

高等学校试用教材

铸造机械设计基础

天津大学 刘树藩 主编

GAO
XIAO
QUE
SHI
YU
JIAO
CAI

机械工业出版社

高等学校试用教材

铸造机械设计基础

天津大学 刘树藩 主编



机械工业出版社

本书总结我国建国40年来有关铸造机械理论分析、试验研究和设计计算方面的成果,按工作原理将铸造机械分类和归纳,着重讲述其基本理论、运动和动力分析、工作参数的制定及一些主要机构的设计计算方法。

全书共分五篇,内容有:型砂紧实机构设计、振动机械设计基础、离心抛掷机械设计、气力设备设计及混砂机械设计基础等。

本书可作为高等工科院校铸造专业教材、攻读铸造机械方向的硕士生学位课程参考书,也可供设计、科研和工厂单位铸造专业工程技术人员使用。

铸造机械设计基础

天津大学 刘树藩 主编

*

责任编辑:王海峰 版式设计:张世琴

封面设计:郭景云 责任校对:熊天荣

责任印制:王国光

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $10 \frac{1}{4}$ · 字数 248 千字

1990年10月北京第一版·1990年10月北京第一次印刷

印数 0,001—1,850 · 定价:2.15元

*

ISBN 7-111-02129-0/TG·549 (课)

前 言

本书是根据原机械工业部高等工业学校铸造专业教材分编审委员会制定的教材编写计划,及审定的教学大纲编写的。本书着重讨论铸造机械的基本理论、运动和动力分析、工作参数制定及一些主要机构的设计计算方法;力图将铸造机械的理论按其工作原理进行归纳和阐述,使学生掌握铸造机械的一般分析、设计和计算方法。有关具体的铸造机械设计问题,请参阅董超同志主编的《铸造设备设计》一书,机械工业出版社,1980年出版。

本书是建国以来的近40年中,我国高等及中等工业院校的铸造专业,有关科学研究和设计单位,制造厂和使用厂,关于铸造机械方面的试验研究、设计成果和生产使用经验的部分总结。因此,本书从体系到内容均具有中国特色,充分体现了我国广大铸造机械工作者的自力更生、努力创新、务实求是、不断进取的精神风貌。

本书是高等工业院校铸造专业的选修课教材,可以作为攻读铸造机械方向硕士研究生的学位课程教学参考书,也可供从事铸造机械研究、设计和制造的工程技术人员参考。

本书由天津大学刘树藩主编,东北工学院阎荫槐和吉林工业大学黄永寿协编,上海交通大学沈嘉犹主审。本书的编写分工为:刘树藩编写绪言、第二篇、第四篇第一章和第五篇;阎荫槐编写第三篇,第四篇第二章;黄永寿编写第一篇。

在本书编写和审稿过程中,全国兄弟院校和科研设计单位,原机械工业部高等工业学校铸造专业教材分编审委员会,机械电子部机械教材编辑室,全国铸造专业学会铸造机械委员会教学研究组,以及沈阳工业大学陈士梁教授都给以大力支持和热心指导,编者对此表示衷心的感谢。

由于编者水平有限,有关这方面的教学实践和经验尚不多,而且本书在国内又系第一次编写,所以书中一定有许多不当和错误之处,我们殷切希望各院校的师生和广大读者提出批评指正,以便进一步修改,使本书日臻完善。

编者
1989年

目 录

绪言	1
第一篇 型砂紧实机构设计	4
第一章 气动微震机构设计	4
第一节 气动微震机构示功图分析	4
第二节 气动微震机构的数值模拟	10
第三节 震击效果的衡量标准	15
第四节 微震机构的降噪措施	16
第二章 压实机构设计	18
第一节 压实用气缸和油缸设计	20
第二节 多触头压头设计	23
第三节 压实法的新发展	27
第三章 气力实砂机构设计	29
第一节 射砂工作原理及特殊射砂机构	30
第二节 气流渗透实砂	35
第三节 气流冲击实砂	38
第一篇参考文献	43
第二篇 振动机械设计基础	44
第一章 单自由度线性振动系统的一般分析方法	44
第一节 振动方程的建立	44
第二节 单自由度有阻尼线性强迫振动系统	46
第二章 惯性振动落砂机设计基础	51
第一节 惯性振动落砂机的运动分析	51
第二节 惯性振动落砂机工作参数选择	57
第三章 振动输送机设计基础	63
第一节 直线振动机的振动输送原理	63
第二节 抛掷运动的参数选择	66
第三节 振动输送机的理论输送速度	68
第四节 物料运动状态及运动学参数的选择	69
第五节 实际输送速度及生产率计算	70
第四章 弹性连杆式振动机	71
第一节 单质体弹性连杆式振动机的振动分析和参数选择	72
第二节 双质体弹性连杆式振动机的振动分析和参数选择	76
第五章 振动筛砂机设计基础	79
第一节 物料颗粒每次跳动时的透筛概率	80
第二节 物料在圆振动筛上的抛掷运动及运动学参数选择	81
第三节 圆振动筛的动力学分析	83
第六章 振动机械的隔振	86

IV

第一节 隔振原理及隔振效果计算	86
第二节 隔振系统的参数计算	87
第二篇参考文献	88
第三篇 离心抛掷机械设计	89
第一章 离心抛掷机械的理论与计算	89
第二章 抛砂头的参数选择和设计计算	94
第一节 抛砂头中砂块运动分析	94
第二节 抛砂头参数的选择和确定	96
第三节 抛砂头功率的计算	99
第三章 抛丸器参数及抛丸清理设备设计要点	100
第一节 抛丸器理论和计算	100
第二节 抛丸清理设备设计要点	113
第三篇参考文献	115
第四篇 气力设备设计概述	117
第一章 流态化理论概述	117
第一节 颗粒状物料的基本特性	117
第二节 固体流态化	118
第三节 流化床工作参数的计算	122
第二章 气力输送系统的设计与计算	123
第一节 固体物料的水力性质	123
第二节 气固两相流的物理性质	125
第三节 管流中物料颗粒的运动状态	126
第四节 管道中颗粒群的运动方程及最大速度	128
第五节 低压及低真空气力输送的压力损失	130
第六节 水平管中临界风速及气流工作速度	132
第七节 低压、低真空气力输送设计步骤	133
第八节 高压及高真空输料管中气流压力损失	134
第九节 高压输料管中两相流的压力损失	136
第十节 柱塞式气力输送的压力损失	137
第四篇参考文献	138
第五篇 混砂机械设计基础	139
第一章 碾轮式混砂机混砂机构设计	139
第一节 碾轮运动分析	140
第二节 碾轮弹簧加减压装置设计	143
第三节 碾轮式混砂机刮板设计	148
第二章 转子式混砂机设计概述	150
第一节 混砂转子型式和参数的选择	152
第二节 冲击-摩擦型转子混砂机设计	155
第五篇参考文献	159

绪 言

铸造生产由于其优异的特点，不但有长远的发展历史，而且目前仍是世界各国毛坯生产的主要方法之一。但是铸造生产的工序繁多，对工艺的要求高，工人劳动强度大，工作条件差，这也是人所共知的事实。因此实现铸造生产机械化和自动化，不但可以保证铸件质量，提高劳动生产率，减少能源和原材料消耗，降低成本；而且可以减轻工人的劳动强度，改善工作环境。从历史发展上看，随着社会的进步，铸造生产由利用简单起重工具的手工劳动，逐步发展到各主要工序使用机械设备，然后又进一步将工艺设备与运输设备配套组成机械化生产流水线。到了近代，除机械化铸造车间外，又出现了各种类型的造型自动线，也开始将微电子技术应用于铸造生产的管理和控制，使这一古老的工艺有了更为广阔的发展前景。相信铸造生产机械化和自动化将以更快的速度，向更高的科学技术水平前进。

一、我国铸造机械发展概况

我国铸造生产虽然有着光辉灿烂的悠久历史，但是铸造生产机械化的起步却是在解放以后的事。1952年，上海中国纺织机械厂建成我国第一个机械化铸造车间，随后于1953年山西榆次经纬纺织机械厂也建起一个机械化铸造车间，使工人摆脱了手工劳动，实现了造型、浇注、落砂及砂处理等各主要工序的机械化。继而在50年代中期，又有长春第一汽车制造厂、沈阳第一机床厂和洛阳拖拉机厂等一批机械化铸造车间投入生产。这些机械化铸造车间的建成不仅促进了我国铸造生产的进步和变革，而且也为我国铸造机械事业的形成和发展打下了基础。自1954年青岛铸造机械厂开始生产铸造机械以来，目前全国已有30多个生产铸造设备的专业工厂，为国内外提供各种类型的成套设备。

1957年，原第一机械工业部成立铸造机械专业设计室，后于1961年改为济南铸造锻压机械研究所，专门从事铸造机械的设计和研究工作。在建国以来的30多年间，全国高等及中等工业院校为铸造事业培养了一大批建设人才，其中有不少人正在从事铸造车间设计，铸造车间技术改造，铸造机械的设计和制造，以及有关科学研究和技术开发工作。有了铸造机械制造业，有了铸造机械设计和科学研究队伍，就使我国有条件从测绘、仿制国外产品，逐步走上自行研究和设计铸造机械的道路。自60年代以来，我国自行研制了电磁配铁秤、永磁分离设备、直线振动筛、三回程烘干滚筒、转子混砂机、气动微震造型机及射压造型机等许多新产品。长春第一汽车制造厂自行设计和制造的水平分型脱箱射压造型线，上海华丰钢铁厂设计的射压造型生产线也都各具特色。近年来，济南铸造锻压机械研究所、江西工业大学、清华大学、沈阳工业大学等许多单位都在致力于研究具有80年代水平的空气冲击造型工艺，已取得不少成果，并设计制造了空气冲击造型机。我国高等学校的铸造专业在型砂紧实理论、抛丸器弹丸的运动分析、旧砂再生、粘土砂及树脂砂混砂设备、冲击式振动落砂机、振动电机用于铸造设备、压实紧砂方法的改进、微型计算机在铸造设备上的应用等许多领域均取得许多优秀的科研成果。总之，我国铸造机械行业在短短的30多年的历程中，经过了从无到有，从小到大，从仿制到自行设计，从主要向国外学习到自己研究创造这样一个发展过程。当然与技术先进的国家比较，我们在许多方面仍有不小的差距，离国民经济发展的需要和铸造工人的迫切要求还相距甚远。今后应继续在铸造机械基础理论研究，新产品开发试制，铸造设

备的成套设计和供应,以及在吸收和改进国外技术方面做更多的工作。

二、铸造机械的设计特点

1. 铸造机械品种繁多

铸造机械种类繁多,结构和动力各异。有各种类型的工艺设备,也有各种运输机械。有振动机械,包括高频率小振幅及低频率大振幅的各类振动设备。有离心抛掷机械,也有各种气力设备。使用的动力有电气、电磁、气动和液压;控制系统也相当复杂。因此铸造机械涉及的知识面相当广泛,而且又与铸造工艺过程密切相关,因此要求铸造机械设计者除应具有正确的设计思想外,还应有广博的专业知识,丰富的生产经验和熟练的设计技巧。

2. 铸造机械工作条件差

铸造机械一般在多粉尘,湿热空气,高温情况下工作;它处理的对象是石英砂、膨润土,或者是铸件;有些铸造设备还利用冲击或振动进行工艺操作,因此铸造设备的工作条件很差。在设计时应充分考虑机器的防尘、隔振和降低噪声问题;应该注意机器零件的强度和刚度,耐磨和更换,以及紧固件的防松问题;应仔细设计机器的润滑系统;应该周密地考虑设备的安装、使用和维修问题。设备的维修在现代化铸造车间中显得尤为重要,因为如果一台设备发生故障,往往会导致整个生产线,甚至全车间的停产,造成重大的经济损失。

3. 铸造机械成套性强

铸造生产是一个由许多工序组成并且相互紧密配合的生产过程,其中的造型工序是中心环节。但是若不及时供应合格的型砂,造型就成为空谈;如不运来液体金属进行浇注,则依然无法生产出铸件。因此在铸造生产中局部工序的机械化,并不能提高全车间的生产能力,例如早期的造型流水线,因为只有一些造型机和起重运输设备,工人的劳动强度仍然不轻,生产效率也提高不大。近代的造型生产线除了造型机外,还有翻箱机、合箱机、浇注机、取放压铁机等许多辅机与之配合,不仅保证了铸件质量,提高了生产效率,而且大大改善了劳动条件,降低了劳动强度。总之,根据铸造生产的特点,必须按工部、按产量提供各种类型、各种规格的成套设备,才能满足生产需要。铸造机械成套设备不仅包括各主要工序和辅助工序的设备,而且应包括劳动保护装置。因此铸造机械设计者应十分重视设备成套性问题。

4. 铸造机械影响环境卫生

有一些铸造机械产生振动和噪声,一些设备在工作过程中散发出粉尘,这些都有损于环境卫生。解决这些问题的根本方法是不设计或不采用有污染源的铸造设备,例如应优先考虑气流冲击造型和射压造型,尽可能不用气动微震造型和气动震击造型;尽可能采用插箱后落砂方法,而不用冲击式振动落砂机;多用抛丸清理,少用喷丸清理等等。其次,对设备排出的粉尘、污水;产生的噪声、振动应在设计时全盘考虑,尽可能就地处理,例如Q3110型抛丸清理滚筒就带有除尘器,双质体振动输送机本身就具备隔振措施,气流冲击造型机和射芯机应安装排气消声器。如果因生产需要使用了有污染源的设备,则应采取措施减轻其危害,如减轻或隔离振动,封闭产生噪声或粉尘的设备。因此铸造机械设计者在设计时不仅要考虑如何利用设备完成一定工艺操作,而且要考虑设备对环境,对工人劳动条件的影响问题。

设计工作者就是要从上述铸造机械设计特点出发,遵循符合工艺要求,满足生产需要,方便使用维修,有利于环境保护的原则,为用户提供高质量、低消耗的成套设备。

三、铸造机械的设计要求

机械设计是政治、技术和经济的综合体现,因为产品设计首先要符合国家现行政策、法

令及有关标准,满足生产建设需要;其次也应满足下述技术和经济要求。

1) 使用性要求:设计的机器要根据生产要求和制定的工作参数,完成一定的运动,承受一定的载荷,达到一定的工艺目的。对于铸造设备,除应满足以上要求外,还应考虑前后工序的衔接,以及材料和工艺装备的运送问题。例如设计一台造型机不仅需要考虑采用的紧实型砂方法和起模方式,以及完成这些运动所需的机构和承受的载荷;而且还要考虑空砂箱的进入,型砂的定量、松砂和加入,砂型的推出,以及模板的更换等一系列问题。

2) 可靠性要求:在预计的使用期限内机器不应破坏,不会因个别零件的损坏(可以及时更换)而影响整个机器的正常运行,也不会因振动而影响工作质量。这就要求机器的总体设计和结构设计合理;设计的零件要有足够的强度、刚度和振动稳定性;对于易磨损零件要易于更换。

3) 经济性要求:希望机器系列化、部件通用化、零件标准化程度高,工艺性能好,节约原料消耗,造价低廉。要求机器的性能好,效率高,能源消耗少,维修费用低。

4) 操作安全性要求:工人操作安全方便,劳动强度低,对工作环境无污染。因此设计时要考虑安全防护装置;在控制系统中要有保护和连锁措施,例如在空气冲击造型机中,砂箱不到位压紧就不能开动冲击阀。

由以上的分析可以看出,对铸造机械设计的要求是相当高的,这一方面是由于铸造机械的特点决定的,但更重要的是由于机械设计的严肃性和重要性决定的,因为一个优秀的设计将在很长的时间内影响生产效率和经济效益;而一个错误和不好的设计将会导致全局性和永久性的损失。因此对于一个机械设计工作者,认真负责一丝不苟的精神,深入实际踏踏实实的作风,系统而全面的理论知识和实践经验,都是十分必要的。

四、本课程的目的和任务

铸造机械设计基础课是以砂型铸造机械为对象,按机器的工作原理分类介绍各种主要铸造机械的基本理论,运动和动力分析,工作参数制定等内容,这是一门利用已有理论解决铸造机械设计中基本问题的专门课程。因此要求学生掌握广泛而坚实的理论基础知识,培养鲜明的工程观点和富于进取的创新精神,积累生产和设计经验,提高分析问题和解决问题的能力。

本课程的主要任务在于使学生:

1) 掌握从生产实际和工艺要求出发,制定设计方案、选择工作参数、进行分析和计算的一般设计方法。

2) 学会运用已学的理论知识,研究和解决铸造机械设计中的有关问题。

3) 了解铸造机械设计特点和发展动态,为进行有关铸造机械的开发性研究和试验工作,打下一定的基础。

第一篇 型砂紧实机构设计

第一章 气动微震机构设计

气动微震机构因具有高效、节能、减震,以及可以实现压震,利用动压实力等特点,被广泛用于微震压实造型机和多触头高压造型机中。按支承结构的不同,气动微震机构可以分为弹簧微震机构和气垫微震机构两大类。表1-1-1中列出两种微震机构的性能对比。

表1-1-1 两种微震机构性能对比

技 术 性 能	弹 簧 微 震 机 构	气 垫 微 震 机 构
刚度调节	需更换弹簧	调节气垫压力
预压力调节范围	调节范围小	调节范围大
震击力变化幅度	基本不变	可在较大范围内变化
震击强度	较强	较弱
震击频率	较低	较高
对起模的影响	起模时有浮动	起模时无浮动
维修工作	比较容易	密封件易损坏
制造加工	大弹簧制造困难	对同心度要求较高

第一节 气动微震机构示功图分析

对气动微震机构震击效果的判别,广泛应用示功图分析法,即绘制微震机构一次震击循环的示功图,然后求出单位活塞面积的撞击比能 e 和撞击效果 $(e - e') / T$,其中 e' 为单位活塞面积的反跳比能, T 为一次震击循环时间。

一、气动微震机构示功图的特点

图1-1-1是气动微震机构示功图,图中各符号含义如下:

S_j ——进气行程;

S_p ——膨胀行程;

S_g ——排气行程或惯性行程;

S ——总行程, $S = S_j + S_p + S_g$;

Δ_1 ——工作台下缘与压实活塞上缘间的间隙;

p' ——弹簧刚度;

F_z ——震击缸面积;

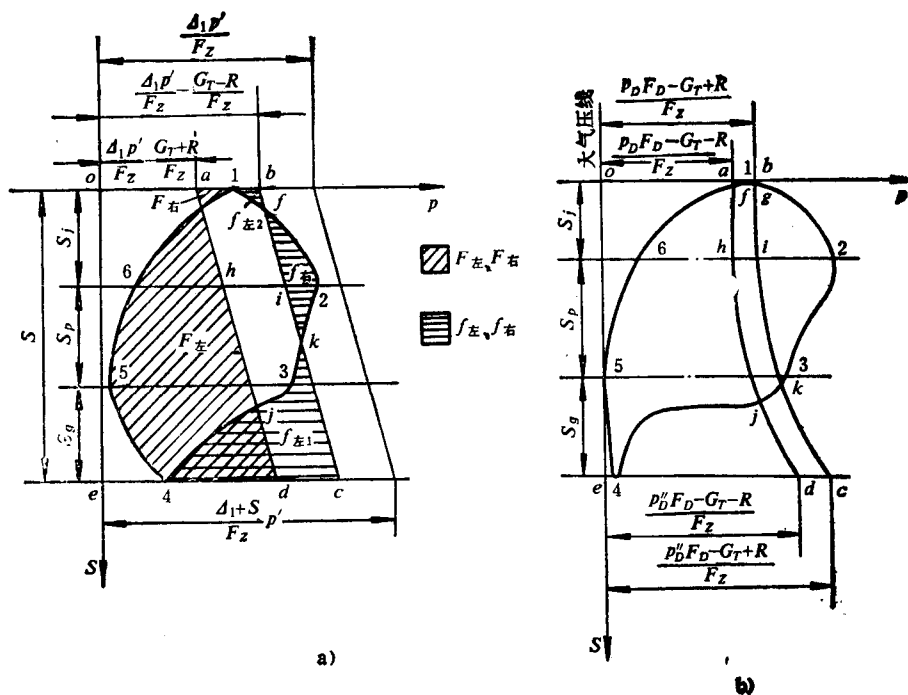


图1-1-1 气动微震机构示功图

a) 弹簧微震机构 b) 气垫微震机构

 G_T ——震铁重力； R ——摩擦阻力； p_D ——气垫缸初始压力； p_D'' ——震铁行程为 S 时的气垫缸压力； F_D ——气垫缸面积。

气动微震机构示功图具有以下特点：

1) 阻力线的形状不同 砧坐式震击机构示功图上的阻力线是一垂直线；弹簧微震机构的阻力线是一向下倾斜的直线；气垫微震机构则是一指数曲线。

2) 排气（惯性）行程的长度不同 砧坐式震击机构的排气行程较长。气动微震机构因震铁的运动受到一个随行程增加而逐渐增大的弹簧反力或气垫反力的作用，排气行程明显缩短。也就是说，微震机构具有较高的震击频率。

3) 阻力线的位置 砧坐式震击机构阻力线位置是固定不变的，仅与举升部分重量和摩擦阻力有关；微震机构阻力线的位置可在一定范围内变动，其起点的压力值不仅与举升部分重量和摩擦阻力有关，而且与间隙 Δ_1 ，弹簧刚度 p' ，气垫缸初始压力 p_D 和面积 F_D 有关。

4) 不论是砧坐式示功图，还是微震机构示功图，各部分面积都满足下列关系：

$$e = F_{左} - F_{右}$$

$$e' = f_{左} - f_{右} = (f_{左1} + f_{左2}) - f_{右}$$

二、影响示功图的因素分析

1. 膨进比 α

膨进比是指微震机构膨胀行程与进气行程的比值。当进气孔面积和管道压力一定时，进

气行程的大小反映了进气量的多少。进气行程不足时会出现双打击或弱打击的工况，这是不希望产生的。当进气行程一定时，则要求合理选择膨胀行程与之匹配。若膨胀行程小，则气缸内压缩空气能量不能充分利用，造成能源浪费；而且膨胀行程小，将使震铁得不到足够的加速，排气不充分，在撞击时震击缸内存在气垫，减弱撞击效果。图1-1-2是不同膨进比的示功图^[1]，其中虚线示功图的 $S_p = 1\text{mm}$ ，实线的 $S_p = 5\text{mm}$ ，在表1-1-2中列出有关数据。在其它条件相同时，若膨胀行程太大，即 α 值大，则图1-1-2中的点3向左移动，震铁在打开排气孔前，就已进入惯性运动状态，这样震铁经历很短的惯性行程就停止运动，使排气不充分，在撞击时形成气垫，减弱撞击效果，严重时会出现双打击或不打击的工况。因此 α 值应有一个合适的选择范围，一般为 $0.5 \sim 2.2$ ，常用的 α 为 $1.2 \sim 1.8$ 。

2. 动阻比 β

动阻比是指震铁在打开排气孔瞬间，作用于震铁上的主动力与它所受的运动阻力的比值。弹簧微震机构的动阻比为

$$\beta_T = \frac{p_s F_Z + G_T}{p'(\Delta_i + S_j + S_p) + R} \quad (1-1-1)$$

表1-1-2 不同 α 值的示功图数据

S_p/mm	α	S_g/mm	$f_i/(\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{cm}^{-2})$	$(e - e')/T(\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot (\text{cm}^2 \cdot \text{s})^{-1})$	f/Hz	备 注
1	0.16	2.6	1.94	31.0	21.2	$p_0 = 0.5\text{MPa}$ $p' = 15\text{kg/mm}$
5	0.83	5.0	3.69	57.4	20.8	$S_j = 6\text{mm}$

气垫微震机构的动阻比为

$$\beta_D = \frac{p_s F_Z + G_T}{p'_D F_D + R} \quad (1-1-2)$$

式中 p_s ——打开排气孔瞬间震击缸内压力；

p'_D ——打开排气孔瞬间气垫缸压力。

其余符号同前。对于一定的微震机构， G_T 是常量， R 可近似视为常量。 p_s 与 p_0 有关，也是一个变化范围不大的量。因此对于弹簧微震机构， β_T 反映震击缸面积与弹簧刚度之间的匹配关系。对于气垫微震机构， β_D 反映震击缸面积与气垫缸面积之间的匹配关系。下面以环形气垫微震机构为例，讨论 β_D 对示功图的影响。

1) 如 $\beta_D \approx 1$ ，则下列等式成立

$$p_s F_Z + G_T \approx p'_D F_D + R \quad (1-1-3)$$

图1-1-3为 $\beta \approx 1$ 时的示功图，图中点3与点 k 重合。在这种情况下，由于震铁下行时受到一定的阻力，进气比

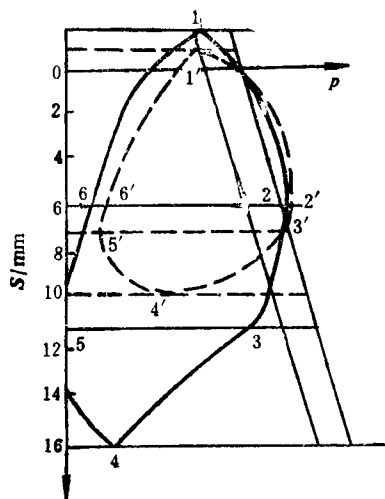


图1-1-2 不同 S_p 的示功图

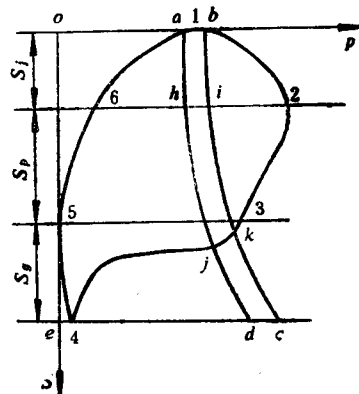


图1-1-3 $\beta_D \approx 1$ 时的示功图

较充分,使曲线1234右移。在排气阶段,由于震铁经历较长的惯性行程后才停止运动,使缸内气体充分排净,曲线4561左移,结果使示功图面积增大。

2) 如 $\beta_D < 1$, 则下面不等式成立

$$p_3 F_z + G_T < p'_D F_D + R \quad (1-1-4)$$

这种工况下的示功图如图1-1-4所示。从图中可以看出,点3位于下行阻力线内侧,而且整个阻力线向右移动。这时虽然进气比较充分,但由于阻力线右移,震铁在打开排气孔前已通过平衡点 k ,因此在打开排气孔后,震铁难以克服逐渐增大的气垫反力, S_e 显著缩短,排气不净,造成曲线4561大幅度向右移动,使示功图面积减小,撞击效果变差。

3) 如 $\beta_D > 1$, 则

$$p_3 F_z + G_T > p'_D F_D + R \quad (1-1-5)$$

这种工况下的示功图如图1-1-5所示。图中点3位于阻力线外侧,阻力线左移,因此震铁向下运动的速度较快,进气不充分,使曲线1234左移。当震铁上行时,由于气垫反力小,使震铁以小的运动速度与工作台撞击,撞击效果差。这种工况反映在示功图上是长的排气行程和陡峭的封闭曲线。

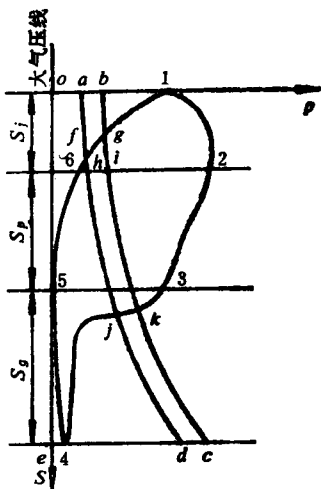


图1-1-4 $\beta_D < 1$ 时的示功图

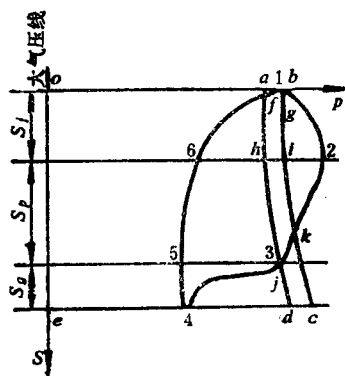


图1-1-5 $\beta_D > 1$ 时的示功图

据文献〔2〕介绍,对于环形气垫微震机构,建议 β_D 在0.95~1.2范围内选取。当 α 小时, β_D 取大值;反之 β_D 取小值。当 $\beta_D < 0.85$ 或 $\beta_D > 3$ 时,微震机构不能实现压震。

3. 震铁质量 M_T

预震的作用是使砂箱中的型砂分布均匀,并产生一定的预紧实度。压震则是提高和改善压实紧砂的效果。预震时,震铁和工作台的质量不变,因此碰撞条件也基本保持一定。压震时,由于工作台的运动受到限制,碰撞条件在变化,在压震的最后阶段,工作台的质量可以看成是“近于极大”。对于预震可以利用动量守恒定律进行分析,即

$$M_T v_1 + M_2 v_2 = M_T v'_1 + M_2 v'_2 \quad (1-1-6)$$

$$k = \frac{v'_2 - v'_1}{v_1 - v_2} \quad (1-1-7)$$

式中 M_2 ——工作台升起部分质量,包括工作台、导杆、震击活塞及工作台上的有效负荷;

v_1, v_1' ——震铁在碰撞前和碰撞后速度;

v_2, v_2' ——工作台升起部分在碰撞前和碰撞后速度;

k ——速度恢复系数。

解式 (1-1-6) 及式 (1-1-7), 得

$$v_2' - v_2 = (v_1 - v_2) \frac{1 + k}{1 + M_2/M_T} \quad (1-1-8)$$

如果 M_2, v_2 为定值, 若想增加撞击效果(提高 $v_2' - v_2$), 则需提高 M_T, v_1 和 k 值。 k 值与撞击垫材料有关, 变化范围较小。故撞击效果主要与震铁质量及其碰撞前的速度有关。有两种撞击类型, 即轻型撞击和重型撞击。轻型撞击时, $M_2/M_T = 5 \sim 10$; 重型撞击时, $M_2/M_T = 2 \sim 3$ 。在多触头高压造型机中多选用重型撞击, 以便获得较高的砂型紧实度和造型生产率。

式 (1-1-6) 及 (1-1-7) 也可写成如下形式

$$\frac{v_1 - v_1'}{v_1 - v_2} = \frac{(1 + k) M_2/M_T}{1 + M_2/M_T} \quad (1-1-9)$$

图1-1-6表示 v_1'/v_1 与 M_2/M_T 的关系。从图中可以看出, 当 $k = 0.5, M_2/M_T = 2$ 时, 则 v_1'/v_1 接近于零, 也就是说震铁在撞击时, 将全部能量传给工作台。表 1-1-3 列出部分高、中压造型机的 M_2/M_T 值, 供设计时参考。

4. 气垫初始压力 p_D

气垫初始压力 p_D 对震击效果有显著影响, 图 1-1-7 是不同气垫压力时的示功图, 有关数据列在表 1-1-4 中。从图中可以看出, 随 p_D 增加, $(e - e')/T$ 逐渐增加, 到最大值后下降, 这是因为 p_D 太大时, S_g 缩短, 气体排不干净, 使示功图面积显著减小, 震击效果因之下降。

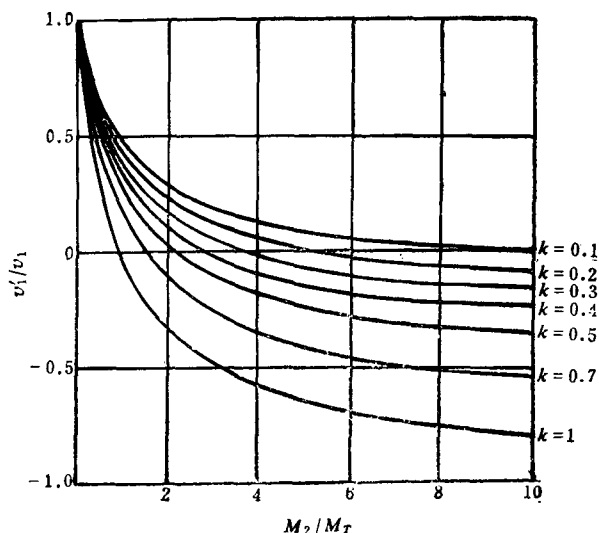


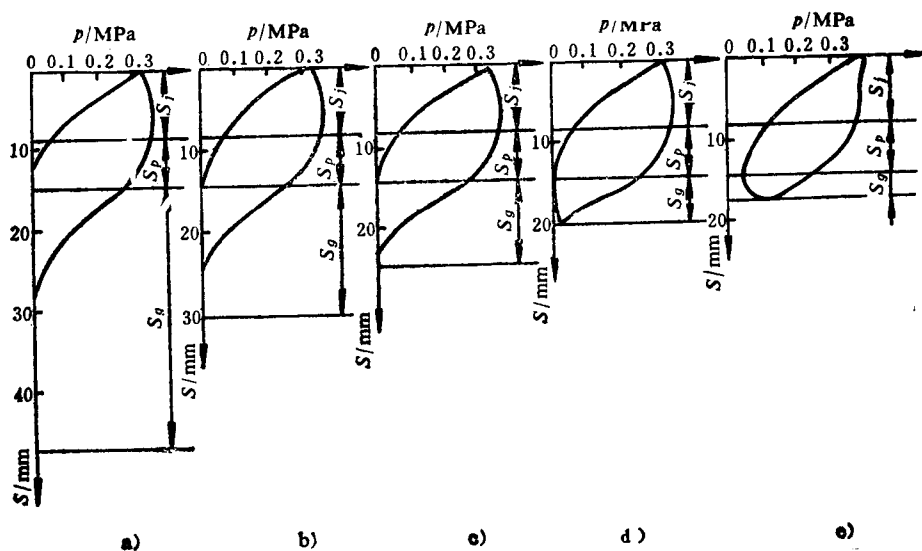
图1-1-6 v_1'/v_1 与 M_2/M_T 关系图

5. 预压力的影响

预压力是指压震开始瞬间震铁受到的初压力。对于弹簧微震机构, 此力与弹簧刚度及其

表1-1-3 部分高中压造型机的 M_2/M_T 值

机 器 名 称	砂 箱 内 尺 寸	比 压	M_2	M_T	M_2/M_T
	mm	MPa	kg	kg	
KW公司三工位高压造型机	1100×750×400/300	1.5	5000	2500	2
BMD公司高压造型机	1050×700×300/300	1.35	3700	370	10
KW公司高压造型机	1500×1200×400/400	1.5	6500	400	1.62
气动微震压实造型机	800×600×250/250	0.8	1200	600	2

图1-1-7 不同 p_D 时的示功图

a) 0.175MPa b) 0.250MPa c) 0.325MPa d) 0.400MPa e) 0.450MPa

表1-1-4 不同 p_D 值的示功图数据

$\frac{p_D}{\text{MPa}}$	$\frac{S_g}{\text{mm}}$	$\frac{(e - e')}{T}$ $\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot (\text{cm}^2 \cdot \text{s})^{-1}$	$\frac{f}{\text{Hz}}$	试验条件
0.175	31.8	509	12.2	$p_D = 0.5 \text{ MPa}$ $S_j = 8 \text{ mm}$ $S_p = 6.6 \text{ mm}$
0.250	15.6	722	17.2	
0.325	9.40	853	21.1	
0.400	4.60	902	23.8	
0.450	2.20	788	23.8	

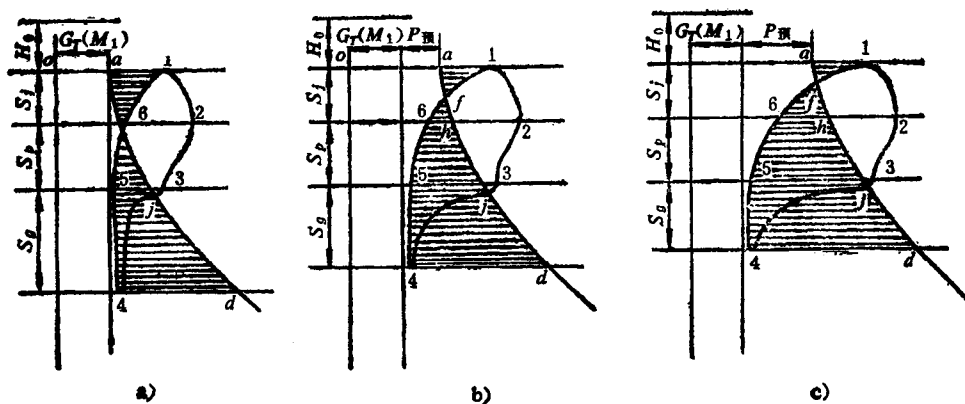


图1-1-8 不同预压力的示功图

a) 预压力中等 ($D' > D''$) b) 预压力较大 ($D > D'$)

预压缩量有关。对于气垫微震机构，则与气垫初始压力，预压缩量和气垫缸的面积有关。图1-1-8是不同预压力时，环形气垫微震机构的示功图。

预压力增大，阻力线右移， $F_{左}$ 增加， $F_{右}$ 减少，单位活塞面积获得的撞击能增大。此外从图中还可看出，预压力愈大， S 愈短，震击频率增加。

6. 气垫腔高度

在气垫缸面积和气垫初始压力相同时，如气垫腔高度不同，则反力曲线也不相同。图1-1-9表示了不同气垫腔高度的反力曲线。气垫腔高度小的微震机构，具有较高的震击频率和震击强度；反之，则震击频率和震击强度下降。

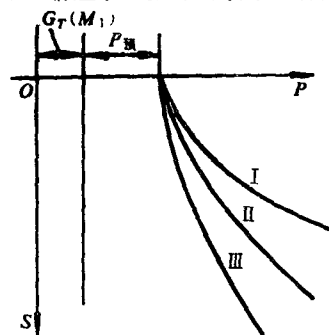


图1-1-9 不同气垫腔高度的反力曲线
I—高度小 II—高度中等 III—高度大

第二节 气动微震机构的数值模拟

目前仍然采用经验设计方法进行微震机构设计，但随着电子计算机的广泛应用，现已可以对微震过程进行数值模拟。利用电算程序和计算机的快速运算，确定微震机构的主要参数和最佳震击效果，为微震机构设计开辟了一个新途径。

一、震铁运动微分方程

微震过程可以简化为一个单自由度非线性振动过程，弹簧微震机构的力学模型如图1-1-10所示。作用于震铁上的力有：压缩空气的作用力 P 、震铁重力 G_T 、弹簧反力 N 和摩擦阻力 R 。根据力学模型，列出震铁运动的微分方程式：

$$M_T \ddot{x} = P - p'(x - x_0 + q_0) + G_T - \text{sign}(\dot{x}) R \quad (1-1-10)$$

式中 q_0 ——预压缩量，其值等于 Δ_1 ；

$x, \dot{x}, \ddot{x}$ ——震铁的位移、速度和加速度；

x_0 ——余隙高度；

x_1, x_2 ——进气孔和排气孔位置的坐标；

sign ——符号函数，当 $\dot{x} > 0$ 时， $\text{sign}(\dot{x}) = 1$ ；当 $\dot{x} < 0$ 时，

$$\text{sign}(\dot{x}) = -1。$$

其余符号同前。

震击缸内气体对震铁的作用力 P 可由下式确定

$$P = F_z(p - p_0) \quad (1-1-11)$$

式中 p ——震击缸内绝对气压；

p_0 ——标准大气压。

式 (1-1-11) 中的 p 是一个随震铁运动而不断变化的量，为了计算 p 值，应首先找出它随时间变化的规律。计算时假定气体状态变化为绝热过程，进排气流量按小孔出流条件考虑，同时要考虑震铁运动速度对气体压力的影响。

二、震击缸内气体压力变化率 dp/dt

1. 进气行程 ($x_0 \leq x \leq x_1$)

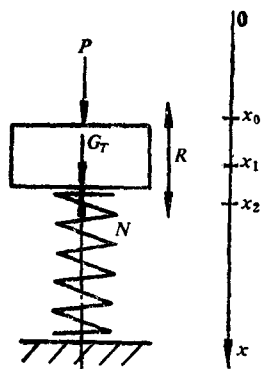


图1-1-10 弹簧微震机构的力学模型

震击缸的气体容积

$$V = F_z x$$

(1-1-12)

根据质量流量定义得:

$$Q_j = \frac{d}{dt} (V \rho_1) = V \frac{d\rho_1}{dt} + \rho_1 \frac{dV}{dt} \quad (1-1-13)$$

式中 Q_j ——进气时气体质量流量;

ρ_1 ——震击缸内气体密度。

设气体状态变化为绝热过程, 则

$$\frac{p_1}{\rho_1^K} = \frac{p_0}{\rho_0^K} \quad \therefore \rho_1 = \left(\frac{p_1 \rho_0^K}{p_0} \right)^{\frac{1}{K}} \quad (1-1-14)$$

将式(1-1-12)、(1-1-14)代入式(1-1-13)右侧, 得

$$\frac{d}{dt} (V \rho_1) = \frac{F_z x \rho_0}{K} \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{K}} \frac{dp_1}{dt} + F_z \rho_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{K}} \frac{dx}{dt} \quad (1-1-15)$$

Q_j 可用下述公式计算, 当 $1 \geq \frac{p_1}{p_0} > \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}}$ 时

$$Q_j = \mu_j F_j \rho_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{K}} \sqrt{\frac{2K}{K-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (1-1-16)$$

当 $\frac{p_1}{p_0} \leq \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}}$ 时

$$Q_j = \mu_j F_j \rho_0 \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}} \sqrt{\frac{2K}{K+1} \frac{p_0}{\rho_0}} \quad (1-1-17)$$

式中 p_0 ——震击活塞小气包内的绝对压力;

p_1 ——震击缸内气体绝对压力;

ρ_0 ——小气包中气体密度;

μ_j ——进气孔的流量系数;

F_j ——进气孔总截面积;

K ——绝热系数。

2. 膨胀(压缩)阶段 ($x_1 < x \leq x_2$)

$$Q_j = 0$$

3. 排气阶段 ($x > x_2$)

当 $1 \geq \frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}}$ 时

$$Q_r = -\mu_r F_r \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{K}} \sqrt{\frac{2K}{K-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (1-1-18)$$

当 $\frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}}$ 时

$$Q_r = -\mu_r F_r \rho_1 \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}} \sqrt{\frac{2K}{K+1} \frac{p_1}{\rho_1}} \quad (1-1-19)$$

式中 Q_r ——排气时的气体质量流量;