

高等学校試用教科書

金屬切削机床液壓傳動

哈爾濱工業大學机床教研室編著

內部教材



中國工業出版社

高等学校試用教科书



金屬切削机床液压傳动

哈尔滨工业大学机床教研室編著

中国工业出版社

本书系高等工业学校教材，根据全国指导性教学大纲（1959年订）的精神编写的。

全书共分十章。除第一章绪论外，第2~6章中叙述各种液压部件的工作原理、结构和应用，设计计算方法及实例。第7、8两章叙述液压系统的设计步骤、基本回路的选择与组合、评价液压系统的指标和计算。第9章介绍了液压随动系统的基本概念、应用实例和计算方法。第10章对液压系统的调整试验、常见故障及其消除方法以及液压部件和系统的试验研究方法等问题作了一般性的阐述。最后，并附有附录，其中收集了标准液压元件和部件的规格、性能和尺寸等技术资料，以便于设计时参考。

本书系机器制造工艺及其设备专业教学用书。同时，也可供有关工厂和研究机关中从事于机床液压传动方面的工作人员作为参考书。

金属切削机床液压传动

哈尔滨工业大学机床教研室编著

*

中国工业出版社出版（北京佟麟阁路丙10号）

（北京市书刊出版事业许可证出字第110号）

机工印刷厂印刷

新华书店科技发行所发行·各地新华书店经营

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $13 \frac{3}{8}$ · 插页1 · 字数304,000

1961年7月北京第一版·1961年7月北京第一次印刷

印数0001—7533 · 定价(10-6)1.65元

统一书号: 15165 · 405(一机-70)

前 言

“金屬切削机床液压傳动”是我国高等工业学校中开设得比較久的一門課程，我們曾先后于1957年和1959年編写过二次自用讲义。1957年所編讲义的内容取材和章节安排基本上是根据苏联专家在我校的讲课筆記。由于液压傳动在机床上的应用日益广泛，我国的生产实际对机床液压傳动装置的设计和制造提出了不少新問題，同时，通过我們自己的教学和科研实践，也进一步体会到原有讲义不能滿足要求。在1959年第二次編写自用讲义时，首先，加强了液压部件和液压系統的设计和計算方面的内容，归納总结一些液压系統设计的指导原則，并以实例予以說明；其次，在油泵和各类閥等章节中开始学习和运用辯証法来分析事物的共性和特性，提出事物的本质；在取材上也尽可能反映我国的生产实际。但由于我們在机床液压傳动方面的实践很不够，收集和总结我国生产中的現場資料也还不广泛，特别是我們的思想水平和学术水平有限，所以1959年編写出的自用讲义远未达到理想的要求，看来只能說是在内容上对原讲义作了些补充。

这本讲义經過二次試用，一般反应内容尚丰富，亦較系統全面；設計性内容（主要是元件設計）和国内外新成就也有所反映。但另一方面仍存在較多缺点。除了在貫徹党的技术政策，运用辯証法和总结国内外最新技术成就等方面还做得很不够之外，主要缺点是：液压系統設計方面的内容仍比較貧乏；液压随动系統和液压系統的調整，試驗和研究方面的内容反映不够；部分章节内容的分析不够深刻，闡述不够精炼。

在今年三月末的全国性机制专业教材选編會議第一次會議上，决定推荐这本讲义公开出版后，我們曾作了部分的修改和补充，但由于時間异常紧迫，故只是增添了第九、十两章，改写了第七、八两章，其余章节只是作了一般性的校核和局部修改，而重点修改补充后的章节的内容也很不成熟。因此，全书在各方面的錯誤、缺点和不妥当之处在所难免，恳切地希望讀者提出批評和指正，以便再版时修改。

在第二次教材审編會議上，承蒙清华大学薛祖德同志和华中工学院潘宪錦同志仔細审閱，并提供很多宝贵意見和热情帮助，特此致以深切的謝意。

参加本书編写工作的有費开、張曙、刘庆和、章炎等同志，全稿由章炎、張曙两同志統一校閱。

哈尔滨工业大学机床教研室

一九六一年五月二日

目次

前言	3	§ 9.2 机床上的典型液压随动系统	162
第一章 緒論	5	§ 9.3 液压随动系统及裝置的設計与計算	167
第二章 机床液压傳动的水力学基础	7	§ 9.4 結語	172
§ 2.1 液体的概念及其物理特性	7	第十章 机床液压系統的調整和試驗	174
§ 2.2 机床液压傳动所用油的要求及選擇	10	§ 10.1 液压傳动系統的調整試驗	174
§ 2.3 有压管流的計算	11	§ 10.2 液压系統常見故障和消除方法	176
§ 2.4 液压系統发热与溫升的計算	14	§ 10.3 基本液压元件的試驗台試驗	178
§ 2.5 关于液压冲击問題	17	§ 10.4 液压系統的动态試驗	182
第三章 油泵与液压馬达	18	附 录	190
§ 3.1 油泵(液压馬达)的共性及其分类	18	1 IHF01 型齒輪油泵	190
§ 3.2 齒輪油泵与齒輪液压馬达	19	2 Г11-2 型齒輪油泵	191
§ 3.3 叶片油泵与叶片液压馬达	30	3 Г12-1 型(ЛФ型)叶片泵	193
§ 3.4 活塞油泵与活塞液压馬达	42	4 Г12-2 型叶片泵	194
第四章 动力油缸	55	5 МГ16-1 型叶片液压馬达	196
§ 4.1 动力油缸的分类	55	6 Г13-1 型(НН型)徑向活塞泵	198
§ 4.2 油缸的油量和工作部件的运动速度	59	7 Г14-1 型滑閥分配式軸向活塞泵	199
§ 4.3 动力油缸的結構	60	8 МГ15 型軸向活塞液压馬达	200
§ 4.4 动力油缸的設計計算	61	9 IHF11 型压力閥	201
§ 4.5 油缸的密封裝置	64	10 IHF12 型压力閥	201
第五章 液压系統中的控制調節裝置	69	11 Г54 型压力閥	201
§ 5.1 控制調節裝置的共性及其分类	69	12 Г52 型压力閥	202
§ 5.2 控制压力的閥类	70	13 Г57 型减压閥	202
§ 5.3 控制液流方向的閥类	82	14 压力继电器	202
§ 5.4 控制液流流量的閥类	92	15 Г73-21 和 Г74-211 型四通導閥	203
§ 5.5 時間继电器	99	16 Г71-2 型旋轉導閥	203
§ 5.6 閥的組合和液压操纵箱	99	17 Г74-1 型手动換向滑閥	203
第六章 液压系統中的輔助裝置	106	18 Г72-1 型液動導向滑閥	204
§ 6.1 蓄能器	106	19 Г73-1 型电动換向滑閥	204
§ 6.2 滤油器	108	20 Г51-2 型單向閥	205
§ 6.3 油管和管接头	110	21 Г77 型节流閥	205
§ 6.4 油箱	112	22 Г66-2 型帶單向閥的压力閥	205
第七章 速度的調節和穩定	113	23 Г74-3 型帶單向閥的双通導閥	205
§ 7.1 对速度調節的基本要求及其实现方法	113	24 Г55 型速度穩定器	206
§ 7.2 节流調速的基本方式	113	25 2БГ52 型电磁控制的压力閥	206
§ 7.3 节流調速迴路的特性	115	26 Г64-2 型电液換向滑閥	206
§ 7.4 节流調速的速度穩定	116	27 磨床用液压操纵箱	207
§ 7.5 容积調速的基本方法及其特性	119	28 插刨床用液压操纵箱	207
§ 7.6 容积調速的速度穩定	124	29 慢速进給用液压操纵箱	207
§ 7.7 液压有級調速迴路	126	30 IHF36 型滤油器	208
§ 7.8 速度調節迴路方案的選擇与应用	126	31 Г41 型滤油器	208
第八章 机床液压系統設計	130	32 圓形橡胶密封圈	209
§ 8.1 确定机床液压系統方案	130	33 活塞杆用密封圈	210
§ 8.2 拟訂液压系統簡图	130	34 旋轉軸用密封圈	210
§ 8.3 进行初步計算, 選擇与設計液压元件, 繪制液压系統图和装配图	148	35 活塞皮碗	211
§ 8.4 驗證液压傳动系統的各项性能	152	36 活塞漲圈	211
第九章 机床液压随动系統	161	37 活塞杆皮碗	211
§ 9.1 液压随动系統的概念	161	38 双向作用的动力油缸	212
		39 差动作用的动力油缸	213
		40 双表作用动力油缸	214
		参考文献	215

第一章 緒 論

機器是由一系列不同的機構所組成，各種機構都有其本身的特殊結構和用途（特性）。在一定的具體條件下，某些特性對機器起良好的作用，而另一些特性却相反地起不良影響。所以，設計人員在設計各種機器時，應尽可能合理地選擇和組合各種機構。

隨著社會生產力和科學技術的不斷發展，對機器的要求也日益提高。例如，增大機器的動力，提高機器的精度與自動化程度等。因此人們必須不斷尋求新的機構來適應這些新的要求。最近卅年來，不斷地出現和推廣了如電氣、氣壓、液壓等一系列的新機構；其中，液壓傳動裝置在機床上應用的歷史還不到四十年。

液壓傳動裝置是以液體作為工作介質傳遞動力和動作訊號的裝置，按其工作原理可分為容積式和動力式兩大類。

容積式液壓傳動裝置是在封閉容器的工作條件下，借助於運動著的液體的容積變化來傳遞動力。機構的運動速度決定於液體容積的變化快慢，機構的工作能力決定於液體的單位壓力及作用面積。容積式傳動是機床液壓傳動裝置的主要形式。

動力式液壓傳動裝置是以液體的運動能量實現動力傳遞的裝置，如離心式水泵，水輪機等。它的動力及速度決定於液體射流的能量。

一台機床（機器）的液壓傳動系統主要由三大部分組成：

- 1) 第一能量轉換裝置——油泵，通過它使電動機（或其他動力機）所輸出的機構能轉換成液體的壓力能；
- 2) 第二能量轉換裝置——液動機，通過它使液體的壓力能轉換成執行機構的機械能；
- 3) 控制調節裝置——壓力閥、節流閥、配油閥等各種不同閥類，通過它們控制和調節液流的壓力速度和方向，以滿足機器工作性能的要求並實現各種不同的工作循環。

除上面所述的三大基本部分外，液壓傳動系統中還必須具有一系列的輔助裝置，如油箱、油管、管接頭、濾油器等。

液壓傳動與其他的傳動方式（電氣的、機械的）比較，具有以下的主要特點：

- 1) 在同樣功率的條件下，液壓傳動裝置的重量輕，體積緊湊，慣性小。這是因為液壓傳動裝置充分發揮了材料的強度性能，如液動機與電動機比較，電動機的磁極作用在電樞上的磁力為 $4 \sim 6$ 公斤/厘米²，而液動機的柱塞所能承受的壓力卻高達 $200 \sim 300$ 公斤/厘米²。

圖 1-1 所示為相同功率的發電機與油泵和電動機與液壓馬達重量的比較。

- 2) 能在很大調整範圍內，實現無級調速。特別是採用節流式調速時，結構極為簡單，成本低廉。

- 3) 運動平穩，便於實現頻繁及平穩地換向。易於吸收衝擊力和自動防止過載。

- 4) 液壓元件易於實現通用化和標準化。

液壓傳動存在以下的缺點：

- 1) 由於泄漏的難以避免，不僅影響工作效率和運動平穩性，而且不適用於要求較高的定比傳動。

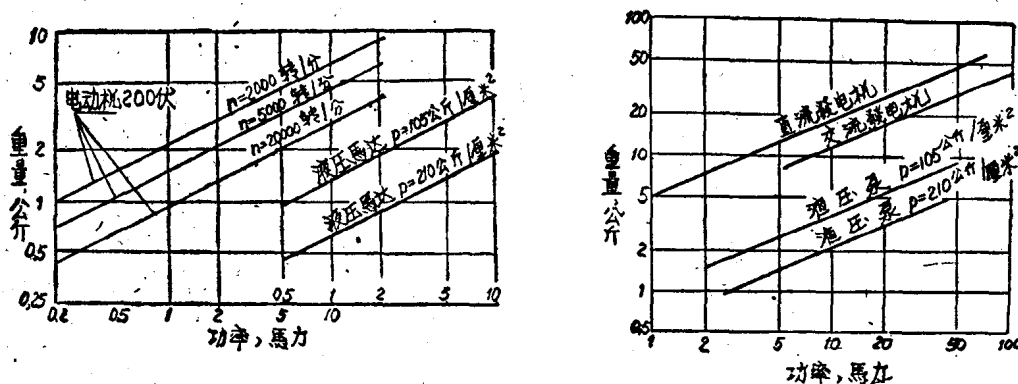


图1-1 油泵与发电机和液压马达与电动机重量的比较。

2) 油液的温度及粘度的变化, 影响传动机构的工作性能。此外, 在低温及高温条件下采用液压传动有较大的困难。

3) 液体中渗有空气时, 容易引起振动, 影响工作质量。

4) 制造及调整液压部件及系统需要较高的生产技术水平, 当使用中产生故障时, 由于外面看不到, 要寻找其原因并消除之往往比较困难, 故当缺乏使用及维护经验时, 易造成停工现象。

从上面的比较, 总的来说液压传动的优点是主要的, 某些缺点和制造、使用中存在的一些问题也是可以逐步克服的。可以认为, 液压传动在机床中的应用和推广很有前途。但是, 也必须重视其缺点, 以便不断改进和完善。同时, 还应吸取他种传动方式的优点, 采用电液、气液联合传动, 也是很重要的。

我国自 1949 年建国以来的十多年中, 党和政府在发展机床工业中对液压传动给予了很大重视。到目前为止, 我国的机床制造业已经掌握并生产了各种类型机床上的绝大部分液压传动装置。特别是 1958 年大跃进以来, 在创立我国的机床体系中, 在轰轰烈烈的技术革命和技术革新运动推动下, 机床液压传动装置的设计和制造已开始走上了独立自行设计的新阶段, 如有的机床厂创造性地设计制造了简单而适用的一系列 III 型及 Gy 型液压部件。

除在机床上广泛地采用液压传动之外, 目前在其他技术领域应用液压传动也十分广泛, 如应用于交通运输机器, 起重、钻探及建筑机器, 各种原动机与工作机器(如水泵机)等。

液压传动已经逐渐地形成为一门独立的学科, 鉴于它具有独特的优点和广泛的发展前途, 因此对它应给予足够的重视。

第二章 机床液压传动的水力学基础

§2.1 液体的概念及其物理特性

液体属于流体的一种，它具有下列特性：质点间内聚力极小，易流动，形状没有一定，主要决定于容器的形状，对张力及形状的改变不显示阻力，而且液体几乎为不可压缩的。

一、液体的粘度

液体运动的抵抗变形，和产生摩擦力的一种性质，称为粘滞性，它是分子间有内聚力存在所引起的，一般习惯用粘度来表示粘滞性大小的程度。

粘度是液体最基本的最重要的物理特性之一，它直接影响机床液压系统的使用工作性能，在设计计算液压系统时也占着重要地位。

粘度一般有三种不同单位表示。

1. 油的绝对粘度 油的粘度也就是油的内摩擦力，用牛顿液体内摩擦定律表示如下：

$$\mu = \tau \frac{dy}{dv} \quad (\text{达因} \cdot \text{秒} / \text{厘米}^2)$$

式中 μ ——油的绝对粘度；

τ ——使相邻油膜产生速度梯度 $\frac{dv}{dy}$ 变化所需的剪应力；

dy ——相邻油膜层的间隔距离；

dv ——相邻油膜之间的相对滑动速度。

绝对粘度的工程单位因次为：公斤·秒/米²，它是表示面积为1平方米，距离为1米的相邻两层流体，以1米/秒的速度相对运动时的相互间的作用力。物理学单位因次为：达因·秒/厘米²（或称泊）。

它们之间的关系如下：

$$1 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}}{\text{米}^2} = 98.1 \text{泊} \left(\frac{\text{达因} \cdot \text{秒}}{\text{厘米}^2} \right) = 9810 \text{厘泊}；$$

$$1 \text{厘泊} = 0.01 \text{泊} = 0.000102 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}}{\text{米}^2}。$$

绝对粘度在工程计算中不常应用。

2. 油的运动粘度 运动粘度 ν 是密度除绝对粘度所得的商值。即：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

式中 μ ——油的绝对粘度；

ρ ——油的密度。

运动粘度和重力加速度无关。

运动粘度的工程单位因次为：米²/秒；物理学单位因次为：厘米²/秒，亦称斯脱克 (ST)。

运动粘度与绝对粘度一样，都很难直接测量。

3. 油的相对粘度 在工厂和实验室中通常利用恩氏粘度计来测定液体的粘度。它表示 200 厘米³ 的油 (或其他液体) 与 200 厘米³ 的水, 在同一工作条件下流过某一小孔 所需的时间的比值, 故称为相对粘度, 简称恩氏粘度 °E, 若以公式表示为:

$$^{\circ}E = \frac{t_1}{t_2}$$

式中 t_1 ——200 厘米³ 的油 (或其他液体) 流过恩氏粘度计小孔所需的时间 (秒);

t_2 ——200 厘米³ 的水流过恩氏粘度计小孔所需的时间 (秒)。

工业上一般以 20°C, 50°C 及 100°C 作为测定时标准温度, 相对应以符号 °E₂₀, °E₅₀ 及 °E₁₀₀ 表示。

三种粘度之间的关系, 可以用下面公式 [5] 表示:

$$\mu = \nu \rho \quad (2.1)$$

$$\nu = 0.0731 ^{\circ}E - \frac{0.0631}{^{\circ}E} \quad (\text{厘米}^2/\text{秒}) \quad (2.2)$$

$$\mu = 0.00067 ^{\circ}E - \frac{0.0058}{^{\circ}E} \quad (\text{公斤} \cdot \text{秒}/\text{米}^2) \quad (\text{取 } \rho = 0.9 \text{ 公斤/升})。 \quad (2.3)$$

4. 温度与压力对粘度的影响:

1) 温度对粘度的影响:

一般的油液当温度增高时, 都会产生融稀的现象, 因粘性主要决定于分子间的相互作用力, 显然, 这时粘度会随温度的增高而降低。

油的种类不同, 粘度的改变规律也不同, 故很难用一个统一的方程式来准确表示粘度随温度而变化的函数关系。

对于普通粘度 (不超过 6 °E₅₀) 的矿物油, 当温度在 30°~150°C 范围内时, 可近似地用以下公式 [6] 计算粘度的变化:

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (2.4)$$

式中 ν_t ——温度为 t° 时的运动粘度 (厘米²/秒);

ν_{50} ——温度为 50°C 时的运动粘度 (厘米²/秒)。

指数 n 的数值如下:

°E ₅₀	1.2	1.5	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32

2) 压力对粘度的影响:

粘度与压力也有密切的关系, 压力愈大, 分子间的距离愈缩小, 粘度则变大, 换言之, 绝大部分液体的粘度随压力增加而增大, 粘度与压力的关系 [5] 如下:

$$\mu = \mu_0 e^{bp} \quad (2.5)$$

式中 μ_0 ——在大气压下的粘度;

b ——实验系数, 机床液压传动所用油的 b 值为 0.002~0.003;

p ——油的压力。

在实际应用上, 矿物油粘度与压力之关系可用下式 [5] 求出:

$$\nu_p = \nu(1 + 0.001\Delta p) \quad (2.6)$$

式中 v_p ——所求压力下的运动粘度 (厘米²/秒);

v ——大气压力下的运动粘度 (厘米²/秒);

ΔP ——压力差 (公斤/厘米²)。

此关系式在实用上, 也可以应用于各种液体。

从式 (2.6) 可以看出粘度随压力变化的程度并不大, 故在 50 公斤/厘米² 以下的压力所引起的粘度变化常可忽略不计。

5. 混合油液的粘度:

为了使工作液体具有需要的粘度, 广泛的采用混合油, 计算混合油的粘度可用以下公式 [1]:

$$E = \frac{a \cdot E_1 + b \cdot E_2 - c (E_1 + E_2)}{100} \quad (2.7)$$

式中 E_1 , E_2 及 E ——用以混合的两种油及混合后的油的粘度;

a 及 b ——参加混合的两种油液各占的百分比;

c ——系数由下表查得。

表2-1 混合油液的粘度系数 c

$a\%$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$b\%$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

二、液体的密度及压缩性

单位容积中液体的质量称为该液体的密度, 以 ρ 表示:

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ (克/厘米}^3\text{)} \quad (2.8)$$

式中 m ——质量 (克);

V ——容积 (厘米³)。

密度除了与温度有关以外, 还与压力有关, 密度的变化与压力间的关系决定于其压缩性, 压缩系数 β 是作为衡量压缩性的指标。在温度及其他条件相同时, 被压缩液体的容积相对变化值为:

$$\frac{\Delta V}{V} = -\beta \Delta P \quad (2.9)$$

故压缩系数的单位应为大气压的倒数 (厘米²/公斤), 压缩系数的倒数称之为容积弹性系数 E , 单位与大气压相同。

$$E = \frac{1}{\beta} \quad (2.10)$$

容积弹性系数对于计算液力冲击大小, 工作稳定性和液压系统的振动, 以及计算远距离操纵的液压机构都有重大意义。

机床液压系统中所用的油, 在其使用温度和压力范围内, 其平均密度为 0.86~0.95 克/厘米³。

在 150 大气压之下, 20°C 时各种油液压缩系数 $\beta_{20} = (5 \sim 7.5) \cdot 10^{-5}$ 厘米²/公斤, 此值很

小，因此常可略而不計，这时相当的容积彈性系数 $E = (2 \sim 1.3) \cdot 10^4 \text{ 公斤/厘米}^2$ ，液体压缩性随压力增高及温度降低还要减小，当对整个計算的准确性要求很高时，才加以考虑。

三、油的比热

油的温度变化和油的比热有很大关系。因此，在设计液压系统中的油箱及冷却设备时，必须考虑油的比热的影响。

矿物油的比热系数可以按下面公式〔1〕計算：

$$C = \frac{1}{\sqrt{0.001\gamma}} (0.403 + 0.00081t^\circ\text{C}) \text{ 公斤} \cdot \text{度/仟卡} \quad (2.11)$$

式中 γ —— 温度 15°C 时油的重量 (公斤/升)；

t —— 油的温度 ($^\circ\text{C}$)。

§ 2.2 机床液压传动所用油的要求及选择

一、对机床液压传动所用油的要求

在机床液压传动中，由于压力、速度及温度在很大范围内变化，为了保证工作状态的稳定，要求所应用的工作液体能适应这种变化，并保持稳定的性能，不致因外界条件的变化而引起很大的改变或破坏，因此对油提出下列要求：

1) 粘度要符合具体工作条件，要使工作过程中，当外界条件在允许范围内变化时，粘度变化最小，因为粘度过大摩擦损失增加，过小则泄漏严重，都将导致效率的降低。

2) 应具有良好的不变的潤滑性和化学稳定性，不能含酸或碱，以免腐蚀管道及密封装置等。

3) 质量应纯净，不能含有沥青等高温易分解的物质，以免堵塞油路。不能含气体和易分化以及易分泌气体的物质，水分含量不应超出 0.025% 以免形成气隙气囊现象等，影响运动的平稳性，其他杂质含量也应尽量少，以免引起堵塞。

4) 在不同工作条件下，应有足够的油膜强度，因为它一旦破坏就会引起摩擦力急剧增加。

5) 凝固点要低，在气候寒冷的条件下工作，还能保持一定的流动性。燃点要高，保证安全。

二、油的选择与应用

金属切削机床中最常用的油为 [20] [30] 及 [45] 号工业矿物油，其粘度为 $\nu_{E_{50}} = 2.6 \sim 7$ 。

在中小压力 ($P = 20 \sim 30 \text{ 公斤/厘米}^2$) 下作往复运动的传动装置中，或是在速度较高的传动装置中 ($v = 8 \text{ 米/分}$) 可采用粘度 $\nu_{E_{50}} = 2 \sim 3$ 的 [12] 及 [20] 号工业矿物油。

在实现旋转运动传动装置中，因速度较高和温度升高较快，一般采用粘度较大的 $\nu_{E_{50}} = 3 \sim 3.5$ 的 [30] 及 [45] 号工业矿物油。

在选择油类时，还应当注意机器周围的温度，如果周围温度高，则采用粘度较大的油，

如果周圍溫度低，則採用粘度較小的油。

在精密的液壓傳動裝置中，如液壓隨動裝置等，宜採用〔12〕號工業礦物油。

在容積損失（泄漏）要求嚴格的機構中，宜採用電離後的油，因為油經電離後，其粘度幾乎不隨溫度而變化。

表 2-2 所列系金屬切削機床中最常用的油類的基本性能。

表 2-2 機床中常用油類的基本性能

油 的 牌 号	〔12〕號工業礦物油 (2 號錠子油)	〔20〕號工業礦物油 (3 號錠子油)	〔30〕號工業礦物油 (J 號機器油)	〔45〕號工業礦物油 (C 號機器油)	〔50〕號工業礦物油 (CY 號機器油)
密度	0.870~0.891	0.881~0.905	0.886~0.916	0.886~0.926	—
燃點℃	165	170	180	190	200
凝固點℃	—50	—20	—15	—10	—20
ν_{50}	10~14	17~23	2~33	38~52	42~58
$^{\circ}E_{50}$	1.86~2.26	2.60~3.31	3.81~4.59	5.24~7.07	5.76~7.86
每克油的酸數	0.14	0.14	0.2	0.35	0.15
含塵量%	0.007	0.007	0.007	0.007	0.005
水分	無	無	無	無	無
機械雜質%	無	無	0.007	0.007	0.007
水溶性酸鹼	無	無	無	無	無

注：工業礦物油的牌號〔12〕、〔20〕、〔30〕、〔45〕、〔50〕是代表油的平均運動粘度。

應該指出，目前在油的代用方面正在進行研究。尋找一種粘度不隨溫度變化且其他性能亦很好的工作液體是液壓傳動發展中的重要關鍵。此外，為了節約油的消耗也有必要研究它的代用問題。

§ 2.3 有壓管流的計算

一、層流、紊流及平均流速的概念

層流和紊流是液體兩種不同的流動形態，所謂層流是指液體各分子是平行於導管軸線而運動的，而紊流中，除了這種規律的軸向運動之外，液體分子或多或少還有橫向運動。

在正常條件下，機床液壓傳動多半屬於層流，只有在速度大，粘度小及外界擾動的影響下，才出現紊流，故機床有壓管流一般可以以層流為出發點來進行計算的。

有壓管流中，其各流層的速度分布如圖 2-1 所示，在近管壁處因有附着力存在所以速度較小，最外層理論上近於零，而在管流中央流速最大，大約形成拋物線狀，為了方便，常取其平均值作為計算依據，稱之為平均流速。

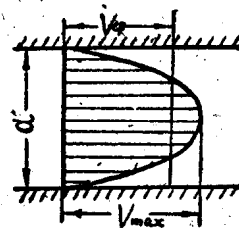


圖 2-1 管中的流速分布。

二、壓力損失的計算

當液體在導管內流動時，由於有分子間的摩擦和液流與管壁之間的摩擦存在，不可避免的會產生壓力降，亦即有壓力損失存在，除一般的沿程損失外，還有因管徑突然變化及

連接部分等原因引起的局部压力損失。

在設計液压系統時，液压損失的計算有很重要意義，因為由它可以確定所需壓力，流速、輸油率、效率及機構的可靠性和經濟性等。

1. 導管中的沿程損失計算：

根據水力学，沿程壓力損失可按下式計算：

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma \quad (2.12)$$

式中 ΔP ——壓力損失（公斤/米²）；

λ ——導管內之阻力係數（或稱壓力損失係數）；

l ——計算某段直導管之長度（米）；

d ——計算導管的內徑（米）；

v ——液體平均流速（米/秒）；

g ——重力加速度（米/秒²）；

γ ——液體重量（公斤/米³）。

阻力係數 λ 決定於表明運動特性的，與導管大小，液體速度成正比，與液體粘度成反比的雷諾數，是個無因次的數值，一般用實驗方法求得。對於用於機床的礦物油，可取[6]：

$$\lambda = \frac{75}{R_e}$$

R_e 表示在圓導管中運動液體的雷諾數。

實驗證明，在雷諾數較小時（240~1640），規則的彎管（指彎曲角為90°），當彎曲部分之長度與直徑比 $L/d \leq 6$ 時，其阻力係數與直管之阻力係數相差極微，亦可用上式計算。

對於液體在軟管中作層流運動，壓力損失係數也可以視為與直硬管相等。但注意軟管中之擾動比硬管要大，所以易形成紊流，而且當軟管之彎曲半徑減小時，其阻力係數將激增，主要是由於軟管在彎曲時彎曲處不可避免的產生壓縮使阻力增大之故。一般裝有標準管接頭的各种直綫軟管根據實驗數據，阻力係數約為：

$$\lambda = \frac{75}{R_e} \sim \frac{85}{R_e}。$$

以上計算公式都只能適合於機床上用的粗糙度在允許範圍內的光滑管。

2. 局部壓力損失計算：

局部損失引起的原因是多种多样的，如管道出入口，管道截面的突然改变，流經網孔，急轉彎，流經節流孔等等都会引起局部壓力損失，因此不可能有統一的計算公式，主要是依靠實驗以不同的局部壓力損失係數來考慮各种不同情况，常以下式來表示：

$$\Delta P_i = \varphi_i \frac{v^2}{2g} \gamma \quad (2.13)$$

局部壓力損失係數 φ 值決定較复杂，計算時通常以當量導管長度 l_i 的形式來代替。

$$\begin{aligned} \varphi_i \frac{v^2}{2g} \gamma &= \lambda \frac{l_i}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma, \\ \varphi_i &= \lambda \frac{l_i}{d}, \\ l_i &= \frac{\varphi_i}{\lambda} d. \end{aligned} \quad (2.14)$$

$\frac{l_i}{d}$ 比值視液流性质而定，紊流时为一常数，层流时可以用下式〔6〕計算：

$$\frac{l_i}{d} = 1350nR_e^{0.048} \quad (2.15)$$

式中 n ——經驗系数，視局部阻力的形式与安装位置而定，如表 2-3 所列。

表 2-3

局 部 阻 力 形 式	n 值	局 部 阻 力 形 式	n 值
直角钻孔	0.0334	三通管接头	
控制边直径 $d \leq 20$ 毫米的滑閥	0.034	直向引入液流	0.017
垂直方向引入液流时的三通閥	0.0068	側向引入液流	0.054
直通球式单向閥	0.0504	急剧扩大	
直角球式单向閥	0.0141	1:4	0.023
节流閥		1:2	0.017
a) 全开	0.005	3:4	0.013
b) 閉1/4	0.0313	急剧收缩	
c) 閉1/2	0.151	4:1	0.0125
d) 閉3/4	0.586	2:1	0.0062
		4:3	0.0055

最后可以得到包括沿程损失和局部损失的导管当量长度：

$$L_{np} = l + \sum l_i \quad (2.16)$$

把 L_{np} 代入压力损失計算公式，則一次就可算出全部损失，但应注意，导管当量长度加法只允許在两相邻局部损失間距离不小于 $5d$ 时使用。

三、隙縫及小孔的流量計算

研究液体流过間隙的問題在液压傳动的設計計算中占很重要的地位。因这問題涉及到液压系統各部件工作部分連接处是否能保証很好的密封，流量损失是否在允許的範圍內。一般有相对运动的两物体間不可避免地都存在間隙，必須使零件間既不产生过大的摩擦又保証必要的密封性。

在液压随动系統的設計研究中，隙縫及小孔流量的計算还有其更重大的意义，因为随动运动就建筑在隙縫流量的基础上，計算系統的精度及稳定性，必須以隙縫及小孔流量公式为基础。

这方面的研究还不够成熟，因为影响的因素較多，計算結果常与实际不符，下面介紹的只是根据水力学理論得到的理論公式，可作一般泄漏計算用，目前在液压随动系統的研究方面已提出了某些以实验为基础的經驗公式，和經驗理論相結合的公式，用时可参考有关文献。

流经两平行平面間的隙縫流量公式〔5〕：

$$Q = \frac{\delta^3 \cdot W \cdot \Delta p}{12\mu l} \text{ 厘米}^3/\text{秒}; \quad (2.17)$$

流经圓环状隙縫的流量公式〔5〕：

$$Q = \frac{\pi \delta^3 \Delta p}{12\mu l} (r_1 + r_2) \approx \frac{\pi d \delta^3 \Delta p}{12\mu l} \text{ 厘米}^3/\text{秒}; \quad (2.18)$$

流经小孔或小直径沟槽的流量公式〔5〕：

$$Q = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \mu l} \text{ 厘米}^3 / \text{秒}, \quad (2.19)$$

上三式中

δ ——隙縫的間隙寬度 (厘米);

W ——隙縫垂直于油流方向的寬度 (厘米);

l ——沿油流方向隙縫或孔的長度 (厘米);

Δp ——壓力降 (公斤/厘米²);

μ ——絕對粘度 (公斤·秒/厘米²);

r_1 及 r_2 ——環形隙縫的外半徑及內半徑 (厘米);

d ——環形隙縫或小孔的直徑 (厘米)。

流經薄壁小孔的流量公式:

$$Q = \mu' f \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} \text{ 厘米}^3 / \text{秒} \quad (2.20)$$

式中 μ' ——流量系數, 對礦物油可取 $\mu' = 0.6 \sim 0.73$;

f ——小孔面積 (厘米²);

g ——重力加速度, 981厘米/秒²;

γ ——油的重量, 0.0009公斤/厘米³。

如將 g 及 γ 值代入上式, 可得

$$Q = 1472 \mu' f \Delta p^{0.5} \text{ 厘米}^3 / \text{秒} \quad (2.21)$$

上面的計算只適用於正常的情况, 如對環形隙縫而言, 設其具有高度同心, 壓力、溫度對粘度的影響略去不計, 沿整個流動長度不變等的理想情况, 較精確的計算應按下面修正公式, 對於偏心率為 ε 的環形隙縫流量為:

$$Q = \frac{\pi d^3 \Delta p}{12 \mu l} (1 + 1.5 \varepsilon^2), \quad (2.22)$$

上海機床廠曾對直徑 d 為1~2毫米, 長度 l 為3~25毫米的小孔進行了流量試驗, 當溫度在30°C左右, 壓力差 Δp 在0~2.5公斤/厘米²範圍內, 流經小孔的流量可按下列經驗公式[11]計算:

$$Q = 0.56 \frac{\Delta p^{0.7} d^{2.2}}{l^{0.2}} \text{ 升/分} \quad (2.23)$$

在上述範圍, 計算結果與試驗實測的誤差不超過15%, 在一般計算中已足夠準確。

§ 2.4 液壓系統發熱與溫升的計算

由於液壓阻力存在而產生的壓力液壓系統在工作時損失, 以及整個液壓系統的機械損失和容積損失組成了總的能量損失。這些能量都轉變為熱能, 使油液產生溫升, 這不僅會使油液的物理性能有所變化, 從而影響液壓系統的正常工作性能, 甚至對於熱膨脹系數不同的運動件之間的間隙可能變小而卡死, 失去工作能力, 所以熱的計算在液壓傳動中也是不可缺少的, 而且應加以必要的限制。一般為了保證系統的良好工作性能, 規定在機床液壓系統中油的最高溫度最好不大於50°C。

一、局部的热计算

当液体挤过两静止平板间的縫隙时, 所消耗的能量即等于所花去的当量功的能量, 以 E_p 表示, 可按下式计算:

$$E_p = (p_1 - p_2)Q = \Delta p Q = \frac{\delta^3 W \Delta p^2}{12 \mu l} \quad (2.24)$$

式中符号与公式 (2.17) 相同。

温升根据热平衡的原理可按下式求得:

$$\Delta t = \frac{E_p}{Q J C \gamma} = \frac{\Delta p Q}{Q J C \gamma} = \frac{\Delta p}{J C \gamma} \quad (2.25)$$

式中 J ——热功当量 (公斤·厘米/仟卡);

C ——液体的比热 (仟卡/公斤·度);

γ ——液体的重度 (公斤/厘米³)。

对于两相对旋轉件, 用于剪切油层的能量损耗为:

$$E_c = F_c V, \quad (2.26)$$

式中 F_c ——阻力;

V ——切向运动速度。

根据流体摩擦定律, 单位面积上摩擦力为:

$$f_c = \mu \frac{v}{\delta}, \quad (2.27)$$

$$F_c = f_c l W = \mu \frac{v}{\delta} l W, \quad (2.28)$$

$$E_c = F_c v = \mu \frac{v^2}{\delta} l W, \quad (2.29)$$

符号代表意义同前, 对于圆形旋轉件:

$$l = \pi d,$$

$$v = \pi d n,$$

$$W = B,$$

式中 d ——剪切表面直径;

n ——轉数;

B ——縫隙垂直于速度向量方向的长度。

代入式 (2.29) 得:

$$E_c = \frac{\mu}{\delta} \pi^3 d^3 n^2 B. \quad (2.30)$$

若产生的热量全部用以提高油温则其数值为:

$$\Delta t = \frac{E_p}{Q J C \gamma} + \frac{E_c}{Q J C \gamma} \quad (2.31)$$

将前面环状縫隙流量公式 (2.18) 代入, 则:

$$\Delta t = \frac{12 \pi^2 \mu^2 d^2 n^2 B l}{\delta^4 \Delta p J C \gamma} + \frac{\Delta p}{J C \gamma} \quad (2.32)$$

上式表明, 在低压时, 温升主要与旋轉时所消耗的功有关; 而高压时, 温升的主要原因是油液挤过縫隙的能量耗损所引起的。

在計算中采用平均粘度，可以增加計算准确度。

对于相对运动为移动的情况可以相似的方法代入相应流量公式导出計算公式。

二、液压系統的热計算

对于整个液压系統或某一个液压部件而言，若已知輸入功率 N 及效率 η 的大小，可以近似的算出产生的热量，作为粗略計算及設計用。每仟瓦的損耗功率相当于860仟卡/小时，因此系統产生热量为：

$$H = N_2 \cdot 860 = N(1 - \eta) \cdot 860 \text{ 仟卡/小时}, \quad (2.33)$$

式中 N ——液压系統的总功率（仟瓦）；

N_2 ——液压系統的損失功率（仟瓦）；

η ——液压系統的效率。

此热量一部分加热有关零件及油液，一部分則被散发。

若設 C_i ——油及液压裝置傳热部分的比热；

G_i ——油或部分液压系統的重量；

j_i ——散热系数；

F_i ——散热表面面积；

τ_i ——油液或零件对于空气的温度差；

Hdt —— dt 時間內所产生的热量；

$\Sigma C_i G_i d\tau_i$ ——使油及有关零件提高温度 $d\tau_i$ 度所需的热量；

$\Sigma j_i F_i \tau_i dt$ —— dt 時間內散热表面散出的热量。

則：

$$Hdt = \Sigma C_i G_i d\tau_i + \Sigma j_i F_i \tau_i dt,$$

$$dt = \frac{\Sigma C_i G_i d\tau_i}{H - \Sigma j_i F_i \tau_i}.$$

为了使公式簡化取温度差 τ_i 等于 τ 的平均值，积分上式得

$$\tau = \frac{H}{j_i F_i} \left(1 - e^{-\frac{\Sigma j_i F_i}{\Sigma C_i G_i} t} \right) + \tau_0 e^{-\frac{\Sigma j_i F_i}{\Sigma C_i G_i} t} \quad (\text{度}), \quad (2.34)$$

式中 τ_0 ——起始温度差；

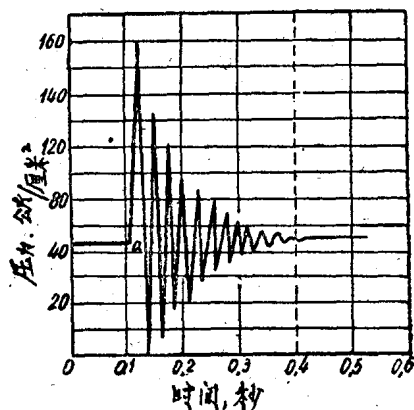


图2-2 压力波动曲线。

t ——整个工作延續時間。

最大值 $\tau_{\max}$ 即为热平衡时的温度，这时产生的热量全部散发在空間，不再产生溫升，即 $d\tau_i = 0$ 。

$$H = \Sigma j_i F_i \tau_{\max}, \quad (2.35)$$

$$\tau_{\max} = \frac{H}{\Sigma j_i F_i}.$$

散热系数 j_i 的数值如下：在油箱壳体为自然冷却

时 $j = 13 \text{ 仟卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot \text{度}$ ；

用風扇冷却时 $j = 20 \text{ 仟卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot \text{度}$ ；

用循环水强制冷却时 $j = 95 \sim 150 \text{ 仟卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot \text{度}$ ；

当表面周圍空气循环困难时 $j = 8.7 \text{ 仟卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot \text{度}$ 。

小时·度。