

中国机械工程学会 第一届全国机械传动专业学术会议 论文选

第三分册 液压和液力传动

中国机械工程学会机械传动专业学会编



机械工业出版社

中国机械工程学会
第一届全国机械传动年会論文选集

第三分册 液压和液力传动

中国机械工程学会机械传动专业学会編



机械工业出版社

中国机械工程学会
第一届全国机械传动年会论文选集
第三分册 液压和液力传动
中国机械工程学会机械传动专业学会编

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外南礼士路北口)
(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·各地新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ ·印张 $6 \frac{8}{16}$ ·字数 148 千字
1966 年 5 月北京第一版·1966 年 5 月北京第一次印刷
印数 0,001—3,900·定价(科六) 0.85 元

*

统一书号: 15033·3744

編 者 的 話

中国机械工程学会于一九六三年十二月二十日至二十七日，在太原市召开了中国机械工程学会机械傳动专业学会成立大会暨第一届全国机械傳动年会。

本届年会收到了各省市、自治区机械工程学会选送的学术論文共二百二十三篇。其中一般齿輪傳动方面的八十九篇；机构学和行星輪系方面的四十三篇；液压和液力傳动方面的四十篇；圓弧齿輪方面的三十二篇；其他方面的十九篇。

由于篇幅所限，本論文集仅刊登由本届年会評选出的論文。本論文集共分三册出版，第一分册为齿輪傳动，包括十一篇論文；第二分册为机构和行星輪系，包括十二篇論文；第三分册为液压和液力傳动，包括七篇論文。在每个分册的附录里，列出了各相应专题的本届年会所收到的全部論文目录。

本論文集的論文中，有些是生产中技术經驗的总结，有些是有理論分析并經实验验证的研究成果，也有些仅是理論推导和分析的論文。我們希望通过年会的学术交流和本論文集的刊印，对于今后的机械傳动科学研究和生产技术水平的提高能有所帮助。而且希望在今后学会的活动中，前两种論文的比重将会有所增加。

本論文集中所有論文均系作者本人的見解，不代表学会的意見。学会欢迎讀者对本論文集提出批評和建議，意見請寄至：北京第一机械工业部机械科学研究院轉中国机械工程学会机械傳动专业学会秘书处。

中国机械工程学会机械傳动专业学会

目 次

編者的話

机床液压随动系統的稳定性·····	胡庆超 刘恩滄 (1)
滑閥力特性的測定和探討·····	李培滋 (19)
对单級第 I 型非可透变扭器的各种特性参数的理論分析·····	陈大瀛 陶曾魯 (28)
程序控制机床中两級液压放大器靜态特性的研究·····	史維祥 乐鎮威 (39)
双作用滑片式液压泵基本理論的分析·····	曾祥荣 (58)
机床液压傳动系統油发热原因及其消除方法·····	史紀定 (69)
单級液力变扭器的設計計算方法·····	黃 珂 刘鴻栋 (85)
附 录 第一届全国机械傳动年会液压和液力傳动部分論文目录索引·····	(98)

机床液压随动系统的稳定性

胡庆超 刘恩滄

本文推导了机床上所用液压随动系统的传递函数，作出了系统各因素的一般计算公式，并举例计算了对数幅相特性，最后用实验验证了计算结果。

着重在理论分析及实验基础上考虑了一般情况下库仑摩擦对稳定性的影响。

较仔细的阐明了在做开环液压随动系统频率特性实验时所应注意的问题，及用对数幅相判据判别液压随动系统稳定性的通俗理解。

最后指出了用计算定性，实验定量来判别稳定性是目前发展水平上所应采取的正确方法。

近年来在机床自动化中已经使用了多种形式的液压随动系统，在车床上使用的液压仿形刀架已能稳定的制造。在设计这些液压随动系统时，为了获得较高的稳定性，一般还是通过实验。为了能通过理论计算，选得系统最合理的参数，保证系统的稳定性，不少人已经在这方面做了很多工作，也得到了一些理论计算公式。不过实验表明，它们的计算结果与实际情况有一定出入，而且在参数变化范围较大时出入较大。因此不宜用来计算液压随动系统的稳定性。

液压随动系统的动态稳定性较难准确的计算，这主要是由于：

1. 系统所要考虑的参数很多；
2. 系统许多参数之间的关系是非线性的，用线性化方法只能在较小范围内获得可靠的稳定性，在较大范围计算的误差较大；
3. 摩擦力对系统在振荡过程中的影响研究得还不够。

本文目的在于更仔细地考虑各参数对稳定性的影响，并用频率法来判别系统的稳定性，这种方法可以通过实验来校验系统动态特性方程式的准确性，使计算结果与实验比较接近。同时通过此方法可以进一步由系统逻辑图较容易地作出其传递函数，以判别较复杂系统的稳定性。

(一) 动态稳定性计算公式

如图1所示为一双边触阀控制之差动油缸系统。计算采用捷克Zeleny所提流量公式

$$Q = \mu d \Delta p (A + \delta_0 + \delta)^2 \quad (1)$$

式中 Q ——流量，厘米³/秒；

Δp ——压力降，公斤/厘米²；

δ_0 ——隙缝预先开启量，厘米；

δ ——滑阀位移量，厘米；

A ——滑阀由零开口移动到流量接近于零时之负开口量， $A = 0.004$ 厘米；

μ ——流量系数， $\mu = 4.4 \times 10^{-1}$ ，厘米²/公斤·秒。

在稳定性计算中，应该将(1)式线性化，否则流量与滑阀位移量的非线性关系会使

计算困难。今求流量在 $\delta = 0$ 时的线性化公式，以计算系统在 $\delta = 0$ 附近微小区域内之稳定性。为计算简便，先令 $\delta_0 = 0$ ，以后再将 δ_0 加入 A 中，即令 $A = A + \delta_0$ ， $Q = f(\Delta p, \delta)$ 。

展开成泰勒级数：

$$Q = (Q)_0 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \delta}\right)_0 \delta + \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta p}\right)_0 \Delta p + \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 Q}{\partial \delta^2}\right)_0 \delta^2 + \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 Q}{\partial \Delta p^2}\right)_0 \Delta p^2 + \dots$$

起始条件为 $\delta = 0$ ，且为求 Δp 为一定值时之流量线性化方程式，故 $\Delta p = \text{常数}$ ，即上式中第三项为 0，再略去二次以上各项，得

$$\begin{aligned} Q &= \mu d \Delta p A^2 + 2\mu d \Delta p A(\delta) + 0 + \dots \\ &= 2\mu d \Delta p A \left(-\frac{A}{2} + \delta\right) \end{aligned}$$

式(1)在 $\delta = 0$ 时的线性化公式，也可直接求曲线在 $\delta = 0$ 点之切线公式(图2)[13]，再加入 δ_0 。

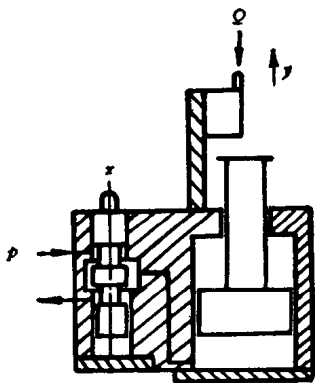


图 1

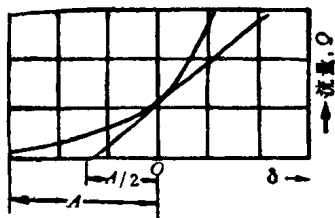


图 2

$$Q = 2\mu d \Delta p (A + \delta_0) \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} + \delta\right)$$

由图1，通过各控制边流量为

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= 2\mu d (p - p_1) (A + \delta_0) \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} - \delta\right) \\ q_2 &= 2\mu d p_1 (A + \delta_0) \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} + \delta\right) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

运动方程式为

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} = V = \frac{k}{F_1} \frac{dp_1}{dt} + \frac{2\mu d (A + \delta_0)}{F_1} \left[p_1 \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} + \delta\right) \right. \\ \left. - (p - p_1) \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} - \delta\right) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

式中 y ——油缸等执行运动部件的坐标；

k ——系统总弹性系数， $k = \frac{F_1 H}{2E_0}$ ；

F_1 ——油缸大腔面积；

H ——油缸行程（应包括油缸法兰盖及活塞凸缘所形成的充油长度）；

E_0 ——油的弹性模数。

在油缸二端面积比为 1:2 时，由力平衡方程式得

$$p_1 = \frac{1}{2} p - \frac{P}{F_1}$$

式中 P ——油缸移动时的油压推力。

将 p_1 代入 (3) 式得

$$\begin{aligned} V = \frac{dy}{dt} &= \frac{k}{F_1} \frac{dp_1}{dt} + \frac{2\mu d(A+\delta_0)}{F_1} \left[\left(-\frac{1}{2} p - \frac{P}{F_1} \right) \left(\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} + \delta \right) \right. \\ &\quad \left. - \left(p - \frac{1}{2} p + \frac{P}{F_1} \right) \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} - \delta \right) \right] \\ V &= \frac{k}{F_1} \frac{dp_1}{dt} + \frac{2\mu d(A+\delta_0)}{F_1} \left[\delta p - \frac{2P}{F_1} \left(\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} \right) \right] \end{aligned} \quad (4)$$

将 (4) 式对 δ 微分, 得系统的速度放大系数为

$$C_0 = \frac{dV}{d\delta}|_{\delta=0} = \frac{2\mu d(A+\delta_0)p}{F_1}$$

C_0 表示系数在稳态运动时不考虑摩擦力的速度放大系数。

在动态时油压缩引起之压力变化等于油缸推力 P 的变化被油缸面积除, 故得

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{1}{F_1} \frac{dP}{dt} \quad \text{所以} \quad \frac{k}{F_1} \frac{dp_1}{dt} = -\frac{k}{F_1^2} \frac{dP}{dt}$$

在动态时, 由式 (4)

$$\begin{aligned} V &= \frac{dy}{dt} = -\frac{k}{F_1^2} \frac{dP}{dt} + C_0 \delta - \frac{2C_0 P}{pF_1} \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} \right) \\ P &= \frac{pF_1}{2 \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} \right)} \delta - \frac{pF_1}{2 \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} \right) C_0} \frac{dy}{dt} - \frac{kP}{2F_1 C_0 \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} \right)} \frac{dP}{dt} \end{aligned} \quad (5)$$

执行运动部件的力平衡方程式为:

$$P = M_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + R \quad (6)$$

式中 M_1 ——移动部件质量, 公斤·秒²/厘米;

R ——负载, 公斤。

计算系统自振情况时 $R = 0$, 则

$$\frac{dP}{dt} = M_1 \frac{d^3 y}{dt^3}$$

以 $\frac{dP}{dt}$ 代入 (6) 式, 得

$$P = \frac{pF_1}{2 \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} \right)} \delta - \frac{pF_1}{2 \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} \right) C_0} \frac{dy}{dt} - \frac{k p M_1}{2 F_1 \left(-\frac{A}{2} + \frac{\delta_0}{2} \right) C_0} \frac{d^3 y}{dt^3} = M_1 \frac{d^2 y}{dt^2}$$

令 $E = \frac{pF_1}{A+\delta_0}$ ——刚度系数;

$D = \frac{F_1 p}{(A+\delta_0)C_0} = \frac{E}{C_0}$ ——内阻尼系数;

$L = \frac{k p M_1}{F_1 C_0 (A+\delta_0)} = \frac{M_1 k D}{F_1^2}$ 。

内阻尼表示油缸振动过程中有一部分油要由触阀控制边排出, 因而受到控制边的节流阻尼。速度放大系数 C_0 越大, 内阻尼越小; 刚度系数越大, 内阻尼越大; 流量系数 μ 越小, 内阻尼越大。最后得

$$E\delta = L \frac{d^3 y}{dt^3} + M_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + D \frac{dy}{dt} \quad (7)$$

式 (7) 表示一液压仿形刀架开环系统中输入 δ 与输出 y 之间的关系。由系统逻辑图 (图 3) 不难求出系统的传递函数。由于本系统较简单, 可直接由 (7) 式得出系统的传递函数如下:

误差与输出函数 $\delta(t)$ 与 $y(t)$ 为

$$\delta(t) = \delta$$

系统输出函数 $y(t) = \frac{L}{D} \frac{d^3 y}{dt^3} + \frac{M_1}{D} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{dy}{dt}$

开环系统的传递函数

$$K(s) = \frac{y(s)}{\delta(s)} = \frac{C_0}{s \left(\frac{L}{D} s^2 + \frac{M_1}{D} s + 1 \right)} = \frac{C_0}{s(T^2 s^2 + 2T\xi s + 1)}$$

其中 $s = \frac{d}{dt}$

上式表示此液压仿形刀架为一放大环节 C_0 、一积分环节 $\frac{1}{s}$ 与一振荡环节 $\frac{1}{T^2 s^2 + 2T\xi s + 1}$ 组成的系统，其中

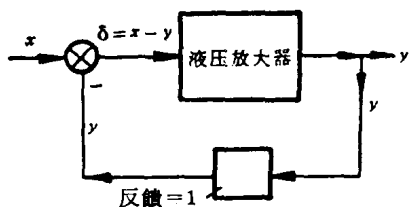


图 3

$$T = \sqrt{\frac{L}{D}} = \sqrt{\frac{kM_1}{F_1}} \text{ 秒}$$

$$\xi = \frac{M_1}{2DT} = \frac{F_1}{D} \sqrt{\frac{M_1}{4k}}$$

T ——时间常数；

ξ ——相对阻尼系数（无单位）。

系统的自振频率 $\omega_a = \frac{1}{T}$ 弧度/秒

时间常数 T 越小，则自振频率越大，对系统的稳定性越有利。

（二）摩擦力对系统稳定性的影响

一）液压随动系统的摩擦力包括导轨与溜板，油封间的摩擦力，以及触阀到油缸一段管路中的摩擦阻力，后者可以计算，前者较难计算。目前对摩擦力的看法有下列几种：

1）认为机床滑动副的摩擦一般处在摩擦力下降特性区，即为半干摩擦，摩擦力 f 随速度增大而减小，如图 4 所示。

此时力平衡方程式（6）可写为

$$P = M_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + \beta \frac{dy}{dt} + R + f_0 \quad (8)$$

式中 β ——摩擦力下降系数；

f —— $\beta V + f_0$ = 摩擦力。

在摩擦力下降特性区， V 越大 f 越小，故 β 为负值， $\beta < 0$ 。

将 P 代入（5）式，在稳态运动，无外力时 $M_1 \frac{d^2 y}{dt^2} = 0$ ， $R = 0$ ， $\frac{k}{F_1} \frac{dp_1}{dt} = 0$ ，则

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} = V &= -\frac{2\mu d(A + \delta_0)}{F_1} \left[\delta p - \frac{A + \delta_0}{F_1} \left(f_0 + \beta \frac{dy}{dt} \right) \right] \\ &= C_0 \delta - \frac{C_0}{E} f_0 - \frac{C_0}{E} \beta V = C_0 \delta - \frac{f_0}{D} - \frac{\beta V}{D} \\ \left(1 + \frac{\beta}{D} \right) V &= C_0 \delta - \frac{f_0}{D} \end{aligned}$$

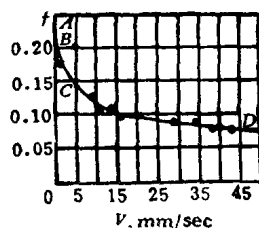


图 4

在考虑摩擦力时的速度放大系数

$$C = \frac{dV}{d\delta_{P=t_0+\beta V}} = \frac{C_0}{1 + \frac{\beta}{D}} \quad (9)$$

一般 $\beta < 0$ 故 $C > C_0$ ，即摩擦力在下降特性区的速度放大系数比不考虑摩擦力之速度放大系数要大些，因此在一般情况下摩擦力的变化对稳定性不利。

苏联 Б. Л. Коробочкин 认为，对于大多数机床是如此，同时认为摩擦力在振动过程中变化的不连续性使系统成为非线性，为计算带来很大困难。

2) 认为摩擦力处在湿摩擦区，摩擦力随速度增大而增大。 $\beta > 0$ ，由式(8)可知，此时 $C < C_0$ ，说明摩擦力对稳定性是有利的。将 D 代入式(9)，得

$$C = \frac{C_0}{1 + \frac{2\mu d(A + \delta_0)^2 \beta}{F_1^2}}$$

捷克 Zeleny 持这种看法，在[7]中取 $\beta = 50$ 公斤·秒/厘米(原文中 β 为 c)。上式中 c 与[8]中之 k ，有共同点。

Raoul Molle 同上，曾取 $\beta = 0.1$ 公斤·秒/厘米[9]，原文中 β 为 f_1 ， β 值取得很小，表示摩擦力对稳定性影响很小。

3) 苏联 М. Е. Эльясберг 认为系统在振动过程中与连续稳态运动中的摩擦力是不一样的，其由实验中得出的结论是：

(1) 摩擦力与速度的关系很小：如图5，在振荡的衰减过程中，系统虽在接近于原来的速度下往返振动，而摩擦力已下降。

(2) 摩擦力落后于速度一个相位：如图6，其 R_0 为平均摩擦力， P 为外力。实验时 $M = 20.6 \times 10^{-2}$ 公斤·秒²/厘米。当速度增加时，摩擦力减小，当速度减小时，摩擦力还在减小。

(3) 摩擦力与加速度接近同相位：如由图6及7均可明显地看出这点。图7中摩擦力为 γ 。

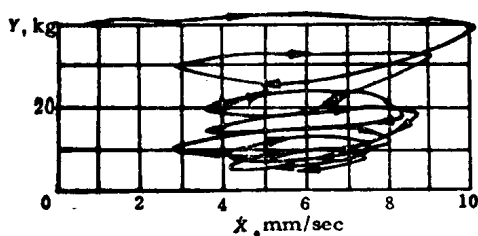


图 5

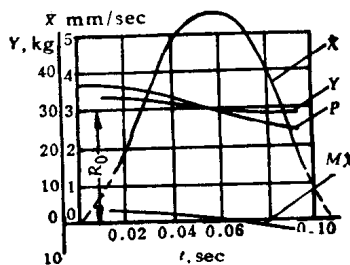


图 6

由于摩擦力与速度 V 不同相位，即二者不成比例地变化，因此在力平衡方程式(9)中 $\beta \frac{dy}{dt}$ 一项已失去实际意义。实际上摩擦力的影响应加入 $M_1 \frac{d^2 y}{dt^2}$ 中(仅在振动过程中如此)，因为摩擦力的变化与惯性力 $M_1 \frac{d^2 y}{dt^2}$ 同相位，二者同时作正弦波地增大或减小。

用频率法来判别稳定性时，油缸处在振荡过程中，因此适于用上述观点来判别摩擦力的影响，同时由图7之实验曲线可知，在振荡过程中摩擦力的变化与惯性力的变化一样是

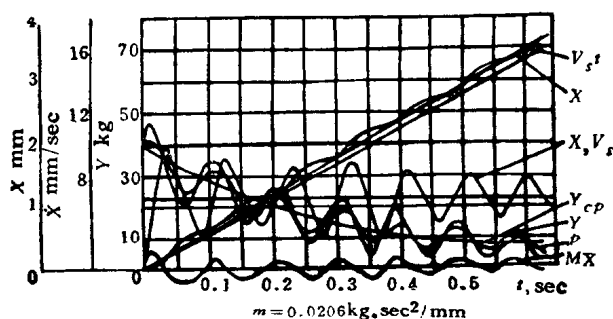


图 7

連續的，因此可以在必要时对它微分或綫性化。

根据这种观点，我們在以下計算中将力平衡式改写为

$$P = (M_1 + M_2) \frac{d^2 y}{dt^2} + R$$

式中 M_2 ——摩擦力引起的誘导质量。

由此可知摩擦力增大了系統的慣性，对稳定性不利，这种情况与以下实验情况是相符的。

必須指出上述計算方法，只能适用于判別稳定性，不能用于計算过渡过程的动态特性，因为摩擦力的上述情况是振动时的情况，而不是过渡过程的情况。

今由图 6 决定 M_2 如下：由图 6，在此具体情况下摩擦力 Y 与 $M\ddot{x}$ 平行地变化，其斜率接近相同，振幅相同，可取 $M_2 = M = 20.6 \times 10^{-2}$ 公斤·秒²/厘米[●]。摩擦力 Y 的变化与平均摩擦力 R_0 是有关系的，当 R_0 較小时， Y 的变化也較小，在图 6 中 $R_0 = 30$ 公斤，可以設想，如 $R_0 = 10$ 公斤（此值由实验来）則 M_2 也相应地减小 3 倍，因此可取 $M_2 = 6 \times 10^{-2}$ 公斤·秒²/厘米。

二) 摩擦力对液压随动系統稳定性的影响根据苏联 В. А. Лешенко 实验知有下列三种情况：

1. 在沒有摩擦力下降特性，且导轨压力小时，增大摩擦力对稳定性有利。
2. 在有摩擦力下降特性，且导轨压力大，反饋联系的机械剛性高，且輸入信号只有单次脉冲时，增加摩擦力对稳定性有利。
3. 条件同 2，但輸入信号連續时，增加摩擦力对稳定性不利。

以上第 1, 2 种情况对机床是很少的，因为摩擦力多具有下降特性，且輸入信号大部分是連續的，因此实际上大部分是第 3 种，即增加摩擦力对稳定性不利。

摩擦力的无下降特性（低速时），只能是在各滑动副之間良好的加工、装配、調整及潤滑情况下才能达到，而这种情况一般是很少的。

捷克 Zeleny 曾指出〔5〕速度与摩擦力有很大关系，在車削小錐度时，摩擦力小，仿形系統容易自振。实际上在車小錐度时，不是因为速度低了，摩擦力小，而是因为速度低时，系統在摩擦力下降特性区工作，容易引起自振。

● Y 将作为 M_2 加入慣性中，即 $M\ddot{x} + Y = (M_1 + M_2)\ddot{x}$ ，由于在此情况下 $M\ddot{x}$ 与 Y 变化振幅相等，所以 $M_2 = M$ 。

三) 管道阻尼计算: 在振动过程中, 由油缸到触阀之管道中油的运动有摩擦阻尼损失, 其影响与内阻尼 D 相同, 这部分摩擦阻力在管道中形成的压力降。

$$\Delta p = R' v'$$

式中 R' ——油管阻力系数, $R' = \rho \frac{l}{f}$ 公斤·秒/厘米³;

v' ——油管中油流速, $v' = \frac{Q}{f}$ 厘米/秒;

ρ ——单位阻力系数, $\rho = 3 \times 10^{-6}$ 公斤·秒/厘米²;

l ——管长, 厘米;

Q ——由油缸进入油管的流量。

$$Q = Fv, \quad \Delta p = R' \frac{Q}{f}$$

Δp 在油缸中形成的阻力为:

$$\Delta p \cdot F = R' \frac{Q}{f} F = R' \frac{F^2}{f} v = R' \frac{F^2}{f} \frac{dy}{dt} \text{ 公斤}$$

因此管道阻尼系数

$$D' = R' \frac{F^2}{f} = \rho \frac{l F^2}{f^2} \text{ 公斤·秒/厘米}$$

如在所实验的仿形刀架中

$$F = 23.8 \text{ 厘米}^2;$$

$$f = \frac{\pi \times 0.6^2}{4} = 0.3 \text{ 厘米}^2;$$

$$l = 15 \text{ 厘米};$$

$$R' = 3 \times 10^{-6} \frac{15}{0.3} = 1.5 \times 10^{-3} \text{ 公斤·秒/厘米}^3;$$

$$D' = R' \frac{F^2}{f} = 1.5 \times 10^{-3} \frac{23.8^2}{0.3} \cong 0.03 \text{ 公斤·秒/厘米}。$$

D' 比 D 小很多, 可忽略不计, 在管很长或管截面很小时, 提高 D' 对稳定性有一定好处, 可以计算之。

(三) 油管中油的惯性对稳定性的影响

由触阀到油缸的进出管路中, 油的质量很小, 但在油缸运动时, 由于油缸截面积比油管截面积大很多, 因此油在管路中的速度及加速度很大, 由这段管道中油的惯性力产生的压力降, 作用在活塞面上形成很大的惯性力, 此惯性力所相当的运动质量, 即诱导质量, 一般是相当大的, 不可忽略。由[4]知其计算公式为

$$G_{\text{诱导}} = G_{\text{油}} \left(\frac{F}{f_1} \right)^2 \quad (10)$$

式中 $G_{\text{诱导}}$ ——管路中油的诱导质量, 公斤, 诱导质量取为 M_3 , 则

$$M_3 = \frac{G_{\text{诱导}}}{g} \text{ 公斤·秒}^2/\text{厘米}$$

$G_{\text{油}}$ ——管路中油的重量, 公斤;

$$G = f_1 l \gamma$$

F ——油缸有效面积, 厘米²;

f_1 ——油管通流面积, 厘米²;

l ——油管长度, 厘米;

γ ——油重度, 公斤/厘米³;

由(10)式知油管中油的诱导质量随油缸直径与油管直径比之4次方而增大。

综上所述, 系统运动部件总的诱导质量

$$M = M_1 + M_2 + M_3$$

根据以上方法, 可得双边控制差动油缸及四边控制对称油缸系统的计算公式, 如下表所示:

	$C_0 = \frac{E}{D}$	E	D	K	T	ξ	M
双边控制	$\frac{2\mu p d(A + \delta_0)}{F_1}$	$\frac{p F_1}{A + \delta_0}$	$\frac{F_1^2}{2\mu d(A + \delta_0)^2}$	$\frac{F_1 H}{2E_0}$	$\sqrt{\frac{KM}{F^2}}$	$\frac{\mu A}{F_1} \sqrt{\frac{2ME_0}{F_1 H}}$	$M_1 + M_2 + M_3$
四边控制	$\frac{2\mu p d(A + \delta_0)}{F}$	$\frac{2pF}{A + \delta_0}$	$\frac{F^2}{\mu d(A + \delta_0)^2}$	$\frac{FH}{2E_0}$	$\sqrt{\frac{KM}{2F^2}}$	$\frac{\mu A}{F} \sqrt{\frac{2ME_0}{FH}}$	$M_1 + M_2 + M_3$
单 位	$\frac{1}{秒}$	$\frac{公斤}{厘米}$	$\frac{公斤 \cdot 秒}{厘米}$	$\frac{厘米^5}{公斤}$	秒	无 单 位	$\frac{公斤 \cdot 秒^2}{厘米}$

其中 M_1 ——移动部件质量, 公斤·秒²/厘米;

M_3 ——触阀到油缸管路中油的诱导质量;

M_2 ——摩擦阻力引起的诱导质量;

μ ——触阀流量系数, 厘米²/公斤·秒;

A ——滑阀由平衡位置移动到流量为0时的负开口量, 厘米;

δ_0 ——触阀预先开口量, 厘米;

E_0 ——油的弹性模数, 公斤/厘米²;

H ——油缸行程, 厘米;

F, F_1 ——油缸有效面积, F_1 为大端面积, 厘米²。

(四) 仿形刀架对数幅相特性的计算

计算以自制的C618车床上的仿形刀架为对象, 已知参数为:

$H = 10$ 厘米 (充油长度)

$\gamma = 0.001$ 公斤/厘米³

$p = 15$ 公斤/厘米²

$d_1 = 0.6$ 厘米

$F_1 = 23.8$ 厘米²

$f_1 = 0.3$ 厘米²

$F_2 = 13.8$ 厘米²

$l_1 = 11$ 厘米

$M_1 = \frac{27}{g} = 2.7 \times 10^{-2} \frac{公斤 \cdot 秒^2}{厘米}$

$l_2 = 4$ 厘米

$M_2 = 6 \times 10^{-2}$ 公斤·秒²/厘米

$d = 0.8$ 厘米

$A = 0.004$ 厘米

$\delta_0 = 0.002$ 厘米

$\mu = 4.4 \times 10^4$ 厘米²/公斤·秒

管路中油的诱导质量可计算如下:

(1) 进入油缸小匡管路者:

$$l_2 = 4 \text{ 厘米} \quad G_2 = f_1 l_2 \gamma = 0.3 \times 4 \times 0.001 = 1.2 \times 10^{-3} \text{ 公斤}$$

$$F_2 = 13.8 \text{ 厘米}^2$$

$$G_{\text{诱导}2} = 1.2 \times 10^{-3} \left(\frac{13.8}{0.3} \right)^2 = 2.5 \text{ 公斤}$$

(2) 进入油缸大匡管路者:

$$l_1 = 11 \text{ 厘米} \quad G_1 = f_1 l_1 \gamma = 0.3 \times 11 \times 0.001 = 3.3 \times 10^{-3} \text{ 公斤}$$

$$F_1 = 23.8 \text{ 厘米}^2$$

$$G_{\text{诱导}1} = 3.3 \times 10^{-3} \left(\frac{23.8}{0.3} \right)^2 = 21 \text{ 公斤}$$

$$G_{\text{诱导}} = 2.5 + 21 = 23.5 \text{ 公斤}$$

由此可求出油惯性之诱导质量

$$M_3 = \frac{G_{\text{诱导}}}{g} \cong 2.35 \times 10^{-2} \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{厘米}}$$

油的弹性与油的压力有很大关系,由于在低压时有空气的分子渗入油中,使油的弹性急剧降低,不考虑这部分影响将使油的弹性及自振频率的计算与实际产生一很大差别。由图 8 知,根据 Лещенко 实验[9, 128 页],在油压为 6 到 7 公斤/厘米²时,油的弹性模数 $E_0 = 0.5 \times 10^4$ 公斤/厘米²●,实验时大油匡油压相当于此值,故得

$$K = \frac{FH}{2E_0} = \frac{23.8 \times 10}{2 \times 0.5 \times 10^4} = 238 \times 10^{-4} \text{ 厘米}^5 / \text{公斤}$$

$$C_0 = \frac{2\mu d p (A + \delta_0)}{F_1} = \frac{2 \times 4.4 \times 10^{-4} \times 0.8 \times 15 (0.004 + 0.002)}{23.8} = 270 \text{ 秒}^{-1}$$

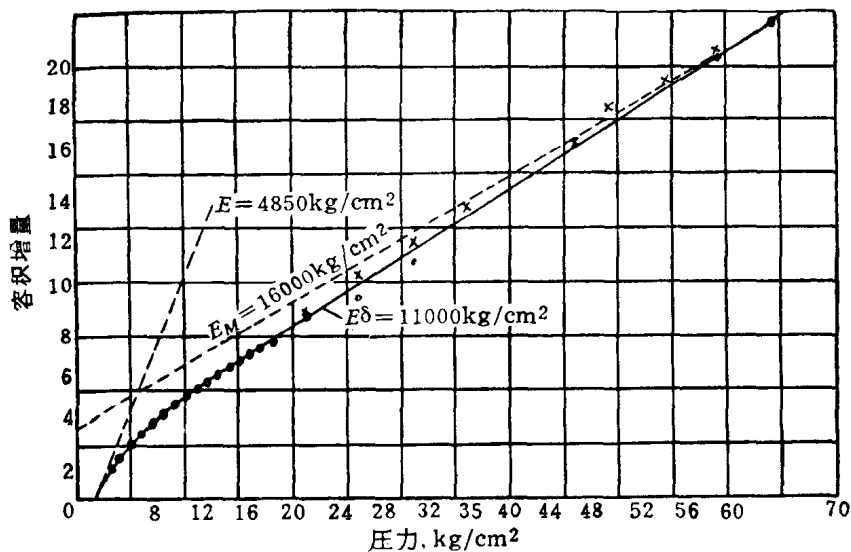


图 8 实验采用容器体积 $V = 500 \text{ 厘米}^3$, $E_0 = \frac{dp}{dV} = \frac{dp}{dV} \cdot V \text{ 公斤/厘米}^2$ 。

● 或由[7], $E_0 = \frac{1}{\beta}$, $\beta = 2 \times 10^{-4} \text{ 厘米}^2 / \text{公斤}$, $E_0 = 0.5 \times 10^4 \text{ 公斤/厘米}^2$ (含气油)。

$$E = \frac{pF_1}{A + \delta_0} = \frac{15 \times 23.8}{0.004 + 0.002} = 6 \times 10^4 \text{ 公斤/厘米}$$

$$D = \frac{E}{C_0} = \frac{6 \times 10^4}{270} = 220 \text{ 公斤·秒/厘米}$$

$$M = M_1 + M_2 + M_3 = 11 \times 10^{-3} \text{ 公斤·秒}^2/\text{厘米}$$

$$T = \sqrt{\frac{KM}{F_1^2}} = \sqrt{\frac{238 \times 10^{-4} \times 11 \times 10^{-2}}{23.8^2}} = 21.5 \times 10^{-4} \text{ 秒}$$

$$\xi = \frac{F_1}{D} \sqrt{\frac{M}{4K}} = \frac{23.8}{220} \sqrt{\frac{11 \times 10^{-2}}{4 \times 238 \times 10^{-4}}} = 0.09$$

根据以上计算的 T 、 ξ 值求对数幅特性及相特性如下:

将传递函数取对数得

$$\ln W(j\omega) = \ln h(\omega) + jtg^{-1}\varphi(\omega)$$

式中 $\lg h(\omega)$ ——对数幅特性, 若将其值化成分贝, 即乘20可得

$$A = 20 \lg h(\omega) = A_1 + A_2 + A_3 \text{ 分贝}$$

式中 φ ——相特性, $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$ 弧度

(1) 速度放大系数 C_0 的幅特性与相特性为:

$$A_1 = -20 \lg C_0 = -20 \lg 270 = 20 \times 2.43 \approx 46.8 \text{ 分贝}$$

$$\varphi_1 = 0$$

采用对数幅相特性是为了使计算简便, 分贝为幅特性的对数单位, 0 分贝 = $20 \lg 1$, 分贝数与 $\frac{\text{输出真数}}{\text{输入真数}}$ 之关系值见图 9 之纵座标。

(2) 积分环节 $\frac{1}{s}$ 的幅特性与相特性为

$A_2 = -20 \lg \omega$, 为过 (0 分贝, $\omega = 1$) 之一条斜线, 其斜率为 20 分贝/10 倍频

$$\varphi_2 = tg^{-1} - \frac{\pi}{2}$$

(3) 振动环节 $\frac{1}{(T^2 s^2 + 2T\xi s + 1)}$ 的幅特性为

$$A_3 = -20 \lg \sqrt{(1 - T^2 \omega^2)^2 + (2\xi T\omega)^2}$$

采用近似算法, 在 $\xi < 1$ 时:

当 $T\omega \ll 1$ 时 $A_3 \approx 0$, 为横座标线

当 $T\omega \gg 1$ 时 $A_3 \approx -40 \lg T\omega$, 为斜率 = -40 分贝/10 倍频之斜线。

上述二线交点在 $T\omega \approx 1$ 时, 即自振频率

$$\omega_d = \frac{1}{T} = \frac{1}{21.5 \times 10^{-4}} = 570 \text{ 弧度/秒}$$

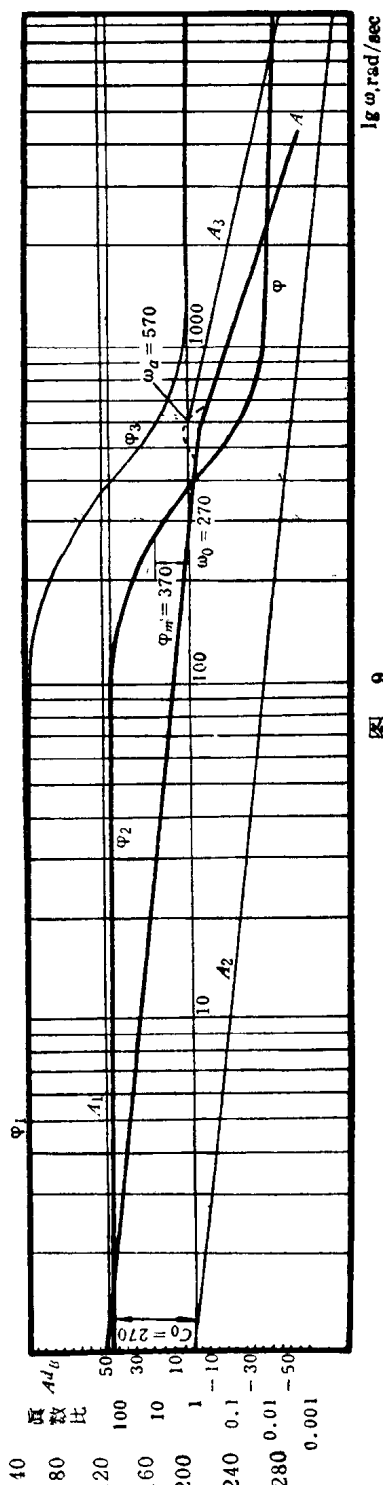


图 9

$$\omega_a = \frac{1}{2\pi} 570 \approx 90 \text{ 赫芝 (Hz)}$$

振动环节的相特性为

$$\varphi_3 = -\operatorname{tg}^{-1} \frac{2\xi T\omega}{1-T^2\omega^2}$$

在 $\xi < 1$ 时, 当 $T\omega < 0.4$ 时, 即 $\omega < \frac{0.4}{21.5 \times 10^{-4}} = 224 \text{ 弧度/秒}$ 时,

$$\varphi_3 \approx -\operatorname{tg}^{-1} 2\xi T\omega = -\operatorname{tg}^{-1} 2 \times 0.09 \times 21.5 \times 10^{-4} \omega$$

$$\varphi_3 = -\operatorname{tg}^{-1} 3.8 \times 10^{-4} \omega \text{ 弧度}$$

在 $\xi < 1$ 时, 当 $T\omega > 2.5$ 时, 即

$$\omega > \frac{2.5}{21.5 \times 10^{-4}} = 1180 \text{ 弧度/秒}$$

$$\varphi_3 \approx -\operatorname{tg}^{-1} \frac{2\xi T\omega}{-T^2\omega^2} = -\operatorname{tg}^{-1} \left(\pi - \frac{2\xi}{T\omega} \right) = -\operatorname{tg}^{-1} \left(\pi - \frac{2 \times 0.09}{21.5 \times 10^{-4} \omega} \right)$$

$$= -\operatorname{tg}^{-1} \left(\pi - \frac{85}{\omega} \right) \text{ 弧度}$$

$$\text{当 } \omega = \omega_0 = 270 \text{ 时, } \varphi_3 = -\operatorname{tg}^{-1} \frac{2 \times 0.09 \times 21.5 \times 10^{-4} \times 270}{1 - (21.5 \times 10^{-4} \times 270)^2} = -8.5 \text{ 弧度} = -53^\circ$$

$$\varphi_m = 180^\circ - 90^\circ - 53^\circ = 37^\circ (\varphi_m \text{ 非近似计算})$$

由上面近似计算 φ_3 的公式可得下表:

ω 弧度/秒	1	20	40	60	100	150	1200	2000
$-\varphi_3$ 弧度	3.8×10^{-4}	76×10^{-4}	152×10^{-4}	228×10^{-4}	380×10^{-4}	570×10^{-4}	$\leq \pi$	$\leq \pi$
$-\varphi_3$ 度	0.02	0.43	0.87	1.3	2.1	3.2	≤ 180	≤ 180

此近似计算虽有一定误差, 但对求稳定性极限来说还是可以的。

按以上计算, 可作出如图 9 之开环对数幅相特性曲线, 其横座标为 $1g\omega$, 纵座标分别为相位差 φ° 及振幅比 A 之对数单位——分贝数。由曲线可知:

1. 对数幅特性曲线 A 先交于零分贝之横座标线, 相特性曲线 φ 后交于 -180° 之座标线, 因此系统是稳定的。

2. 稳定性储备——相特性安全角度—— $\varphi_m = 37^\circ$ 。

(五) 对数幅相特性判据的物理意义

一) 一个开环液压随动系统可与一机械传动系统作一比较, 二者可以用图 10 a、b 来表示, 其中 K' 相当于油缸中油的弹性, 以弹簧 K 表示, 运动件溜板的质量以 M 表示, 偏心转动输入后即通过弹簧使运动件得到一运动输出, 或者是籍触阀油缸通过弹簧使溜板得到一运动输出, 因此一个开环液压随动系统可视为一弹簧——质量系统, 其自振频率为:

$$\omega_a = \sqrt{\frac{K'}{M}} \text{ 弧度/秒}$$

K' ——弹性模数, 公斤/厘米。

频率特性: 随着偏心转速 ω 的变化, 输出与输入的振幅比及相位差也发生变化, 因此就组成了频率变化时的幅特性及相特性。

1) 机械传动系统的幅特性及相特性如图 10 c 所示, 其过程可简述如下:

(1) 幅特性: 当偏心低速旋转时, 质量 M 随偏心左右移动, 其输入与输出的振幅比接近于 1 当转速 ω 逐渐增加至 ω_a 后, 由于输出振荡的频率接近了系统的自振频率, 引起共振现象, 输出振幅剧增, 因此振幅比大于 1, 幅特性产生一个跃变, 当输入频率更高, 以致超过 ω_a 较多时, 由于质量 M 跟随不上, 输出振幅大减, 因此振幅比越来越小。

(2) 相特性: 当输入频率 ω 较小时, 质量 M 还跟得上, 相角差为 0° , 当 ω 增至 ω_a 时, 输出很快就跟随不上输入, 即输出滞后于输入很大一个相角, 相角差立即升到 90° , 当 $\omega > \omega_a$ 以后, 相差保持到 180° , 此时输入向左时, 输出却向右, 二者作方向相反的运动。

2) 开环液压随动系统的幅特性与相特性如图 10 d 所示, 其过程可简述如下:

(1) 幅特性: 其过程与上述相近, 差别只在于液压随动系统又是一放大系统。当阀有一点点位移时, 就可使质量 M 有较大的速度; 当阀在较小振幅 x 下作输入振荡时, 质量 M 就会在较大振幅 y 下作输出振荡, 此振幅比与速度放大系数有关。若输入频率 ω 较小, 即每次振荡周期长, 则质量 M 移动的行程大, 即振幅 y 大; 随着 ω 的增加, 输出振幅 y 越来越小, 因此若令振幅比 $A = \frac{y}{x}$, 则 ω 越大, A 越小。由图 10 d 可见在 ω 很小时 A 较大, 随 ω 增加, A 减小, 到 $A = 1$ 时输入与输出相等, 此点的频率称为交接频率 ω_0 , 到 ω 趋于自振频率 ω_a 以后, 幅特性也产生一跃变 (此处在图 9 中未仔细计算, 故用虚线表示), 然后 A 迅速减小。

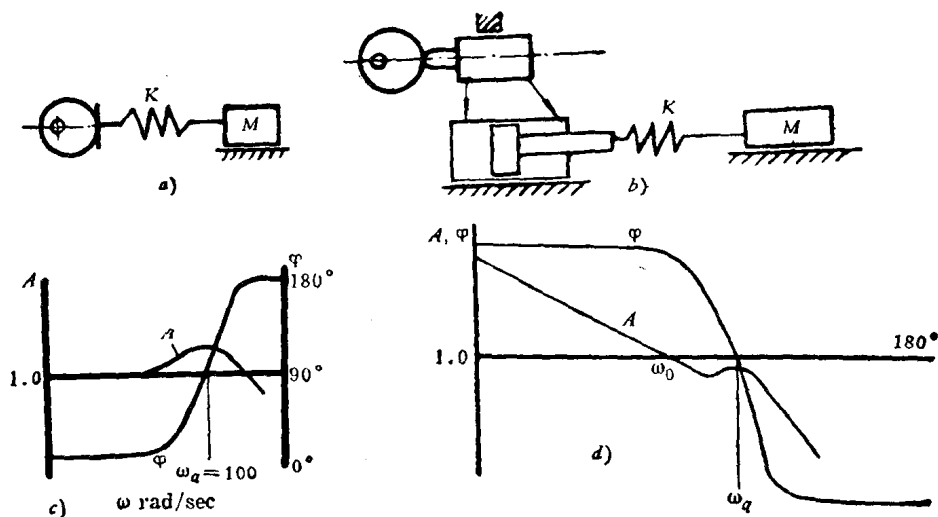


图 10

(2) 相特性: 其过程与上述相近, 差别只在于 ω 很小时相角差 φ 已有 90° , 即输出已滞后于输入 90° , 此点可解释如下:

因触阀开口量最大时, 流量最大, 溜板速度最大, 当阀移至中点时, 开口最小, 溜板速度最小, 因此溜板速度与阀的位移量是同相的, 而由一般振动可知, 溜板位置与溜板速度差 90° 的相位, 因此开环液压随动系统中, 溜板位置落后于滑阀位置 90° 。

上述为 ω 很小时即已如此, 当 ω 增大后溜板跟随不上, 最后仍要再增加 180° 的相角差, 故开环液压随动系统的相角是由 90° 变到 270° , 当 ω 接近自振频率 ω_a 时, 相位差经过 180° 产生一个剧变。