

由于采用了正预开口的形式,故泄漏量较大。

七、伺服油缸的展望

该伺服油缸结构简单,零件数少,工艺性好;只要具有一般加工能力的单位均能生产,因此有推广应用的价值和条件。同时在控制方面无复杂的线路及电反馈装置,便于一般人员的调整;而且控制部分可简化线路,使其标准化、系列化。

由于伺服缸工作可靠、平稳,静、动态特性理想;输出功率大且调速范围广,又省掉了昂贵而又娇气的电液伺服阀,因此为电液伺服油缸的推广应用开辟了广阔的前景。

综上所述,我们认为该伺服缸适用于各种行业,满足多种工况要求;今后将在继续提高压力、减少尺寸、改进性能方面努力,使它成为自动控制中一种理想的执行元件。

液压脉动的分析及控制(上)

罗 群 贤

引 言

凡是交替地泵送介质的液压泵,如柱塞泵、齿轮泵等,其输出的瞬时流量都是周期函数。可认为是在泵的平均流量上叠加有高频率的脉动流量。由于该脉动流量的存在,在与泵相接的管系内必将引起相应的压力脉动,进而还可能引起结构振动和辐射噪声。在泵的设计或管系配合不合理的情况下,脉动压力可以达到很大的值,可能导致结构共振,造成导管或元件的迅速疲劳破坏。因此,估算和控制液压动力系统的压力脉动是很重要的。

影响压力脉动的因素是多方面的,如液压泵的结构;作为液压泵负载的管路系统特性;工作条件(如转速、温度)等。为了研究的方便,可将这些因素大体分为泵的设计和系统设计两大方面。本文拟从系统设计的角度来探讨压力脉动的计算及控制等问题,并重点介绍一种效果显著、结构简单轻巧的脉动衰减装置——缓冲瓶的设计计算及试验使用情况。

一、流量脉动分析

1. 固有脉动

流量脉动是产生压力脉动的根源。为了分析压力脉动,必须首先分析流量脉动。

以轴向柱塞泵为例,流量脉动产生于各柱塞不连续的泵送过程。由于这是泵的固有的结构特性,所以称之为固有脉动。图 1—1 为常用的点接触式或双铰式轴向柱塞泵的固有流量脉动。其数学表达式为:

$$Q = R\omega F_t \gamma \sum \sin \varphi_i \quad (1-1)$$

式中: Q ——泵的瞬时输出流量; R ——斜盘工作半径; γ ——斜盘倾斜角;
 ω ——转子角速度; φ_i ——处于压出区各柱塞的相位角。

理论分析表明,柱塞数 Z 为奇数时流量脉动比 Z 为偶数时小,所以 Z 通常取奇数。此时

脉动频率为泵送频率 f_p ($f_p = N \cdot Z / 60$, N ——转速, 转/分) 的两倍, 即柱塞的每一次循环形成两次流量脉动。每一个流量波所对应的角位移为

$$\beta = \pi / Z \quad (\text{见图1-2})。$$

$$0 \leq \varphi_1 \leq \beta \text{ 时}$$

当 (φ_1 ——压出区第一个柱塞与死点间的相位角),

$$\sum \sin \varphi_i = \frac{\cos\left(\frac{\beta}{2} - \varphi_1\right)}{2 \sin \frac{\beta}{2}}$$

当 $\beta \leq \varphi_1 \leq 2\beta$ 时,

$$\sum \sin \varphi_i = \frac{\cos\left(\frac{3}{2}\beta - \varphi_1\right)}{2 \sin \frac{\beta}{2}} \quad (1)$$

为了便于分析和计算, 将式 (1-1) 用富里哀级数展开, 得

$$Q = 2\bar{Q} \left\{ \frac{1}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{4m^2Z^2 - 1} \sin(2mZ\omega t - \frac{\pi}{2}) \right\} \quad (1-2)$$

式中 \bar{Q} ——平均流量, 即泵输出的直流分量, 其值为: $\bar{Q} = ZRF\omega \tan \gamma / \pi$

从式 (1-2) 可看出, 其脉动流量的幅值为

$$A = \frac{2\bar{Q}}{4m^2Z^2 - 1} \approx \frac{1}{2m^2Z^2} \bar{Q} \quad (1-3)$$

当 m 取 1, 2, 3……时, 式 (1-3) 分别表示基波、二次谐波、三次谐波……的振幅。

定义流量不均匀系数 σ 为 (见图1-2):

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}}$$

Q_{\max} ——最大瞬时流量

Q_{\min} ——最小瞬时流量

轴向柱塞泵的 σ 的计算公式为⁽¹⁾

$$\sigma = 1 - \cos \frac{\pi}{Z} \quad (\text{当 } Z \text{ 为偶数时})$$

$$\sigma = 1 - \cos \frac{\pi}{2Z} \quad (\text{当 } Z \text{ 为奇数时}) \quad (1-4)$$

为了得到数值概念, 让我们以常用的 9 柱塞点接触式或双铰式柱塞泵为例, 计算其脉动流量。此时不均匀系数

$$\sigma = 1 - \cos \frac{\pi}{2 \times 9} = 0.0152$$

按富里哀级数展开后, 基波振幅可由式 (1-3) 求出,

$$A = \frac{1}{2 \times 9^2} \bar{Q} = 0.00617 \bar{Q}$$

基波双幅值: $A_1 = 2A = 0.0124 \bar{Q}$

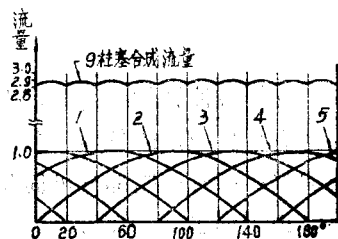


图 1-1 固有脉动

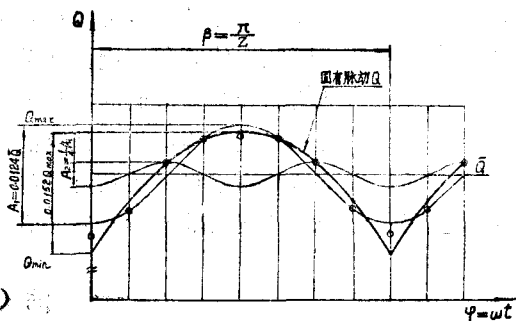


图 1-2 固有脉动的谐波分析

由于脉动幅值与平均流量 \bar{Q} 相比很小,所以:

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}} \approx \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{\bar{Q}}$$

因此可以将 $\sigma \cdot Q_{\max}$ 与 A_1 直接作对比。

图1—2为根据以上计算绘制的9柱塞泵的流量图。图中绘出了固有脉动流量 Q 及按式(1—2)展开后的基波及二次谐波,其合成波为“○”点所示。由图可见,仅取基波及二次谐波,其合成波已很接近理论的固有脉动波曲线。

由式(1—3)可看出,其二次谐波的振幅为基波的 $1/4$,三次谐波为 $1/9$,高次谐波的振幅则更小。考虑到谐波的频率较高,随着频率的增加,波动信号在油介质中的衰减急剧增加,所以谐波影响不大。为了便于计算,在估算脉动时可用双幅等于其不均匀系数 σ 的正弦波来代替固有脉动曲线。若要求更高精度,取基波及二次谐波进行分析计算已足够了。

2. 回冲脉动

人们往往把注意力集中于分析上述固有脉动。事实上,回冲脉动常常占有更重要的地位。

回冲脉动的产生过程如下:吸满油的某一油缸在接透高压腔时,油缸中的压力突然由吸油压力提高到供油压力,这一巨大的压差造成供压管中的油液反冲回油缸,使输出流量瞬时减小,并产生液压冲击。(例如,要将一个油缸中的流体提高压力至 210kgf/cm^2 ,需要压缩容积2%左右。)这就形成一系列频率为 f_p (泵送频率)的反流脉冲。它与固有脉动合在一起形成的流量波动显著大于固有脉动,见图1—3^[2]。

为了减小这种回冲脉动,简单的办法是移动分油盘窗口的位置,使油缸超过死点位置一定的角度再与供油腔相沟通。这样,油缸中的油液在沟通供油腔时已进行了预压缩。从理论上说,这种措施可以消除回冲现象,但必须设计得使预压缩压力与供油压力正好相等。显然,只能在给定的输出压力下才能做到这一点。但实际工作中,系统的工作压力往往不是恒定的。另一方面,即使油缸中的预压力准确地与供油压力相等,由于在总的输出流量中失去了每个油缸初始行程提供的输出量,将会出现另一种形式的流量波动,如图1—4所示。

为了在较宽的输出压力范围内降低回冲脉动,另一个常用的措施是在分油盘的供油窗口边上加一个截面积逐渐加大的卸荷槽,以控制反流。但是,这种措施只能部份地减轻回冲作用,其效果如图1—5所示。

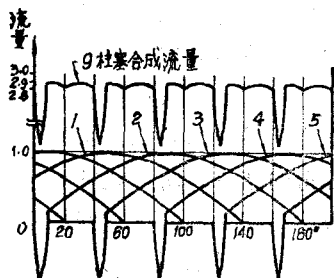


图1—3 回冲脉动

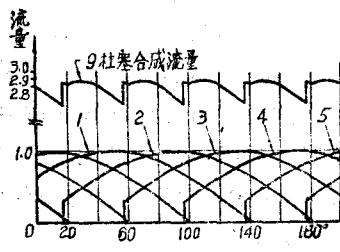


图1—4 预压缩泵的流量脉动

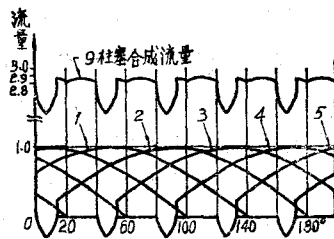


图1—5 具有卸荷槽的泵的流量脉动

即使采用以上措施,回冲脉动仍然是流量脉动中的重要成份。笔者进行的试验表明,奇数柱塞泵的压力脉动频率往往并不完全是理论分析的 $2f_p$,而是以 f_p 为主(较大),以 $2f_p$ 为辅,类似于图1—5的波形。分析其原因就在于此。

二、压力脉动的分析与测量

1. 压力脉动分析

由于流量是脉动的,当受到系统阻抗的抵抗时就形成了压力脉动。图2-1为某柱塞泵出口附近的供压管上测得的压力脉动的典型示波记录曲线。

从示波曲线上除了可以量取脉动幅值和计算基本频率以外,得不到更多的信息。为了进行进一步的分析,可将脉动波作频谱分析。通常直接用频率分析仪对压力传感器获得的电信号作频谱分析。图2-2为某柱塞泵的频谱图。图中幅值最高的频率对应于泵的泵送频率 f_p ,高于它的各种频率依次为 f_p 的各次谐频,一般可以辨认出前10~15个谐频(其中有些谐频可能被流动噪声所淹没),其幅值依次减小。最低的频率对应于泵的轴频率 f_s ($f_s = N/60$),它的出现是由于各个油缸的输出量有微小的差异,而输出量的差异又可归因于工艺误差形成的各油缸几何形状和渗漏量的差异。从频谱图上还可看出轴频率 f_s 的数次谐波。

通过频谱分析,我们不但可以明了压力脉动波的组成因素,还有助于找出主要因素,采取控制脉动的措施。例如,如果固有脉动频率(对奇数柱塞泵为 $2f_p$,对偶数柱塞泵为 f_p)幅值最大,这是正常的情况,说明固有流量脉动为主因。若常用的奇数柱塞泵 f_p 频率的幅值突出,这说明回冲脉动较大;若 f_p 的某一高次谐波较突出,则说明在该频率下系统阻抗出现尖峰值,可以通过改变系统的几何尺寸和布局来解决;若轴频率 f_s 较为突出,则说明泵的工艺缺陷较大,如某些油缸尺寸偏大或渗漏过大或同心度不好等。

2. 压力脉动的测量

压力脉动的测量看起来容易,但如果要得到较准确的数据,却是相当复杂的。根据笔者的体验,值得注意和探讨的问题有如下几方面:

(1)从理论上讲,流量脉动是压力脉动的根源。为了衡量液压泵本身的脉动特性,最理想的办法是直接测量泵的脉动流量。遗憾的是高频率下的流量的动态测量是很困难的事,因此通常只能在已知阻抗的线路中测量压力脉动。但是,由于动态阻抗是随线路的不同和脉动频率的不同而变化的,又由于泵内的流道布置情况和流体容积也是系统阻抗的一部分,它与外接系统及压力传感器等测量装置一起组成复合阻抗,影响测得的结果。所以往往难于把泵本身的脉动特性与系统阻抗的影响区分开来。简单的解决办法是在标准的试验线路上测量泵的压力脉动,但是这只适宜于对泵的生产质量控制,即鉴定同一型号的泵,而对于不同型号或不同工作条件的泵,用这种方法鉴定脉动性能仍是不严格的。解决此问题的一个较好途径是把系统尽量缩减,仅在泵口装置一个具有锐边的固定节流孔。这样,它仅反映泵内部流道和容积的影响。问题是必须在不同的转速、压力、流量和温度下测定脉动压力,在这些不同的条件下,如何保持泵口节流孔的阻抗为一常值,实践上尚有许多困难。若用一个可

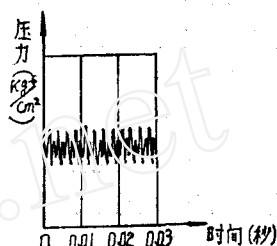


图2-1 压力脉动曲线

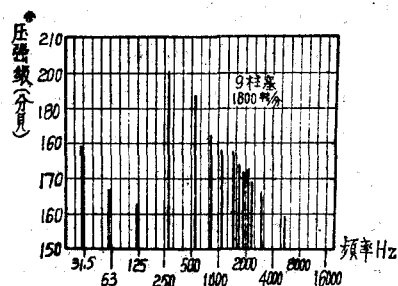


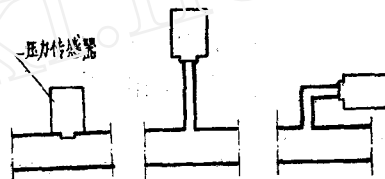
图2-2 压力脉动的频谱分析图

调节的阀代替固定节流孔, 连接这些元件的管路及测试装置等的阻抗又带来了影响, 需要予以修正。

液压泵压力脉动性能的合理测定在国内外都是尚在研究中的问题。美国流体动力协会 (NFPA) 75年已经组织了一个小组研究制定泵的压力脉动测定标准, 军用部门也在研究中。期望我国也能早日制定统一的测定标准和等级标准。

(2) 压力传感器的敏感元件应尽量靠近被测点。如用国产BPR型压力传感器, 应尽量使敏感膜片与被测管液面相平, 如图2-3(a)。避免用导管连接成支路, 如图2-3(b)。这是因为支管接入测压点会引起系统阻抗的变化, 因而也导致压力脉动值的变化。若不得不用支管则应尽量缩短支管长度。尤其应避免急剧弯曲的支管, 如图2-3(c)。笔者曾作过这样的试验: 在同一测压点上, 按图2-3(b)与(c)两种方式安装同一传感器, 并保持直支管与直角弯管的长度相同(均为50mm, 内径4mm), 结果按(c)图方式测得的压力脉动幅值比(b)图方式小约25%(脉动频率为1000Hz)。这明显说明支管的阻抗会显著影响测量结果。若支管过长, 除会引起系统阻抗的较大变化外, 还会在支管中形成驻波, 进一步影响测量的准确度, 也是值得注意的问题。

(3) 通常在泵出口附近的供压管路上装压力传感器, 取得电信号, 经过适当放大后在各种示波器上显示和记录压力脉动波形。但应注意的是测量环节的频带宽度是否相适应。目前常用的应变片式或电容式压力传感器频带宽度都足以胜任压力脉动的测量, 而值得注意的是示波器振子的选择。一般应使选用的振子的固有频率为被测脉动频率的1.5倍以上。振子的固有频率愈高, 灵敏度愈低, 实际工作中常会出现矛盾, 但不应轻易降低上述要求, 否则导致很大误差。



(a) (b) (c)

图2-3 压力传感器的安装

的固有频率为被测脉动频率的1.5倍以上。振子的固有频率愈高, 灵敏度愈低, 实际工作中常会出现矛盾, 但不应轻易降低上述要求, 否则导致很大误差。

三、压力脉动的控制

1. 概述

前面已经提到, 压力脉动的根源是泵的流量脉动, 但必须存在系统阻抗才形成压力脉动, 两者缺一不可。因此, 控制压力脉动也应从这两方面着手。

对于泵来说, 不外三个方面:

(1) 减少固有流量脉动。它取决于泵的结构形式。如以柱塞泵为例, 从泵的机构运动学上可知, 点接触式和双铰式的固有脉动比单铰式小; 柱塞数为奇数的比偶数的小; 柱塞数愈多固有脉动愈小。

(2) 减少回冲脉动。其措施在第二节中已分析过。

(3) 合理设计泵内的流道, 减小输出流道对流量脉动的阻抗或增加对压力波的衰减。合理设计分油盘窗口, 减小油缸内从吸入压力到输出压力的压力上升梯度 ($\Delta p/\Delta t$), 以减小油击压力等。这方面的具体措施本文不作进一步的讨论。

虽然上述措施可以减少泵的脉动, 但其效果有一定的限度。因此, 在某些情况下, 有必要从负载系统方面采取措施来降低压力脉动。这方面的措施可分为以下两方面:

① 减小系统的输入阻抗, 也就是减小泵的负载阻抗。因为在同样的流量脉动的情况下,

负载阻抗减小, 压力脉动会相应减小。

②增加对压力波的衰减和滤波作用。

有些文献称液压脉动为流体噪声, 因为它的机理和空气噪声相似, 只是介质为液体, 且压强较大。所以可以利用声学的理论来讨论压力脉动的控制问题。

消声器是用来衰减空气噪声的有效手段。从消声原理上可以分为阻性和抗性两大类。阻性消声器是利用吸声材料(或大量微孔)使振动能转变为热能耗散, 相当于电路中的电阻。抗性消声器是利用消声器内的声阻、声顺、声质量(分别相当于电阻、电容和电感)的适当组合, 使某些特定频率的噪声反射回声源或得到大幅度的吸收和衰减。它的作用类似于交流电路中的电滤波器, 因此又称声滤波器。有共振器式(亥姆霍兹共振器)、扩张室式和波干涉式(Quinke管式)等种类。阻性消声器的优点是消声频带宽, 对高频效果更好; 缺点是阻损大, 寿命较短。抗性消声器的优点是阻损小, 构造简单, 寿命长; 缺点是消声频带狭。利用此两类消声器的优点, 可以设计成多种复合型消声器^[7]。

采用上述消声器的原理, 针对液压系统工作介质的物理特性, 可以设计出各种液压脉动衰减器。为了对直流流量(工作流量)不致引起过大的阻力损失, 通常采用抗性消声器原理, 可称为液压滤波器。笔者在实际工作中, 设计了一种装于泵口的抗性衰减器(简称缓冲瓶), 并作了大量试验研究工作, 实际使用效果良好。在下一节中将着重介绍这种衰减器的设计和使用等问题。

某些文献指出可以用胶囊式或隔膜式气压蓄压器作为衰减脉动的工具。用气体状态方程建立允许的压力脉动值与蓄压器容积等参数之间的关系, 从静态的观点看, 理论上是正确的。但笔者进行的试验表明, 按一般方式装置的蓄压器对液压脉动的衰减几乎不起作用。因为通常蓄压器总是接在供压管的支管上, 而且距泵口间的距离较长, 这段管路对较高频率的脉动波的阻抗很大, 因而蓄压器对泵出口的压力脉动影响很小。试验表明, 压力脉动最大的区间是泵出口到油滤之间的管路中(在泵出口不远装有油滤的情况下), 油滤以后脉动已小到可以忽略不计, 油滤以后支管上的蓄压器安装与否对脉动压力几乎没有影响。此试验也说明, 串接在供压管路上的油滤相当于一个带有无数微孔挡板的容腔, 即相当于一个阻性——抗性复合消声器。因此, 若要求蓄压器起衰减脉动的作用, 应将蓄压器象油滤一样串接在泵出口不远的导管内。一般装在支管内的蓄压器只能对低频的压力波动(如油击波等)起较好的衰减作用。

下面讨论一下软管对压力脉动的衰减问题。

软管可以隔离振动。若在泵的输出管中插入一段软管, 可以使油泵及其动力源的振动不致传给管系。但是, 任意接入一段软管并不一定能衰减压力脉动, 甚至有时反而使压力脉动增加, 笔者进行的试验表明了这一点。若用一段高压软管替换同样直径和长度的钢管, 会改变测得的压力脉动幅值——频率曲线的形状。就是说, 如在泵的另一转速下测量, 压力脉动值会发生变化(但不一定是减小)。可以用不同长度的软管进行试验, 找出在该转速下压力脉动最小的长度。分析其原因是, 对于压力脉动来说, 管路的阻抗主要由液感和液容两部分组成。同样内径和长度的充满油液的硬管和软管的液感是相同的; 不同的是液容。管路的液容又是由工作介质(油液)的液容和导管壁的当量液容(弹性引起的)并联而成(见式4—8, 式4—9), 在系统中换入一段软管引起的阻抗变化量在管系的总阻抗中并不占主要地位。但液容的改变会导致系统阻抗——频率曲线形状的变化, 因此可能选择一个最好的组合

方案,使某一频率下的阻抗最低。显然,即使不接入软管,若改变管系的长度和布置,也会出现类似的情况。

2. 一种效果良好的抗性脉动衰减器——缓冲瓶

(1) 缓冲瓶的结构及等效电路

缓冲瓶的结构,简单地说,就是一个接于泵出口的带有颈部的容腔。图 8—1 为某缓冲瓶的结构图。下面用液电比拟法来分析它的工作原理。

由于液压的基本参数如压力、流量和液阻的基本物理概念和数学表达式与电学的电压、电流和电阻在一定条件下是一致的。用液电比拟法来分析液压系统已经得到广泛的应用。许多学者在这方面作了大量研究工作。理论研究和实验结果都表明,电学中的基本定律之一的克希霍夫定律对于小扰动信号来说,用于液压也是正确的^[4]。

由于电学理论发展得较为完善,利用液电比拟法来研究液压系统的动态问题是一条捷径。为了书写的方便,本文以下出现的常用电学符号如 R , L , C 分别指液阻,液感及液容。

用液电比拟法建立缓冲瓶的等效电路,见图 8—2。

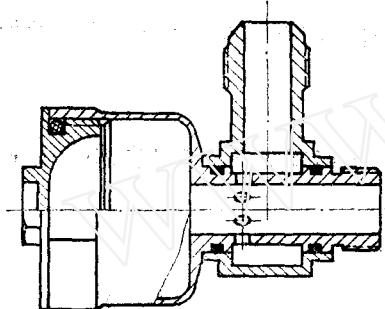
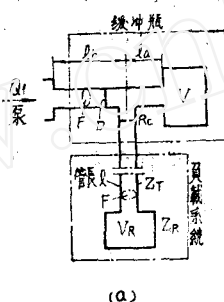
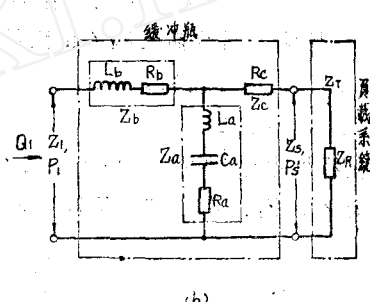


图8—1 缓冲瓶结构



(a)



(b)

图8—2 缓冲瓶的等效电路

对此等效电路需要说明以下几点:

①由于我们研究的是交变的脉动流量和脉动压力,所以各参数都是交流分量,或者说,都是增量和增量方程,不考虑其稳态平均值。同时,其系统负载部分也不需要考虑直流(即平均流量)的通路(如回油管路及油箱),而只考虑对交变参数有显著影响的泵出口管路系统负载。为了研究的方便,暂将系统负载简化为端腔、节流、闭端管三种典型状态进行计算。复杂管路的计算见第四节。

②根据高频无线电技术的长线理论及相应的液压传输线理论^[4],当传输线长小于所传输波动电流波长的1/10(至少1/3以下)时,可以按集中参数处理,不会有大的误差,否则应该按分布参数法处理。就本文研究的对象来说,设泵的转速为4000转/分,9个柱塞,其固有脉动频率为1200 Hz,油管的音速近似为1200米/秒,则波长约为1米。而缓冲瓶的尺寸约在1/10波长左右,可用集中参数法处理。但负载系统管路已显著大于此限值,应该用分布参数法处理。

③按集中参数法处理缓冲瓶,颈部为一短管,其面截积与腔部相比很小,可忽略其中液体的弹性,仅考虑其惯性,用液感代表:

$$L_b = \frac{l_b \rho}{F}, L_a = \frac{l_a \rho}{F} \quad (3-1)$$

式中 ρ ——液体密度； F ——横截面积； l_a 或 l_b ——声学有效长度；由下式确定

$$l = l' + \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{\pi F}} \quad (3-2)$$

l' ——几何管长； l ——声学有效长度。

取声学有效长度代替管的几何长度是考虑到短管两端邻近区域内的流体也随管内流体一起运动，需要进行修正。

由于液体粘性摩擦较大，应考虑颈部液流的阻力损失，用 R_a ， R_b 代表。

腔部液体速度变化很小，可忽略其惯性，仅考虑其弹性，用液容代表：

$$C_a = \frac{V}{\beta} \quad (3-3)$$

式中 β ——液体的弹性模量； V ——瓶腔容积。

④按照以上分析绘出图3-2(b)所示的等效电路。可以看出，这是一个带有负载的电抗式低通滤波器线路（ L_a 与 C_a 相比很小）。可以根据元件参数计算出输入端阻抗 Z_1 及负载输入阻抗 Z_s 。若假定输入交变（脉动）流量 Q_1 ，即可计算出各相应点的脉动压力 P_1 及 P_s 。若将 Q_1 直接输入系统输入端（即阻抗 Z_s 端），可算出不带缓冲瓶的系统入口脉动压力。此处 Z_1 ， Z_s ， P_1 ， P_s 等均为复数。

(2) 数学模型

在线性电路理论中，图3-2(b)为一带有负载的无源T型四端网络，其各支路的阻抗分别为 Z_a ， Z_b ， Z_c ，则其传递矩阵 $[A]$ 为^⑥：

$$[A] = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + \frac{Z_b}{Z_a} & Z_b + Z_c + \frac{Z_b \cdot Z_c}{Z_a} \\ \frac{1}{Z_a} & 1 + \frac{Z_c}{Z_a} \end{bmatrix} \quad (3-4)$$

若此四端网络输出端方面加上任意负载 Z_s ，其输入阻抗为

$$Z_1 = \frac{A_{11} \cdot Z_s + A_{12}}{A_{21} \cdot Z_s + A_{22}} \quad (3-5)$$

按正弦交变信号考虑，可写出

$$Z_b = R_b + j\omega L_b$$

$$Z_a = R_a + j\left(\omega \cdot L_a - \frac{1}{\omega \cdot C_a}\right)$$

$$Z_c = R_c$$

式中 ω ——信号角频率(弧度/秒)； $j = \sqrt{-1}$

若已知网络中各元件的参数，则其 $[A]$ 传递矩阵的各元素即可写出。

L_a ， L_b ， C_a 的计算式如前述，以下分别计算 R_a ， R_b ， R_c 。

R_c 代表缓冲瓶转动接头的液阻，按局部阻力计算，若其局部阻力系数为 ξ_c ，则

$$\Delta P = \frac{\xi_c \cdot \rho}{2F^2} \bar{Q}^2 \quad (3-6)$$

式中 \bar{Q} ——稳态流量。

由于 ΔP 与 $\overline{Q^2}$ 成比例, 考虑到脉动流量为小扰动信号, 可以作线性化处理

$$\frac{d\Delta P}{dQ} = \frac{\xi_c \cdot \rho}{F^2} \overline{Q}$$

$$\therefore R_c = \frac{d\Delta P}{dQ} = \frac{\xi_c \cdot \rho}{F^2} \cdot \overline{Q} \quad (3-7)$$

根据局部阻力系数资料, 取转动接头的 ξ_c 值为 3.92。

R_a 及 R_b 的计算, 本可以按 R_c 同样处理, 但其相应的阻力系数难以给定。笔者采用另一途径, 可称为品质因素法来计算。

我们知道, 电容器、电感线圈以及由它们组成的电抗式谐振回路, 都有其特定的品质因素, 称之为 Q 值。它表征了元件或回路中无损耗的电抗与引起损耗的电阻的比值。在我们的研究对象中, 缓冲瓶相当于由液感与液容串联组成的谐振回路, 我们可以同样用 Q 值来表征缓冲瓶在工作时粘性摩擦损失的相对量。

根据定义, 品质因素 Q_A 可写为^[6]

$$Q_A = \frac{\sqrt{\frac{L}{C}}}{R} \quad (3-8)$$

式中 L —— 液感, C —— 液容, R —— 液阻。

液感 L 由瓶颈部分形成, 其值为: $L = L_a + L_b = (l_a + l_b) \cdot \rho / F$

液容 C 由瓶腔部形成, 其值为: $C = V / \beta$ 。

$$\text{则 } Q_A = \frac{\sqrt{\frac{(l_a + l_b) \cdot \rho \cdot \beta}{F \cdot V}}}{R} \quad (3-9)$$

$$\therefore R = \frac{\sqrt{\frac{(l_a + l_b) \rho \cdot \beta}{F \cdot V}}}{Q_A} \quad (3-10)$$

通过试验与计算的对比, 可以找出缓冲瓶的实际品质因素 Q_A , 再由上式算出 R 。

由于 R 表示 R_a 与 R_b 的总和, 计算中按 l_a 及 l_b 的比例分配。

以下按分布参数法计算系统阻抗 Z_s , 首先必须求出导管特性阻抗 Z_T 。

① 按稳态层流理论 (或称平均摩擦理论), Z_T 为^[4]:

$$Z_T = \sqrt{\frac{R_1 + j\omega L_1}{j\omega C_1}} \quad (3-11)$$

式中 L_1 , C_1 , R_1 分别为单位管长的液感, 液容及液阻, 分别由下式确定:

$$L_1 = \frac{\rho}{F}, \quad C_1 = \frac{F}{\beta}, \quad R_1 = \frac{32\gamma\rho}{F} \quad (\gamma \text{——油液运动粘度})$$

② 按非稳态层流理论 (或称频率相关摩擦理论) 计算^[6]:

$$Z_T = \frac{\rho a^2 \Gamma}{j\omega F} = \frac{\beta(A + jB)}{F \cdot j\omega l} \quad (3-12)$$

式中 Γ 为传播常数, 在频率域中, 它是一复数。令

$$\Gamma l = A + jB$$

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\omega l}{a} \left(1 + \frac{R_f^2}{\omega^2} \right)^{\frac{1}{4}} \sin \left[\frac{1}{2} \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{R_f}{\omega} \right) \right] \\ B &= \frac{\omega l}{a} \left(1 + \frac{R_f^2}{\omega^2} \right)^{\frac{1}{4}} \cos \left[\frac{1}{2} \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{R_f}{\omega} \right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (3-13)$$

式中 $R_f = \omega \lambda \sqrt{\lambda^2 + 2}$ ——粘性阻力系数 (3-14)

$$\lambda = X / (X^2 - \sqrt{2} X + 1)$$

$$X = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{\omega}{\gamma}} \quad (D \text{ —— 导管内径}) \quad (3-15)$$

$$a = \sqrt{\frac{\beta}{\rho}} \text{ —— 工作介质中的音速}$$

当频率较高时, 若 $X \gg 3$ 和 $\lambda \div \frac{1}{X} \ll \sqrt{2}$,

则 R_f 可近似写为

$$R_f = \sqrt{2} \omega / X = 2 \sqrt{2} \gamma \omega / D \quad (3-16)$$

同时, 当 ω 较大时, ($X > 10$)

$$\text{则 } \frac{R_f^2}{\omega^2} \rightarrow 0, \quad \sin \left[\frac{1}{2} \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{R_f}{\omega} \right) \right] \div \frac{R_f}{2\omega}$$

则 (3-13) 式可近似为:

$$\left. \begin{aligned} A &\div \frac{l \cdot R_f}{2a} \\ B &\div \frac{\omega l}{a} \end{aligned} \right\} \quad (3-17)$$

由于液压脉动频率很高, 满足上述采用近似公式的条件, 因此可用 (3-17) 式计算。

式 (3-12) 亦可用于按稳态层流理论计算 Z_T , 只须将 R_f 用下式计算即可:

$$R_f = 32 \gamma / D^2 \quad (3-18)$$

这样, 两种摩擦理论可统一用同一套公式计算。

(A) 负载阻抗

负载阻抗 Z_R , 在实际线路中是复杂的。此处选择三种典型状态进行计算, 以便于分析和研究。

(a) 管端接容器 (简称端腔负载)

设管端容腔体积为 V_R , 可视为集中参数液容 C_R , 则

$$Z_R = \frac{1}{j\omega C_R} = -j \frac{\beta}{\omega V_R} \quad (3-19)$$

$$\text{令 } Z_R = Z_{RR} + jZ_{RI}$$

$$\text{则 } Z_{RR} = 0, \quad Z_{RI} = - \frac{\beta}{\omega V_R}$$

(b) 管端接节流元件 (简称节流负载)

按前面计算 R_0 的方法处理, 参照式(3—7), 可写出:

$$Z_R = R_R = \frac{\xi_R \cdot \rho}{F^2} \bar{Q} \quad (3-20)$$

式中 ξ_R 为节流元件的阻力系数。

(c) 闭端管

可视为管端接零容积的容器, 按式(3—19)若 $V_R = 0$, 则

$$Z_{RR} = 0, \quad Z_{RI} = \infty.$$

(B) 负载系统输入阻抗

根据分布参数理论, 具有负载 Z_R 的长线 (其特性阻抗为 Z_T , 长度为 l) 的输入阻抗为⁽⁴⁾

$$Z_s = Z_T \frac{Z_R \cdot \cosh \Gamma \cdot l + Z_T \cdot \sinh \Gamma \cdot l}{Z_T \cdot \cosh \Gamma \cdot l + Z_R \cdot \sinh \Gamma \cdot l} \quad (3-21)$$

(C) 缓冲瓶输入阻抗及脉动压力

将按式(3—4)计算出的 $[A]$ 矩阵各元素及按式(3—21)计算出的 Z_s 代入式(3—5), 即可算出带有负载 Z_s 的缓冲瓶的输入阻抗 Z_i , 并写为 $Z_i = Z_{iR} + jZ_{iI}$ 。

在压力脉动研究中, 我们关心的是脉动的幅值。在单一频率的正弦信号输入的情况下, 其相位没有考虑的必要。

若已知从输入端输入的交变流量为 Q_i , 则输入端脉动压力的模应为:

$$P_{iM} = Z_{iM} \cdot Q_i$$

式中 $Z_{iM} = \sqrt{Z_{iR}^2 + Z_{iI}^2}$ ——输入阻抗的模

为了方便起见, 我们令 Q_i 表示脉动流量双幅值, 则 P_{iM} 亦表示脉动压力双幅值。

(D) 输出端脉动压力

输出端脉动压力 P_s 即相当于缓冲瓶出口 (或系统入口) 的脉动压力。

由线性电路理论可知, 四端网络输入与输出端各电量的复振幅之比称为传输系数。若已知四端网络的 $[A]$ 矩阵和输出端上的阻抗 Z_s , 则电压传输系数为⁽⁶⁾:

$$K_P = \frac{P_s}{P_i} = \frac{1}{A_{11} + A_{12} \frac{1}{Z_s}} \quad (3-22)$$

K_P 的模代表四端网络的幅频特性, 其幅角代表相频特性。在这里我们只需计算其模, 以 K_{PM} 代表之。所以, 欲求的输出端脉动压力幅值为:

$$P_{SM} = K_{PM} \cdot P_{iM} \quad (3-23)$$

(E) 缓冲瓶的效能

为了判定缓冲瓶在某一特定负载系统中装用后的效果, 我们定义衰减系数 K 如下:

$$K = 20 \log \frac{P_{SM}}{P_{ISM}} \quad (3-24)$$

式中 P_{ISM} 为不装缓冲瓶时负载系统入口脉动压力。

P_{SM} 为装有缓冲瓶时负载系统入口脉动压力。

仿照电工学的规定, K 的单位为分贝。

按照 P_{ISM} 的定义, 即是将负载系统直接接到泵出口时的脉动压力, 即

$$P_{ISM} = Z_{ISM} \cdot Q_I \quad (3-25)$$

(3) 计算程序

从以上的数学模型可看出, 参数多为复数, 且关系式多为隐函数, 计算很复杂, 必须借助于电子计算机。

图3-3为计算程序流程图。笔者用ALGOL-60语言编写了源程序。

本程序有以下特点:

①采用变界数组循环语句输入 Q_A , ξ_c , l 及 N 四个参数, 用控制台变量给定 β , V , V_R 等参数。通用性强。便于分别研究各参数变化的影响。只需改变 N 数组的上界就可以计算任何的转速范围。

②一次计算同时算出端腔、节流、闭端管三种负载时的各点脉动压力或阻抗值, 便于分析比较。

③能自动求出计算转速范围内脉动压力或阻抗的极大值及对应的转速。

(4) 计算结果分析

利用上述程序进行了大量计算, 以研究各参数的影响。计算用的参数, 如缓冲瓶的几何参数, 油液的物理参数等, 尽量与笔者进行过的试验一致。

图3-4至3-8为一组典型计算结果。除图上注明者外, 计算参数如下:

缓冲瓶: $D = 1.8\text{cm}$, $V = 50\text{cm}^3$, $l_b = 2\text{cm}$,

$$\xi_c = 3.92, Q_A = 2$$

油液参数: $\rho = 0.83 \times 10^{-6} \text{kgf} \cdot \text{sec}^2 / \text{cm}^4$

$$\gamma = 0.1 \text{cm}^2 / \text{sec}, \beta = 15000 \text{kgf} / \text{cm}^2$$

负载参数: $l = 60\text{cm}$, $V_R = 500\text{cm}^3$

$$F = 1.327 \text{cm}^2$$

图3-4至3-6为同一参数下, 三种不同负载下的输入阻抗——油泵转速关系曲线。图3-7系与图3-4同样负载条件下, 不同的瓶腔容积 V 的输入阻抗曲线。图3-8为与图3-4相同条件下液压泵出口及系统入口的理论压力脉动值。

从此两图可以看出, 其变化规律一致, 只须重点研究输入阻抗的变化即可。

在以上这些曲线图中, Z_{IM} 及 Z_{SM} 分别代表装有缓冲瓶时瓶进口与系统进口的阻抗, Z_{ISM} 代表不装缓冲瓶时系统进口阻抗, 故可对比缓冲瓶的效果。

图3-9为试验实测示波曲线之一例。其中(a)为未装缓冲瓶时泵口压力脉动示波记录。(b)为同一装置中, 泵口加装图4-1所示缓冲瓶后的压力脉动示波记录。由于此试验是为解决某机液压系统压力脉动问题而进行的, 其负载系统极为复杂, 与简化的

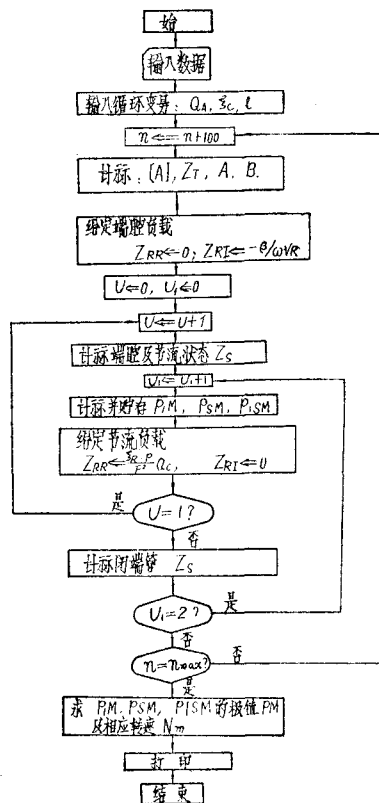


图3-3 计算程序流程图

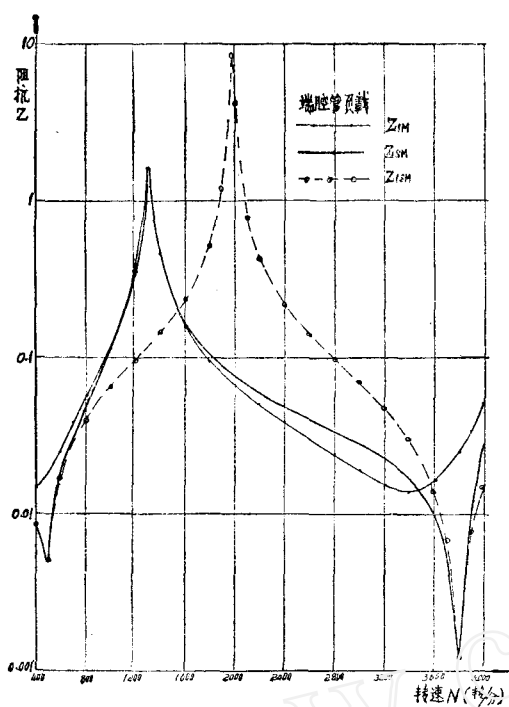


图 2—4 计算结果示例 (1)

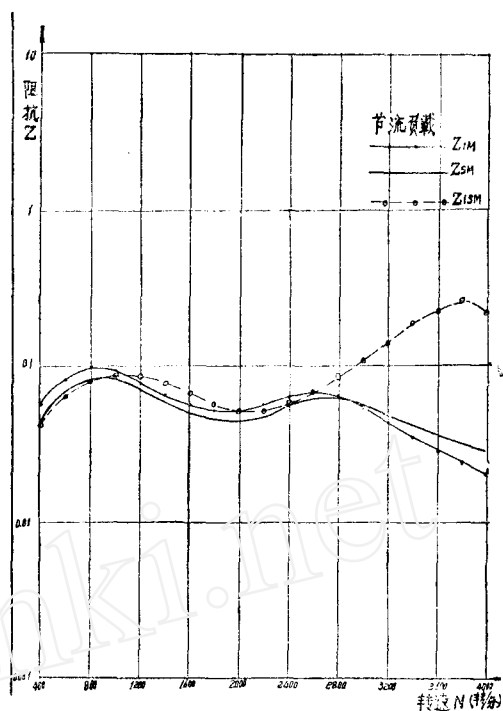


图 3—5 计算结果示例 (2)

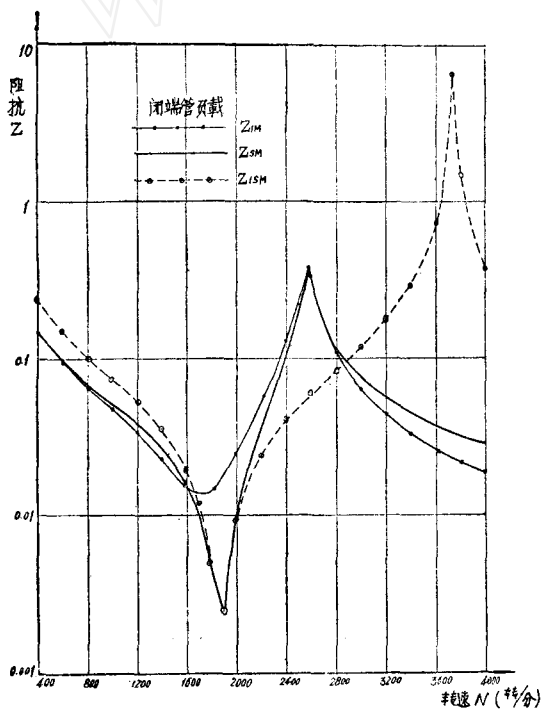


图 3—6 计算结果示例 (3)

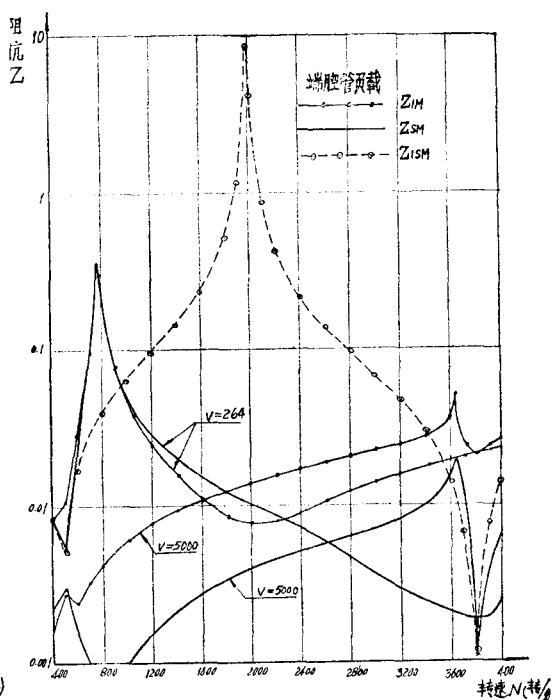


图 3—7 计算结果示例 (4)

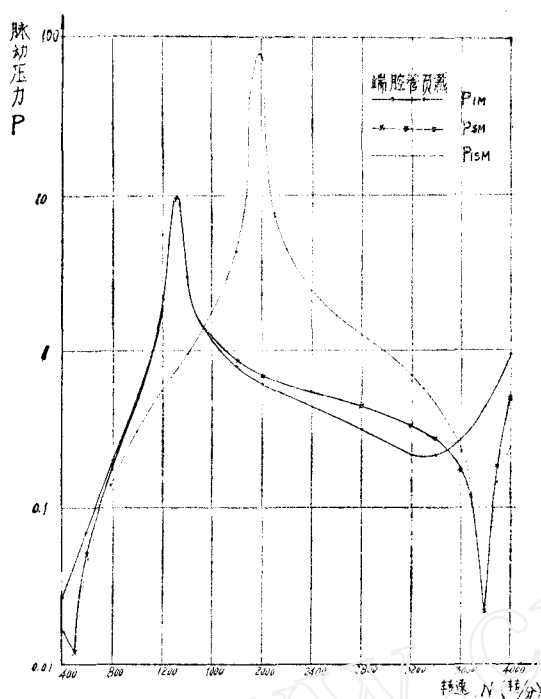


图 5-3 计算结果示例 (5)

典型计算状态缺乏一致的对比较基础, 所以不能作为计算的定量验证性试验。但是, 由于笔者针对缓冲瓶的各种不同参数及负载情况作了大量的试验工作, 至少可以从一般规律上为上述计算方法作定性的验证分析。对计算结果综合分析如下:

① 计算结果与实验结果在以下几个主要方面, 两者基本一致:

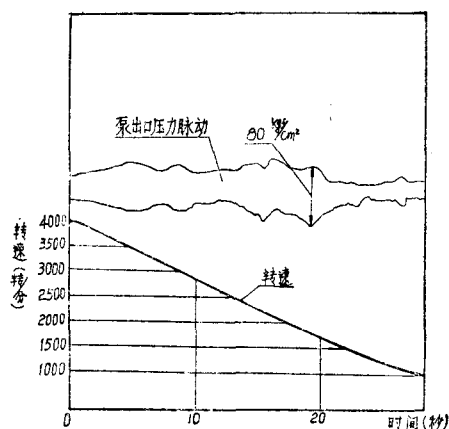
(a) 在泵的整个工作转速范围内, 缓冲瓶效果显著。在同一负载条件下, 装缓冲瓶比不装瓶阻抗一般都降低数倍到十数倍 (脉动压力的衰减情况亦同)。

(b) 计算及试验均表明, 对缓冲瓶效果影响显著的是 V , l , d , (即容积, 颈长, 颈直径) 三个参数, 瓶的形状及壁厚等影响极小。

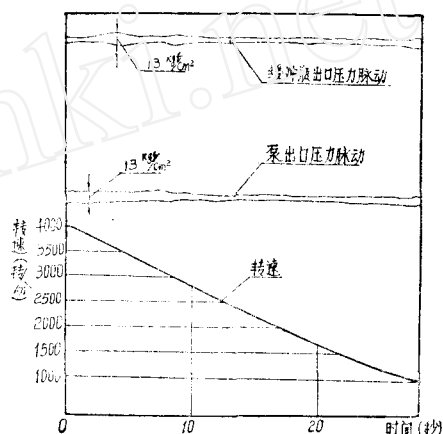
(c) 脉动幅值与频率及负载有密切关系。

② 为了对比稳态层流与非稳态层流理论何者更符合实际, 用两种理论进行了计算。与试验结果比较表明, 非稳态层流用于脉动研究较为符合实际。因为用稳态层流理论计算时, 脉动压力峰值处的值可大于非稳态层流理论的十数倍到数十倍, 形成很尖锐的峰, 这与试验情况不相符合。在非峰值的频带内, 两者相差不大。所以本文的计算都用非稳态层流理论, 并推荐使用这一理论。这一结果也与理论分析一致。理论分析表明, 在频率较高时, 稳态层流理论是不适用的^[5]。

③ 为了初步探讨缓冲瓶的品质因素 Q_A , 在 $Q_A = 1 \sim 1000$ 的范围内进行了计算对比。结果



(a)



(b)

图 3-9 试验实测示波曲线示例

表明, Q_A 值仅对脉动峰值的尖锐程度有明显影响, Q_A 愈大, 峰值愈高。但对非峰值频域区影响甚微。计算结果与试验结果对比表明, Q_A 值在 1 ~ 4 范围内较为符合实际。这表明缓冲瓶作为谐振回路其品质因素是很低的。同时也说明在谐振频率附近波动能量大量热耗, 衰减脉动的作用最强。

④从图 3—4 至 3—7 可以看出, 系统输入阻抗 Z_{SM} (P_{SM} 亦同) 一般情况接近于缓冲瓶的输入阻抗 Z_{IM} , 但当负载阻抗 Z_{ISM} 低于 Z_{IM} 时, 又接近于 Z_{ISM} 。从图 3—7 还可看出, 当 V 很大时, Z_{SM} 始终显著低于 Z_{IM} 。这些情况表明缓冲瓶衰减脉动的效果良好。

综上所述可以得出这样的结论: 本计算模型能够反映压力脉动的一般规律, 数量级也与试验相符合, 所以是基本符合实际的。它可作为分析压力脉动及指导脉动控制装置设计的理论依据。

(5) 缓冲瓶的设计

①设计原则

建立了缓冲瓶的等效电路及数学模型, 就可以从理论上探讨其设计原则和方法。

从其等效电路来看, 若忽略其阻力损失, 显然是一个低通滤波器, 如图 3—10 (a)。在通频带内, 传输信号衰减很少, 在衰减带, 内传输信号衰减很大, 其频率特性如图 3—10 (b) 所示。

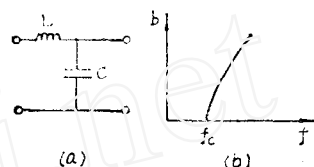


图 3—10 低通滤波器及其特性

图中纵坐标 b 为滤波器的固有衰减系数, 由四端网络理论可知, 在匹配负载的条件下, 固有衰减系数 b 正比于四端网络 (在此即滤波器) 输入端与输出端视在功率之比的对数值。所以理想的低通滤波器工作于截止频率 f_c 以下 (即工作频率 $f \leq f_c$) 时, $b = 0$, 即信号可无衰减地通过, 反之, 当 $f > f_c$ 时, b 值很大, 能量被大量衰减。

由滤波器理论知, 截止频率为:

$$f_c = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} \quad (3-26)$$

由此得到缓冲瓶设计的第一个指导原则。我们对缓冲瓶的要求是除直流成份以外能尽量衰减所有频率的脉动信号, 就是说应该设计成截止频率很低的低通滤波器, 其工作频带就很宽。

从式 (3—26) 可以看出, 若 f_c 很小, 则 L 或 C 就要很大, 显然, 增大 L 是不恰当的, 它意味着增加瓶颈的长度, 这会导致阻损的增加。只有增加 C , 缸体容积大则 C 大。

以上仅谈到缓冲瓶特性的一个方面。其特性的另一个重要方面是具有低的输入阻抗。就是说, 它能大大降低泵的负载阻抗。在以上的分析中是将液压泵作为脉动流量源看待, 其值为已知。泵的流量脉动相当于电路中的交流恒流源, 负载输入端信号电压 (即此处的压力脉动) 正比于输入阻抗。低通滤波器从输入端看去, 是一个 $L-C$ 串联回路 (暂假设负载开路), 当处于谐振频率时, 其理论阻抗为零。

$L-C$ 串联谐振回路的谐振频率为:

$$f_n = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} \quad (3-27)$$

f_n 与低通滤波器的截止频率相等。

当滤波器输出端接上负载时，若在谐振频率附近工作，负载阻抗相当于并联在一个接近于零的阻抗上，对总的输入阻抗影响很小，总输入阻抗仍然很小。

对输入阻抗的分析，我们得到另一个更为重要的设计原则，就是使其处于或接近谐振状态。设计时，使工作频率 $f=f_n$ ，并在该条件下选择 L 与 C 。从理论上说，在工作频率固定的情况下，适宜采用此方法。在保持 L 较小的条件下，与前述低截止频率法设计相比， V 可以大大减小，且工作频率愈高，容积愈小。另一方面，滤波器在谐振状态时，交变流量最大，即流体往返于瓶颈中的速度和振幅都最大，波动能量的热耗也最大，因此达到最大的衰减效果。

用液电比拟法，缓冲瓶的理想谐振频率（忽略阻力损失时）为：

$$f_n = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{l \cdot V}} \quad (3-28)$$

式中 a 为工作介质中的音速：

$$a = \sqrt{\frac{\beta}{\rho}} \quad (3-29)$$

需要指出的是，上述两个特性是同时存在的。低截止频率的低通滤波器的 C 大，其输入阻抗必然很低，这是明显的。前面分析表明，按谐振原则设计的滤波器的输入阻抗在谐振频率上，若忽略阻损，应为零。现在分析一下具有阻损的实际缓冲瓶在谐振频率附近的输入阻抗。为此，让我们按图3-2所示等效电路计算出输出端开路时的输入端阻抗 Z_{IK} 。

输出端开路即相当于负载 $Z_S \rightarrow \infty$ 时，显然，

$$Z_{IK} = Z_a + Z_b \quad (3-30)$$

图3-11为计算出的 Z_{IK} — N 曲线。所用参数除图中注明者外，同三—（4）节所列计算参数。当柱塞数为奇数（ $Z=9$ ）时，谐振频率 f_n 与对应的油泵谐振转速 N_n 之间的关系为：

$$f_n = \frac{2N_n \cdot Z}{60} \quad (3-31)$$

按式3-28及3-31计算出
的油泵谐振转速 N_n 为：

$$\begin{aligned} V = 264 \text{ cm}^3 \text{ 时,} & \quad N_n = 2015 \text{ 转/分} \\ V = 50 \text{ cm}^3 \text{ 时,} & \quad N_n = 4629 \text{ 转/分} \end{aligned}$$

计算曲线上的 Z_{IK} 极小值正对应于这两点。值得注意的是 Z_{IK} 在谐振频率附近是很平坦的。这说明在谐振频率附近较宽的频带内，输入阻抗都较低，即可用的频带很宽。显然，将谐振频率选在工作频带的中间较好。例如，图3-11中 $V=264 \text{ cm}^3$ ， $N_n=2015 \text{ 转/分}$ 的缓冲瓶，它工作于1000~4000转/分的范围内， Z_{IK} 值都较低。

所以，应该根据具体的工作条件设计。如要求在很大的转速范围内脉动都很小，而对缓冲瓶的容积和重量没有严格的限制，则可以按低截止频率的滤波器设计；如果转速变化不

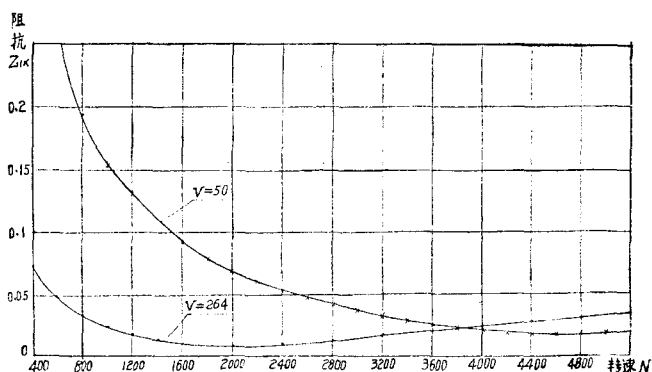


图3-11 缓冲瓶的输入阻抗

大,或空间、重量有所限制,可按谐振频率法进行设计。

设计缓冲瓶时,在满足谐振频率要求的前提下,应尽量减小 Z_b (选用较粗的瓶颈),并适当加大 Z_c (R_c)。减小 Z_b 可以降低 Z_i 和 P_i ,并减小对直流的阻损;加大 Z_c 可以降低 P_s ,但 R_c 过大会增加直流阻损,一般用如图3—1所示的转动接头形式,既便于安装,又可提供适当的 R_c 。

图3—7为在端腔管负载条件下,两种缓冲瓶的计算结果,其中 $V=264\text{cm}^3$ 的曲线是按谐振频率法设计的缓冲瓶的阻抗曲线,其谐振转速 N_n 为2015转/分。可以看出,在2015转/分上输入阻抗 Z_{iM} 最低,在转速为1000~4000转/分范围内阻抗均较低。还可看出,在大于2015转/分的转速范围内,输出端 Z_{SM} 明显低于输入端阻抗 Z_{iM} ,这是因为此转速范围为滤波器的衰减带。试验证明(见图3—9),在上述很宽的转速范围内效果均很好。图3—7中 $V=5000\text{cm}^3$ 曲线是按低截止频率滤波器法设计的缓冲瓶的阻抗曲线,其阻抗在整个转速范围内均较低。此滤波器截止频率为463Hz。从曲线可看出,在463Hz以上的频带内,输出端的 Z_{SM} 显著低于输入端阻抗 Z_{iM} ,均在衰减带内。实物试验效果良好,与理论分析一致。

②结构设计要点

(a) 根据笔者试验结果,缓冲瓶瓶体形状对其性能基本没有影响,可以视结构方便选取。一般常用球形或圆柱形。

(b) 为了减小 Z_b 并适当增加 Z_c ,应使瓶腔直对泵出口,如图3—12(a)。接向系统的转接点用三通接头或转动接头均可。如像图3—12(b)那样装置缓冲瓶,实验证明起不到应有的作用。

(c) 缓冲瓶处于高频脉动负荷下工作,应按疲劳强度要求进行设计。同时,也应注意提高缓冲瓶的安装刚度,使结构的固有频率远高于压力脉动频率,以免引起结构谐振,发生疲劳破坏。

(6) 缓冲瓶的特点

在这一节的最后,综述一下缓冲瓶的特点。用声学的观点看,缓冲瓶相当于声学元件亥姆霍兹谐振器(Helmholtz Resonator)。用声质量、声顺和声阻等参数,可以推导出与式3—28相同的谐振频率表达式。

在噪声控制中,亥姆霍兹谐振器是一种重要的吸声结构,因此可以把缓冲瓶看作是一种抗性液压消声器。但是,由于它直接装于泵出口,除了起

液压消声器作用外,还起阻抗变换器的作用,使泵的负载阻抗大大降低。因此,它能克服抗性消声器工作频带窄的弱点,在很宽的脉动频带中都具有良好的效果。

由于以上特点,仅用消声器的消声量(或称传递损失)来衡量缓冲瓶的效能是不适宜的。我们知道,在噪声控制理论中,消声量的定义是,在定压(声压)的条件下,输入与输出声能之比的对数值再乘10(单位为分贝)^[7];而缓冲瓶是在液压泵输出的一定量的流量脉动下工作。因而前者相当于电学中的恒压源系统,后者相当于恒流源系统。若用消声量的概念来衡量缓冲瓶的效能,则没有计入缓冲瓶引起的输入阻抗变化这一重要因素。本文介绍的分析方法既能反映输入阻抗的影响,又能反映波动信号传递过程中各参数的变化情况,因此是较为完善的方法。

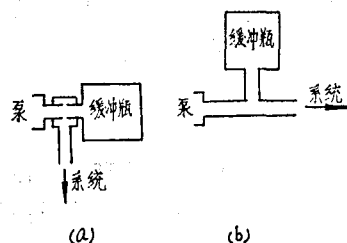


图 3—12 缓冲瓶的安装

综上所述,缓冲瓶具有衰减脉动性能优良,工作频带宽,结构简单轻巧的优点。因它必须装于泵出口,最好与泵的设计一起考虑,建议作为泵的可卸附件,用户可根据使用条件决定是否装用。

流量放大式液压微量驱动回路

广西南宁市轴承厂 祝长友

我厂轴承生产专线中,在自行设计改革的一台土自动磨床上应用了一种低速调控回路。该油路在一年多的生产使用中,经受了20多万次的工作考验,实践证明:该油路工作时性能稳定可靠,用作一般磨床的自动工作送进,不但可简化各种复杂装置,降低制造难度和成本,而且还可减小机床结构体积,使机床的维修、操作都更为方便。

该油路在本机床的实用效果有:

最小工进流量为0.0000925(升/分);

油缸最小推进速度为0.00014(mm/秒);

砂轮切入定位精度小于0.03(mm)。

一、液压微量驱动的基本回路

液压微量驱动的基本回路如图1所示。图中,油缸6在一次工作循环中,设计有四个运动速度,即快推进→慢推进→微量推进(工进)→快退。因为在这个油路系统中,微量推进回路是该系统的主工作回路,又因为主工作回路上增加有油缸10作为该回路的流量放大器,故该回路我们称为流量放大式微量驱动回路。

二、流量放大器的工作特性

分析图1可知,油缸6在作微量推进时,由于油缸6左腔的油并不直接流回油池,而是推动作为流量放大器使用的增压油缸10,使油缸10左腔的油经油路12→阀13→油路15→阀16→油路17回油池,可见油缸6在微量推进时,其低速性能不但与调速阀16的调控性能有关,而且与流量放大器的工作特性也直接有关。一般说,流量放大器在微量推进回路中主要有两大作用,一个是流量放大,另一个是压力降低。

在图2中,若令放大油缸大腔的直径为D、小腔的直径为d,则因为油缸两端油腔的流速相等,其流量关系有

$$Q_D = \frac{\pi}{4} D^2 v \quad Q_d = \frac{\pi}{4} d^2 v$$

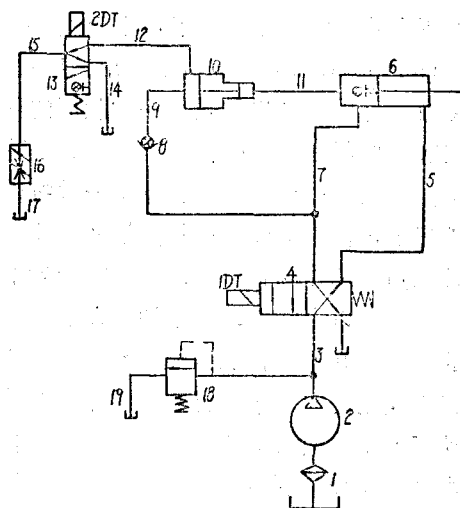


图1

液压脉动的分析与控制(下)

罗 贤 群

四、压力脉动的计算

用三——(2)节所述数学模型可以计算缓冲瓶及其简单负载系统的 Z_{LM} — N 曲线。若已知脉动流量的规律,也可算出压力脉动 P_{LM} 及 P_{SM} 。但前述模型中只涉及三种简化的典型负载的计算,这里讨论复杂的实际负载系统的计算方法。利用这种方法理论上可以计算出各种线路上任意点的压力脉动和流量脉动值。另外,若需要计入导管管壁和某些元件壳体弹性的影响,也是可以的。

1. 复杂负载系统的计算

任何一个液压负载系统,总是由管路和油滤、阀门、执行元件等组成。对于压力脉动研究来说,这些元件都可划归体积元件、节流元件、闭端管、开端管等几种。例如油缸蓄压器等可作为体积元件;节流阀、单向阀等可作为节流元件;通向关闭的或开度很小的阀门的管路可作为闭端管;通向油箱的管路可作为开端管;油滤可看作体积元件与节流元件的组合。因此可将实际系统绘成图4—1所示的脉动分析简图。

为了分析的方便,我们假设一个主管路,
(如图4—1中的1—8点),其余为支路。
并设定信号传递的方向——“假定流向”。主路与支路的选择与假定流向的设定不一定要与实际流通情况相符,它对计算结果是没有影响的。将主管路按元件的布置分为1—2, 2—3, 3—4……若干段,支路也照样分段。先从支路开始,利用已知的边界条件求出末端的阻抗,然后依次求出各段的传递矩阵,直到求得与主管路相交点的输入阻抗时为止。各支路的输入阻抗计算完毕后,最后计算主管路。先求出主管路各段的传递矩阵 M_{12} 、 M_{23} 、 M_{34} ……那么,具有几个点的主管路的总传递矩阵 M 即为其乘积:

$$M = M_{(n-1)n} \cdots M_{34} \cdot M_{23} \cdot M_{12}$$

应该注意,按矩阵的乘法规则,式中各传递矩阵的次序不能随意变动。

如用 P_1 、 Q_1 分别表示主管路始端的压力和流量脉动幅值, P_n 、 Q_n 分别表示终端的相应值,则:

$$\begin{bmatrix} P_n \\ Q_n \end{bmatrix} = M \begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (4-1)$$

将矩阵 M 写为

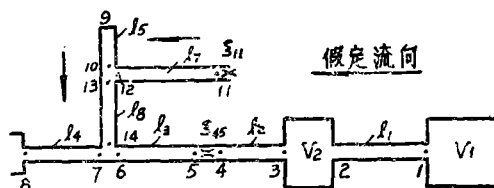


图4—1 脉动计算简图

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix}, \quad \text{代入(4-1)式, 展开得:}$$

$$\begin{cases} P_n = M_{11} \cdot P_1 + M_{12} \cdot Q_1 \\ Q_n = M_{21} \cdot P_1 + M_{22} \cdot Q_1 \end{cases} \quad (4-2)$$

由已知的边界条件可以求出始端 1 点的阻抗:

$$Z_1 = \frac{P_1}{Q_1}$$

$$\text{即 } P_1 = Z_1 Q_1 \quad (4-3)$$

将式(4-3)代入式(4-2):

$$\begin{cases} P_n = (M_{11} \cdot Z_1 + M_{12}) Q_1 \\ Q_n = (M_{21} \cdot Z_1 + M_{22}) Q_1 \end{cases} \quad (4-4)$$

终端 n 点的输入阻抗为:

$$Z_n = \frac{P_n}{Q_n} = \frac{M_{11} \cdot Z_1 + M_{12}}{M_{21} \cdot Z_1 + M_{22}} \quad (4-5)$$

Q_n 为已知的输入信号(即泵的流量脉动), 由式(4-5)求出 Z_n 后, 即可求出 P_n 。

此 Z_n 正是我们要求的负载系统输入阻抗。(即图 3-2 中的 Z_s)。

在求出 P_n 、 Q_n 后, 若要求系统中任意点第 i 点的参数 P_i 、 Q_i , 可先求出已知矩阵 M 的逆矩阵 M^{-1} , 然后用下两式:

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = M^{-1} \begin{bmatrix} P_n \\ Q_n \end{bmatrix} \quad (4-6)$$

$$\begin{bmatrix} P_i \\ Q_i \end{bmatrix} = M_{(i-1)i} \cdots M_{34} \cdot M_{23} \cdot M_{12} \begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (4-7)$$

(1) 元件的传递矩阵

为了计算各段的传递矩阵, 要找出各典型元件及导管的传递矩阵。为省篇幅, 下面仅写出结果^{[8][9]}, 推导过程见附录 2。

① 传输管路(图 4-2(a))

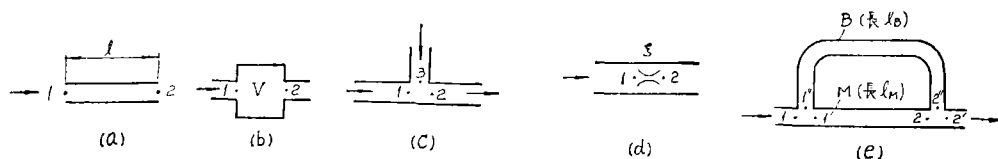


图 4-2 典型元件计算简图

用分布参数法求出的传输管路传递矩阵如下^[6], 设流向为由 1 点到 2 点, 则:

$$\begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \Gamma \cdot l & -Z_T \cdot \sinh \Gamma \cdot l \\ -\frac{1}{Z_T} \sinh \Gamma \cdot l & \cosh \Gamma \cdot l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix}$$

所以, 导管 1—2 点间的传递矩阵 M_p 为:

$$M_p = \begin{bmatrix} \cosh \Gamma \cdot l & -Z_T \cdot \sinh \Gamma \cdot l \\ -\frac{1}{Z_T} \sinh \Gamma \cdot l & \cosh \Gamma \cdot l \end{bmatrix} \quad (4-8)$$

②体积元件(图4-2(b))

设体积元件的容积为V, 1-2点间的传递矩阵 M_v 为:

$$M_v = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{jV\omega}{\beta} & 1 \end{bmatrix} \quad (4-9)$$

③支路(图4-2(c))

若已知3点的输入阻抗为 Z_3 , 则1-2点间的传递矩阵 M_T 为:

$$M_T = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{Z_3} & 1 \end{bmatrix} \quad (4-10)$$

④节流元件(图4-2(d))

若已知节流元件局部阻力系数为 ξ , 平均流量为 \bar{Q} , 则按线性化处理后的液阻R为:

$$R = \frac{\xi \cdot \rho}{F^2} \cdot \bar{Q} \quad (F \text{——导管横截面积})$$

则1-2点间的传递矩阵 M_0 为:

$$M_0 = \begin{bmatrix} 1 & -R \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4-11)$$

⑤并联管路(图4-2(e))

若已知主管路M的传递矩阵 M :

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \Gamma \cdot l_M & -Z_{TM} \cdot \sinh \Gamma \cdot l_M \\ -\frac{1}{Z_{TM}} \sinh \Gamma \cdot l_M & \cosh \Gamma \cdot l_M \end{bmatrix}$$

支路B的传递矩阵B:

$$B = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \Gamma \cdot l_B & -Z_{TB} \cdot \sinh \Gamma \cdot l_B \\ -\frac{1}{Z_{TB}} \sinh \Gamma \cdot l_B & \cosh \Gamma \cdot l_B \end{bmatrix}$$

则1-2'间的传递矩阵 M_L 为:

$$M_L = \begin{bmatrix} M_{11} + M_{12} \cdot C_{P1} & M_{12} \cdot C_{Q1} \\ C_{P2} + C_{P1} \cdot C_{22} & C_{Q1} \cdot C_{Q2} \end{bmatrix} \quad (4-12)$$

(Z_{TM} 、 Z_{TB} 分别为主路和支路的特性阻抗)

$$\text{式中: } C_{P1} = \frac{B_{11} - M_{11}}{B_{12} + M_{12}} \quad C_{Q1} = \frac{B_{12}}{B_{12} + M_{12}}$$

$$C_{P2} = M_{21} + \frac{B_{22}}{B_{12}} (M_{11} - B_{11}) \quad C_{Q2} = M_{22} + \frac{B_{22}}{B_{12}} \cdot M_{12}$$

(2) 计算示例

现在让我们来求图 4-1 的输入阻抗。

设各段导管管长为 l_1, l_2, \dots, l_8 ，相应横截面积为 F_1, F_2, \dots, F_8 ，相应特性阻抗为 $Z_{T1}, Z_{T2}, \dots, Z_{T8}$ 。

先由支路端点 11 算起。点 11 在节流元件前，其阻抗为：

$$Z_{11} = \frac{\xi_{11} \cdot \rho}{F_7^2} \overline{Q}$$

按式 (3-21)， Z_{11} 作为传输管 l_7 端部的负载阻抗，可求出 12 点的输入阻抗：

$$Z_{12} = Z_{T7} \frac{Z_{11} \cdot \cosh \Gamma \cdot l_7 + Z_{T7} \cdot \sinh \Gamma \cdot l_7}{Z_{T7} \cdot \sinh \Gamma \cdot l_7 + Z_{11} \cdot \sinh \Gamma \cdot l_7}$$

l_6 作为闭端管，即 $Z_R \rightarrow \infty$ ，将式 (3-21) 分子分母同除 Z_{T6} ，再整理之，可求得 10 点的输入阻抗：

$$Z_{10} = Z_{T6} \frac{\cosh A \cdot \cos B + j \sinh A \cdot \sin B}{\sinh A \cdot \cos B + j \cosh A \cdot \sin B}$$

式中 A, B 按式 (3-17) 计算。

点 10—13 间的传递矩阵可以写出，按式 (4-10)，

$$M_{T(10-13)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{Z_{12}} & 1 \end{bmatrix}$$

点 13—14 间的传递矩阵可按式 (4-8) 写出：

$$M_{P(13-14)} = \begin{bmatrix} \cosh \Gamma \cdot l_8 & -Z_T \cdot \sinh \Gamma \cdot l_8 \\ -\frac{1}{Z_{T3}} \sinh \Gamma \cdot l_8 & \cosh \Gamma \cdot l_8 \end{bmatrix}$$

现在可写出 10—14 点间的传递矩阵： $M_{(10-14)} = M_{P(13-14)} \cdot M_{T(10-13)}$

将 $M_{(10-14)}$ 写为：

$$M_{(10-14)} = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix}$$

由式 (4-5) 可写出点 14 的输入阻抗，

$$Z_{14} = \frac{M_{11} \cdot Z_{10} + M_{12}}{M_{21} \cdot Z_{10} + M_{22}}$$

再求主管路 1—8 的传递矩阵。

端部容腔 V_1 ，按式 (4-9)，可写出：

$$\begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{jV\omega}{\beta} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix}$$

$$\text{即: } \begin{cases} P_2 = P_1 \\ Q_2 = -\frac{jV\omega}{\beta} P_1 + Q_1 \end{cases}$$

$$\text{令 } Q_2 = 0, \text{ 得 } Q_1 = -\frac{jV\omega}{\beta}P_1$$

$$\text{即 } Z_1 = \frac{P_1}{Q_1} = \frac{-\beta}{jV\omega}$$

点 1—8 间各段的传递矩阵可分别按式 (4—8)、(4—9)、(4—10)、(4—11) 求出, 此处省略。将各段传递矩阵依次相乘, 即求出 1—8 点间的总传递矩阵 M_{1-8} , 将 M_{1-8} 写为:

$$M_{1-8} = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix}$$

用式 (4—5), 即可求出点 8 处的输入阻抗:

$$Z_8 = \frac{M_{11} \cdot Z_1 + M_{12}}{M_{21} \cdot Z_1 + M_{22}}$$

用式 (4—6) 及 (4—7) 可求出系统中任一点的参数 P_i 、 Q_i 。

2. 导管及元件弹性的影响

在分析及粗略估算系统阻抗特性时, 可以不必考虑导管及元件弹性的影响。但是, 在需要较精确地验证计算或负载系统中具有弹性较大的元件时, 则应计入导管或元件的弹性影响。

导管及元件壁的弹性可视为液容的一部份, 与油液液容是并联关系, 可称之为当量液容。

若导管的壁厚为 t , 外径为 D , 材料弹性模数为 E , 按薄壁圆筒计算, 其当量容积模量 β_p 为:

$$\beta_p = \frac{t \cdot E}{D} \quad (4-13)$$

则导管及油液的合成有效容积模量 β_e 为:

$$\beta_e = \frac{\beta \cdot \beta_p}{\beta + \beta_p} \quad (4-14)$$

(β ——油液的容积模量)

对于其他元件, 例如软管、油滤、油缸等, 都可根据材料力学中有关的应变公式或实测数据找出其当量容积模量, 此处不一一列举。

3. 几点说明

关于脉动的计算, 最后需要说明几点。

①此计算是以计算输入阻抗为基点, 并假设脉动流量为已知的单频正弦波。对非正弦波来说, 可以用第一节所述方法, 即用近似的正弦波代替, 或用富里哀级数分解为若干正弦波进行计算, 然后按相位叠加。

②从理论上说, 用本文提供的方法, 可以计算任意复杂的管系各点的参数。但在实际问题中, 往往不必计算很大的范围。例如, 试验表明, 若泵输出管上装有油滤, 在油滤之后的管中压力脉动值已经小到不足为虑了, 则油滤之后的管系可以大为简化, 甚至舍去。

③本计算只考虑了入射波, 未考虑反射波及其造成的驻波的影响。驻波是反射波与入射波叠加形成的, 在典型的端部条件及理想情况下, 驻波的影响是不能忽视的。但笔者进行的试验表明, 一般情况下仍然是泵出口压力脉动最大, 这说明在复杂的实际管系中驻波现象并

不如理论分析的那样明显。分析其原因有两方面,一是高频脉动信号在液压系统中衰减较大,因而反射波能量不大;二是实际管系中各支路及元件反射波很复杂,相位参差不齐,不易形成有规律的驻波。对于驻波的计算,简单管系,如闭端管、端腔管或其简单的组合,是不困难的,可参考有关文献⁽²⁾⁽⁴⁾⁽⁶⁾,此处不赘述。在复杂管系中,反射波极其复杂,难于分析计算。但是由于(b)点所述原因,实际计算管系范围不必很大,往往可以简化成简单的管路再进行计算。

本文的分析表明,液电比拟法(利用电路理论的四端网络及高频长线理论)是研究液压脉动的有效方法。虽然国内外的研究者曾指出,液电比拟目前尚未发展到完善的程度,在定量方面与实验的一致性还不能令人十分满意,但它能够基本上反映事物的本质。对液压系统的动态分析,包括脉动控制起到理论指导作用,这一点是没有疑义的。本文的分析再次说明了这一点。

参考文献

1. 曾祥荣等编译,《容积式液力传动》,中国工业出版社,1962年。
2. Stanley J. Skaistis, «Hydraulic Fluidborne Noise Mechanics». SAE. 751179.
3. «Design of Piping Systems», Chapter 9, The M. W. Kellogg Company 1956.
4. Joseph M. Kirshner/Silas Katz, «Design Theory of Fluidic Components» Academic Press, New York, San Francisco. London. 1975.
5. T. Ichikawa, K. Yamaguchi, «Oil Hammer and Transient Response in Oil Pipeline» «Proceedings of 1st International Conference On Pressure Surges» Canterbury England. 1972.
6. ГИ. 阿塔别柯夫著,江泽佳译《线性电路理论》上册。人民教育出版社,1964年。
7. 方丹群编著,《空气动力性噪声与消声器》,科学出版社,1978年。
8. 酒井敏之,佐伯庄吾等,“往复式压缩机管道系统脉动的研究”(报告1:复杂管系固有频率的计算),《压缩机压力波动与管道振动》,科学技术文献出版社重庆分社,1978年。
9. 徐德生编著,“液压传输线理论”,二机部六一一研究所。

溢流阀启闭特性的测试方法

广州机床研究所 姚永钜 龙熙民

新产品与国外样机进行性能比较,要在同一试验台、使用相同的测试方法和手段(相同条件)是非常重要的。而正确的测试方法和合理搭配仪器则往往是十分关键,正确合理与否影响数据或曲线的真实性和可靠程度。我们在新产品和西德Rexroth公司DB型10通径先导式溢流阀样机作启闭特性性能试验时,测试上进行了一些尝试和探讨,最后采用如图1所示的方法将压力和流量通过转换二次仪表放大,经函数记录仪直接绘出曲线。试验结果表明数据