

自动工程系统中的液压传动

〔苏联〕 M·З·李特文-謝多依 著

上海科学技术出版社

73.823

272

自动工程系统中的液压传动

〔苏联〕M. 3. 李特文-謝多依 著
北京工业学院二系 譯

214.62/17

上海科学技术出版社

內 容 提 要

本书对自动工程系統中所应用的整个液压傳动装置作了研究,同时对液压傳动中的各个元件,如滑閥机构、液压馬达、液压泵及調节装置等进行了計算,最后提出了設計中的电模拟方法。原作者李特文-謝多依汇集了很多国外有关液压傳动的最新資料,而且加以深刻的探討和明确的說明。

本书适于从事液压傳动的設計研究人員参考,亦适于該专业的大学高年級学生閱讀。

自动工程系統中的液压传动

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД В СИСТЕМАХ
АВТОМАТИКИ

原 著 者 [苏联] М. З. Литвин-Седой

原出版者 Машгиз · Москва 1956 年版

譯 者 北 京 工 业 学 院 二 系

*

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路450号)

上海市书刊出版业营业許可証出 093 号

新华书店上海发行所发行 各地新华书店經售

上海大东集成联合印刷厂印刷

*

开本 350×1168 1/32 印张 9 26/32 字数 290,000

1961 年 3 月第 1 版 1961 年 10 月第 2 次印刷

印数 2,201—12,200

統一书号: 15119 · 1559

定 价: (十四) 1.65 元

原 序^①

液压傳动在自动調节和随动系統^②工程中的应用日趋广泛,这說明它与电力傳动和气动傳动相比,具有相当的优点:尺寸相同时,功率放大倍数极大;主要由于运动部分慣性很小而具有优良的快速作用;結構紧凑;同时有阻尼作用,从而促进了液压系統的稳定性。旋轉运动(旋轉式)液力机械和同功率的电机相比,前者的輸出扭矩与轉子轉动慣量之比值要大得多。这是因为电机中銅和鋼部分的重量較大,而其有效利用率較低:实际上,在一般的电机中,磁場作用于电樞的力之强度为4~6公斤/厘米²,而在液力机械中液流作用于活塞或柱塞的力之强度(即油压)可达到200~300公斤/厘米²。

为了将液压傳动的这些优点,用在現代优质和快速作用的自动系統中,必須探討液压裝置零件和部件的結構,有关計算、研究、試驗这些裝置和确定它們最佳参数的新方法;必須建立液压裝置的基本結構綫路和它們合理組合等等的方法。

为了适应这种要求,书中無論对整体的自动液压傳动裝置,或

① 編写本书时所用到的外国出版物目录,列于第308頁。参考文献注在各該頁下面的脚注中。方括号内的数字,代表列于第308頁中的文献編号。

② Основы автоматического регулирования, теория, под. ред. В. В. Солодовникова, Машгиз, 1955. В. В. Ермаков, Основы расчета гидрпровода, Машгиз, 1951. Т. М. Башта, Самолетные гидравлические приводы и агрегаты, Оборонгиз, 1951. Е. М. Хаймович, Гидроприводы и гидроавтоматизма станков, Машгиз, 1953. Т. Н. Соколов и Дружников, Автоматическое управление копировальными процессами, 1954. В. А. Михеев, Гидравлические прессовые установки, Машгиз, 1953. И. З. Зайченко, Гидравлическое оборудование современных металлорежущих станков, Машгиз, 1954. В. Л. Лосиенский, Автоматические регуляторы, Оборонгиз, 1944. М. Г. Чиликин, А. М. Корытня, Некоторые вопросы динамики электрогидроприводов, «Электричество» №12, 1953.

对其各个組成部件——滑閥裝置、液壓馬達、液壓泵、閥門和把輸入電信號變成滑閥機械位移的轉換裝置等的研究、計算和設計的新問題；以及對有關划分基本液壓算子回路和有關研究其性質的問題，都作了分析。

發展了的研究和設計電路的方法，按照相似法^①也完全適用於液壓回路。將液壓回路和電氣回路看作相似，乃是研究液壓系統的一個有效方法。在敘述材料時充分應用了這種方法。

^① В. Л. Лосицкий, Применение теории подобия и динамических аналогий к задачам моделирования объектов и процессов регулирования, ГЭИ 1951, Г. Ольсон, Динамические аналогии, ИЛ, 1947.

目 录

原序

第一章 自动调节液压系统中滑阀装置的结构和计算	1
1. 四通滑阀中油液流量与压力之间的关系	1
2. 确定液流附加于滑阀的流体力	17
3. 滑阀内的轴向水动力及其补偿办法	21
4. 轴向水动力引起的滑阀自振	31
5. 侧向力对滑阀的作用	34
6. 用于快速作用随动系统的射流管式滑阀装置的静态特性和 动态特性	40
7. 优质液压随动系统的新式滑阀	52
8. 考虑负载时旋转式补偿滑阀的动力学	60
第二章 自动调节液压系统中执行传动的主令装置和机构	78
9. 将连续电信号变为液压随动系统滑阀位移的装置	78
10. 随动系统的基本液压部件	88
11. 减小敏感元件中干摩擦的方法	102
第三章 自动工程系统液压传动的计算方法	104
12. 液压传动的运动方程式和用谐波分析法对它的研究	105
13. 带滑阀装置的液压伺服马达的动态特性	112
14. 用分段法研究液压伺服马达的动力学	127
15. 按比例控制恒速执行马达	146
16. 采用半开式滑阀时随动液压传动传递函数的计算	153
17. 带旋转作用随动液压传动装置的系统稳定性	164
18. 带液压调速器的燃气轮机传递函数计算	174
19. 计算液压传动的方法在舵机中的应用	181
20. 液压传动装置弹性性质对随动系统稳定性和品质的影响	189
第四章 液压回路及其性质	200
21. 自动系统中主要动作的液压回路	200

22. 特殊調节閥及其应用.....	231
23. 基本液压回路的某些特性.....	238
24. 液压回路在自动机器中的应用举例.....	255
25. 液压随动傳动的效率.....	263
第五章 用电模拟方法設計和調节液压自动系統.....	270
26. 在自动調节系統中电傳动与液压傳动的比拟.....	270
27. 用电子模拟方法研究帶射流管的液压放大器.....	282
28. 用电模拟設計帶变量泵的液压随动系統.....	290
参考文献	308

第一章 自动调节液压系统中滑阀装置的 结构和计算

1. 四通滑阀中油液流量与压力之间的关系

为了研究液压调节系统的动力学，必须知道滑阀对其中間位置的位移、通过滑阀的油液流量与各腔中油压之间的关系。本节将叙述在各种滑阀结构中的这些关系，并考虑了油液流过滑阀时的非线性性质[20]、[9]、[14]、[7]。

我们先研究普通形式滑阀的原理图(图 1, a)。滑阀的结构方案有两种。第一种，每个工作凸肩的宽度超过流过油液用的滑阀孔的宽度，当滑阀与阀孔处于对称位置时，其凸肩遮住对应的孔(重迭式滑阀)。第二种，每个凸肩的宽度略小于滑阀孔的宽度，无论滑阀在任何位置，每个滑阀孔中至少有一个过流断面打开，而且当滑阀相当靠近中间位置时，两对过流断面同时打开(半开式滑阀)。在第一种情况下，由该滑阀控制的液压马达的执行活塞带有

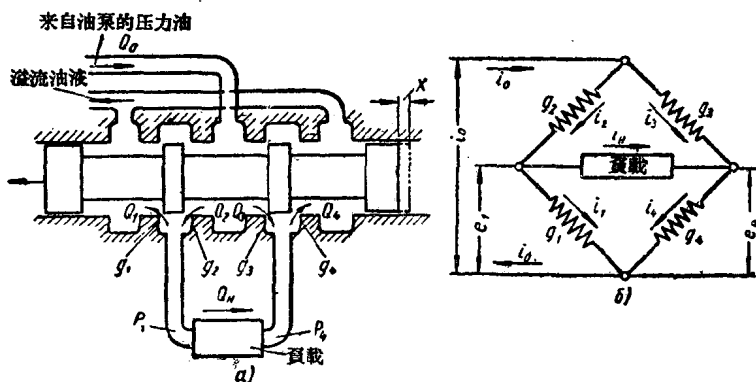


图 1 四通滑阀原理图

不灵敏区，其大小取决于凸肩宽度超出阀孔宽度的余量。在第二种情况下，滑阀在任何位置油都能流过滑阀，因之在一定程度内提高了执行活塞对滑阀移动的灵敏度。但是灵敏度之所以提高，是依靠无效排液量从油泵经滑阀溢回油箱而获得，甚至活塞和负载不运动时也仍有油液溢出。

采用重迭式滑阀作分配装置会使随动系统的灵敏度降低，但在某些情况下却是有利的：当需要滤去滑阀的惯性振动时，或者当滑阀为了减小干摩擦而在振动状态下工作时。这时的重迭量应尽可能小。采用半开式滑阀能提高随动系统的灵敏度，但是若凸肩与滑阀孔之间的轴向间隙过大，就会产生不良后果：即增大负载和活塞运动时的位置误差，并且由于油液溢走而损失了许多能量；因此间隙应尽量的小。

四通滑阀的普遍式 在今后的讨论中我们认为（如果不加说明）油液是不可压缩的，并且它的粘度对于所研究的关系式的影响不大。第二个假设是很粗略的，然而在必要时可将与油的粘度有关的损失列入负载中或液压马达的损失中。

对于每个液压系统都可选到模拟它的电路。上述滑阀（图1, a）可用图1, б上的电桥来模拟。电压相似于油压，而电流相似于油的流量。将基尔霍夫*第一定律用于等效电路的各节点，并以 P_0 表示供油管中的压力； P_H ——负载的油压降； P_i （ $i=1, 2, 3, 4$ ）——经过用相应数字标记的各水力阻力的压降； Q_0 ——供油管中的输油量（体积流量，即单位时间内供油泵输给滑阀的油液体积）； Q_H ——推动负载的油液消耗量； Q_i ——流经相应断面的体积流量，于是得到：

$$P_1 + P_2 = P_0; \quad P_1 - P_4 = P_H;$$

$$P_3 + P_4 = P_0; \quad P_3 - P_2 = P_H$$

基尔霍夫第二定律可表示液压系统中的质量不灭定律。将它运用于图1, б所示的回路，便可获得另四个关系式，它们表示滑阀内部既不存在能源，亦不排走液体：

* Кирхгоф 旧译为克希荷夫——译者。

$$Q_1 + Q_4 = Q_0; \quad Q_2 - Q_1 = Q_H;$$

$$Q_2 + Q_3 = Q_0; \quad Q_4 - Q_3 = Q_H$$

流量 Q_i 相当于模拟电路支路上的电流。

引进滑阀孔的四个过流断面处的液导 g_i , 根据柏努利方程即可写出流经相应四个断面的流量与压力差之间的关系:

$$Q_1 = g_1 \sqrt{P_1}; \quad Q_3 = g_3 \sqrt{P_3};$$

$$Q_2 = g_2 \sqrt{P_2}; \quad Q_4 = g_4 \sqrt{P_4}$$

液导 g_i 决定于下式

$$g_i = C_{qi} \sigma_i \sqrt{\frac{2g}{\rho}}$$

式中 σ_i ——第 i 个过流断面面积;

C_{qi} ——对应的流动系数;

ρ ——液体(油)的密度;

g ——重力加速度。

为了求 C_{qi} 值, 经过多次实验, 结果发现所有被试验的各种滑阀的流动系数实验值恰好符合于圆孔的理论值

$$C_q = C_{qi} = \frac{\pi}{\pi + 2} = 0.611$$

因而, g_i 随相应的过流断面面积 σ_i 而变, 而 σ_i 又是滑阀对其中间位置的位移 x 的函数。

本液压系统的输出量 P_H 和 Q_H 取决于液压马达或负载的特性, 在这里将它们当作独立变量。目前的主要任务是归并上述各式推演出新的方程式, 建立 P_H 和 Q_H 同已知输入量和结构参数间的关系。在消除所有中间变量 Q_i 、 P_i 、 g_i 之后所得到的表达式, 难以进行讨论。因此, 我们针对用于快速精确随动系统的三种不同滑阀结构, 研究下面三个具体问题。这三种结构是: 接近理想的滑阀, 其中间两凸肩的宽度恰恰等于滑阀孔的宽度, 而且不带径向间隙; 总有液体流过的滑阀, 其中间两凸肩的宽度小于阀孔的宽度; 以及“喷嘴-节流”式滑阀。

理想滑阀 我们将滑阀孔取作矩形, 这对于快速作用随动系

統是很重要的。誠然,从制造的观点出发,在滑閥壳体上鉗圓孔較

容易些,然而只有采取矩形孔后,过流断面面积随滑閥位移的变化才是綫性的,这时滑閥的放大系数才不随其位置而变,也就是說不依赖于坐标 x 。在这情况下液导按下式求之:

$$\begin{aligned} g_1 &= g_3 = -k_1 x; \\ g_2 &= g_4 = +k_1 x \end{aligned} \quad (1)$$

应注意,按照物理意义

$$g_i \geq 0。$$

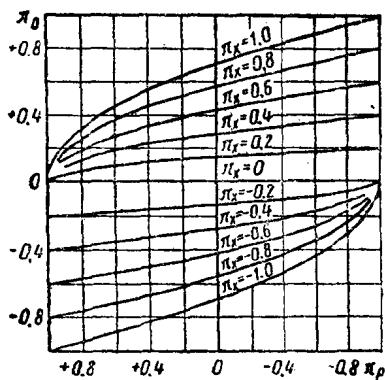


图 2 理想滑閥特性曲綫

在理想滑閥的情况下,等效电路变成串联的,因而当 $Q = Q_0 = Q_H$ 时

$$P_H = P_0 - \frac{Q^2}{g_2^2} - \frac{Q^2}{g_4^2}; \quad P_H = P_0 - \frac{Q^2}{g_1^2} - \frac{Q^2}{g_3^2} \quad (2)$$

将式(2)代入式(1), 便可得所求的理想滑閥关系式:

$$P_H = P_0 - 2 \frac{Q^2}{g_i^2} = P_0 - 2 \frac{Q^2}{k_1^2 x^2} \quad (3)$$

将上式表为无因次公式, 使它具有更一般的形式。引入无因次变量

$$\pi_p = \frac{P_H}{P_0}; \quad \pi_Q = \frac{Q}{g_{\max} \sqrt{P_0}}; \quad \pi_x = \frac{g_i}{g_{\max}} = \frac{x}{x_{\max}}$$

式中 $x_{\max}$ ——滑閥最大偏移量, 决定于滑閥结构;

$g_{\max}$ ——当 $x = x_{\max}$ 时过流断面的液导, 利用公式(3)可得

$$\pi_p = 1 - \frac{2\pi_Q^2}{\pi_x^2}$$

在 x 值固定时, 此式乃抛物綫方程。不同 π_x 值时对应的曲綫示于图 2 中。

* 原书誤为 $P_0 - 2 \frac{Q}{k_1^2 x^2}$ ——譯者。

总有液体流过的滑閥 假設滑閥在中間位置时,所有四个过流断面都相同。我們限定滑閥偏离中間位置最大时,任一过流断面都不得完全关闭。如果当滑閥由中間位置偏向一侧时,这些过流断面会完全关闭,則問題又返回到理想滑閥的情形了。

假若閥孔是矩形的,則随着 x 的变化两对位置相同的过流孔中有一对的液导直綫地减小,而另一对的液导直綫地增长,于是得到下列公式:

$$g_1 = g_3 = g_0(1 - \pi_x); \quad g_4 = g_2 = g_0(1 + \pi_x)$$

式中 g_0 ——滑閥在中間位置时每一过流断面的液导;

$$\pi_x = \frac{x}{U}, \quad -1 < \pi_x < 1;$$

U ——滑閥在中間位置时一个过流断面的寬度。

当 $U=0$ 时,凸肩的寬度准确地等于閥孔的寬度,于是又返回理想滑閥的情形。当 $x = \pm U$ ($\pi_x = \pm 1$) 时,两对过流断面中有一对完全关闭,另一对达到最大值。

由于过流断面两两对称,液导也对称,因而下面的等式能成立。

$$P_1 = P_3; \quad P_2 = P_4; \quad Q_1 = Q_3; \quad Q_2 = Q_4$$

借助于这些等式可以获得 P_H 、 Q_H 、 x 和已給参数間的关系,运用时甚为方便。此处特别有用的是两种情形:以定压力 P_0 供油給滑閥和以定流量 Q_0 供油給滑閥。在第一种情形下,所求的关系式在除去中間变量后可写成下面的形式

$$\pi_{QH}^2 = 1 + \pi_x^2 - 2\pi_x \pi_{PH} - (1 - \pi_x^2) \sqrt{1 - \pi_{PH}^2} \quad (4)$$

式中
$$\pi_{QH} = \frac{Q_H}{g_0 \sqrt{P_0}}; \quad \pi_{PH} = \frac{P_H}{P_0}$$

当 π_x 一定时,将公式(4)画于 π_{QH} 、 π_{PH} 坐标中,得到的曲綫族如图 3 所示。对照图 2 和图 3 后发现,如果滑閥的凸肩窄于滑閥孔,所得之流量-压力曲綫比理想滑閥的曲綫更傾斜些。这样一来,縮小滑閥的工作凸肩使得負載流量無論对于压力差或对于滑閥位移都成为近似的綫性变化規律。这一事实可以这样來說明,

因为在图 3 上曲线之间的距离近乎相等, 这点在理想滑阀中是不存在的(见图 2)。为了保持闭环随动系统总的稳定性, 希望上述特性曲线较直, 不过这是依靠增大溢出流量而实现的, 液体经过总是

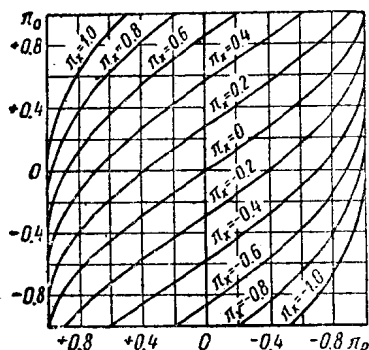


图 3 在定压供油时半开式滑阀的特性曲线

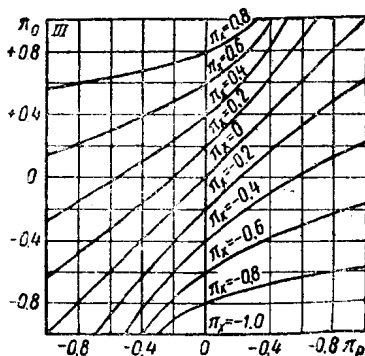


图 4 在定量供油时半开式滑阀的特性曲线

开启的滑阀孔的过流断面(四个断面中至少有两个同时开着)溢出, 这是不利于正常功率损耗的。因此, 采取折衷方案较合理; 利用“接近”理想的滑阀, 也就是它的工作凸肩只稍微窄于滑阀孔。这种结构就能保证 π_{QH} 对于 π_{PH} 和 π_x 的特性曲线在 x 值较小时有足够的直线性, 并有助于阻尼度的提高。

如果以一定流量供油给滑阀(例如采用定量泵), 输入压力 P_0 不予调节, 则特性曲线形状将起变化(图 4), 其方程式可表为

$$\pi_{PH}(1 - \pi_x^2)^2 = \pi_x \pi_{QH}^2 - (1 + \pi_x^2)\pi_{QH} + \pi_x^*$$

式中
$$\pi_{QH} = \frac{Q_H}{Q_0}; \quad \pi_{PH} = \frac{P_H g_0^2}{Q_0^2}$$

特性曲线带有显著的非直线性(当 $\pi_x \neq 0$ 时), 因而利用这种供油方法的随动系统只有在滑阀的移动范围很小时工作才可靠; 在这范围内时特性曲线可以切线代之。因而第二方案不甚合用。

喷流管(喷嘴-节门) 在“接近”理想滑阀中, 凸肩窄于阀孔的

* 原书误为 $\pi_{QH}(1 - \pi_x^2)^2 = \dots\dots\dots$ 译者。

量与制造公差相比是很小的,工艺上难以实现。因此选用另一种容易制造的滑阀装置较为合理,尤其在成批生产时。兹举出属这类滑阀装置的喷嘴-节门组合,也就是带喷嘴管的滑阀装置(图5)。从结构上看这简图是个四臂液压桥,其差别只是在两条支路中的水力阻力(液导)保持不变。此图中只是邻近节门的下面两个过流断面发生变化,因而四个水力阻力中只有两个是变量。

假定节门在正中间时 $g_2 \approx g_3 \approx g_0$ 。当然,作这样假定会缩小所分析的系统工作状态的范围,然而能将问题简化,只需知道几种重要的局部情况下系统的规律性,就有可能着手研究普遍情形。既然此图与上面研究的那些滑阀有所差异,对称性遭到破坏(因为此处等式 $g_1 = g_3; g_2 = g_4$ 不成立),故未知规律的解析式十分复杂。因此负载运动时经过负载的压力降 P_H 、流量 Q_H 和滑阀位移 x 之间的关系式,仍旧是通过无因次变量写成参数形式更为方便。选取负载两端的压力 P_1 和 P_4 (即 P_1 和 P_4 ——与运动重载连接的液压马达油缸两工作腔中的油压)作为参数,写出未知关系式,约去多余的中間参数之后得到

$$\frac{P_1}{P_0} \xi_1^2 = \xi_1 + (\xi_1 - 2) \pi_{QH}^2 - 2(1 - \pi_x) \pi_{QH} \sqrt{\xi_1 - \pi_{QH}^2}$$

$$\frac{P_4}{P_0} \xi_2^2 = \xi_2 + (\xi_2 - 2) \pi_{QH}^2 + 2(1 + \pi_x) \pi_{QH} \sqrt{\xi_2 - \pi_{QH}^2}$$

式中 $\pi_{QH} = \frac{Q_H}{g_0 \sqrt{P_0}}; \pi_{PH} = \frac{P_H}{P_0} = \frac{P_1 - P_4}{P_0};$

$$\xi_1 = \pi_x^2 + 2 - 2\pi_x; \xi_2 = \pi_x^2 + 2 + 2\pi_x;$$

此处 $P_0 = \text{const}$

当以一定体积流量 Q_0 供油给系统时,为求未知关系式方便

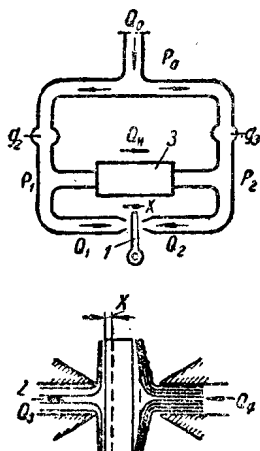


图5 喷嘴-节门式滑阀装置结构简图

1—节门; 2—放大后喷嘴部分截面; 3—液压执行活塞和负载

計,引入輔助无因次变量

$$S_H = \pi_{PH} + 2\pi_{QH}$$

式中 $\pi_{PH} = \frac{P_H Q_0^2}{Q_0}; \quad \pi_{QH} = \frac{Q_H}{Q_0}$

于是 P_H 、 Q_H 与 x 之間的关系式,当 $Q_0 = \text{const}$ 时成为

$$S_H^2 \pi_x - S_H (1 + \pi_x^2) + \pi_x - \pi_{PH} (1 - \pi_x^2)^2 = 0$$

将上述方程式在不同 π_x 值情形下,画于 π_{QH} 、 π_{PH} 坐标系中。

图 6 是 $P_0 = \text{const}$ 时的曲綫族,图 7 是 $Q_0 = \text{const}$ 时的曲綫族。与前述結構一样,对这滑閥結構來說 π_{QH} 、 π_{PH} 坐标系中曲綫族形状的差异取决于下列条件:輸入油管中是定压($P_0 = \text{const}$)抑或是定流量($Q_0 = \text{const}$)。不过同图 3 和 4 中曲綫形状的差异相比,此处的差异程度較小。

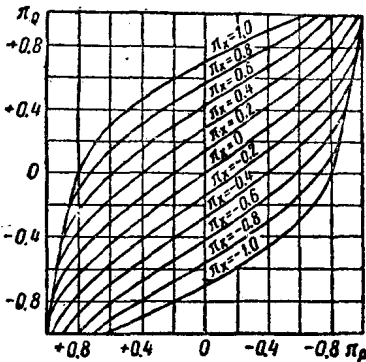


图 6 定压供油的噴嘴-节門
滑閥裝置特性曲綫

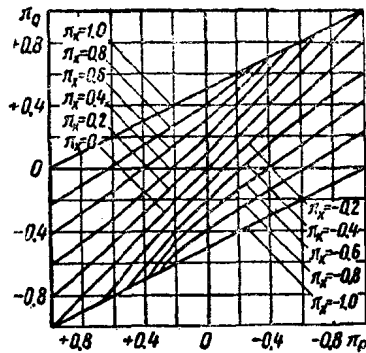


图 7 定量供油的噴嘴-节門
滑閥裝置特性曲綫

同总有液流通过的滑閥一样,噴流管式滑閥裝置也不适用于大功率随动系統,否則盜走的流量就过大。此处应用的分析方法不仅适用于上述諸結構,也适用于可联結孔道的其他液压綫路。

滑閥的特性参数 图 3、4、6 和 7 的曲綫既可用于一定的液压随动系統的精確計算,亦可用于从質的方面評价采用某种結構方式的合理性。下面繼續將液压系統和电气系統进行比拟。应当注意,上述图中描繪的滑閥特性曲綫类似于电子管特性曲綫。它

們同样可用三个特性参数表示之。这些液压参数相似于电子管放大系数、阳极电阻及互感系数。在研究理想滑閥时，这些参数的計算很简单。关于液压系統及其电子相似系統的参数值分別陈列于次。

电子滑閥(电子管)

放大系数

$$\mu_s = - \left. \frac{\partial e_a}{\partial e_c} \right|_{i_a = \text{const}};$$

阳极电阻(液阻)

$$r_a = \left. \frac{\partial e_a}{\partial i_a} \right|_{e_c = \text{const}};$$

馬达時間常数

$$\tau_s = J_\partial \frac{\partial \omega_\partial}{\partial M_\partial} \Big|_{\text{于工作点}}$$

随动系統速度常数

$$K_v = \left. \frac{\partial \omega_\partial}{\partial i_m} \right|_{\text{于工作点}} \frac{\partial i_m}{\partial \varepsilon};$$

液 压 滑 閥

$$\begin{aligned} \mu_z &= - \left. \frac{\partial P_v}{\partial x} \right|_{Q = \text{const}} = \\ &= \frac{2P_0}{x_{\text{max}}} \cdot \frac{1 - \pi_p}{\pi_x} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} r_z &= \left. \frac{\partial P_v}{\partial Q} \right|_{x = \text{const}} = \frac{2}{C_d w_l x_{\text{max}}} \\ &\quad \sqrt{\frac{\rho P_0}{g}} \frac{\sqrt{1 - \pi_p}}{\pi_x} \end{aligned}$$

$$\tau_z = \frac{J_z}{2} \cdot \frac{\omega_{\partial \text{max}}}{M_{\text{max}}} \cdot \frac{\pi_x^2}{\pi_Q}$$

$$K_v = \frac{C_d w_l}{d_Q} \sqrt{\frac{g P_0}{\rho}} \sqrt{1 - \pi_p} \cdot \frac{\partial x^*}{\partial \varepsilon}$$

式中 e_a ——阳极电压;

e_c ——栅极电压;

P_v ——通过滑閥的压力降;

x ——滑閥的坐标。

除此以外,还有下列符号:

J_∂ ——由电子管放大器控制的电动机的轉动慣量;

ω_∂ ——电机軸角速度;

i_m ——电樞电流;

M_∂ ——电机扭矩;

* 原书將 ρ 誤写成 μ 譯者。

$n_{\max}$ ——当 $\pi_x=1$ 及輸入油压 P_0 一定时,空載液压馬达活塞的最大速度;

$M_{\max}$ ——当 $\pi_x=1$ 及 P_0 一定时上者的力矩;

d_Q ——轉动液压馬达 1 弧度所需之排液量;

ε ——进入随动系統放大器的誤差信号。

偏导数下方的指标 0 相当于这些导数在工作点的数值。

因为上面講到的特性曲綫是关于理想滑閥的,故它們都是拋物綫。

将特性函数随之而变的变量的值固定起来,便可得到一些特性参数,其中有两个参数特別重要。其一为滑閥的流量放大系数 g_{i0} ,它等于輸出端短接时(即輸出管道短接于高压輸入油管上)体积流量对滑閥位移的导数。該导数在滑閥处于中間位置时計算之。将滑閥同执行馬达联結起来便得到积分装置;所以液压馬达活塞杆的坐标等于滑閥位移对時間的积分。滑閥的流量放大系数,是液压系統很重要的参数。另一重要参数是滑閥的压力放大系数 μ_{i0} ,它等于通向油缸工作腔的輸入(工作)管道中的油压对滑閥位移的导数。該导数在液压馬达固定不动时(即工作流量等于零时)計算之。此系数用于度量滑閥所控制的液压馬达能赋与大負載以多大的初始加速度。正是由于液压系統的压力放大系数值較之电气系統或其他系統中类似的系数值为大,故液压傳动在技术領域中获得极其广泛的应用。

液压傳动的功率和效率 四通滑閥的輸入功率用油的体积流量(耗油量)和油的压力的乘积来确定。我們以上分析的五种情形都有相应的特性曲綫(如图 2、3、4、6 和 7 所示),在每一情形中,流量或者压力有一个被認為是已知的,因为油泵或者以固定压力供油(实际如此),或者供給固定的排液量。傳动功率 N 、傳动效率和一些别的参数值皆列于表中,其中 $P_{m\max}$ ——当活塞固定时(滑閥或节門处于极限位置)滑閥輸出端的最大油压; $Q_{m\max}$ ——輸出端短接时相应的耗油量; $N_{0\max}$ ——滑閥輸出的最大功率; g_{i0} 和 μ_{i0} ——此两系数前已提及; $k_g = g_2/g_0 = g_3/g_0$; N_0 ——当 $x=0$ 和活塞封住