和式(2-66)可得叶片泵中建立压力所消耗的功率无量纲表达式为

$$\begin{aligned} dN_p &= Q_v dp(z) \\ &= \frac{\bar{h} W}{L^2} v(z) p'(z) dz \\ &= \frac{(D-d) W p_0}{2 L^2 B_h} (1 - e^{-\beta z}) \beta_1 (1 + p_0) e^{-\beta z} dz \end{aligned} \quad (2-81)$$

若 Z 表示实际的固体输送段流道的长度无量纲量，则在 $0 \sim Z$ 范围内积分式(2-81)便可得 Z 长度上建立叶片槽中压力无量纲功率消耗为

$$N_p(Z) = \frac{(D-d) W p_0}{4 L^2 B_h} (1 + p_0) (e^{-\beta Z} - 1)^2 \quad (2-82)$$

在上式中，由于 $M > 0, K_f < 0$ ， L 取相同的固体输送段长度， B_h 随着转子转速和偏心距的增大而减小，则功率消耗增大。这是因为随着转子转速或者偏心距增大，所建立的物料压力也会相应增大，物料被压得更加密实，因此消耗在建立压力的功率必然会相应地增大。

L 表示有量纲实际固体输送叶片槽的长度，将式(2-81)还原成有量纲，则可得

$$N_p(z) = \frac{(D-d)}{2} W p_0 \left[v_0 (e^{-\beta \frac{z}{L}} - 1) - \frac{D_v}{2} (e^{-\beta \frac{z}{L}} - 1)^2 \right] \quad (2-83)$$

其中

$$D_v = \frac{C_0 v_0 (\rho_m - \bar{\rho})(\bar{p} - p_0)}{\bar{\rho}}$$

由式(2-83)可知, D_v 随着偏心距或者转子转速增大而增大, 消耗在建立压力的功率随着偏心距或者转速增大的增大而增大, 这也是物料压力随着偏心距和转子转速增大而增大的原因。

2.4 本章小结

本章建立了正位移挤出机挤出过程中正位移固体输送的物理模型和数学模型, 并结合必要的假设以及边界条件, 求解出正位移固体输送段物料沿转动方向的压力分布、速度分布、正位移输送流率、输送角及功率单耗。通过理论分析表明: 正位移输送过程中物料压力呈指数增大, 建压作用明显, 偏心距和转子转速是影响正位移输送特性最主要的两大因素。叶片泵的应用有利于提高固体输送流率, 改善进料, 在进料段建立起一定的压力, 为进一步的固体输送做准备。

第三章 理论结果分析

为了更加直观的对理论得出的结果进行分析,这里结合实际设计的结构参数以及具体的物料对前面建立的数学模型进行实际计算。数据的计算及处理都采用 origin 软件。

已知:进料段叶片泵的结构参数如表 3-1 所示,所用材料为低密度聚乙烯 LDPE,其物理属性见表 3-2 所示。

表 3-1 叶片泵的结构参数

Table 3-1 Structure parameter of the vane pump

定子直径 (D) /mm	转子直径 (d) /mm	固体输送段的长度 (L) /mm	叶片槽深度 (h) /mm	叶片宽度 (W) /mm	偏心距 (e) /mm
62	50	78.54	0~12	70	0~6

表 3-2 固体物料 LDPE 的物理性能

Table 3-2 The physical property of the solid material LDPE

$\rho_m /(\text{kg} / \text{m}^3)$	$\rho_a /(\text{kg} / \text{m}^3)$	$C_0 /(\text{m}^2 / \text{N})$
920	520	2.5×10^{-7}

另外其他相关参数如下:

- (1) 设定转子的转速为: 30rpm; 60rpm; 90rpm; 120rpm; 150rpm;
- (2) 叶片泵偏心距范围为: 0~6mm;
- (3) 设转子驱动转矩为: $1\text{N} \cdot \text{m}$

为了可以计算出相关数据: 这里取 $f_{\omega 1} = f_{\omega 2} = 0.15$, $K = 0.25$, $p_1 = 1.01 \times 10^5 \text{Pa}$ 。

根据公式 (2-64), 取 $z = L$ 有

$$p(L) = p_0 e^{-M \left(K_f - \frac{4e}{D-d} \right)} \quad (3-1)$$

根据图 2-1, 可以近似计算得

$$p(L) = \left[\left(\frac{D}{2} + e \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] p_0 / \left[\left(\frac{D}{2} - e \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] \quad (3-2)$$

将叶片泵结构参数代入 (3-1) 式, 可以求得不同转速下的修正系数 γ , 经过分析取 $\gamma = 79$ 。

3.1 物料压力分布

3.1.1 压力分布曲线

根据压力分布公式(2-64)计算可得:偏心距为3mm和6mm时,转子转过半周内,不同转子转速下的挤出压力曲线分别如图3-1和图3-2所示。

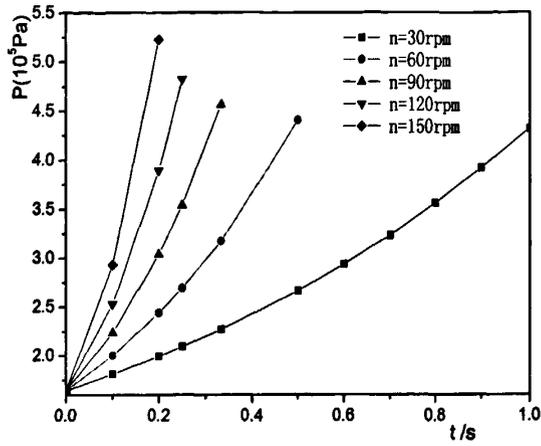


图3-1 偏心距为3mm时,不同转子转速下的挤出压力曲线

Fig.3-1 The pressure curve of the extrusion under different rotor velocity when the offsetting is 3mm

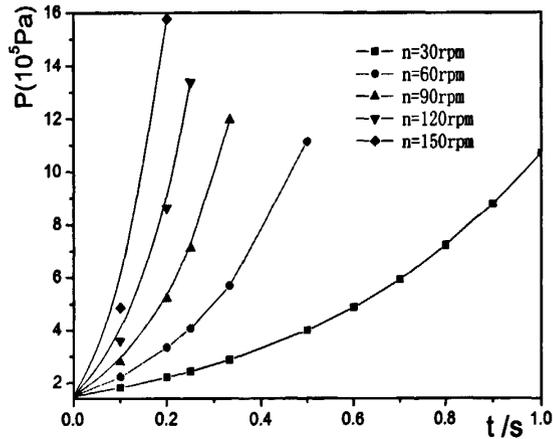


图3-2 偏心距为6mm时,不同转子转速下的挤出压力曲线

Fig.3-2 The pressure curve of the extrusion under different rotor velocity when the offsetting is 6mm

从图3-1和图3-2可以看出,在叶片泵偏心距一定的情况下,挤出压力随着转子转速的增大而增大,这是因为随着转子转速的增大,在相同的时间内,两叶片间的固体物料转过的角度越大,即相同的时间内固体物料的体积压缩量越大,从而形成更高的压力。随着偏心距的增大,相同转速下,挤出压力增大趋势明显,这是因为偏心距越大,转过同样的角度,物料的压缩量越大。

3.1.2 平均压力

根据式 (2-59) 计算可得：叶片泵中物料的平均压力与叶片泵偏心距和转子转速的关系分别如图 3-3 和 3-4 所示。

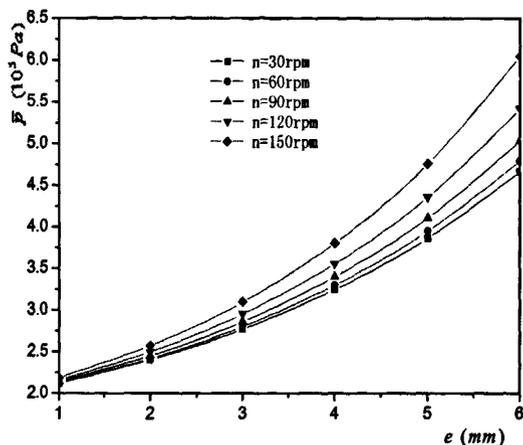


图 3-3 不同转子转速下，物料的平均压力与偏心距的关系图

Fig.3-3 The relationship charts of the average pressure vs offsetting under different rotor velocity

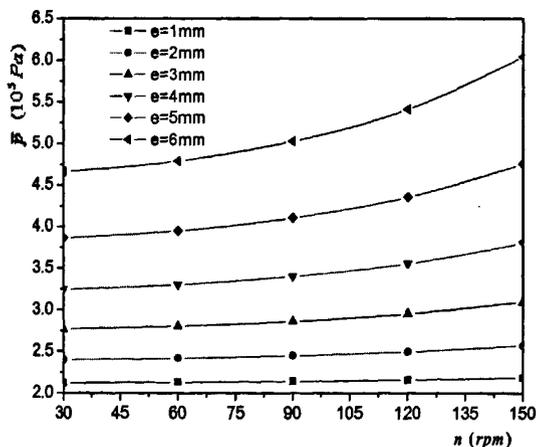


图 3-4 不同偏心距下，平均压力与转子转速的关系图

Fig.3-4 The relationship charts of the average pressure vs rotor velocity under different offsetting

从图 3-3 可以看出，在转子转速一定的情况下，平均挤出压力随着叶片泵偏心距的增大而增大，这是因为随着叶片泵偏心距的增大，物料沿转动方向体积压缩量明显增大，相应的压力梯度显著增大，平均压力随着增大。

从图 3-4 可以明显看出，在叶片泵偏心距一定的情况下，随着转子转速的增加，平均挤出压力略有增大。这是由于随着转速增大，物料压实过程虽然加快，但是 x 方向物

料输送同样加快，因而叶片泵中物料的平均压力增大不多。

3.2 物料密度分布

3.2.1 密度分布曲线

根据公式 (2-4) 结合上面求得的压力，可以得到偏心距为 3mm 和 6mm 时正位移输送段的物料密度分布分别如下图 3-5 和 3-6 所示。

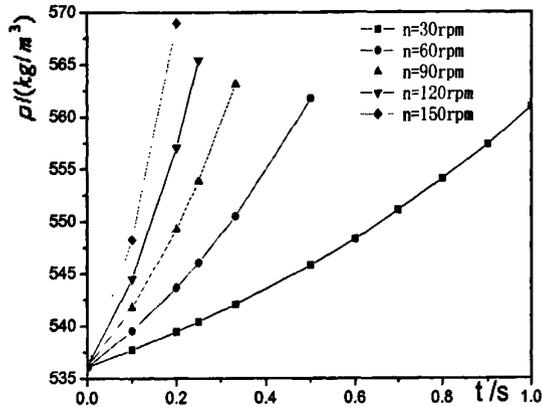


图 3-5 偏心距 3mm 时，在不同转子转速下，物料密度分布

Fig.3-5 The curve of material density under different rotor velocity when the offsetting is 3mm

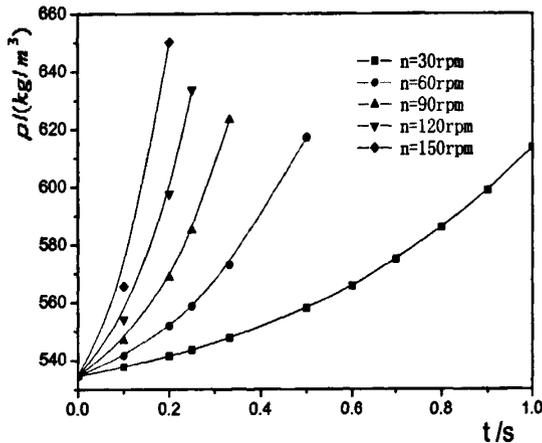


图 3-6 偏心距为 6mm 时，在不同转子转速下,物料密度与的关系图

Fig.3-6 The curve of material density under different rotor velocity when the offsetting is 3mm

从图 3-5 和图 3-6 中可以看出，在叶片泵偏心距一定的情况下，在随着转速的增大，固体物料的密度增大越快，这是因为随着转速的提高，单位时间内松散物料被压缩的体积量越大。转速一定的情况下，偏心距越大，同样地，单位时间体积压缩量大，密度自

然越大。

3.2.2 平均密度

根据公式 (2-60) 以及前面计算得到的平均压力可得：平均密度与叶片偏心距和转子转速之间的关系分别如图 3-7 和 3-8 所示。

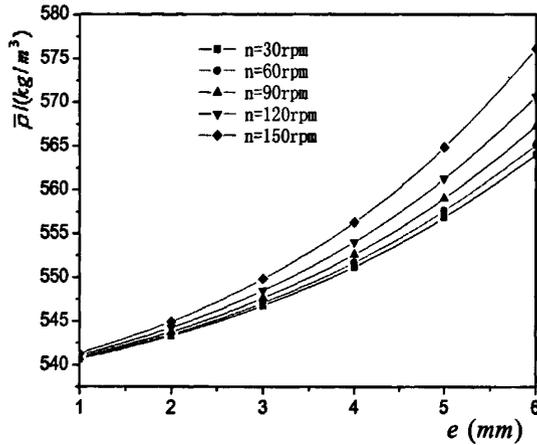


图 3-7 不同转子转速下，平均密度与偏心距的关系图

Fig.3-7 The relationship charts of the average density vs offsetting under different rotor velocity

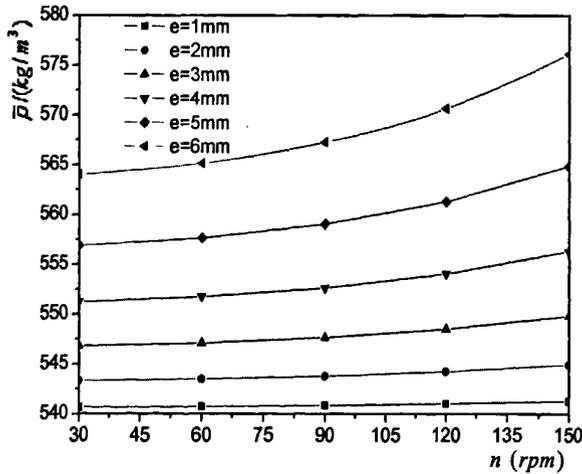


图 3-8 不同偏心距下，平均密度与转子转速的关系图

Fig.3-8 The relationship charts of the average density vs rotor velocity under different offsetting

从图 3-7 可以看出，在转子转速一定的情况下，平均密度随着叶片泵偏心距的增大而增大，这是因为随着叶片泵偏心距的增大，物料沿转动方向体积压缩量明显增大，相应的压力梯度显著增大，平均密度随着增大。

从图 3-8 可以看出, 在叶片泵偏心距一定的情况下, 随着转子转速的增加, 平均密度略有增大。这是由于正位移挤出过程中, 随着转速增大, 物料压实过程虽然越快, 但是 x 方向物料输送也较快, 因而叶片泵中物料的平均压力增大不多, 相应地密度也只是略有增大。

3.3 物料速度分布

根据公式 (2-68) 计算可得: 偏心距为 3mm 和 6mm 时, 转子每转过半周, 叶片泵中物料的速度曲线分别如图 3-9 和 3-10 所示。

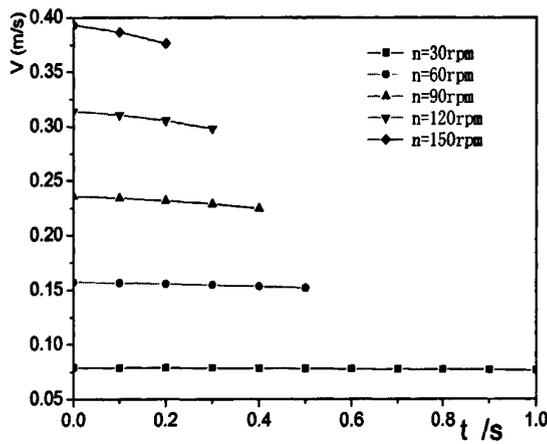


图 3-9 偏心距为 3mm 时, 不同转子转速下物料速度曲线

Fig.3-9 The velocity curve of the material under different rotor velocity when the offsetting is 3mm

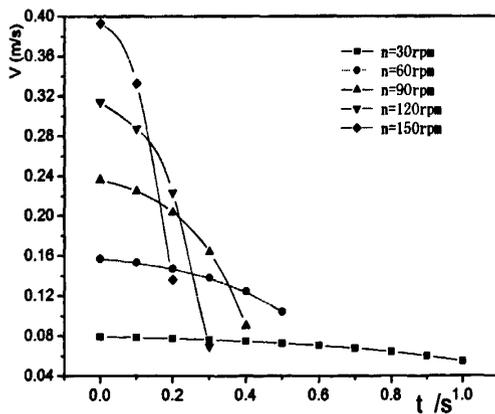


图 3-10 偏心距为 6mm 时, 不同转子转速下物料速度曲线

Fig.3-10 The velocity curve of the material under different rotor velocity when the offsetting is 6mm

由图 3-9 和图 3-10 可以看出, 在叶片泵偏心距一定的条件下, 物料在转动方向上

速度逐渐降低，这是因为随着转速越大，物料的压力越大，而该压力压实物料的同时阻碍物料向前运动，从而导致物料运动速度下降。从图 3-10 中还可以看出，当叶片泵处于最大偏心距时，物料速度沿 z 方向急剧下降，这是因为当物料深度沿 z 方向逐渐较小到零，物料最终无处可去，只能在压力的作用下沿 x 方向输送走，因而物料速度沿 z 方向急剧下降，接近于零。

3.4 理论产量

根据公式 (2-73) 计算得到的数据可得：不同转子转速下，正位移理论质量产量与叶片泵偏心距以及转子转速的关系分别如下图 3-11 和图 3-12 所示。

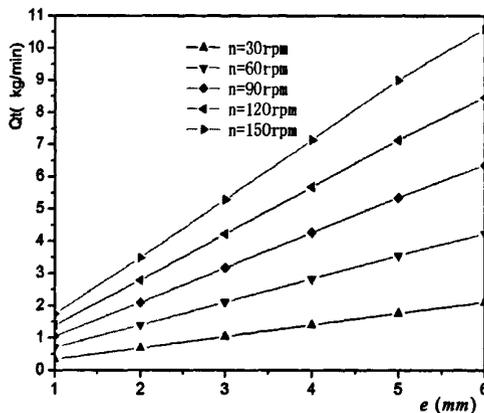


图 3-11 不同转子转速下，理论产量与偏心距的关系图

Fig.3-11 The relationship charts of the theory yield vs offsetting under different rotor velocity

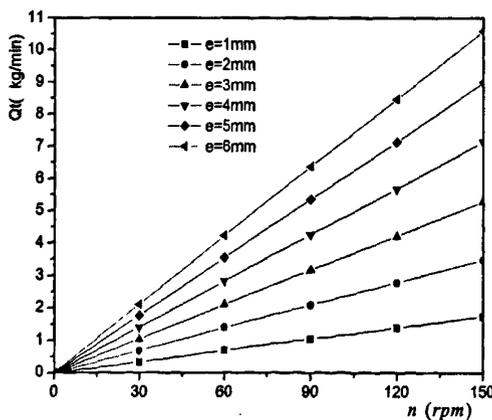


图 3-12 不同偏心距下，理论产量与转子转速的关系图

Fig.3-12 The relationship charts of the theory yield vs rotor velocity under different offsetting

由图 3-11 和图 3-12 可以看出，在叶片泵转速一定或偏心距一定的情况下，理论正

位移输送产量与偏心距或转速具有很好的线性关系,斜率随着转速和偏心距的增大而增大,这是由叶片泵的正位移的输送特性决定的。

3.5 输送角

由公式(2-78)结合前面计算得到的理论产量和速度分布数据,可以计算得到转子转过半周内正位移输送角随时间的分布如下图 3-13 和 3-14 所示。

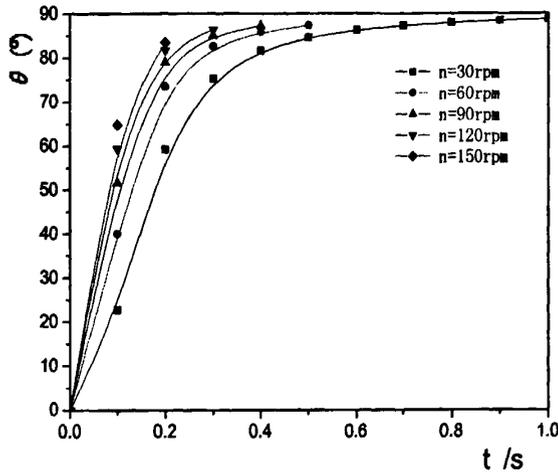


图 3-13 偏心距为 3mm 时,不同转速下输送角与时间关系图

Fig.3-13 The curve of conveying angle under different rotor velocity under when the offsetting is 3mm

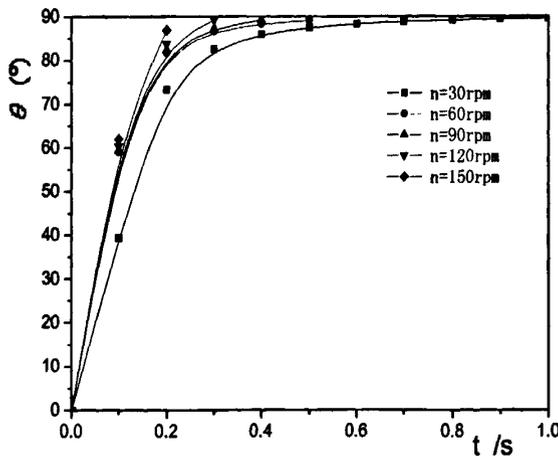


图 3-14 偏心距为 6mm 时,不同转速下输送角与时间关系图

Fig.3-14 The curve of conveying angle under different rotor velocity under when the offsetting is 6mm

由图 3-13 和 3-14 可以看出,输送角随着物料深度的减小迅速增大,到物料深度最小处达到最大值,偏心距越大,输送角的最大值越大,偏心距最大时,趋近于九十度,

即物料实际速度方向几乎垂直于转动方向，这是因为偏心距越大时，物料在叶片泵中越难以前进，在压力的作用下沿 x 方向输送，使得物料沿 x 方向的速度逐渐增大，沿 z 方向的速度逐渐减小，因而输送角逐渐增大。

3.6 理论单耗

根据公式 (2-73) 和 (2-83) 计算可得，在不同转子转速情况下，正位移输送段单耗与偏心距的关系如下图所示。

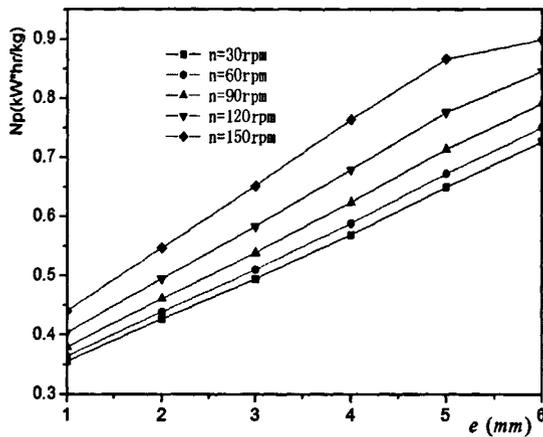


图 3-15 不同转子转速下，理论单耗与偏心距的关系图

Fig.3-15 The relationship charts of the theory abrasion loss rate vs offsetting under different rotor velocity

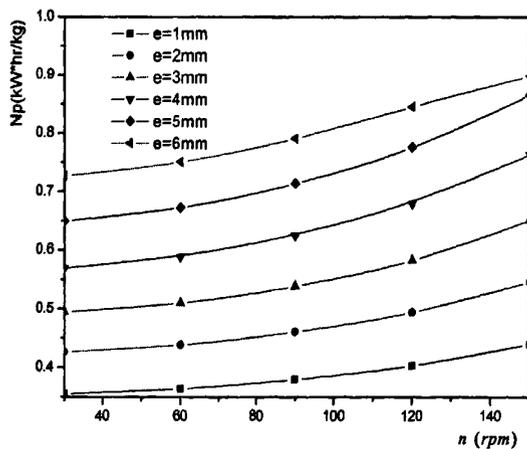


图 3-16 不同偏心距下，理论单耗与转子转速的关系图

Fig.3-16 The relationship charts of the theory abrasion loss rate vs rotor velocity under different offsetting

由上图 3-15 和图 3-16 可以看出, 转速一定的情况下, 单耗几乎与偏心距呈线性关系, 偏心距增大, 单耗增大, 这是因为随着偏心距增大, 物料压力增大, 消耗在建立物料压力的功率明显增大; 在一定偏心距下, 随着转速的增大, 单耗略有增大, 这是因为物料压力随着转速的增大有所增大, 同时由于产量与转速成正比, 所以单耗虽然有所增加, 但增大程度并不大。

3.7 本章小结

本章结合实际正位移挤出机结构参数, 通过计算得出的压力曲线、速度曲线、密度曲线、理论产量、输送角以及单耗随着转子转速和偏心距变化的关系图, 定性并且定量地研究叶片正位移固体输送特性, 发现在叶片泵偏心距一定的情况下, 理论正位移产量与转子转速成正比关系, 物料平均压力和平均密度增大略有; 转子转速一定的情况下, 随着叶片泵偏心距的增加, 理论正位移产量线性增加, 物料平均压力和平均密度呈近似指数增大; 综合分析发现: 偏心距对正位移输送特性的影响比转速稍大。

第四章 叶片泵结构参数设计

由于最初的设计基本上是概念设计，对于很多具体的因素并没有进行详细的计算。初步加工出来的样机的试机情况不是很理想：物料在叶片泵和螺杆之间产生很高的压力。结合理论模型分析表明：叶片泵固体输送能力远大于与之相连的螺杆输送段，导致在螺杆输送段物料输送不及。因此，在目前不能进行详尽实验研究的情况下，借助理论推导得到的数学模型对正位移挤出机的结构进行优化，进而将叶片泵的正位移输送特性有效地引入到挤出机固体输送段很有意义。

叶片泵参数设计的基本思路是：已知挤出机进、出口压力，结合必要假设计算出叶片出口处物料的压力，再根据第二章推导得到的正位移输送段物料压力分布公式确定叶片泵的相关结构参数。

4.1 叶片泵出口处物料压力

为了根据出口压力反求叶片泵出口物料压力，进而确定叶片泵的具体结构参数，这里通过简化固体输送段以及熔体输送部分结构（物料从叶片泵出口到挤出口模）如下图4-1所示。

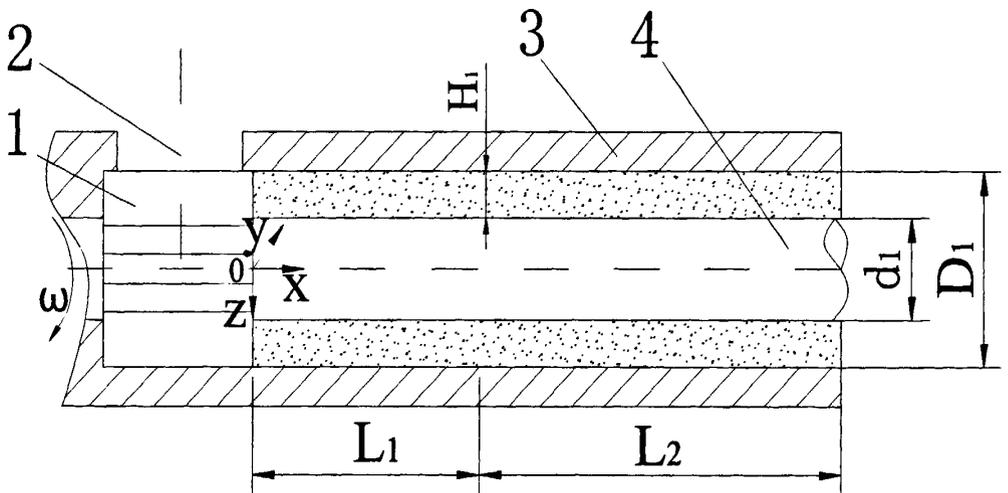


图 4-1 正位移挤出过程示意图

Fig.4-1 The sketch of the process of positive extrusion

1. 叶片；2. 进料口；3. 挤出机筒；4. 挤出芯模

为简化计算，对挤出过程有如下假设：

(1) 假设物料从叶片泵出来之后进入环形流道挤出，芯模旋转，料筒静止；

(2) L_1 和 L_2 分别为固体输送段长度和熔体输送段长度, 忽略熔融段;

(3) 假设叶片泵出口物料压力为 P_0 , 固体和熔体边界处物料压力为 P_1 , 熔体段末段即挤出出口处物料压力为 P_2 , 忽略 y 和 z 方向物料的压力梯度, 即物料压力 P 只是 x 的函数。

根据相关假设可得熔体段压力降^[59]

$$\Delta p = P_1 - P_2 = \left[\frac{2^{n+1}(n+2)QL_2^n}{\pi k d_1 H_1^{n+2}} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (4-1)$$

式中:

Δp ——为熔体输送段压力降;

k ——为流体的流动度;

n ——为流动常数;

Q ——为熔体体积流率;

d_1 ——为芯模外径;

H_1 ——为环形流道缝隙高度。

由公式(4-1)可得固体段和熔体边界处物料压力

$$P_1 = P_2 + \left[\frac{2^{n+1}(n+2)QL_2^n}{\pi k d_1 H_1^{n+2}} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (4-2)$$

对于固体输送段, 采用电磁动态单螺杆固体输送模型的稳态公式^[60], 则固体段压力分布可以近似表示为

$$P(x) = P_0 e^{-\frac{N}{L_1} x} \quad (4-3)$$

上式中取 $x = L_1$ 时, 可得

$$P_0 = P(L_1) e^N = P_1 e^N = e^N \left\{ P_2 + \left[\frac{2^{n+1}(n+2)QL_2^n}{\pi k d_1 H_1^{n+2}} \right]^{\frac{1}{n}} \right\} \quad (4-4)$$

式(4-4)即为根据挤出出口压力近似计算叶片泵出口压力的公式。

4.2 叶片泵结构参数

由于叶片泵输送过程中物料出口在沿着整个圆周上, 因此, 其出口物料压力应该取整个正位移输送段物料的平均压力更实际, 则有

$$\bar{p} = P_0 = e^N \left\{ P_2 + \left[\frac{2^{n+1}(n+2)QL_2^n}{\pi kd_1 H_1^{n+2}} \right]^{\frac{1}{n}} \right\} \quad (4-4)$$

结合第二章得到的平均压力公式(2-59), 即可得到 P_0 与偏心距、转子外径以及定子内径之间的关系式

$$\frac{(1 - e^{-\beta_1})}{\beta_1} P_0 = P_0 \quad (4-5)$$

其中

$$\begin{cases} \beta_1 = M \left[K_f - \frac{8e}{\pi d(D-d)} \right] \\ M = \frac{L\rho_0}{\rho_0 - \gamma^2 \rho_m C_0 v_0^2 (\rho_m - \rho_0)} \end{cases} \quad (4-6)$$

为了求解 β_1 , 将 $e^{-\beta_1}$ 展开成幂级数形式

$$e^{-\beta_1} = 1 + \frac{-\beta_1}{1} + \frac{(-\beta_1)^2}{2!} + \frac{(-\beta_1)^3}{3!} + \dots \quad (4-7)$$

上式取前三项代入(4-5)式, 则有

$$\beta_1 = 2 \left(1 - \frac{P_0}{P_0} \right) \quad (4-8)$$

结合式(4.4)、(4.6)和(4.8)可得

$$e = \frac{\pi(D-d)d}{8} \left\{ K_f - \frac{2}{M} \left\{ 1 - \frac{e^N}{P_0} \left\{ P_2 + \left[\frac{2^{n+1}(n+2)QL_2^n}{\pi kd_1 H_1^{n+2}} \right]^{\frac{1}{n}} \right\} \right\} \right\} \quad (4-9)$$

其中

$$K_f = \frac{f_\omega K}{W}$$

式(4-9)即为叶片泵偏心距的计算公式。

由(4-9)式可以看出, 当其他条件不变的情况下, 偏心距 e 随着设定口模压力和挤出体积流率增大而增大。

当叶片泵结构参数(偏心距 e , 定子内径 D , 转子外径 d 以及叶片宽度 W) 一定的情况下, 变换公式(4-9)可得

$$\frac{2}{M} \left\{ 1 - \frac{e^N}{p_0} \left\{ P_2 + \left[\frac{2^{n+1}(n+2)QL_2^n}{\pi kd_1 H_1^{n+2}} \right]^{\frac{1}{n}} \right\} \right\} = K_f - \frac{8e}{\pi(D-d)d} = \text{常数} \quad (4-10)$$

由式(4-6)和式(4-10)可以看出,当叶片泵结构参数一定的情况下,挤出体积流率随着转子转速的增大而增大。

已知挤出产量、口模压力以及挤出段的相关结构参数,根据式(4-9)结合第二章得到的数学模型,即可确定叶片泵的主要结构参数。反之,根据设定的叶片泵主要结构参数,结合设定产量以及口模压力等,也可以确定与叶片泵配合使用的挤出段的主要结构参数。

4.3 本章小结

本章简述了正位移输送叶片泵结构参数的设计思路,结合第二章求解得到的理论公式以及必要的假设,得出了叶片泵主要结构参数(偏心距、定子内径和转子外径)与需求产量、口模压力以及挤出段结构等的相互关系。理论分析发现:理论挤出流率随着偏心距和转子转速的增大而增大,叶片泵主要结构参数的确定直接与挤出段主要结构参数、挤出参量以及口模压力相关联,有利于将叶片泵的正位移输送特性更加合理引入到挤出机固体输送段。

结论与建议

1. 结论

本文综述了在挤出加工中应用正位移输送特性的历史及其国内外的相关研究现状。基于自行研制的叶片泵挤出机基本结构,建立了叶片正位移固体输送物理模型和数学模型,结合必要的假设以及边界条件,对数学模型进行了详细的求解,得出了正位移固体输送段物料的压力分布、速度分布、理论产量以及功率单耗,并且结合实际的结构参数以及LDPE物理属性进行了计算,对计算结果进行了详细的分析,得出了如下结论:

(1) 理论分析发现:正位移输送过程中物料压力呈指数增长,建压作用明显,偏心距和转速是影响正位移输送特性的两个主要因素。

(2) 利用理论推导所得到的一系列公式,结合初步设计的正位移挤出机具体结构参数、LDPE物料属性以及工艺参数,通过详尽的计算得到了叶片正位移输送过程中物料密度随着时间的变化关系,物料的压力曲线;分析了物料平均压力、平均密度、正位移输送理论质量产量、输送角以及理论单耗与转子转速和叶片泵偏心距之间的关系。分析发现:理论正位移固体输送产量与转子转速和偏心距均成良好的线性关系,采用叶片泵输送固体具有理想的正位移特性,其中偏心距对正位移输送特性的影响更大。

(3) 为了得到结构更加合理正位移挤出机,有效地将叶片泵的正位移特性应用到挤出机固体输送中,本文通过设定一定的挤出产量和挤出口模压力,结合理论推导得到的一系列公式,得出了正位移叶片泵的主要结构参数(尤其是偏心距)与设定产量、口模压力以及挤出段结构参数等之间的关系。分析所得公式发现:挤出产量随着叶片泵偏心距和转子转速增大而增大,利用该公式可以通过挤出产量、口模压力以及挤出段主要结构参数确定叶片泵的主要结构参数,同样也可以依据设定的叶片泵结构参数,确定挤出段的结构参数,从而实现叶片泵与挤出段的有效配合,真正将叶片泵的正位移输送特性有效地引入到挤出过程中。

2. 不足与建议

由于本人知识水平以及实际条件的限制,本论文仍然存在不少不足之处,大量有关本课题的研究工作有待进一步展开。

(1) 正位移输送过程实际上属于三维输运,物料速度、压力、密度、物料深度以及输送角都是变量,考虑到求解的可行性,本文在建立物理模型和数学模型的过程中采用了

大量假设以便简化，由此产生的误差在所难免。

(2) 由于时间关系以及设备加工中一些预料之外的问题，没能如期进行实验方面的研究以充实论文，同样是由于时间关系，没能将第四章的设计思路进行实践。

上述不足之处有待今后中心的研究人员进一步深入，理论模型结合即将进行的实验研究，相信将正位移输送特性有效的引入到挤出过程的设想很快就会实现并且逐步成熟。

参考文献

- [1] 黄锐, 曾邦禄. 塑料成型工艺学. 第二版. 中国轻工业出版社, 1997: 105-144
- [2] 北京化工大学, 华南理工大学. 塑料机械设计. 第二版. 中国轻工业出版社, 1995
- [3] 申长雨, 陈静波, 刘春太, 李倩. 塑料成型加工概述. 工程塑料应用. 1999, 27(3):26-29
- [4] 申长雨, 陈静波, 刘春太, 李倩. 塑料挤出成型加工设备. 工程塑料应用. 1999, 27(11):28-33
- [5] Chan I Chung. Plasticating single-screw extrusion theory[J]. *Polym. Eng. Sci.*, 1971, 11:93-98
- [6] Zhu Fuhua, Chen Liqin. Studies on the theory of single-screw plasticating extrusion[J]. *Polym. Eng. Sci.*, 1991, 31:1113-1116.
- [7] Hyun Kun S, Spalding Mark A, Hinton Carlos E|Theoretical and experimental analysis of solids conveying in single-screw extruders[J]. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 1997, 16 : 1210-1219.
- [8] Zhang Shibo, Sernas Valentinas. Incompressible model of solids conveying in a single-screw extruder. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 2002, 21: 1399-1409
- [9] Broyer E, Tadmor Z. Solids conveying in screw extruders(I) [J]. *Polym. Eng. Sci.*, 1972: 12: 12-24
- [10] Tadmor Z, Broyer E. Solids conveying in screw extruders(II) [J]. *Polym. Eng. Sci.*, 1972, 12:378-386
- [11] Darnell W.H., Mol E A J . *SPE J.*, 1959, 12:20
- [12] Tadmor Z, Duvdevani I and Klein I. *Polym Eng Sci.*, 1967, 7:198
- [13] 朱复华. 高分子材料科学与工程, 1986, (3):1
- [14] 江顺亮, 朱复华. 中国塑料, 1995, 9(6):60
- [15] Zhu F, Chen L. *Polym Eng Sci.*, 1991, 31(15):1113
- [16] Fang S, Chen L, Zhu F. *Polym Eng Sci.*, 1991, 31(15) :1117
- [17] Spalding M A, Hyun K S, Donald E Kirkpatrick. *Polym Eng Sci.*, 1995, 35:1907
- [18] Qiu D Q, Prentice P. *Adv Polym Tech.*, 1998, 17:23-36
- [19] Chung C H. *SPE J*, 1970, 26(5):32
- [20] Tedder W. *SPE J*, 1971, 27:11
- [21] 邢应生, 朱复华, 江顺亮. 单螺杆挤出过程固体输送段的数值模拟[J]. 中国塑料. 2004, 18(10):83-87

- [22] Qiu D Q, Prentice P. Adv Polym Tech, 1998, 17: 23~36
- [23] Gamache E, Lafleur G, Peiti C. Polym Eng Sci, 1999, 139: 1604
- [24] Qu Jinping. A method and equipment for the electromagnetic dynamic plasticating extrusion of polymer[J]: EP, 0443-06B1. 1995
- [25] 石宝山, 瞿金平, 何和智, 冯彦洪. 振动力场作用下的单螺杆挤出机固体输送理论[J]. 化工学报. 2006, 57(11): 2568-2576
- [26] 冯彦洪, 瞿金平, 任鸿烈. 单螺杆挤出机固体输送机理研究的发展与趋势[J]. 中国塑料. 2000, 14(11): 1-9
- [27] 李建波. 振动力场作用下挤出机固体输送的研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2003
- [28] 张琳, 瞿金平, 李建波. 振动力场强化单螺杆挤出固体输送的离散单元法模拟[J]. 中国机械工程. 2006, 17(22): 2406-2410
- [29] 李建立, 刘继红, 王伟明. 柱塞挤出机的应用和发展[J]. 工程塑料应用, 2005, 33(8): 63-67
- [30] White, J. L., Potente, H., 螺杆挤出[M]. 何红, 金志明译. 北京: 化学工业出版社, 2005: 15-17
- [31] C. 劳温代尔, 塑料挤出[M]. 陈文瑛, 韦华, 赵红玉译. 北京: 中国轻工业出版社, 1996: 20-23
- [32] 张丽叶. 挤出成型[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002: 115-130
- [33] Z. 塔莫尔, I. 克莱因. 塑化挤出工程原理[M]. 夏廷文, 许澍华, 朱复华等译. 北京: 轻工业出版社, 1984: 1
- [34] Fisher E G, 塑料挤出[M]. 北京: 轻工业出版社, 1989: 16-19
- [35] Brooman, R.A., English Patent 10,582(1845)
- [36] 李祖德. 塑料加工技术应用手册. 北京: 中国物资出版社, 1997.
- [37] 钱知勉. 塑料成型加工手册. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1995: 254
- [38] Westover, R.e., Mod Plastics(1963)March, p.130
- [39] Yi, B., Fenner, R.T., Plast. Polym. (1975) p.224
- [40] 张春吉, 唐跃, 张惠敏. 塑料挤出成型发展概况. 工程塑料应用, 2004, 32(2): 67-70
- [41] 李建平, 李承政, 王天勇, 等. 我国粉体造粒技术的现状与展望. 化工机械, 2001, 28(5)
- [42] 孙建梅. 锥形双螺杆挤出机固体输送段和熔融段物料输送功率消耗的研究[D]. 北京化工大学, 2002
- [43] Werner, Pflidere Co. An Analysis of Twin Screw Extruder Mechanism-part

- Polymer Processing News, 1977, 18(3)
- [44] Carrot, C., Guillet, J., J. F. May, J. P. Puaux. Molding of the conveying of Solid Polymer in the Feeding Zone of Intermeshing Co-rotating Twin Screw Extruder. P. E. S., 1993, 33(11)
- [45] Potente, H., Melisch, U., Solid Conveying in Co-rotating Twin Screw Extruder. P. E. S.
- [46] White, J. L., Starved Feed Solid Conveying in Single & Twin Screw Extruders. P. E. S.
- [47] 余全平. 同向啮合双螺杆挤出过程可视化动态研究及理论研究[D]. 北京化工大学硕士研究生学位论文, 1994
- [48] 刘廷华. 双螺杆挤出可视化实验与非充满固体输送及熔融理论研究[D]. 北京化工大学博士研究生学位论文, 1995
- [49] 刘廷华, 朱复华. 啮合型同向旋转双螺杆挤塑螺槽非充满的固体输送的理论研究(I、理论模型) [J]. 中国塑料, 1996, 10(5):81-85
- [50] 郭强. 啮合同向双螺杆挤出过程固体输送研究[D]. 北京化工大学博士研究生学位论文, 1996
- [51] 郭强, 耿孝正, 张沛. 同向啮合双螺杆挤出过程固体输送可视化研究—螺纹元件中的粒料输送. 中国塑料, 1998, 12(5):82-93
- [52] 张沛, 耿孝正, 朱林杰. 同向啮合双螺杆固体输送特性的可视化研究—螺纹元件中的粉料输送. 中国塑料, 1999, 13(5):90-95
- [53] 郭奕崇, 朱复华, 等. 同向双螺杆挤出固体输送现象的描述与分析. 北京化工大学学报, 1998, 25(2):41-45
- [54] Leingartner, J., 异向旋转双螺杆挤出机的发展前景[J]. 中国塑料, 1996, 10(2): 51-55
- [55] 刘福桥. 异向旋转非啮合双螺杆挤出过程可视化研究[D]. 北京化工大学硕士研究生学位论文, 1995
- [56] 于永胜. 锥形双螺杆挤出机中物料固体输送及熔融过程研究[D]. 北京化工大学硕士研究生学位论文, 1996
- [57] 苑炜. 锥形双螺杆挤出机固体输送过程研究[D]. 北京化工大学硕士研究生学位论文, 2000
- [58] 朱复华. 螺杆设计及其理论基础[M]. 北京: 轻工业出版社, 1984:30

- [59]北京化工学院, 华南工学院合编. 塑料机械设计(上) [M]. 北京:中国轻工业出版社, 1983: 210
- [60]瞿金平. 聚合物动态塑化成型加工理论与技术(上) [M]. 北京:科学出版社, 2005: 138

攻读硕士学位期间取得的研究成果

一、已发表（包括已接受待发表）的论文，以及已投稿、或已成文打算投稿、或拟成文投稿的论文情况（只填写与学位论文内容相关的部分）：

序号	作者（全体作者，按顺序排列）	题目	发表或投稿刊物名称、级别	发表的卷期、年月、页码	相当于学位论文的哪一部分（章、节）	被索引收录情况
1	刘泽 瞿金平 向华	《衣架式机头动态挤出PP力学性能研究》	塑料工业 中文核心期刊	2007年5月 第35卷、第5期（33-36）	第三章	

致 谢

首先感谢瞿金平教授，感谢聚合物新型成型装备国家工程中心、聚合物成型加工工程教育部重点实验室所有的老师、员工以及所有同学，使我在这里度过了一段难忘而有意义的时光。本论文的研究工作始终是在导师瞿金平教授的精心指导和热忱关怀下完成的，他渊博的学识、严谨的治学态度、高尚的品德和孜孜不倦的工作作风一直激励着我！

衷心感谢刘斌副教授在这三年里对本人学习和生活各方面提供的大力支持！

感谢周南桥、何和智教授、吴宏武教授、彭响方教授、刘斌副教授、麻向军副教授、文生平副教授、文劲松副教授对论文的最终成稿提出了宝贵的意见，在此衷心地对他们表示感谢！

感谢冯彦洪副教授在论文前期准备工作中给予的大量帮助！

在本论文的完成过程中，设备的整个设计过程一直是本人与彭仕杰同学合作完成的，在此对他表示衷心的感谢！

感谢同窗好友覃孟然、赖鹏、陈己明、欧荔苹、童玉宝、陈开源、高军、卜宪华等全体 2004 级工控研究生！

本人二十年的求学生涯中始终得到了父母、姐姐默默的支持和理解，在此谢谢你们！并祝福他们身体健康！

作者：刘 洋

日期：2007-05-27



IV - 2 答辩委员会对论文的评定意见

该论文综述了正位移输送特性在挤出过程中的应用和该领域的研究现状和发展方向。论文采用叶片泵实现了在挤出过程中正位移固体输送，分析了正位移固体输送特性的影响因素，提出了叶片泵主要结构参数的设计方案。研究结果如下：

1、根据自行设计的正位移叶片挤出机基本结构，经过适当假设建立了正位移固体输送的物理模型和数学模型，并对模型进行求解；

2、理论结果表明：影响正位移固体输送特性的主要因素是偏心距和转速；

3、结合具体的叶片泵结构参数、LDPE 物料属性及工艺参数，分析了各因素正位移固体输送特性的影响：理论正位移产量与转子转速、偏心距均成良好的线性关系，表明在挤出机中应用叶片泵进行固体输送具有理想的正位移特性。

4、结合理论分析结果找出了叶片泵主要结构参数与挤出产量、口模压力以及挤出段主要结构参数之间的关系，为将叶片泵的正位移输送特性合理的引入到挤出挤的固体输送段以及进一步优化叶片泵主要结构参数提供了理论依据。

该论文相关文献资料全面，研究工作具有深度。论证充分，分析合理，论文研究有实际应用价值。论文表达流畅，层次分明，逻辑性强。答辩过程表述清楚，回答问题正确。表明作者具有较扎实的基础理论知识和专门知识，具备独立从事科研工作的能力。

答辩委员会委员一致认为该论文已经达到硕士学位论文水平，同意通过论文答辩，建议授予硕士学位。

论文答辩日期：2007年6月9日

答辩委员会委员共 5 人，到会委员 5 人

表决票数：优秀 (0) 票；良好 (5) 票；及格 (0) 票；不及格 (0) 票

表决结果 (打“√”)：优秀 ()；良好 (√)；及格 ()；不及格 ()

决议：同意授予硕士学位 (√) 不同意授予硕士学位 ()

答辩
委员
会成
员签
名

周书桥 (主席)

李向方

刘斌

文生平

薛向东

