

国家自然科学基金项目

那成烈 著

轴向柱塞泵 可压缩流体配流原理



兵器工业出版社

责任编辑 / 郭 佳
封面设计 / 底晓娟

ISBN 7-80172-086-5



9 787801 720863 >

ISBN 7-80172-086-5/TK · 1

定价: 28.00 元

国家自然科学基金项目

轴向柱塞泵可压缩流体配流原理

那成烈 著

兵器工业出版社

内 容 简 介

本书论述了高压轴向柱塞泵主要噪声源配流过程中产生的流体噪声的控制方法。

前四章对轴向柱塞泵配流过程中出现的油击、气蚀及柱塞油缸预升、预卸压力梯度变化特性等决定流体噪声强弱的物理因素进行了建模、仿真和试验研究,介绍了新型低噪声配流盘,用仿真图例与两种常规配流方法进行了对比分析;第五章中论述了轴向柱塞泵瞬时流量脉动特性及控制方法;第六章论述了考虑闭死角这一影响因素时配流盘对转子液压支承力的稳定性及控制方法。

本书可供从事流体传动及控制方向的工程技术人员、科研人员及高等院校相关专业教师、博士研究生、硕士研究生和本科生参考。

图书在版编目(CIP)数据

轴向柱塞泵可压缩流体配流原理 / 那成烈著. —北京:
兵器工业出版社, 2003.1

ISBN 7-80172-086-5

I. 轴... II. 那... III. 轴向柱塞泵-可压缩流体-流噪声-噪声控制 IV. TH322

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 084977 号

出版发行: 兵器工业出版社

责任编辑: 郭 佳

技术编辑: 魏丽华

社 址: 100089 北京市海淀区车道沟 10 号

印 刷: 兵器工业出版社印刷厂

版 次: 2003 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

印 数: 1-2000

封面设计: 底晓娟

责任校对: 王 绛 全静

责任印制: 王京华

开 本: 787×1092 1/16

印 张: 10

字 数: 243.36 千字

定 价: 28.00 元

(版权所有 翻印必究 印装有误 负责调换)

前 言

本书是以作者的一项中国发明专利“低噪声轴向柱塞泵的配流盘”为核心内容与国际、国内具有代表性的两种配流方式对比写成的，目的是探讨 21 世纪轴向柱塞泵流体噪声控制的有效方法，其结论也适用于其他类型容积泵。

本书通过对轴向柱塞泵配流过程中出现的油击、气蚀及柱塞油缸预升、预卸压力梯度变化特性等决定流体噪声强弱的物理因素进行建模、仿真和试验研究，认为：当前国内、外采用的两种常规的配流方法不能同时消除配流油击和气蚀，其降噪效果已达到极限，为进一步降低油泵的噪声必须进行配流原理创新。本书介绍了已获国家发明专利的新型低噪声配流盘，它可以同时消除配流油击和气蚀，并能使柱塞油缸预升、预卸压力梯度极值的绝对值最小，书中用仿真图例与两种常规配流方法进行了对比分析。

本书还论述了影响轴向柱塞泵噪声特性另外两种因素：一是轴向柱塞泵瞬时流量脉动特性及控制方法，用仿真方法证实：考虑到油液的可压缩性，轴向柱塞泵实际流量均匀性远低于文献介绍的几何瞬时流量均匀性，流量不均匀系数要大一个数量级。流量不均匀系数主要决定于油液的弹性模数及工作压力，并随柱塞数增多而减小，与柱塞数奇、偶性无关。二是考虑闭死角这一影响因素时配流盘对转子液压支承力的稳定性及控制方法，证明：当闭死角按通常值选取时，选用偶数柱塞数液压支承力稳定性最好；当闭死角趋向柱塞间距角时，液压支承力与柱塞数的奇偶性和配流方法无关，都趋于稳定。

本书内容曾长时间作为高等院校硕士研究生流体传动及控制选修课程教材。它可做为教师、博士研究生、硕士研究生及本科生参考书，也可供从事流体传动及控制方向的工程技术人员、科研人员及相关专业人员参考。

本书内容作为科研课题研究已有近 20 年历史，多届研究生在绘图、仿真、实验中做了大量的辅助工作。在本书的写作过程中课题组成员那焱青参与全过程。课题研究先后获得甘肃省自然科学基金及国家自然科学基金资助（项目号：59675011），在此表示感谢。

本书出版获得甘肃工业大学出版基金资助，在此表示感谢！

本书内容选择及写法力求推陈出新，这样也就难免会出现缺点和不足，希望读者指正。

作 者

2001 年 8 月

目 录

第一章 绪论	1
1-1 液压泵中的油击	1
1-2 液压泵中的气蚀	4
1-3 配流盘减振槽(孔)流体力学问题	5
1-4 液压用油的弹性模数	5
1-5 死容积对液压泵气蚀的影响 ^[17]	6
第二章 通用数学模型	9
2-1 通用数学模型	9
2-2 最佳参数的确定与新型配流原理	13
2-3 减振孔和三角槽的过流截面积	19
2-4 配流盘的几何相似	23
2-5 机械闭死压缩(膨胀)量恒定的减振机构	25
2-6 斜盘预设横向倾角的轴向柱塞泵柱塞油缸预升和预卸压力的微分方程	30
2-7 斜盘设横向倾角的轴向柱塞泵配流盘消振结构参数的确定	33
2-8 斜盘设横向倾角的轴向柱塞泵流量调节特性	33
第三章 配流盘各类减振方案仿真性能分析	37
3-1 前言	37
3-2 减振孔和减振槽的最佳通油比例与油击	37
3-3 配流盘的错配角与配流气蚀	46
3-4 柱塞油缸预升和预卸压力变化梯度	52
3-5 减振孔和减振槽中的流态	60
3-6 油液弹性模数变化对仿真特性的影响	65
3-7 孔槽结合	69
第四章 斜盘有横向倾角减振方案仿真性能分析	74
4-1 概念说明	74
4-2 抗油击特性	75

4-3	配流气蚀特性	80
4-4	柱塞油缸预升和预卸压力梯度特性	83
第五章 柱塞油缸预升和预卸压力过程对油泵流量特性的影响		87
5-1	轴向柱塞系的平均流量	87
5-2	轴向柱塞系 $\varphi_0=0$ 、 $\Delta\varphi=0$ 时的几何瞬时流量	89
5-3	液压回冲流量的特性	93
5-4	机械闭死压缩对轴向柱塞系几何瞬时流量的影响	97
5-5	斜盘设横向倾角的轴向柱塞系几何瞬时流量的特性	105
5-6	轴向柱塞系的瞬时流量	109
5-7	奇数和偶数柱塞油缸数对轴向柱塞系瞬时流量均匀性的影响	114
5-8	从改善轴向柱塞系几何瞬时流量特性的角度确定配流盘的错配角 φ_0 和闭死角 $\Delta\varphi$ 、柱塞油缸数 z 及奇偶性	116
5-9	轴向柱塞系流量不均匀性系数 δ 仿真结果	118
第六章 配流盘的力学特性分析		120
6-1	前言	120
6-2	配流盘配油腰槽包角的确定	120
6-3	配流盘工作表面高压区包角 φ_s 的稳定性	122
6-4	轴向柱塞泵配流盘液压支承力的稳定性	134
参考文献		153

第一章 绪 论

1-1 液压泵中的油击

液压传动中采用的泵是容积式泵，如齿轮泵、叶片泵、柱塞泵等。每一种基本类型的容积泵还有好多衍生结构，如与齿轮泵结构原理类似的有转子泵、螺杆泵；与叶片泵结构原理类似的有凸轮转子叶片泵、滚柱泵；与柱塞泵结构原理类似的有轴向柱塞泵、径向柱塞泵、活塞泵等。机械结构原理尽管不同，但都有一个共同的特点，即可以形成体积可以连续变化的密封腔实现吸、排油液。

当密封的工作腔体积增大时，腔中压力减小，油池中的油液在液面压力作用下通过插入油池中的吸油管流向工作腔，实现吸油行程。吸满油的工作腔在油口全封闭状态下通过中间密封区，此时工作腔处于闭死状态移送到排油区。在排油区工作腔容积连续缩小，将腔中的油液排出，通过排油管向外供油。排油管连接的负载大小决定泵的排油压力，油泵铭牌中规定的额定压力即是它长时间可以连续使用的最高压力。排完油的工作腔处于闭死状态，通过密封区重新进入吸油行程，如此连续周期实现吸排油过程。

和涡轮式流体机械，如水轮机、离心泵不同的是油液从排油管经过泵至吸油管不形成连续的流体压力渐变过程，而是形成了压力阶跃。排油管和吸油管也是不通的，中间由机械密封隔断。因此容积式泵在低压和良好密封条件下可以做计量泵，在高压不考虑漏损的理想条件下看成是排油量和工作压力无关的恒流泵。在排量恒流精度要求较高的情况，可以通过对漏损的补偿实现恒流精度。

由于容积式泵高、低压腔压力是阶跃的，转子上的工作腔把低压油送入排油腔，瞬间便会被压缩，高压腔中的油液瞬间向工作腔倒流，通常称为液压回冲，形成油击，不仅使容积泵排油波形失去均匀性，而且还会产生噪声。同样，转子上的工作腔排完油，处于死容积中的高压油无法排净，瞬间和吸油腔接通，也会瞬时膨胀，形成噪声。

对于中、低压容积式泵油击和噪声还不太强烈，但现代的液压泵不仅柱塞泵额定工作压力处于高压区或超高压区，齿轮泵和叶片泵额定压力也已广泛进入高压区，先进的产品额定工作压力已达 21MPa，油击和噪声是产品达标最难解决的问题。

解决油击问题需要在密封区解决，即在高、低压腔中间的闭死密封区，使转子上吸满低压油的工作腔中的油压均匀升高，当和排油腔接通时正好升至排油压力，同等压力的两部分油液混合便不产生油击。同样，转子上的工作腔排完油，在闭死密封区中应使死容积中的高压油均匀卸压，当和吸油腔接通时压力正好卸除，和吸油腔中的压力相等，两部分低压油混合也无油击产生。

轴向柱塞泵的配流盘、径向柱塞泵的配流轴、齿轮泵和叶片泵的配流侧板承担着消除油击的任务。它需要使工作腔在闭死密封区中预升压力和预卸压力相等并等于油泵的工作压差，且随着油泵工况调节有自适应能力。

图 1-1 是轴向柱塞泵的配流盘。它的特点可以归纳如下：有两个包角相等的配油腰槽，其中吸油腰槽与吸油管相通，转子上的工作腔，即柱塞腔处于吸油行程时通过吸油窗孔与它相通，排出的油液都汇集到排油腰槽，通过与排油腰槽相连的排油管路将油液供出。通常配流盘图纸的坐标轴是根据吸、排油槽画定的，即两腰槽是轴对称的。两腰槽相邻的端部之间由隔墙隔开，工作腔转至此区域隔墙平面将窗口封闭，处于闭死状态。隔墙区域是相对于纵轴轴对称的。隔墙上开有减振槽或减振孔，也有开成异形槽或组合槽的。但普遍的特点是上、下两个减振槽（孔）尺寸相等，相对于配流盘面中心成中心对称状态分布。配流盘背面开有定位销槽，定位销槽开在配流盘纵轴上，则配流盘安装到泵体上时是正置的，也就是配流盘的纵轴将与泵的 dead 点轴重合。这样安装的配流盘单靠机械作用将没有使转子上的工作腔中的油液预升压和预卸压的功能，无法消除油击。这是因为通常泵体上的定位销开在死点线上，工作腔在闭死区运行时一半闭死角内的闭死膨胀和一半闭死角内的闭死压缩作用抵消了，机械作用不能使工作腔进行预升压和预卸压。配流盘背面的定位销槽相对于配流盘的纵轴向转子旋转反方向偏转一个角度 φ_0 时，配流盘安装到泵体上其纵轴将相对于死点轴向转子旋转方向偏转同一个 φ_0 角。配流盘是非正置而是偏转安装的。这样安装的配流盘当转子在其闭死区运转时，闭死膨胀作用和闭死压缩作用不相等，二者综合相减的结果有一定的余量，因此机械作用能使工作腔预升压和预卸压。当 $\varphi_0 \geq \frac{\Delta\varphi}{2}$ ， $\Delta\varphi$ 是闭死角，则工作腔可在闭死角 $\Delta\varphi$ 区域运转时进行完全的闭死压缩或完全的闭死膨胀。

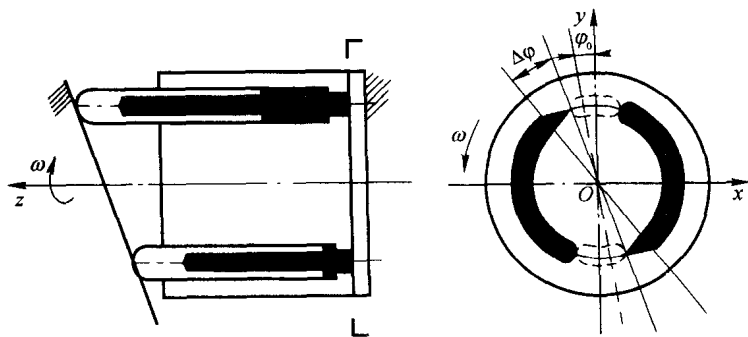


图 1-1 轴向柱塞泵的配流盘

上述配流原理和结构的配流盘是当今轴向柱塞使用的配流盘。因其结构对称，安装到泵体上需偏转一个角度，本书称为对称偏转式配流盘。

由于转子上的工作腔吸满油后进入闭死预升压区，腔中含油量为排油量和死容积之和；工作腔排完油后进入闭死预卸压区，腔中的油液含量仅剩死容积，二者是不相等的，或者说转子上需预升压、预卸压的几何空间体积不对称。具有相等预升压和预卸压能力的

配流盘,与不相等的预升压和预卸压油液体积是不能匹配的。根据多种国内、外产品调查结果,额定工况下轴向柱塞泵每个柱塞油缸单行程排量与死容积差不多相等。死容积包括为防止撞缸柱塞底面与缸底之间间隙之间存油量、配油窗口存油量及空心柱塞存油量之和。柱塞中间有固体填充物,如尼龙、塑料等,死容积相应减小,但这种填充物并不能使死容积按比例减小,因尼龙或塑料的弹性模量毕竟比钢和铜小得多,在轴向柱塞泵流体噪声控制计算中应注意到这一点。某些轴向柱塞泵利用斜盘机械结构运动学原理改变工作腔预升压力随泵排量调节的变化规律,具有预升压力超过泵的工作压力的特点。为了减小超升压力需增加死容积,通常采用加长柱塞长度的方法增加空心柱塞的含油体积。这种泵额定工况下柱塞油缸的死容积大于排油量接近于一倍。

根据上述的情况,轴向柱塞泵每个柱塞腔额定工况时吸油完毕进入预升压区含油体积是排油完毕进入预卸压区含油体积的 1.5~3 倍。现代国内外通用的设计方法在计算配流盘的闭死角和减振槽(孔)尺寸时首先保证柱塞腔预升压力等于油泵的工作压差,这样就使预卸压力必然超值。预卸压力超值意味着柱塞油缸中产生真空,诱导油液中产生气穴,当这种气穴被带到排油腔时会产生气穴振动和噪声,即通常所说的气蚀。这是对称偏转式配流盘的缺点之一。

近年来有人注意到这个问题,将配流盘预卸压闭死角和减振槽(孔)的尺寸减小,使额定工况时柱塞缸预卸压力等于油泵的工作压差,这是一种改进,说明学术界和工程界已注意到这个问题。但要想完全消除对称偏转式配流盘这种弊病,不进行配流原理的根本变革仍然是不可能的。

齿轮泵齿谷便是它的工作腔,叶片泵相邻两叶片之间的充油空间便是它的工作腔,柱塞泵的柱塞和缸体之间形成的柱塞腔便是它的工作腔。后两种泵方便做成变量泵,是因为工作腔的容积可以改变。当容积泵排量调节时,工作腔的排油体积和死容积都在改变。泵是在额定工况下设计的,额定工况是指保证标牌规定的性能可长期可靠运转的工况点,一般压力、排量、转速都是最高的。轴向柱塞泵方便做成变量泵,它的排量可由额定排量下调到零。因此,能完全消除油击的配流盘,必须在额定工况能消除油击,而且排量调节时仍能消除油击。

当轴向柱塞泵排量向下调节时,柱塞排油行程减小,排油量减小,死容积增大,二者之和也减小。当理论排量调至零时,死容积增至最大。这样就引起配流盘预升压和预卸压能力与泵的排量调节不协调,随着排量调小,油击强度越来越大。

工作腔预升压过程是闭死机械压缩和减振槽(孔)引入高压油两种方法综合对腔中的低压油进行体积压缩实现的。机械压缩量的减小和工作腔体积同时减小相一致带来很大的潜力,可以找到一个最佳的设计参数选用准则,使油泵排量减小工作腔预升压力近似保持在一定误差之内的恒值。但工作腔预卸压过程做不到这一点,因为死容积随油泵排量减小而增大,预卸压过程中是靠减振槽(孔)向外引出高压油体积膨胀量的一部分,另一部分是靠工作腔闭死机械膨胀二者综合作用使高压油体积膨胀降压。而油泵排量减小出现柱塞腔死容积增大和闭死膨胀量减小相反过程,无论如何也找不到一个折衷的设计参数组合能使预卸压力近似为恒值。这是对称偏转式配流盘无法克服的缺点。

工作腔在下死点预卸压力的大小随油泵排量下调变化规律是：额定工况时，预卸压力超值，柱塞腔中出现真空，随着油泵排量减小超卸压力减小，到无超卸压力再转为欠卸压力，零排量时欠卸压力最大，也就是油击强度最大。如果额定工况设计的配流盘下死点闭死角和卸压减振槽（孔）的尺寸减小，使预卸压力等于油泵工作压差，对于定量泵是能满足需要的。但是，对于变量泵会引起更大的麻烦，它仅仅使预卸压力随排量的变化曲线上移，油泵处于小排量工况运转时欠卸压力更大，油击更严重。虽然这种油击没有引起排油腔发生振动，但高压油瞬间向吸油腔中膨胀也会产生噪声。

1-2 液压泵中的气蚀

气蚀这个概念在水轮机中是指水中含有水蒸气气泡，当气泡被压碎时壁面发生冲击，不仅产生噪声，这种冲击作用到叶片上可以使叶片产生裂纹、剥离，金属表面如同受到化学腐蚀一样形成蜂窝状，严重时叶片可以断裂。由于水轮机的工作介质是河水，既含有泥沙，也含有多种化学成份，气蚀过程中伴随着高温、电解和化学腐蚀，本书研究将从简，仅借用这个名词，研究油液中的气体如何形成气穴并引起气蚀振动和噪声。在液压领域由于油液质地监控相当严格，配流盘表面及转子配流窗孔表面还很少见到麻点和蜂窝状蚀损，仅见到高压泵强烈的噪声是由于气蚀机理产生的。

本学科对吸油管引发气穴使泵产生气蚀振动已有很详尽地研究，本书将不涉及这方面内容，专门研究油泵配流过程中工作介质中产生的瞬时真空，引发气穴及气蚀振动和噪声机理。

通常人们忽略配流过程中产生气穴的危害，认为瞬时真空产生的时间很短，来不及生成足够大直径的气穴。为此，本书将简略研究一下气蚀冲击的强度不仅和气穴的直径相关，还和油泵的工作压力相关。也就是在高压条件下，小直径的气穴也会产生强烈的气蚀噪声。

假如含有气穴的油液在工作腔预升压过程中气穴没有消失，被带到排油腔中。这是非常可能的，因为工作腔预升压的时间在转速 1500r/min 下仅几毫秒，气穴消失的过程需气穴外面的油液在压力差的作用下产生速度，走过一定的距离，这需要时间。由于油液的弹性模数比气体大得多，即使油液压力已达到预升压值，气穴也可能没有消失而随着工作腔与排油腔接通进入排油腔。气穴在排油腔被三坐标方向均匀压缩需要的时间长，壁面撞击的动量小，因随着气穴的压缩气穴内气体压力会升高。为了能定性说明问题我们不妨考虑最严重的一种情况，即气穴被单坐标方向运动的液压回冲击碎，通常所说的液压回冲现象指的是高压油沿管路向油缸单坐标倒流。如果这种现象发生，可以认为气穴中的空气压力 p_0 近似为恒值。回冲液柱长度为 L ，回冲行程为气穴直径 d （见图 1-2），这样气穴单位液面承担的冲量为^[17]：

$$I = \sqrt{2dL\rho(p - p_0)} \quad (1-1)$$

式中 ρ ——油液的密度。

这是在近似简化情况下得到的表达式，定性的说明气穴破碎时壁面承受到的冲量强度和气穴直径 d 的大小、油泵的工作压差相关，且影响的量级相同。用此说明液压泵在高压

和超高压工况下工作时小直径的气穴也不可忽视,也会产生强烈的噪声。使我们在研究吸油管气穴之后,应该把注意力转向油液流道中瞬时真空产生的原因及消除方法。

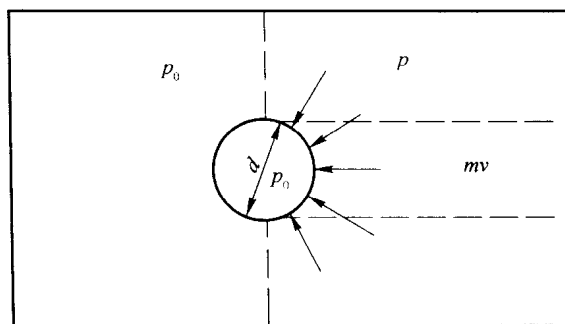


图 1-2

对称偏转式配流盘在额定工况点附近使工作腔预卸压力超值,产生瞬间真空是高压轴向柱塞泵噪声主要根源,减小配流盘预卸压闭死角和预卸压减振槽(孔)的尺寸,使预卸压力等于油泵的工作压差并不能从根本上解决这一问题,因为配流盘配流间隙并非恒定的。当干扰使配流间隙楔口增大,泄漏量增加时,仍然会引起超卸压力,油缸中同样会产生瞬时真空,并引发油液中产生小直径的气穴群。从根本上解决这一问题的方法是柱塞缸预卸压过程不使用闭死机械膨胀方法,只使用减振槽(孔)将高压油卸压体积膨胀量引入吸油腔的方法。这也是对称偏转式配流盘做不到的。

1-3 配流盘减振槽(孔)流体力学问题

减振槽(孔)流体力学方程是一个非线性微分方程,在计算机未应用到工程实践的时代,为了能得到解,常做若干简化。例如,减振孔流量计算采用层流定常流动计算公式,误差高达 30%~40%。

升压减振槽(孔)从高压腔向工作腔引油,进口压力恒定,出口压力随工作腔压力的升高而升高,是非定常流动;卸压减振槽(孔)将工作腔卸压膨胀部分油液引出到吸油腔,进口压力随工作腔压力下降而下降,出口压力由吸油腔的压力决定是常值,因而也是非定常流动。

对于 32MPa 工作压力的轴向柱塞泵减振孔(槽)绝大部分时间雷诺数 $Re > 2000$,只有开始通油短时间内及通油快结束的短时间内 $Re \ll 2000$,一般合起来层流通油时间占总工作时间 10%左右。最高雷诺数对于减振孔接近 10000,对于减振三角槽接近 8000。因此在选择计算公式和流量系数时应按紊流选择。

1-4 液压用油的弹性模数

液压用油的弹性模数选取在工程上应该是个规范问题,可惜这种规范还没有完善的提出。各种相关的文献不仅提出推荐选取的数值,也有计算公式。准确地计算出某种场合下某种液压装置油液流过某一关键部位时具有的弹性模数不仅不方便,而且不可能。

对油液弹性模数影响最大的因素通常是含气量,含气量是指没有溶于油液中处于气液两相共存状态的气穴量。溶解于油液中的气体对油液弹性模数无影响。但是当油液在高速、高温状态下流动时,溶解的气体也可以分离出来。

所谓规范问题是指一定的油液种类,在大致相同的使用条件下油液具有的弹性模数推荐值,要靠实验和统计来确定。一般技术先进、配套完善的液压设备使用条件下油液弹性模数较高,否则油液弹性模数较低。一般设计液压设备关键问题是油液弹性模数选择准确,设备便能达到期望的某项性能,否则性能的提高不是微乎其微便是达不到理想值。

作者曾做过如下实验,将油液的弹性模数由 1450~720MPa 等距离分档设计出抗噪声配流盘组件,然后将组件送到国内具有代表性的几家液压泵生产厂进行泵的噪声测试,结果是相同的:按油液弹性模数为 1100MPa 设计的配流盘、泵都具有最低的噪声值。这就说明按我国液压件生产厂使用的液压油和实验台管理技术现状,油液的弹性模数各个厂家都差不多。摸清了这个数值便可以建立油液弹性模数选取规范,提出推荐数值。

根据实验和参考国内外文献,笔者对油液弹性模数选取值提出如下看法:

油液的弹性模数应分为静态弹性模数和动态弹性模数两种。静态弹性模数是指静止或运动速度不大的油液具有的弹性模数。例如在设计泵流体噪声控制结构时油液的弹性模数应按静态弹性模数选取。因为在泵的吸油流道中油液流速不大,速度限制为 $v < 10\text{m/s}$ 。而在设计控制系统时油液要从伺服阀、比例阀、节流阀、减压阀阀口高速流出,油液中的气穴量便会增加很多,使油液弹性模数大大降低,油液在这种状态下的弹性模数称动态弹性模数,设计控制系统中应按此选择。

假如按伺服阀最优效率时阀口损失工作压力的 1/3 来研究常用压力范围内控制阀口流速。工作压力范围为 6.3~32MPa,伺服阀阀口流速为 65~140m/s,工作压力相差四倍,阀口流速仅相差一倍。如果工作压力为 16 MPa,阀口流速为 105 m/s,在高压范围内工作压力相差一倍控制阀口流速仅相差 1/3。因此,可以说在液压控制系统中阀口流速相差较小,推荐油液的动态弹性模数对各种压力状态下的控制系统设计工作能够适应。

根据文献^{[30][31][32]}国外设计泵时选用的油液弹性模数是 1400~1500MPa,设计控制系统时选用油液弹性模数是 700MPa。油液的静态弹性模数和动态弹性模数大致 2:1 的关系。

根据笔者试验结果设计泵时选用的油液弹性模数应该是 1100MPa,根据文献^[22]介绍的试验结果设计控制系统时选用的油液弹性模数大致是 480~600MPa,国内液压装置用油的静态弹性模数和动态弹性模数的比值也是符合 2:1 的关系。

根据设计和实验的经验在设计高压泵的配流盘噪声控制部分如果错选油液动态弹性模数 720MPa 作为计算值,泵的噪声仅仅稍有降低,其原因是试件配流盘使柱塞缸过快预升压,升压曲线很陡,斜率 $dp/d\varphi$ 极值很大,抵消了新型配流原理的优越性。而油液的弹性模数选为 1450MPa,虽然导致柱塞油缸有一定量的欠升压力,但降噪效果还可以,只是比选最优值有一定差距而已。因此,建议设计泵和控制系统时油液的弹性模数应认真选取。

1-5 死容积对液压泵气蚀的影响^[17]

死容积即是工作腔每个排油行程排不掉积存在工作腔中的油液总体积。它会在下一个

吸油行程与新吸进的油液混合, 转入排油行程时排掉一部分, 一部分新吸进的油液重新填充死容积。也可能形成一个死区, 容积中一部分油液永远也排不掉。这将取决于工作腔结构形式。因为我们研究对称偏转式配流盘有闭死机械膨胀参与柱塞腔预卸压过程, 会使柱塞腔产生瞬时真空, 油液中出现微小直径的气穴群, 会引发油泵的气蚀振动, 产生强烈的噪声。这样我们就应该对受瞬时真空作用的死容积稍加讨论, 以便在特殊运转工况中对噪声源的辨识提供更多的依据。

设油泵的每个工作腔每次排油行程排出的油液体积为 V , 死容积为 V_0 , 二者都是变量, 随着泵排量下调, V 由额定值变到零, 而 V_0 由最小值上升为最大值。设 $\alpha = V/V_0$, 则 α 由额定工况额定比值下降到零排量工况时的零值。死容积中的高压油在每次预卸压受瞬时真空作用时被压缩, 没有溶于油液中的气穴会膨胀, 油液中溶解的气体也会分离出一部分。因为油液中气相气穴含量体积有限, 溶解的气体如果都释放出来, 在零压下体积是很大的, 为分析方便作为极限状态, 把气源做为无限体积源对待。假定死容积 V_0 中的油液每受一次瞬时真空作用新产生的气穴体积与死容积体积的比值为 K , 则死容积受第一次瞬时真空作用工作, 腔中含气体的体积应该是 KV_0 , 它将占据工作腔的有限空间体积使吸油量减小。设吸油管中没有气穴, 吸满油进入预升压区的工作腔油液中所含气体体积的比例是

$$K_1 = \frac{KV_0}{V_0 + V} = K \frac{1}{1 + \alpha}$$

排过一次油后死容积又重新进入预卸压区再受一次瞬时真空作用, 原有的气穴被压缩后又重新膨胀, 溶解的气体又重新分离一次。因为 K 的数值非常小, 如果能近似认为 K 是常数, 或者虽然 K 是变数, 选其等效的当量值, 数学表达式便可简化。工作腔第二次吸油结束进入预升压区时, 油液中含有气穴体积的比例是

$$K_2 = \frac{\frac{KV_0}{V_0 + V} V_0 + KV_0}{V_0 + V} = K \frac{1 + (1 + \alpha)}{(1 + \alpha)^2}$$

工作腔循环往复 n 次排、吸油, 第 n 次吸油完毕进入预升压区, 油液中含有的气穴体积比例是

$$K_n = K \frac{1 + (1 + \alpha) + (1 + \alpha)^2 + \cdots + (1 + \alpha)^{n-1}}{(1 + \alpha)^n} \quad (1-2)$$

泵经过一定时间运转其极限比例是

$$\lim_{n \rightarrow \infty} K_n = \frac{K}{\alpha} \quad (1-3)$$

上式表明: 泵运转一段时间后, K_n 达到稳定值 $K_\infty = K/\alpha$, 称为气蚀极限, 它表明轴向柱塞泵因配流不当使吸进油液中所含的气穴体积含量的稳定值。当 $\alpha < 1$ 时, $K_\infty > K$; 当 $\alpha > 1$ 时, $K_\infty < K$ 。因为轴向柱塞泵的柱塞油缸中总有死容积, 甚至流动死区, 只要柱塞油缸预

卸压过程中采用机械闭死膨胀作为卸压的一种方法，那么就有相当一部分油液要反复经受机械闭死膨胀产生的瞬时真空作用，产生的气穴对油泵的气蚀振动的影响不可忽略。上面的分析定性地说明了这个问题。

第二章 通用数学模型

2-1 通用数学模型

以对称偏转式配流盘为基础，建立轴向柱塞泵每个柱塞油缸吸油完毕进入预升压区预升压特性微分方程和每个柱塞油缸排油完毕进入预卸压区预卸压特性微分方程。以这两个方程为基础研究如何消除泵中的油击、如何消除配流过程引发的气蚀振动等问题，为流体噪声控制找出新的途径。

柱塞油缸进入预升压区和预卸压区后缸中油液压力的变化用下面的微分方程计算

$$dp = -E \frac{dV}{V} \quad (2-1)$$

式中 dp ——缸中压力变化的微分；

dV ——缸中体积变化的微分；

V ——进入预升（卸）压区柱塞缸被封闭的油液初始体积；

E ——油液的弹性模量。

因为油液被压缩时压力升高，压力增量是正值，而体积增量为负值，二者符号相反，所以方程前面贯以负号。

柱塞油缸预升压和预卸压都是靠两种方法综合作用实现的。预升压过程油缸通过减振槽（孔）和排油腔相通，高压油倒流进油缸，同时油缸本身通过机械的方法体积收缩。这两种方法综合作用使缸中的低压油体积压缩，压力升高。而预卸压过程正好相反，油缸通过减振槽（孔）和吸油腔相通将高压油膨胀的部分体积油量导出，同时油缸本身通过机械方法体积膨胀。这两种方法综合作用使缸中的油液因体积膨胀而降压。这样（2-1）式中的 dV 可以分成两部分： dV_1 和 dV_2 ，两者之和等于 dV ，即

$$dV = dV_1 + dV_2 \quad (2-2)$$

dV_1 是减振槽（孔）向油缸引进或引出的油液体积微分，以引进为负，引出为正。它的导数是减振槽（孔）流量。减振槽（孔）流量以 Q 表示， Q 的表达式为

$$Q = C_q A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2-3)$$

式中 C_q ——减振槽（孔）的流量系数；

A_0 ——减振槽（孔）的过流面积；

Δp ——减振槽（孔）的工作压差；

ρ ——油液的密度。

向缸中引进油液体积为负，引出油液体积为正，则可表示为

$$dV_1 = \mp C_q A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} dt \quad (2-4)$$

在写出 dV_2 之前需引入一个新的参数 φ_0 ，在作者历次发表的论文中称为错配角，它的物理意义是配流盘安装的工作位置相对于死点轴的转角，在配流盘的结构图上可以找到它，即配流盘背面定位销槽相对于配流盘两配流腰槽对称轴或称为配流盘对称纵轴之间的夹角，见图 2-1。

有了 φ_0 存在，配流盘安装到泵体上其纵轴不与死点轴重合，而是向转子旋转方向旋转了 φ_0 角，即呈现错开配油状态，因而笔者称为错配角，是否能被行业接受，成为规范术语是另一回事，在此说明本书采用错配角 φ_0 这种叫法的意义。

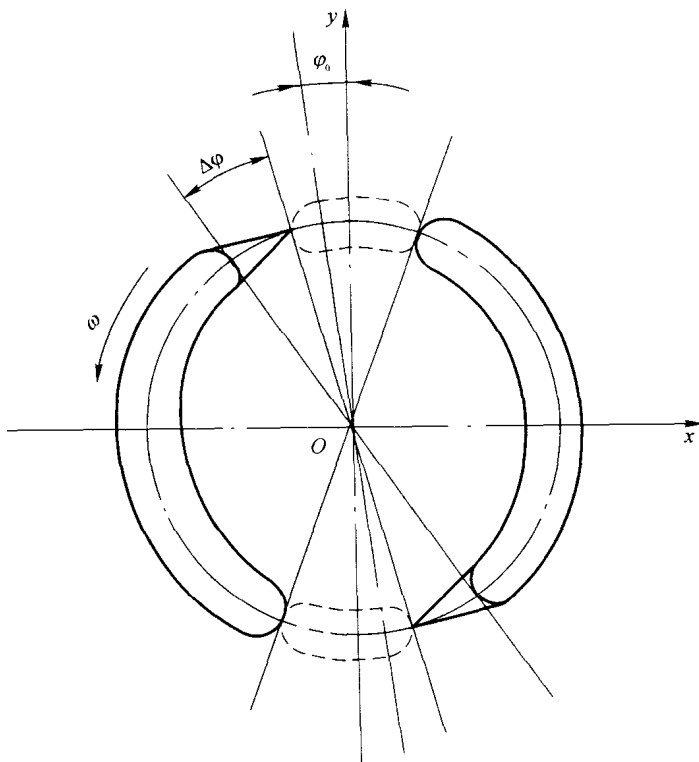


图 2-1 对称偏转配流盘原理

工作腔只在闭死角内腔中的油液受到压缩或膨胀作用或二者兼而有之。以 $\Delta\varphi$ 表示闭死角，它是配流盘两配流腰槽相邻端部之间间隔中心角减掉转子柱塞油缸端部开设的吸、排油窗孔中心角，差值称为闭死角。当 $\varphi_0 < \Delta\varphi/2$ 时，柱塞油缸在上死点前进入闭死区，机械结构使柱塞油缸先进行封闭的机械膨胀，转过上死点后才开始进行封闭的机械压缩。