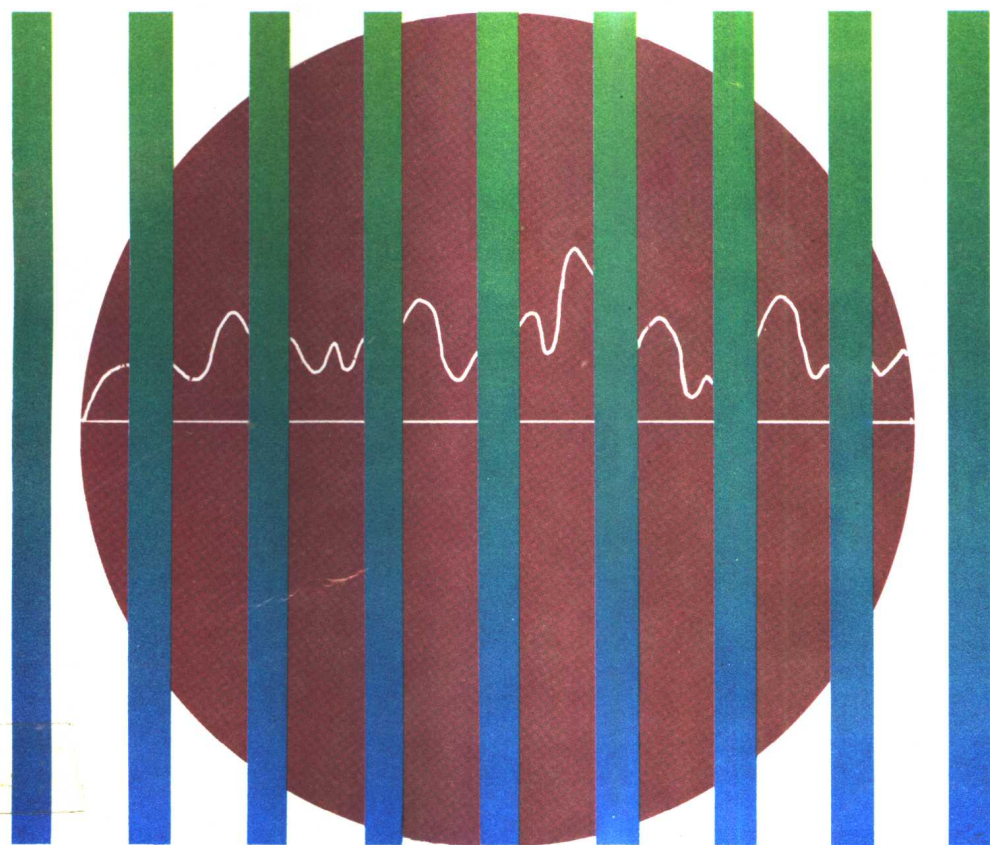


普通高等教育船舶类规划教材

低速大扭矩液压马达

(流体传动及控制专业)

甄少华 主编



人民交通出版社

7.51

普通高等教育船舶类规划教材

Disu Daniuju Yeya Mada

低速大扭矩液压马达

(流体传动及控制专业)

甄少华 主编

人民交通出版社

内 容 提 要

全书共分二篇、七章。第一篇为低速大扭矩液压马达,主要介绍曲轴连杆式、静力平衡式、多作用内曲线式等径向柱塞式低速大扭矩液压马达和三速叶片马达的结构原理及性能。对目前使用较多的曲轴连杆式液压马达介绍了设计计算、使用、管理、故障分析及维修的内容。第二篇为液压马达低速性能,主要介绍液压马达起动性能、液压马达爬行和最低稳定转速、摩擦扭矩非线性对液压马达低速稳定性的影响。

本书可供流体传动及控制专业本科生及研究生作教材使用,亦可作为从事液压技术的工程人员的参考书。

普通高等教育船舶类规划教材

低速大扭矩液压马达

(流体传动及控制专业)

甄少华 主编

插图设计: 秦淑珍 正文设计: 周 圆 责任设计: 张 莹

人民交通出版出版

(100013 北京和平里 东街 10 号)

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经销

北京市顺义牛栏山印刷厂印刷

开本: $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ 印张: 10.25 字数: 247 千

1995 年 12 月 第 1 版

1995 年 12 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数: 0001—2000 册 定价: 4.80 元

ISBN 7-114-02121-6

U·01443

出版说明

根据国务院国发(1978)23号文件批转试行的“关于高等学校教材编审出版若干问题的暂行规定”,中国船舶工业总公司负责全国高等学校船舶类专业教材编审、出版的组织工作。

为了做好这一工作,中国船舶工业总公司相应地成立了“船舶工程”、“船舶动力”两个教材委员会和“船电自动化”、“惯性导航及仪器”、“水声电子工程”、“液压”、“水中兵器”五个教材小组,聘请了有关院校的教授、专家60余人参加工作。船舶类专业教材委员会(小组)是有关船舶类专业教材建设的研究、指导、规划和评审方面的专家组织,其任务是做好高等学校船舶类专业教材的编审工作,为提高教材质量而努力。

在总结前三轮教材编审、出版工作的基础上,根据国家教委对“八·五”规划教材要“抓好重点教材,全面提高质量,适当发展品种,力争系统配套,完善管理体制,加强组织领导”的要求,船舶总公司于1991年又制定了《1991—1995年全国高等学校船舶类专业规划教材选题》。列入规划的选题共107种。

这批教材由各有关院校推荐,同行专家评阅,教材委员会(小组)评议,完稿后又经主审人审阅,教材委员会(小组)复审,然后分别由国防工业出版社、人民交通出版社以及有关高等学校的出版社出版。

为了不断地提高教材质量,希望使用教材的单位和广大师生提出宝贵意见

中国船舶工业总公司教材编审室

1992年5月

CA089102

前 言

本书是根据中国船舶工业总公司教材编审室液压教材编审组“八五”规划确定编写的,可作为流体传动及控制专业本科生的一门选修课和研究生的一门非学位课教材,还可作为从事液压技术的工程人员的参考书。

全书分二篇共七章。第一篇主要介绍低速大扭矩液压马达,是根据十多年的教学实践编写的。第二篇主要介绍液压马达低速性能,是在我指导的历届研究生李受人、廖震和蒲松青等做的许多有关液压马达低速性能的理论及实验研究工作及参考市川常雄教授有关资料的基础上编写的。

本书由上海交通大学任锦堂教授主审,王显正教授复审。武汉交通科技大学液压教研室袁兵、吴洪民、黄艳、万会雄老师辅助进行部分章节的整理、抄写、描图、校对等工作,在此表示感谢。

由于水平所限,书中一定存在缺点和错误,恳请批评指正。

编 著 者

1995 年 2 月

第一篇 低速大扭矩液压马达

第一章 曲轴连杆径向柱塞式低速大扭矩液压马达	2
§ 1-1 概述	2
§ 1-2 结构及工作原理	2
§ 1-3 运动分析	3
§ 1-4 流量脉动	5
一、理论流量	5
二、瞬间理论流量	5
三、流量脉动	5
四、转速脉动	8
§ 1-5 受力分析及径向载荷脉动	8
§ 1-6 扭矩及其脉动	10
§ 1-7 典型结构	12
§ 1-8 设计计算	17
一、主要参数选择	17
二、球铰副的比压计算	19
三、连杆瓦面的比压计算	21
四、配流转阀的配流定时及受力分析	26
五、球头卡环和连杆瓦与偏心轮的保持环	32
六、密封结构	33
§ 1-9 性能	34
一、综合特性曲线	34
二、起动扭矩特性曲线	35
三、空载压差特性曲线	36
四、容积效率曲线	36
五、泄漏特性曲线	37
六、轴端许用负载曲线	37
七、持续负载时间曲线	38
§ 1-10 液压马达的使用、管理、故障分析及维修	38
一、使用液压马达需要注意的问题	38
二、常见故障及处理方法	38
三、斯达法(Staffa)B200 型曲轴连杆径向柱塞式液压马达有关管理资料	39
小结	43
复习思考题	44
第二章 静力平衡径向柱塞式低速大扭矩液压马达	44
§ 2-1 工作原理	44
§ 2-2 运动分析	46
§ 2-3 受力分析	47

一、柱塞的静力平衡及柱塞与缸壁之间的作用力	47
二、压力环的静力平衡	50
三、五星轮的静力平衡	51
四、轴承上的载荷及扭矩脉动	54
§ 2-4 结构及其特点	55
一、结构	55
二、特点	55
§ 2-5 发展动向	56
小结	59
复习思考题	59
第三章 多作用内曲线径向柱塞式低速大扭矩液压马达	59
§ 3-1 结构及工作原理	59
§ 3-2 典型结构	61
一、分类	61
二、常见的几种柱塞运动组件的结构型式	61
三、典型结构	62
§ 3-3 导轨曲面线型及柱塞组件的运动学与动力学分析	65
一、导轨曲面线型	65
二、理论导轨曲线、实际导轨曲线及压力角	66
三、柱塞组件的运动学与动力学分析	67
§ 3-4 扭矩与转速均匀性分析	69
一、度速度、度加速度与角模数的概念	69
二、转速与扭矩均匀性的分析	70
三、幅角分配系数	71
§ 3-5 导轨曲线的基本性能参数与液压马达基本参数的选择原则	72
一、基本性能参数	72
二、基本结构参数的选择原则	74
小结	75
复习思考题	75
第四章 自动调速叶片式低速大扭矩液压马达	75
§ 4-1 概述	75
§ 4-2 结构、原理及性能	77
§ 4-3 液压马达的工作过程	79
一、停车	79
二、正车(正转)	79
三、自动转换容积调速	81
四、倒车(反转)	81
小结	82
复习思考题	82

第二篇 液压马达低速性能

第五章 液压马达起动性能	83
§ 5-1 概述	83
§ 5-2 液压马达起动扭矩的测定方法	84
一、静止时的扭矩和微小转角的关系	85
二、各种起动扭矩的测量方法	86
三、各种方法测量起动扭矩结果的比较	89
§ 5-3 液压马达扭矩特性试验装置	90
§ 5-4 液压马达扭矩特性试验曲线	91
一、斜盘式轴向柱塞液压马达的扭矩特性	91
二、径向柱塞式低速大扭矩液压马达起动和低速时的扭矩特性	95
§ 5-5 液压马达扭矩特性的数学模型	98
一、数学模型的推导	98
二、数学模型计算结果和实验结果比较	100
§ 5-6 液压马达起动扭矩临界状态的理论分析	103
一、分析对象和假设	103
二、滑靴与斜盘之间的流场和压力场分布的微分方程	105
三、缸体和配流盘之间的压力场与摩擦力矩	108
四、柱塞组的动力学分析	109
五、起动扭矩临界状态方程的建立	111
§ 5-7 提高液压马达起动性能的结构优化	112
一、问题函数的建立	112
二、优化结果及其分析	114
小结	114
复习思考题	114
第六章 液压马达爬行和最低稳定转速	116
§ 6-1 概述	116
§ 6-2 产生爬行的充要条件	117
一、液压马达数学模型	117
二、液压马达角速度的动态响应	118
三、液压马达产生爬行的条件	119
§ 6-3 爬行判定分析	121
一、产生爬行的时间	121
二、临界爬行区的划分	122
三、最低稳定角速度和最小稳定流量	123
四、最小爬行时间	124
§ 6-4 液压马达爬行计算的参数确定	125
一、爬行考核点的选取	125

二、静摩擦损失扭矩	126
三、动摩擦损失扭矩	128
四、其它参数	131
五、液压马达最低稳定转速计算	132
§ 6-5 最低稳定转速实验及测定	132
一、负性阻力(striebeck)曲线实验	132
二、临界爬行转速判定实验	133
§ 6-6 液压马达爬行判定的计算机仿真	135
一、数学模型的建立	135
二、非线性环节的讨论	136
三、四阶龙格—库塔法运行子程序	138
四、仿真框图及结果	138
小结	138
复习思考题	140
第七章 摩擦扭矩非线性对液压马达低速性能的影响	140
§ 7-1 概述	140
§ 7-2 液压马达系统摩擦扭矩非线性的理论分析	141
一、液压马达系统摩擦扭矩非线性的数学模型	141
二、液压马达摩擦扭矩非线性的讨论	142
三、摩擦扭矩非线性的描述函数推导	143
四、应用描述函数分析液压马达系统的低速稳定性	146
§ 7-3 摩擦扭矩非线性对液压马达低速性能的影响	148
一、利用计算机辅助分析液压马达系统的低速稳定性	148
二、液压马达系统中各参数变化对其低速稳定性的影响	150
三、避免液压马达低速不稳的可能途径	152
小结	154
复习思考题	154

第一篇 低速大扭矩液压马达

本篇主要讲述低速大扭矩液压马达。低速大扭矩液压马达是将液压能变成机械能的能量转换元件,是液压系统中实现旋转运动、输出转速 n 和扭矩 M 的执行元件。

低速大扭矩液压马达的主要特点:

1. 工作转速低、输出扭矩大

高速小扭矩液压马达不适于低速稳定运转。齿轮式液压马达最低转速在 $150\sim 400\text{r/min}$ 之间。叶片式液压马达一般也不适合在 $50\sim 150\text{r/min}$ 以下,而径向柱塞式低速大扭矩液压马达的最低稳定转速可在 15r/min 以下,有的可达 3r/min ,甚至可达 1r/min 以下。通常,高速液压马达输出扭矩小,仅几十牛顿·米,而低速大扭矩液压马达输出扭矩可达几千牛顿·米至几万牛顿·米。

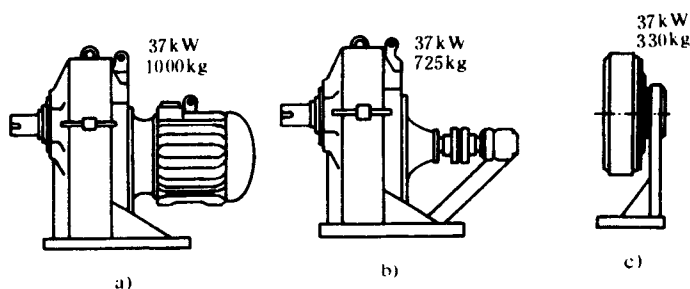


图 1-1 三种传动方式的对比

a)电动机+减速器;b)高速液压马达+减速器;c)低速大扭矩液压马达

2. 结构紧凑、体积小、重量轻

图 1-1 表示三种传动方式的马达,输出功率均为 36.775kW (50 马力)。但三者重量却明显不同。采用直接传动的低速大扭矩液压马达要比前两者重量轻,而且结构布置紧凑、体积小。

图 1-2 表示在输出某一相同扭矩时,低速大扭矩液压马达比齿轮减速器马达的重量要轻得多。

由于低速大扭矩液压马达可省掉减速器,或者只用一级减速传动,因而能够缩小传动装置的结构尺寸,布置灵活,重量轻,惯性力矩小,调速性能好,过载保护容易,因而,它在国内外都获得广泛的应用。特别适用于低速重载的各种传动装置,如在工程机械、船舶机械、起重装卸机械、建筑机械、冶金工业设备、采矿机械等方面,都有着广泛的发展前景。

低速大扭矩液压马达种类较多,本教材着重介绍船舶常用的曲轴连杆式、静力平衡式、多作用内曲

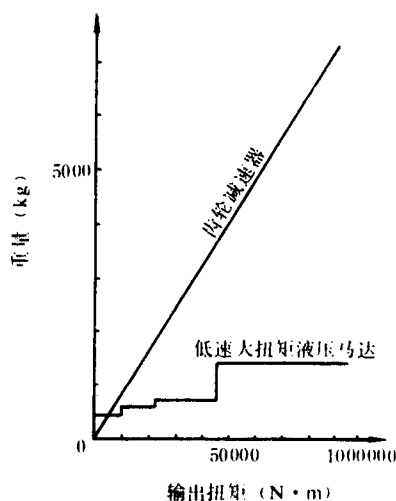


图 1-2 输出扭矩—重量曲线

线式和自动调速叶片式等四种。

第一章 曲轴连杆径向柱塞式低速大扭矩液压马达

§ 1-1 概 述

该类型液压马达应用较早,国外生产的厂家也较多,以英国卓别林公司斯达法(staffa)厂的产品最为著名。该厂早期产品为 MK4 型,70 年代改进为 B 型,后又开发出变速马达。日本生产该类产品的厂家也较多,有川崎株式会社、荏原制作所、萱场株式会社等。我国该类液压马达定型为 JMD 型,已经系列生产。目前生产的厂家有太原矿山机器厂、江苏昆山液压件厂、上海东海船厂、湖南益阳船舶厂等,产品的结构型式和性能参数与英国 staffa 产品比较接近。该类型液压马达在国内外的需求量较大,市场前景广阔。

§ 1-2 结构及工作原理

图 1-3 是 JMD 型曲轴连杆径向柱塞式低速大扭矩液压马达的结构图。

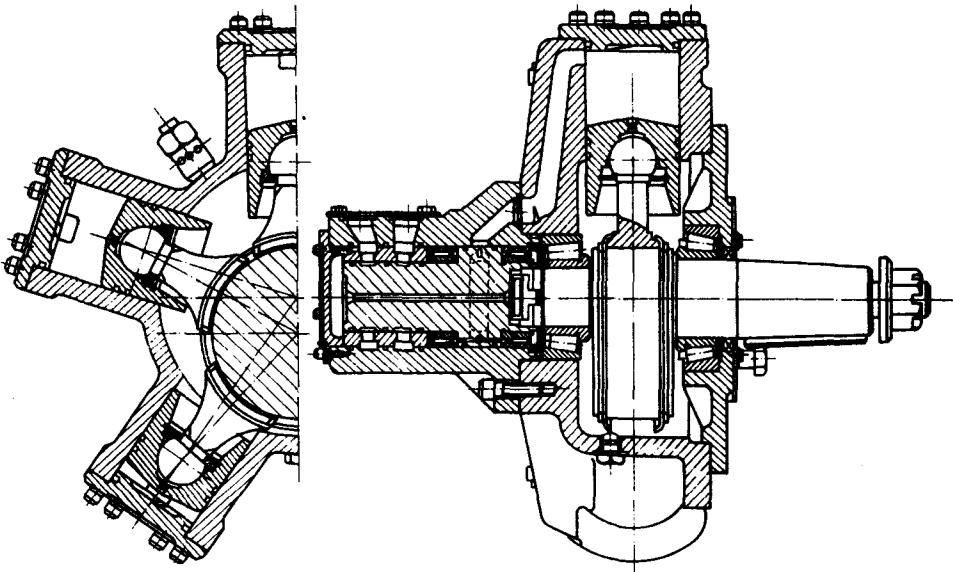


图 1-3 JMD 型曲轴连杆径向柱塞式低速大扭矩液压马达

这种马达由壳体、连杆、活塞、挡圈、曲轴、滚锥轴承、配流转阀、滚针轴承、十字接头、球头半环和球头卡环等主要零件组成。活塞通常是 5 或 7 只,沿壳体径向均匀布置,形成星形壳体。由原理图 1-4 知,缸的几何中心和曲轴的旋转中心同心,为 O 点;而活塞上液压力的作用中心和偏心轮的圆心同心,为 O' 点,偏心距为 $OO' = e$ 。当高压油经过进油口 A ,通过配流转阀的轴向通路进入壳体的油缸而作用在活塞顶面上时,产生一个较大的液压推力,

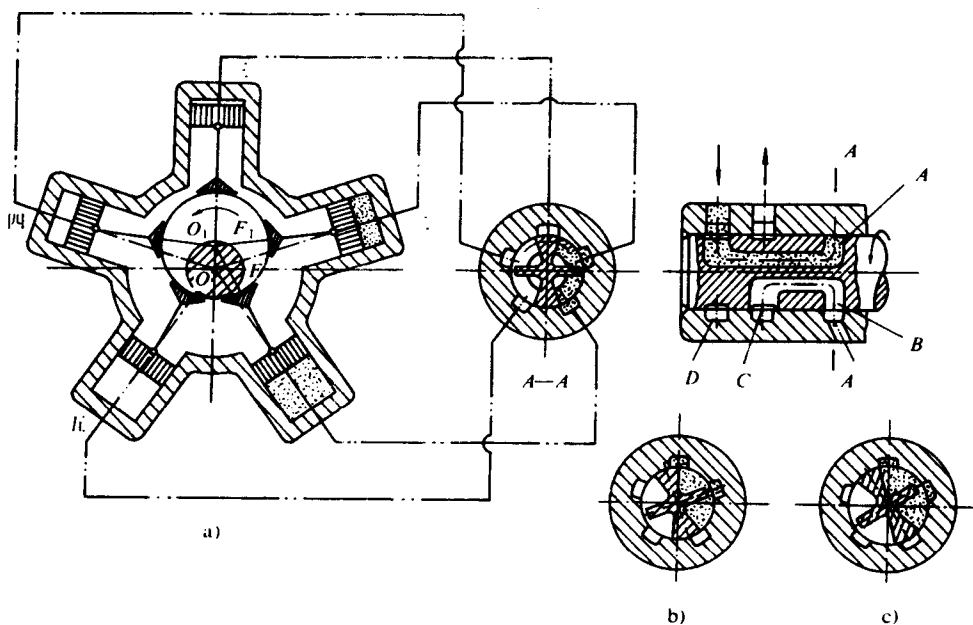


图 1-4 曲轴连杆马达工作原理图

这个液压推力再经过连杆作用在偏心轮的圆心 O' 上, 于是, 相对曲轴旋转中心 O 形成力臂产生扭矩, 使其旋转, 输出扭矩和转速。与此同时, 曲轴借助十字接头带动配流转阀同步旋转。由断面 E—E 可知, 高压油能依次流入相应的油缸, 从而推动活塞, 使曲轴产生扭矩, 维持液压马达连续旋转。随着曲轴的旋转, 其余油缸内的油便在活塞推动下, 通过配流转阀经排油口排出。

如果改变输油方向, 则曲轴的旋转方向也改变。

如果将曲轴固定, 进排油直接接通到配流转阀, 就能达到壳体旋转的目的。

§ 1-3 运动分析

曲轴连杆径向柱塞式低速大扭矩液压马达的运动规律, 可按四连杆机构来进行分析, 主要了解活塞的位移、速度和加速度。如图 1-5 所示, 曲柄长度为偏心距 e , 连杆长度等于 $R+L$ (R 为曲轴半径, L 为连杆球头中心至底面中心的长度)。

若以活塞上死点为计算起始位置, 则此时活塞在上死点至曲轴旋转中心的距离为 $S_1 = e + R + L$ 。当曲轴以角速度 ω 转过一个 Φ_1 角, 连杆中心线相对偏转一个 β_1 角, 此时活塞至旋转中心的距离为 $S_2 = e \cos \Phi_1 + (R + L) \cos \beta_1$, 则活塞由上死点产生位移为 S_i 。

$$\begin{aligned} S_i &= (e + R + L) - [e \cos \Phi_1 + (R + L) \cos \beta_1] \\ &= e(1 - \cos \Phi_1) + (R + L)(1 - \cos \beta_1) \end{aligned} \quad (1-1)$$

由于

$$1 - \cos \beta_1 = 2 \sin^2 \frac{\beta_1}{2}$$

而

$$\frac{\sin \beta_1}{e} = \frac{\sin \Phi_1}{R + L}$$

$$\sin \beta_1 = \frac{e}{R + L} \sin \Phi_1 = K \sin \Phi_1$$

式中: $K = \frac{e}{R+L}$

且连杆最大摆角 β 一般不超过 12° , 可近似地取 $\sin\beta_i \approx \beta_i$ (误差不大于 1%)。

则:
$$\sin \frac{\beta_i}{2} = \frac{\beta_i}{2} = \frac{1}{2} \sin\beta_i$$

简化公式(1-1), 得:

$$\begin{aligned} S_i &= e(1 - \cos\Phi_i) + (R + L)2\sin^2 \frac{\beta_i}{2} \\ &= e(1 - \cos\Phi_i) + (R + L) \frac{1}{2} \sin^2 \beta_i \\ &= e(1 - \cos\Phi_i) + \frac{1}{2} K e \sin^2 \Phi_i \\ &= e(1 - \cos\omega t) + \frac{1}{4} K e (1 - \cos 2\omega t) \end{aligned} \quad (1-2)$$

式中: $\Phi_i = \omega t$

活塞速度 v_i 为:

$$v_i = \frac{dS_i}{dt} = e\omega \sin\omega t + \frac{1}{2} K e \omega \sin 2\omega t \quad (1-3)$$

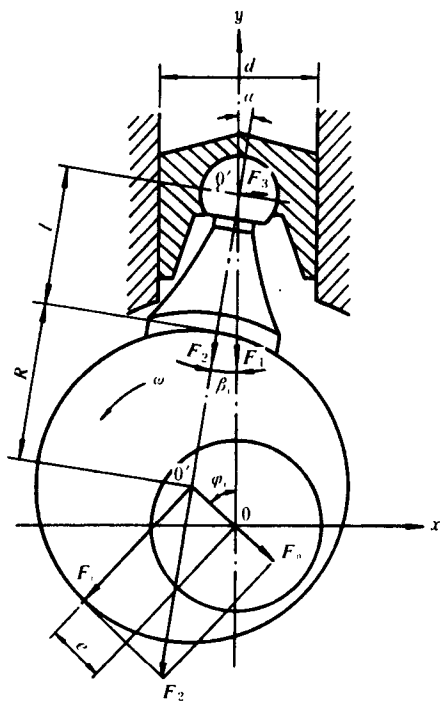


图 1-5 柱塞运动组件

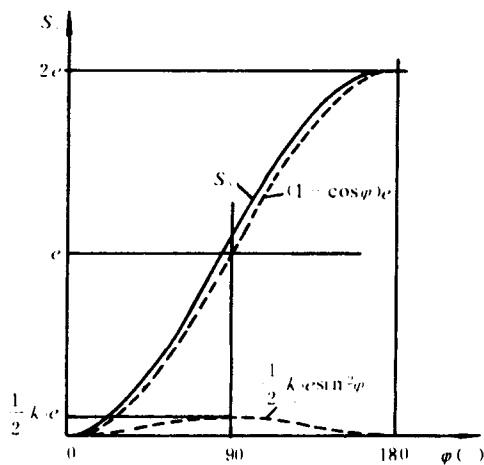


图 1-6 活塞位移 S_i 变化曲线

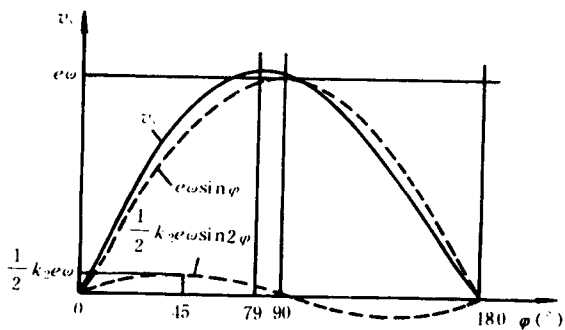


图 1-7 活塞速度 v_i 变化曲线

活塞加速度 a_i 为:

$$a_i = \frac{dv_i}{dt} = e\omega^2 \cos \omega t + K e \omega^2 \cos 2\omega t \quad (1-4)$$

式(1-2)、(1-3)、(1-4)中第一项是正弦或余弦运动规律,第二项为因连杆长度的影响而产生的修正值。因 K 值较小,一般取 $K \approx 0.2$,则可认为连杆式液压马达的运动规律近似按第一项变化。

图 1-6、图 1-7 和图 1-8 是按上列公式分别绘制的 S_i 、 v_i 和 a_i 的变化曲线。

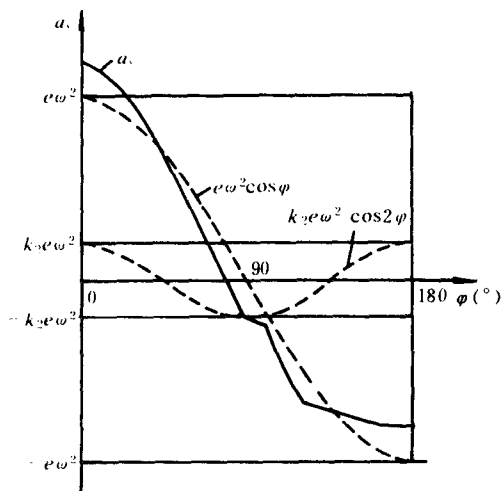


图 1-8 活塞加速度 a_i 变化曲线

§ 1-4 流量脉动

主要了解理论流量、瞬间流量、流量脉动及转速脉动。

一、理论流量

由运动分析知,当 $\Phi_i = \pi$ 时,活塞移动到死点的最大位移为:

$$S_{\max} = 2e$$

液压马达的每转排量为:

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 2ez$$

式中: d ——活塞直径;

e ——曲轴偏心距;

z ——活塞数。

若液压马达转速为 n , 则其理论流量 Q_{th} 为:

$$Q_{th} = qn = \frac{\pi}{4} d^2 2ezn \quad (1-5)$$

二、瞬间理论流量

由运动分析知,同时作用在高压侧的活塞的瞬间运动状态的速度和不为常数,则液压马达的瞬间理论流量 Q_i 量也是变化的,即:

$$\begin{aligned} Q_i &= \sum_{i=1}^m v_i \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \\ &= \frac{\pi}{4} d^2 e \omega \sum_{i=1}^m (\sin \Phi_i + \frac{K}{2} \sin 2\Phi_i) \end{aligned} \quad (1-6)$$

三、流量脉动

这里仅讨论奇数缸正弦脉动。

设有 m 个活塞的间隔角相等, 且为 2β , 并将各活塞简化为一点, 其编号按顺时针 (或逆时针) 方向依次为 1、2、3、……、 m , 这些点相对于某固定坐标系的相位角分别为 Φ_1 、 Φ_2 、 Φ_3 、……、 Φ_m (如图 1-9 所示)。

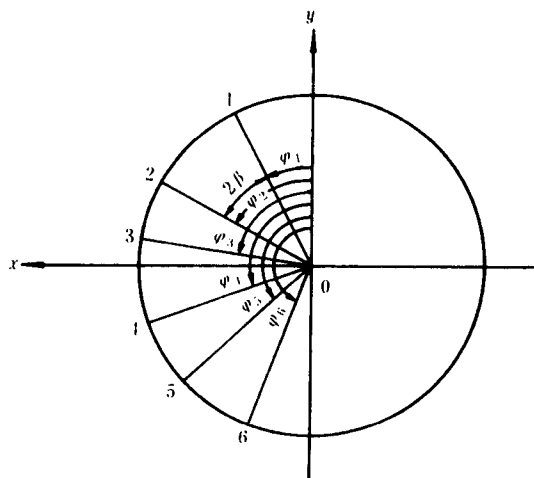


图 1-9 活塞相位角分布图

Φ_1 为点 1 相对坐标系 oy 轴的相角;

$$\Phi_2 = \Phi_1 + 2\beta;$$

$$\Phi_3 = \Phi_1 + 4\beta;$$

……

$$\Phi_m = \Phi_1 + 2(m-1)\beta$$

则正弦脉动函数为:

$$\begin{aligned} f(\Phi) &= \sin\Phi_1 + \sin\Phi_2 + \sin\Phi_3 + \dots + \sin\Phi_m \\ &= \sum_{n=0}^{m-1} \sin(\Phi_1 + 2n\beta) = \sum_{i=1}^m \sin\Phi_i \end{aligned}$$

其中: $n=0 \sim (m-1)$ 。

根据三角公式, 得:

$$\sin(\alpha + \beta) = \sin\alpha \cdot \cos\beta + \cos\alpha \cdot \sin\beta$$

将 $\sum_{i=1}^m \sin\Phi_i$ 展开并整理, 得:

$$\begin{aligned} f(\Phi) &= \sum_{i=1}^m \sin\Phi_i = \sum_{n=0}^{m-1} \sin(\Phi_1 + 2n\beta) \\ &= \sin\Phi_1 (1 + \cos 2\beta + \cos 4\beta + \dots + \cos 2n\beta) \\ &\quad + \cos\Phi_1 (\sin 2\beta + \sin 4\beta + \dots + \sin 2n\beta) \end{aligned}$$

再根据三角级数公式:

$$\begin{aligned} &\cos\alpha + \cos 2\alpha + \cos 3\alpha + \dots + \cos n\alpha \\ &= \frac{\sin \frac{1}{2}(2n+1)\alpha - \sin \frac{\alpha}{2}}{2\sin \frac{\alpha}{2}} \end{aligned}$$

和

$$\begin{aligned} &\sin\alpha + \sin 2\alpha + \sin 3\alpha + \dots + \sin n\alpha \\ &= \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - \cos \frac{1}{2}(2n+1)\alpha}{2\sin \frac{\alpha}{2}} \end{aligned}$$

代入得:

$$\begin{aligned} f(\Phi) &= \sum_{i=1}^m \sin\Phi_i \\ &= \sin\Phi_1 \left(1 + \frac{\sin(2n+1)\beta - \sin\beta}{2\sin\beta} \right) + \cos\Phi_1 \frac{\cos\beta - \cos(2n+1)\beta}{2\sin\beta} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \sin\Phi_i \frac{\sin(2n+1)\beta + \sin\beta}{2\sin\beta} + \cos\Phi_i \frac{\cos\beta - \cos(2n+1)\beta}{2\sin\beta} \\
&= \frac{\sin\Phi_i \sin\beta + \cos\Phi_i \cos\beta + \sin(2n+1)\beta \sin\Phi_i}{2\sin\beta} - \frac{\cos(2n+1)\beta \cos\Phi_i}{2\sin\beta} \\
&= \frac{\cos(\Phi_i - \beta) - \cos[(2n+1)\beta + \Phi_i]}{2\sin\beta} \\
&= \frac{\sin(\Phi_i + n\beta) \cdot \sin(n+1)\beta}{\sin\beta} \tag{1-7}
\end{aligned}$$

显然,由于活塞的均匀分布、重复出现, Φ_i 的有意义的变化范围为: $0 < \Phi_i < 2\beta = 2\pi/Z$ 。

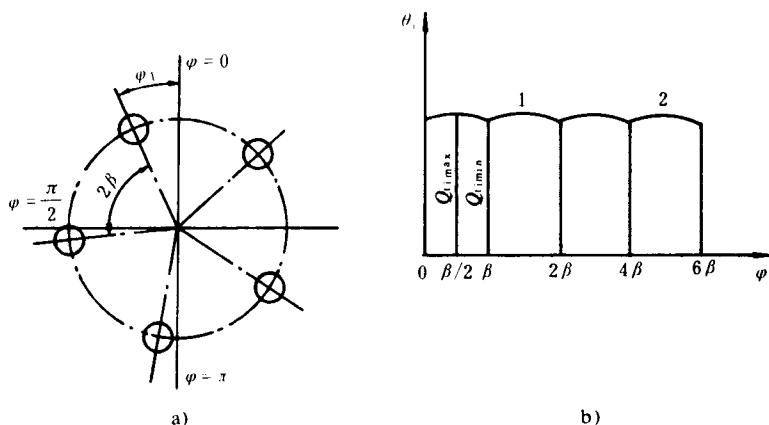


图 1-10 奇数活塞的分布图

当活塞数 Z 为奇数时,如图 1-10a)所示,在 Φ_i 从 $0 \sim \beta$ 变化范围内,同时处于排油腔的活塞数有 $\frac{Z+1}{2}$ 个,即: $m = \frac{Z+1}{2}$, $n = m - 1 = \frac{Z-1}{2}$, $\beta = \frac{\pi}{2}$ 将这些条件代入式(1-7)中,可以得出:

$$\begin{aligned}
f_o(\Phi) &= \sum_{i=1}^m \sin\Phi_i \\
&= \frac{\sin\left(\Phi_i + \frac{Z-1}{2}\beta\right) \cdot \sin\left(\frac{Z-1}{2} + 1\right)\beta}{\sin\beta} \\
&= \frac{\sin\left(\Phi_i - \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} + \frac{\beta}{2}\right)}{2\sin\frac{\beta}{2} \cdot \cos\frac{\beta}{2}} \\
&= \frac{\cos\left(\frac{\beta}{2} - \Phi_i\right) \cdot \cos\frac{\beta}{2}}{2\sin\frac{\beta}{2} \cdot \cos\frac{\beta}{2}} \\
&= \frac{\cos\left(\frac{\beta}{2} - \Phi_i\right)}{2\sin\frac{\beta}{2}} \tag{1-8}
\end{aligned}$$

将式(1-7)中的 β 用 2β 代替, Φ_i 用 $2\Phi_i$ 代替,则:

$$\begin{aligned}
\sum_{i=1}^m \sin 2\Phi_i &= \frac{\sin \left[2\Phi_1 + \left(\frac{Z-1}{2} \cdot 2\beta \right) \right] \cdot \sin \left[\left(\frac{Z-1}{2} + 1 \right) \cdot 2\beta \right]}{\sin 2\beta} \\
&= \frac{\sin(2\Phi_1 + \pi - \beta) \cdot \sin(\pi + \beta)}{2\sin\beta\cos\beta} \\
&= \frac{\sin(2\Phi_1 - \beta)}{2\cos\beta} \quad (1-9)
\end{aligned}$$

同理,在 $\beta \leq \Phi_1 \leq 2\beta$ 的变化范围内,仅 $m = \frac{Z-1}{2}$, $n = \frac{Z-3}{2}$,其他条件相同,可得:

$$f_o(\Phi) = \sum_{i=1}^m \sin \Phi_i = \frac{\cos \left(\frac{3}{2}\beta - \Phi_1 \right)}{2\sin \frac{\beta}{2}} \quad (1-10)$$

$$\sum_{i=1}^m \sin 2\Phi_i = \frac{\sin(3\beta - 2\Phi_1)}{2\cos\beta} \quad (1-11)$$

将式(1-8)、(1-9)、(1-10)和(1-11)分别代入式(1-6),则可求出奇数活塞 Φ_i 从 $0 \sim \beta$ 和从 $\beta \sim 2\beta$ 的瞬间理论流量。

若液压马达活塞数 $Z=5$,两相邻活塞间的夹角 $2\beta = 2\pi/5 = 72^\circ$,将有关参数代入,由计算可画出流量脉动曲线如图 1-10b)。由图可以看出液压马达每转脉动次数为 10 次,脉动周期为 $\beta = 360^\circ/(2 \times 5) = 36^\circ$,经计算,五缸液压马达的

最大流量为: $Q_{\max} = 1.618e\omega A$

最小流量为: $Q_{\min} = 1.503e\omega A$

平均流量为: $Q_p = 1.592e\omega A$

式中: e ——偏心距;

ω ——回转角速度;

A ——活塞面积。

脉动率为: $\delta_Q = (Q_{\max} - Q_{\min})/Q_p \times 100\% = 7.5\%$

四、转 速 脉 动

由于 $n = Q_i/q$,而液压马达的瞬间流量 Q_i 是变化的,所以液压马达转速也是变化的。由流量脉动函数知,转速也是脉动的。通常,我们测量的是平均转速,而瞬间输出转速一般是用来进行液压机械的品质分析。

§ 1-5 受力分析及径向载荷脉动

如图 1-5 所示,作用于活塞顶面上的液压推力 F_1 为:

$$F_1 = \frac{\pi}{4} d^2 p_1$$

式中: p_1 ——工作油压力。

沿连杆轴线方向作用于曲轴的推力 F_2 为: