

ZHUANGJIAZHUANGBEI
CHANGYONGJIGOUJILINGBUJIANDE
SHEJIYUFENXI

装甲装备 常用机构及零部件的 设计与分析

马德军 陈亚宁 等编著



兵器工业出版社

装甲装备常用机构及 零部件的设计与分析

马德军 陈亚宁 等编著

兵器工业出版社

内 容 简 介

本书系统介绍了装甲装备常用机构及零部件的设计与分析方法,同时融入了现代设计技术与创新设计思想。内容包括:连杆机构、凸轮机构、齿轮机构、行星传动、螺纹连接、滚动轴承在装甲装备中的应用与设计分析,自动装弹机机械系统方案设计分析,现代设计方法在装甲装备设计分析中的应用,装甲装备中的机械创新设计分析。

本书可作为高等军事工程类院校机械类专业的教材和参考用书,也可供有关教师、工程技术人员和科研人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

装甲装备常用机构及零部件的设计与分析/马德军,陈亚宁等编著. —北京:兵器工业出版社, 2006. 4

ISBN 7-80172-682-0

I. 装... II. ①马... ②陈... III. ①装甲—武器装备—零部件—机械设计 ②装甲—武器装备—零部件—结构分析 IV. TJ811

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2006) 第 066322 号

出版发行:兵器工业出版社

发行电话:010-68962596, 68962591

邮 编:100089

社 址:北京市海淀区车道沟10号

经 销:各地新华书店

印 刷:北京市登峰印刷厂

版 次:2006年4月第1版第1次印刷

印 数:1—2 000

责任编辑:林利红 范小伊

封面设计:李 晖

责任校对:郭 芳

责任印制:赵春云

开 本:787×1092 1/16

印 张:10

字 数:250千字

定 价:22.00元

(版权所有 翻印必究 印装有误 负责调换)

前 言

人才是 21 世纪国家发展的重要战略资源,是构建创新型社会的主导力量。高等教育在人才培养方面承担着义不容辞的责任和义务。今天,以“提高素质、培养能力”为核心的教育改革已不再是一种教育观念,它需要物化在与之相适应的新的人才培养模式里,物化在具体的教学环节和实实在在的课程内容中。而如何实现这种物化,则需要人们长期不断地探索与实践。

作为高等军事工程类院校机械类专业的教育工作者,我们深切意识到“提高素质、培养能力”任重道远,唯一的捷径在于理论联系实际,向实践学习,因为“实践出真知”。然而,遗憾的是,长期以来我们传统的“机械原理”与“机械设计”课程一直沿用地方高校的教学内容体系,课程内容与装备间存在明显的脱节,在装备案例实践教学环节方面更是空白,课程内容已不能适应高等军事工程类院校对新的人才培养目标的要求,教学改革势在必行。为此,我们下大力气改革课程教学的内容体系,在教材设计上采用“基本教材”与“特色教材”相结合的方法,其中“基本教材”仍然采用地方高校“机械原理”与“机械设计”的通用教材,侧重机械设计基本原理和基本知识的介绍;而“特色教材”即本书《装甲装备常用机构及零部件的设计与分析》由课题组自编完成,注重机械设计原理与装备的结合和应用,突出军事工程背景,同时融入现代设计技术、体现创新设计思想。通过实施新的课程内容体系,着力培养学习者的综合机械设计与分析能力、解决工程实际问题的能力和机械创新设计能力。

全书共分 10 章。其中第 1 章由马德军和宋仲康编写;第 2 章由马德军和唐东红编写;第 3 章由段路茜和马德军编写;第 4 章由张炳喜编写;第 5 章由唐红梅和马德军编写;第 6 章由崔玉莲、于芳芳和马德军编写;第 7 章由陈亚宁编写;第 8 章、第 9 章由马德军编写;第 10 章由马德军和王彤编写。全书由马德军提出编写大纲,并负责最后的定稿工作。编写过程中张健刚、李世民作了部分文字、图、表的录入工作,在此表示感谢。

本书得到中国人民解放军装甲兵工程学院训练部课程建设经费的资助和学院各级领导的大力支持与帮助,特别是得到了作者所在机械工程系系主任刘建敏教授的长期关心与鼓励,在此向他们表示衷心的感谢。

由于作者水平和时间所限,不当之处在所难免,恳请读者批评、指正。

编著者

2006 年 2 月

目 录

第 1 章 连杆机构在装甲装备中的应用与设计分析	1
1.1 异轴式摩擦减振器四连杆机构	1
1.1.1 应用背景	1
1.1.2 连杆机构的设计条件	2
1.1.3 连杆机构的设计目标	4
1.1.4 连杆机构的设计分析方法	4
1.1.5 异轴式摩擦减振器四连杆机构设计小结	9
1.2 变速箱操纵装置四连杆机构	10
1.2.1 应用背景	10
1.2.2 连杆机构的设计条件	10
1.2.3 连杆机构的设计目标	11
1.2.4 连杆机构的设计分析方法	12
1.2.5 变速箱操纵装置四连杆机构设计小结	18
参考文献	18
第 2 章 凸轮机构在装甲装备中的应用与设计分析	19
2.1 12150L 柴油机喷油泵凸轮机构	19
2.1.1 应用背景	19
2.1.2 喷油泵凸轮机构的设计要求	19
2.1.3 喷油泵凸轮机构的设计分析方法	20
2.1.4 12150L 柴油机喷油泵真实凸轮设计参数	24
2.1.5 滚子从动件盘形双圆弧凸轮设计小结	25
2.2 12150L 柴油机配气凸轮机构	26
2.2.1 应用背景	26
2.2.2 配气凸轮机构的设计要求	26
2.2.3 配气凸轮机构的设计分析方法	27
2.2.4 12150L 柴油机真实配气凸轮设计参数	34
2.2.5 对心平底直动从动件双圆弧盘型凸轮设计小结	34
参考文献	35

第3章 齿轮机构在装甲装备中的应用与设计分析	36
3.1 坦克侧减速器齿轮机构的应用背景	36
3.2 坦克侧减速器齿轮机构几何尺寸及传动参数计算	37
3.3 坦克侧减速器齿轮传动强度计算	39
3.3.1 侧减速器齿轮传动的载荷变化与工作时间分配	39
3.3.2 侧减速器齿轮传动强度的校核计算	39
参考文献	46
第4章 行星传动在装甲装备中的应用与设计分析	47
4.1 行星传动概述	47
4.1.1 行星传动的发展概况	47
4.1.2 行星传动的特点	48
4.2 坦克行星转向机	50
4.2.1 转向机的功用和组成	50
4.2.2 行星转向机各工况传动比的计算	50
4.2.3 行星转向机效率的计算	51
4.3 坦克行星变速箱	53
4.3.1 行星传动变速箱工作基本原理	53
4.3.2 行星传动变速箱结构特点	54
4.3.3 行星传动变速箱传动比的计算	54
4.3.4 行星传动变速箱传动效率计算	57
4.4 行星传动在国外装甲车辆上的应用	61
4.4.1 概 况	61
4.4.2 应用实例分析	61
参考文献	64
第5章 螺纹连接在装甲装备中的应用与设计分析	65
5.1 12150L 柴油机缸体双头螺柱的应用背景	65
5.2 12150L 柴油机缸体双头螺柱的设计	66
5.2.1 缸体双头螺柱的数目与尺寸的选择	66
5.2.2 缸体双头螺柱的布置	66
5.2.3 提高双头螺柱强度的措施与方法	67
5.2.4 缸体双头螺柱的设计小结	68
5.3 12150L 柴油机缸体双头螺柱的强度计算	68
5.3.1 缸体双头螺柱预紧力的确定	68
5.3.2 缸体双头螺柱的强度计算	69
5.3.3 缸体双头螺柱的强度计算小结	76
参考文献	76

第 6 章 滚动轴承在装甲装备中的应用与设计分析	77
6.1 坦克齿轮传动箱用滚动轴承	77
6.1.1 应用背景	77
6.1.2 坦克齿轮传动箱用滚动轴承寿命计算	78
6.2 坦克侧减速器用滚动轴承	80
6.2.1 变载荷、变转速下轴承寿命的计算原理	80
6.2.2 坦克侧减速器被动轴轴承的寿命计算	81
参考文献	85
第 7 章 装甲装备中的机械系统方案设计分析	
——自动装弹机机械系统方案设计分析	86
7.1 自动装弹机概述	86
7.2 自动装弹机的功能原理方案设计	88
7.3 自动装弹机的运动规律设计	89
7.4 自动装弹机执行机构的型式设计	92
7.5 自动装弹机系统的协调设计	96
7.6 自动装弹机传动系统的方案设计	101
参考文献	102
第 8 章 现代设计方法在装甲装备设计分析中的应用	
——疲劳可靠性设计分析技术在装甲装备设计分析中的应用	103
8.1 疲劳可靠性概述	103
8.1.1 机械可靠性学科发展历史回顾	103
8.1.2 可靠性学科研究的范畴	104
8.1.3 可靠性定义及其特征量	104
8.1.4 可靠性中常用的概率分布	108
8.2 机械疲劳可靠性设计	110
8.2.1 应力—强度模型求可靠度的方法	110
8.2.2 可靠度的近似计算方法	113
8.2.3 概率法机械设计所需的部分数据和资料	115
8.3 坦克齿轮的疲劳可靠性设计	119
8.3.1 基本方法	119
8.3.2 坦克侧减速器齿轮疲劳强度的可靠度计算	122
8.4 坦克齿轮传动箱和侧减速器用滚动轴承的可靠性寿命预测	125
参考文献	126
第 9 章 现代设计方法在装甲装备设计分析中的应用	
——有限元设计分析技术在装甲装备设计分析中的应用	127
9.1 有限元概述	127

9.2 坦克侧减速器被动齿轮齿根应力的有限元分析	129
9.2.1 齿轮的齿根过渡曲线	129
9.2.2 齿根应力的有限元计算结果	130
参考文献	136
第 10 章 装甲装备中的机械创新设计分析	137
10.1 概述	137
10.2 坦克齿轮的创新设计与分析——采用 25° 压力角	137
10.3 坦克发动机缸体双头螺柱螺纹连接创新设计与分析	140
参考文献	146
附表 1 标准正态分布表	147

第1章 连杆机构在装甲装备中的应用与设计分析

1.1 异轴式摩擦减振器四连杆机构

1.1.1 应用背景

弹性元件与减振器是构成车辆悬架的主要装置,作为阻尼元件的减振器安装在车体和负重轮之间,其功用是衰减车体的振动幅度和振动次数,提高车辆行驶的平顺性;同时它还能够延长弹性元件的疲劳寿命。弹性元件只起到机械能的贮存和释放作用,弹性元件变形后将吸收的冲击能转化为弹性元件的变形能;反过来它贮存的变形能释放出来又转化为车体振动的动能,从而引起车体的振动。为吸收车体的振动能量,衰减车体的振动,现代高速履带车辆上都装有减振器。减振器能够将吸收的振动能量转化为热量散发掉,从而减少车体的振动能量,抑制车体的振动,因而减振器能够减振的根本原因就在于其能量转化是不可逆的。

减振器按工作原理可分为液压式减振器和摩擦式减振器,前者利用液体通过小孔或狭缝产生节流阻力的原理以产生阻尼力。摩擦式减振器是利用摩擦片产生相对摩擦以产生阻尼力。20世纪70年代以来,因动静摩擦系数接近,且高温下耐磨性能良好的摩擦材料问世,为摩擦减振器的应用提供了必要的条件。摩擦减振器的基本结构如图1-1所示,它由壳体、碟形弹簧组,轴向加压机构,定、动摩擦片等组成。壳体与车体侧甲板紧密贴合,定、动摩擦片滑摩产生的热量可通过钢对钢的传导,经大面积的侧甲板散发掉。根据摩擦片中心与平衡肘轴中心(同扭杆中心)同心与不同心,摩擦式减振器分为同轴式(图1-2(a))和异轴式(图1-2(b))两种。豹2坦克采用了同轴式摩擦式减振器,T54A坦克采用了异轴式液压减振器,如把液压减振器改为摩擦式减振器则成为异轴式摩擦减振器,它通过四连杆机构与平衡肘相连,故又称为连杆式摩擦减振器。

异轴式与同轴式相比优点是:

① 布置位置灵活方便,其安装位置确定后,用连杆等和平衡肘恰当地连接起来即可,而同轴式只有一个安装位置无选择余地;

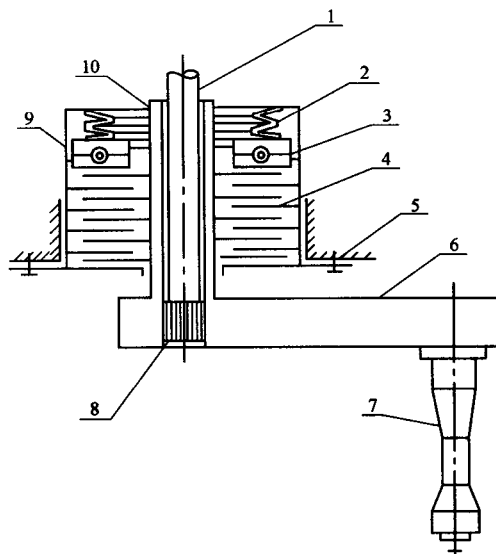


图 1-1 摩擦减振器结构原理图

1—扭杆;2—碟形弹簧组;3—轴向加压机构;4—摩擦片组;
5—车体;6—平衡肘;7—负重轮轴;8—扭杆大端花键;
9—壳体;10—平衡肘轴

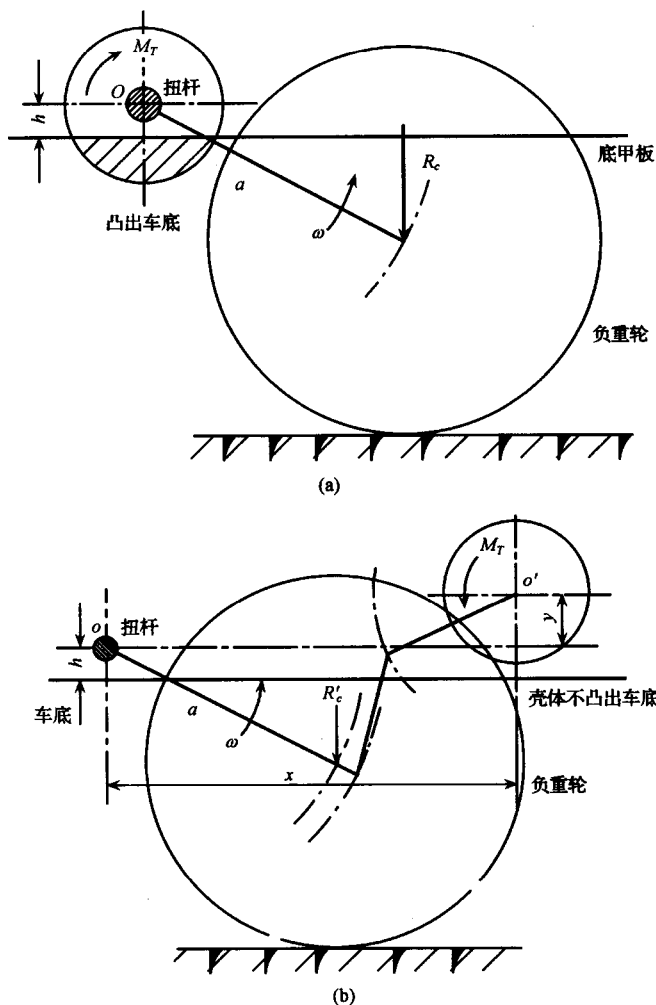


图 1-2 摩擦式减振器

(a) 同轴式摩擦减振器; (b) 异轴式摩擦减振器

② 减振器壳体下部可不致凸出车体底甲板之外,不会影响车底距地面高。总体设计要求降低车辆高度,故必须在可能的范围内尽可能压低扭杆中心高度。这样,同轴式摩擦减振器其壳体必然较多凸出于底甲板之外;

③ 减振器可单独拆下,与扭杆无关;

④ 不会使扭杆弹簧因温度过高而自动回火;

⑤ 对车内其他部件的布置有利。

异轴式与同轴式相比缺点是:

① 相同的摩擦力矩换算到负重轮轴上的阻尼力较小;

② 机构稍微复杂,增加了摇臂、连杆、连接销等多个零件。

1.1.2 连杆机构的设计条件

连杆式摩擦减振器需要一套四连杆机构来传递摩擦阻力,其结构示意图如图 1-3 所示,结

构简图如图 1-4 所示。以扭杆中心 o 为原点建立 xoy 直角坐标系, 减振器中心的坐标为 $o'(x, y)$, 负重轮中心为 K , 平衡肘长度为 a , 平衡肘摆臂长为 L_1 , 端点为 B , 连杆长为 L_3 , 减振器摆臂长为 L_2 , 端点为 C 。 L_1 、 L_3 、 L_2 和车体上距离 oo' 分别为四连杆长度。

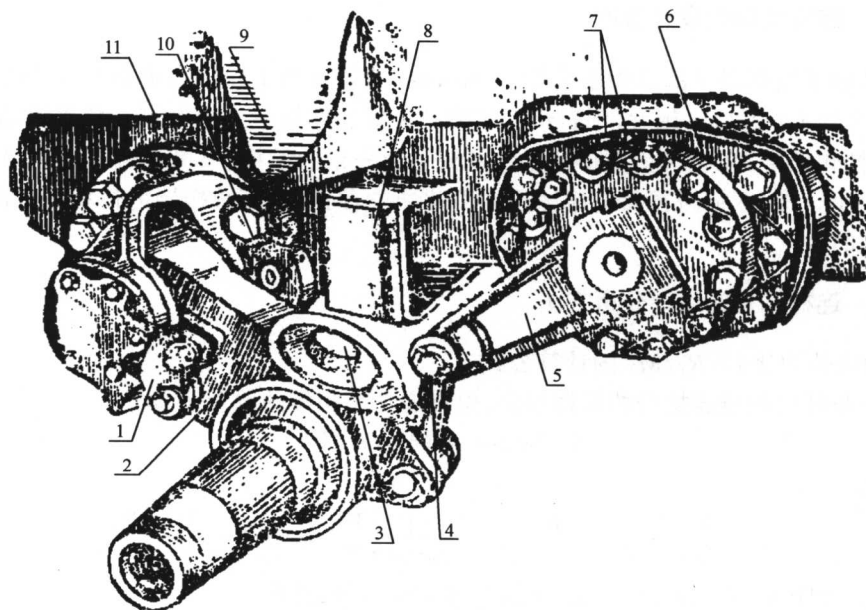


图 1-3 连杆式摩擦减振器结构示意图

1—轴向移动限制器; 2—平衡肘; 3—缓冲器; 4—拉杆; 5—连接臂; 6—摩擦减振器;
7—加油、放气孔螺塞; 8—前平衡肘限制铁; 9—平衡肘限制铁; 10—扭力轴; 11—支座

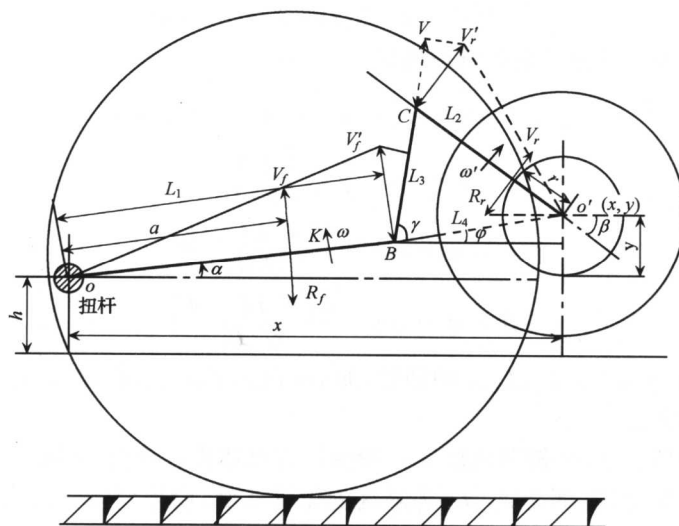


图 1-4 连杆式摩擦减振器结构简图

如平衡肘以角速度 ω 反时针摆动, 经连杆 L_3 带动摆臂 L_2 以 ω' 顺时针摆动。 V_f 、 V'_f 、 V'_r 分别为负重轮中心 K 及 B 、 C 点的线速度, 连接 Bo' , 其长度为 L_4 。 L_1 、 L_2 的反向延长线、 L_3 和

L_4 与水平线的夹角分别为 α 、 β 、 γ 和 φ 。

各杆与水平线夹角的符号规定如下:自水平线(沿 x 轴正方向)转至该杆,顺时针方向为负,反时针方向为正。

1.1.3 连杆机构的设计目标

如果摩擦减振器提供的摩擦阻力矩为 M_T , M_T 换算至负重轮轴心垂直方向的减振阻力为 R_f , 那么传力比 $i = R_f/M_T$ 越大, 则表示由摩擦减振器的摩擦阻力矩换算至负重轮轴上的减振阻力越大, 换句话说, 在要求负重轮轴上的减振阻力一定的前提下, 摩擦减振器的摩擦阻力矩可以设计得小一些, 摩擦减振器的摩擦生热因此减少, 同时摩擦减振器的体积相应减小, 这正是连杆机构的设计目标。

1.1.4 连杆机构的设计分析方法

(1) 确定传力比 $i = R_f/M_T$ 的计算公式

不计杆与杆间铰链连接处的摩擦损失, 由传递功率相等的原理可得

$$R_f V_f \cos \alpha = (M_T/L_2) V'_r \quad (1-1)$$

因此传力比

$$i = \frac{R_f}{M_T} = \frac{1}{L_2} \frac{R_f}{(M_T/L_2)} = \frac{1}{L_2 \cos \alpha} \frac{V'_r}{V_f} = \frac{1}{L_2 \cos \alpha} \frac{V'_r}{V'_f} \frac{V'_f}{V_f} \quad (1-2)$$

由于连杆 L_3 为刚体, V'_f 和 V'_r 在 L_3 上的分速度应相等, 故有

$$V'_f \sin(\gamma - \alpha) = V'_r \sin(\gamma - \beta) \quad (1-3)$$

又因 $\frac{V'_f}{V_f} = \frac{L_1}{a}$, 最终, 传力比 i 可以表示为

$$i = \frac{R_f}{M_T} = \frac{1}{a} \left[\frac{L_1}{L_2} \frac{\sin(\gamma - \alpha)}{\sin(\gamma - \beta) \cos \alpha} \right] \quad (1-4)$$

式中运动位置参数可由三角形余弦定理确定

$$L_4 = \sqrt{(x - L_1 \cos \alpha)^2 + (y - L_1 \sin \alpha)^2} \quad (1-5)$$

$$\varphi = \operatorname{tg}^{-1} \frac{y - L_1 \sin \alpha}{x - L_1 \cos \alpha} \quad (1-6)$$

$$\gamma = \varphi + \cos^{-1} \frac{L_4^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_3 L_4} \quad (1-7)$$

$$\beta = \varphi - \cos^{-1} \frac{L_4^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_3 L_4} \quad (1-8)$$

显然, 传力比 i 为 x 、 y 、 a 、 L_1 、 L_2 、 L_3 、 α 的函数, 即 $i = f(x, y, a, L_1, L_2, L_3, \alpha)$ 。

(2) 确定设计变量

减振器坐标位置 x 、 y 、平衡肘长度 a 一般由坦克总体设计确定, 为减少设计变量, L_1 也可按结构要求当作常量处理, 那么 L_2 、 L_3 为最终的设计变量, 设计变量一共为 2 个, 即该问题是一个二维设计规划问题。在 a 一定的前提下, 传力比仅与 $\left(\frac{L_1}{L_2}\right) \frac{\sin(\gamma - \alpha)}{\sin(\gamma - \beta) \cos \alpha}$ 有关, 考虑到该量为无量纲量, 便于分析计算, 因此可以定义新的传力比 i' , 即

$$i' = f'(L_2, L_3, \alpha) = \left(\frac{L_1}{L_2}\right) \frac{\sin(\gamma - \alpha)}{\sin(\gamma - \beta) \cos \alpha} \quad (1-9)$$

新传力比 i' 与真实传力比 i 的关系为 $i' = ai$ 。

(3) 确定目标函数

根据摩擦减振器连杆机构的设计目标, 传力比 i' 应在所有平衡肘转角范围里具有较高值, 为此, 可以将平衡肘转角范围离散为足够多离散角度 $\alpha_k, k=1, \dots, n$, 相应传力比 i' 为 $i'_k, k=1, \dots, n$ 。我们可以将各传力比连成积取最大作为目标函数, 即

$$\max F(L_2, L_3) = \max \{i'_1 \cdots i'_n\} = \max \{f'(L_2, L_3, \alpha_1) \cdots f'(L_2, L_3, \alpha_n)\} \quad (1-10)$$

(4) 确定约束条件

摩擦减振器四连杆机构应满足以下约束条件。

① 三边组成三角形 $\triangle BCo'$ 的条件也即四连杆机构成立的条件, 该条件为

$$(L_2 + L_3 - L_4)(L_2 + L_4 - L_3)(L_3 + L_4 - L_2) > 0$$

如 $L_2 + L_3 - L_4 = 0$, 则 L_2 和 L_3 连成一条直线, 即所谓出现死点。

② 如 $\gamma = \alpha$, 则 $i = 0, R_f = 0, L_1$ 和 L_3 连成一条直线, 也出现死点。而当 $\gamma < \alpha$ 时, 随着平衡肘继续向上移动, 减振器摆臂 L_2 将反转, 这在设计中应避免。因此

$$\gamma > \alpha$$

是又一约束条件。

③ 减振器摆臂 L_2 与动摩擦片和动压盘相连, L_2 的转角范围即定、动摩擦片相对磨滑的转角。定、动压盘组成轴向加压机构, 减振器采用双向斜槽及钢珠结构, 一般采用三条斜槽及三个钢珠, 如图 1-5 所示。如果相邻斜槽间距为 s , 钢球直径为 d , 在钢球沿斜槽只滚动不滑动的条件下, 为防止摇臂转角过大而使钢球出槽, 应使

$$\frac{1}{2}(\beta_{\max} - \beta_{\min}) \leq \frac{2\pi}{3} - \frac{d+s}{r}$$

为简单起见, 该条件可以近似为

$$\beta_{\max} - \beta_{\min} \leq 180^\circ$$

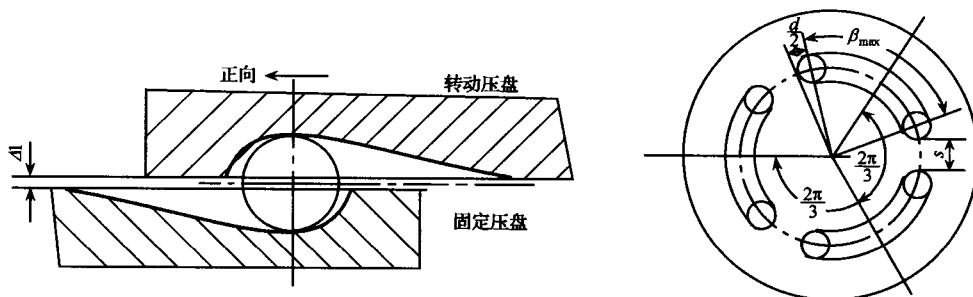


图 1-5 定、动压盘组成的轴向加压机构

(5) 确定数学模型

根据上述分析, 摩擦减振器四连杆机构的设计变成如下数学优化问题, 其数学模型为

$$\begin{cases} \max F(L_2, L_3) = \max \{i'_1 \cdots i'_n\} = \max \{f'(L_2, L_3, \alpha_1) \cdots f'(L_2, L_3, \alpha_n)\} \\ s. t. \quad g_1(L_2, L_3) = (L_2 + L_3 - L_{4k})(L_2 + L_{4k} - L_3)(L_3 + L_{4k} - L_2) > 0 \\ g_2(L_2, L_3) = \gamma_k - \alpha_k > 0 \\ g_3(L_2, L_3) = \beta_{\max} - \beta_{\min} \leq 180^\circ \end{cases} \quad (1-11)$$

式中

$$i'_k = f'(L_2, L_3, \alpha_k) = \left(\frac{L_1}{L_2} \right) \frac{\sin(\gamma_k - \alpha_k)}{\sin(\gamma_k - \beta_k) \cos \alpha_k}, \quad k = 1, \dots, n$$

$$L_{4k} = \sqrt{(x - L_1 \cos \alpha_k)^2 + (y - L_1 \sin \alpha_k)^2}$$

$$\varphi_k = \operatorname{tg}^{-1} \frac{y - L_1 \sin \alpha_k}{x - L_1 \cos \alpha_k}$$

$$\gamma_k = \varphi_k + \cos^{-1} \frac{L_{4k}^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_3 L_{4k}}$$

$$\beta_k = \varphi_k - \cos^{-1} \frac{L_{4k}^2 + L_3^2 - L_2^2}{2L_3 L_{4k}}$$

(6) 求解数学模型

负重轮平衡肘运动的转角范围为 $-32.95^\circ \leq \alpha \leq 14.78^\circ$, 设定 12 个(可以更多)平衡肘转角位置, 即 $k=12$, 然后分别选取 L_2 和 L_3 的值, 同时计算目标函数值, 再检验各个约束条件是否满足, 只有满足约束条件的目标函数值方为有效, 最后比较目标函数值大小, 从中确定最大值, 则与之对应的 L_2 和 L_3 的值即为最优值。考虑排除死点情况(此时传动比接近无穷大), 在计算目标函数值时 α 的有效取值选择在 $-30^\circ \leq \alpha \leq 14.78^\circ$ 范围内。 L_2 和 L_3 的初值可以根据约束条件 $L_2 + L_3 - L_{4k} > 0$ 来确定, 显然, 杆 L_2 和 L_3 的和应该大于 L_{4k} , 即 $L_2 + L_3 > L_{4k}$ 。当 $\alpha = -32.95^\circ$ 时, L_{4k} 取最大值, 此时 $L_{4k} = 359.9973\text{mm}$ 。利用计算机可以方便地实现上述求解。当 $L_2 + L_3 = 360\text{mm}$ 时, 部分求解结果列于表 1-1~表 1-4; 当 $L_2 + L_3 = 400\text{mm}$ 时, 部分求解结果列于表 1-5~表 1-8。

从表 1-1~表 1-4 中可以看出, 当 $L_2 = 185\text{mm}$ 、 $L_3 = 175\text{mm}$ 时, $i'_2 \cdots i'_{12} = 3130.25$, $\beta_{\max} - \beta_{\min} = 47.40^\circ - (-60.69^\circ) = 108.09^\circ < 180^\circ$, 任何时刻 $\gamma > \alpha$, 因此, 所选 L_2 和 L_3 是一个可行解; 当 $L_2 = 155\text{mm}$ 、 $L_3 = 205\text{mm}$ 时, $i'_2 \cdots i'_{12} = 10025.58$, $\beta_{\max} - \beta_{\min} = 47.40^\circ - (-76.27^\circ) = 123.67^\circ < 180^\circ$, 任何时刻 $\gamma > \alpha$, 所选 L_2 和 L_3 也是一个可行解; 同样, 当 $L_2 = 125\text{mm}$ 、 $L_3 = 235\text{mm}$ 时, $i'_2 \cdots i'_{12} = 28913.39$, $\beta_{\max} - \beta_{\min} = 47.35^\circ - (-97.00^\circ) = 144.35^\circ < 180^\circ$, 任何时刻 $\gamma > \alpha$, 所选 L_2 和 L_3 仍然为可行解; 而当 $L_2 = 95\text{mm}$ 、 $L_3 = 265\text{mm}$ 时, $i'_2 \cdots i'_{12} = -151046$, $\beta_{\max} - \beta_{\min} = 47.29^\circ - (-132.49^\circ) = 179.78^\circ < 180^\circ$, 特别是在 $10^\circ < \alpha \leq 14.78^\circ$ 范围里将出现 $\gamma < \alpha$, 即不满足约束条件, 此时连杆机构力传动比出现负值, 表明所选 L_2 和 L_3 不能作为设计可行解, 应舍弃。

表 1-1 当 $L_2 = 185\text{mm}$ 、 $L_3 = 175\text{mm}$ 时, 对应不同 α 的连杆机构力传动比结果

a/mm	x/mm	y/mm	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	L_4/mm	$\varphi/(\circ)$	$\alpha/(\circ)$	$\beta/(\circ)$	$\gamma/(\circ)$	i'_k
250	545	70	360.5	185	175	360.00	47.66	-32.95	47.44	47.88	296.68
250	545	70	360.5	185	175	341.79	47.07	-30.00	29.29	65.91	3.75
250	545	70	360.5	185	175	311.59	45.53	-25.00	16.38	76.52	2.43
250	545	70	360.5	185	175	282.66	43.14	-20.00	6.12	82.68	2.08
250	545	70	360.5	185	175	270.87	41.81	-17.87	1.99	84.43	2.02
250	545	70	360.5	185	175	255.72	39.69	-15.00	-3.49	86.03	1.98
250	545	70	360.5	185	175	231.68	34.91	-10.00	-13.16	86.78	1.99
250	545	70	360.5	185	175	211.74	28.62	-5.00	-23.19	84.81	2.06
250	545	70	360.5	185	175	197.33	20.78	0.00	-33.59	80.00	2.09
250	545	70	360.5	185	175	189.83	11.73	5.00	-43.92	72.50	2.02
250	545	70	360.5	185	175	190.12	2.23	10.00	-53.37	62.95	1.76
250	545	70	360.5	185	175	197.65	-6.38	14.78	-60.69	52.78	1.35

表 1-2 当 $L_2=155\text{mm}$ 、 $L_3=205\text{mm}$ 时,对应不同 α 的连杆机构力传动比结果

a/mm	x/mm	y/mm	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	L_4/mm	$\varphi/(^{\circ})$	$\alpha/(^{\circ})$	$\beta/(^{\circ})$	$\gamma/(^{\circ})$	i_k
250	545	70	360.5	155	205	360.00	47.66	-32.95	47.40	47.85	350.77
250	545	70	360.5	155	205	341.79	47.07	-30.00	25.92	62.90	4.46
250	545	70	360.5	155	205	311.59	45.53	-25.00	10.49	71.26	2.92
250	545	70	360.5	155	205	282.66	43.14	-20.00	-1.91	75.50	2.52
250	545	70	360.5	155	205	270.87	41.81	-17.87	-6.93	76.45	2.45
250	545	70	360.5	155	205	255.72	39.69	-15.00	-13.60	77.00	2.41
250	545	70	360.5	155	205	231.68	34.91	-10.00	-25.30	75.93	2.40
250	545	70	360.5	155	205	211.74	28.62	-5.00	-37.25	72.25	2.42
250	545	70	360.5	155	205	197.33	20.78	0.00	-49.21	66.05	2.35
250	545	70	360.5	155	205	189.83	11.73	5.00	-60.43	57.76	2.11
250	545	70	360.5	155	205	190.12	2.23	10.00	-69.84	48.23	1.66
250	545	70	360.5	155	205	197.65	-6.38	14.78	-76.27	38.85	1.08

表 1-3 当 $L_2=125\text{mm}$ 、 $L_3=235\text{mm}$ 时,对应不同 α 的连杆机构力传动比结果

a/mm	x/mm	y/mm	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	L_4/mm	$\varphi/(^{\circ})$	$\alpha/(^{\circ})$	$\beta/(^{\circ})$	$\gamma/(^{\circ})$	i_k
250	545	70	360.5	125	235	360.00	47.66	-32.95	47.35	47.82	418.17
250	545	70	360.5	125	235	341.79	47.07	-30.00	21.72	60.23	5.35
250	545	70	360.5	125	235	311.59	45.53	-25.00	3.09	66.57	3.56
250	545	70	360.5	125	235	282.66	43.14	-20.00	-12.09	69.05	3.11
250	545	70	360.5	125	235	270.87	41.81	-17.87	-18.27	69.27	3.03
250	545	70	360.5	125	235	255.72	39.69	-15.00	-26.52	68.81	2.98
250	545	70	360.5	125	235	231.68	34.91	-10.00	-41.02	65.98	2.97
250	545	70	360.5	125	235	211.74	28.62	-5.00	-55.71	60.58	2.94
250	545	70	360.5	125	235	197.33	20.78	0.00	-69.99	52.91	2.74
250	545	70	360.5	125	235	189.83	11.73	5.00	-82.58	43.76	2.25
250	545	70	360.5	125	235	190.12	2.23	10.00	-91.94	34.27	1.49
250	545	70	360.5	125	235	197.65	-6.38	14.78	-97.00	25.75	0.68

表 1-4 当 $L_2=95\text{mm}$ 、 $L_3=265\text{mm}$ 时,对应不同 α 的连杆机构力传动比结果

a/mm	x/mm	y/mm	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	L_4/mm	$\varphi/(^{\circ})$	$\alpha/(^{\circ})$	$\beta/(^{\circ})$	$\gamma/(^{\circ})$	i_k
250	545	70	360.5	95	265	360.00	47.66	-32.95	47.29	47.79	509.33
250	545	70	360.5	95	265	341.79	47.07	-30.00	15.99	57.73	6.58
250	545	70	360.5	95	265	311.59	45.53	-25.00	-7.16	62.10	4.47
250	545	70	360.5	95	265	282.66	43.14	-20.00	-26.48	62.78	4.01
250	545	70	360.5	95	265	270.87	41.81	-17.87	-34.50	62.20	3.95
250	545	70	360.5	95	265	255.72	39.69	-15.00	-45.36	60.61	3.96
250	545	70	360.5	95	265	231.68	34.91	-10.00	-64.93	55.60	4.07
250	545	70	360.5	95	265	211.74	28.62	-5.00	-85.39	47.74	4.15
250	545	70	360.5	95	265	197.33	20.78	0.00	-105.64	37.54	3.86
250	545	70	360.5	95	265	189.83	11.73	5.00	-122.51	26.61	2.73
250	545	70	360.5	95	265	190.12	2.23	10.00	-131.68	17.20	0.93
250	545	70	360.5	95	265	197.65	-6.38	14.78	-132.49	10.45	-0.49

从表 1-5~表 1-8 中可以看出,当 $L_2=225\text{mm}$ 、 $L_3=175\text{mm}$ 时, $i'_2 \cdots i'_{12}=342.65$, $\beta_{\max}-\beta_{\min}=25.09^\circ-(-54.77^\circ)=79.86^\circ<180^\circ$, 任何时刻 $\gamma>\alpha$, 因此, 所选 L_2 和 L_3 是一个可行解; 当 $L_2=195\text{mm}$ 、 $L_3=205\text{mm}$ 时, $i'_2 \cdots i'_{12}=1241.64$, $\beta_{\max}-\beta_{\min}=21.11^\circ-(-69.32^\circ)=90.43^\circ<180^\circ$, 任何时刻 $\gamma>\alpha$, 所选 L_2 和 L_3 也是一个可行解; 当 $L_2=165\text{mm}$ 、 $L_3=235\text{mm}$ 时, $i'_2 \cdots i'_{12}=4073.95$, $\beta_{\max}-\beta_{\min}=16.44^\circ-(-86.61^\circ)=103.05^\circ<180^\circ$, 任何时刻 $\gamma>\alpha$, 所选 L_2 和 L_3 仍然为可行解; 最后, 当 $L_2=135\text{mm}$ 、 $L_3=265\text{mm}$ 时, $i'_2 \cdots i'_{12}=11293.54$, $\beta_{\max}-\beta_{\min}=10.63^\circ-(-110.41^\circ)=121.04^\circ<180^\circ$, 任何时刻 $\gamma>\alpha$, 所选 L_2 和 L_3 还是可行解。

表 1-5 当 $L_2=225\text{mm}$ 、 $L_3=175\text{mm}$ 时, 对应不同 α 的连杆机构力传动比结果

a/mm	x/mm	y/mm	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	L_4/mm	$\varphi/^\circ$	$\alpha/^\circ$	$\beta/^\circ$	$\gamma/^\circ$	i_k
250	545	70	360.5	225	175	360.00	47.66	-32.95	25.09	77.22	2.27
250	545	70	360.5	225	175	341.79	47.07	-30.00	19.89	83.04	1.91
250	545	70	360.5	225	175	311.59	45.53	-25.00	12.15	90.55	1.63
250	545	70	360.5	225	175	282.66	43.14	-20.00	4.90	95.88	1.53
250	545	70	360.5	225	175	270.87	41.81	-17.87	1.81	97.55	1.53
250	545	70	360.5	225	175	255.72	39.69	-15.00	-2.40	99.21	1.54
250	545	70	360.5	225	175	231.68	34.91	-10.00	-10.12	100.38	1.63
250	545	70	360.5	225	175	211.74	28.62	-5.00	-18.50	99.04	1.76
250	545	70	360.5	225	175	197.33	20.78	0.00	-27.64	94.86	1.89
250	545	70	360.5	225	175	189.83	11.73	5.00	-37.28	87.76	1.95
250	545	70	360.5	225	175	190.12	2.23	10.00	-46.75	78.19	1.84
250	545	70	360.5	225	175	197.65	-6.38	14.78	-54.77	67.62	1.56

表 1-6 当 $L_2=195\text{mm}$ 、 $L_3=205\text{mm}$ 时, 对应不同 α 的连杆机构力传动比结果

a/mm	x/mm	y/mm	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	L_4/mm	$\varphi/^\circ$	$\alpha/^\circ$	$\beta/^\circ$	$\gamma/^\circ$	i_k
250	545	70	360.5	195	205	360.00	47.66	-32.95	21.11	72.81	2.70
250	545	70	360.5	195	205	341.79	47.07	-30.00	14.89	77.51	2.29
250	545	70	360.5	195	205	311.59	45.53	-25.00	5.53	83.23	1.98
250	545	70	360.5	195	205	282.66	43.14	-20.00	-3.34	86.76	1.88
250	545	70	360.5	195	205	270.87	41.81	-17.87	-7.14	87.65	1.88
250	545	70	360.5	195	205	255.72	39.69	-15.00	-12.32	88.25	1.90
250	545	70	360.5	195	205	231.68	34.91	-10.00	-21.73	87.53	1.97
250	545	70	360.5	195	205	211.74	28.62	-5.00	-31.75	84.39	2.07
250	545	70	360.5	195	205	197.33	20.78	0.00	-42.22	78.72	2.11
250	545	70	360.5	195	205	189.83	11.73	5.00	-52.63	70.77	2.03
250	545	70	360.5	195	205	190.12	2.23	10.00	-62.08	61.23	1.75
250	545	70	360.5	195	205	197.65	-6.38	14.78	-69.32	51.52	1.33

表 1-7 当 $L_2=165\text{mm}$ 、 $L_3=235\text{mm}$ 时,对应不同 α 的连杆机构力传动比结果

a/mm	x/mm	y/mm	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	L_4/mm	$\varphi/(^{\circ})$	$\alpha/(^{\circ})$	$\beta/(^{\circ})$	$\gamma/(^{\circ})$	i_k
250	545	70	360.5	165	235	360.00	47.66	-32.95	16.44	69.00	3.21
250	545	70	360.5	165	235	341.79	47.07	-30.00	9.02	72.71	2.75
250	545	70	360.5	165	235	311.59	45.53	-25.00	-2.26	76.86	2.40
250	545	70	360.5	165	235	282.66	43.14	-20.00	-13.05	78.84	2.30
250	545	70	360.5	165	235	270.87	41.81	-17.87	-17.68	79.04	2.29
250	545	70	360.5	165	235	255.72	39.69	-15.00	-24.01	78.70	2.31
250	545	70	360.5	165	235	231.68	34.91	-10.00	-35.46	76.32	2.38
250	545	70	360.5	165	235	211.74	28.62	-5.00	-47.44	71.58	2.44
250	545	70	360.5	165	235	197.33	20.78	0.00	-59.55	64.58	2.38
250	545	70	360.5	165	235	189.83	11.73	5.00	-70.90	55.86	2.12
250	545	70	360.5	165	235	190.12	2.23	10.00	-80.31	46.35	1.64
250	545	70	360.5	165	235	197.65	-6.38	14.78	-86.61	37.40	1.05

表 1-8 当 $L_2=135\text{mm}$ 、 $L_3=265\text{mm}$ 时,对应不同 α 的连杆机构力传动比结果

a/mm	x/mm	y/mm	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	L_4/mm	$\varphi/(^{\circ})$	$\alpha/(^{\circ})$	$\beta/(^{\circ})$	$\gamma/(^{\circ})$	i_k
250	545	70	360.5	135	265	360.00	47.66	-32.95	10.63	65.52	3.85
250	545	70	360.5	135	265	341.79	47.07	-30.00	1.69	68.33	3.32
250	545	70	360.5	135	265	311.59	45.53	-25.00	-12.06	71.00	2.95
250	545	70	360.5	135	265	282.66	43.14	-20.00	-25.41	71.45	2.86
250	545	70	360.5	135	265	270.87	41.81	-17.87	-31.19	70.97	2.87
250	545	70	360.5	135	265	255.72	39.69	-15.00	-39.13	69.67	2.91
250	545	70	360.5	135	265	231.68	34.91	-10.00	-53.55	65.53	3.00
250	545	70	360.5	135	265	211.74	28.62	-5.00	-68.58	58.98	3.04
250	545	70	360.5	135	265	197.33	20.78	0.00	-83.41	50.37	2.85
250	545	70	360.5	135	265	189.83	11.73	5.00	-96.42	40.68	2.30
250	545	70	360.5	135	265	190.12	2.23	10.00	-105.76	31.21	1.44
250	545	70	360.5	135	265	197.65	-6.38	14.78	-110.41	23.24	0.56

通过以上分析可以得出结论,原设计的 $L_2=185\text{mm}$ 和 $L_3=175\text{mm}$ 并非最优解。

1.1.5 异轴式摩擦减振器四连杆机构设计小结

连杆机构力传动比大小主要由输出构件与输入构件的转角之比决定。假设输入构件的转角为 $\Delta\alpha$, 输出构件的转角为 $\Delta\beta$, 输入、输出构件的转矩近似为常数, 分别用 M_α 和 M_β 表示, 则根据输入、输出功相等原理, 传力比 $i = \frac{M_\alpha}{M_\beta} = \frac{\Delta\beta}{\Delta\alpha}$ 。显然, 在 $\Delta\alpha$ 一定的前提下, 要获得大的传力比, 就应该增大 $\Delta\beta$ 。表 1-1~表 1-8 所列结果充分证明了上述结论。