

液压传动計算基础

耶尔馬科夫著



机械工業出版社

液 压 傳 动 計 算 基 础

耶 尔 馬 科 夫 著

陶 鐘 等 譯 校



机 械 工 業 出 版 社

1 9 5 8

出版者的話

本書詳盡地介紹了各種油泵、油閥及其他液壓設備的結構及其設計計算；列有許多與管道彈性及泄漏有關的液壓系統的設計資料。

敘述了與高速機床工作台反向及超程有關的液壓傳動裝置的計算方法；特別對速度穩定問題指出了較完整的解決方法。

本書可以作為高等工業學校「液壓傳動」課程中的教學參考書，也可供設計工程師及生產工作者在工作上參考之用。

本書由交通大學金屬切削機床及刀具教研室陶鐘、沈宏毅、林益耀、周繼洛、林廷圻、黃聰、黃源鎬翻譯，並經沈宏毅、陶鐘、林益耀、張曙校。

蘇聯 В. В. Ермаков 著 'Основы расчета гидропривода'
(Машгиз 1951 年第一版)

*

*

*

NO. 1771

1958 年 8 月第一版 1958 年 8 月第一版第一次印刷
850×1168 $\frac{1}{32}$ 字數 213 千字 印張 8 $\frac{7}{16}$ 0,001—3,100 冊
機械工業出版社(北京東交民巷 27 號)出版
機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第 008 號 定價(10) 1.60 元

目 次

序言	5
第一章 一般情况	9
1 液压传动的工作原理	9
2 开式系统与闭式系统	11
3 液压传动装置中所用的液体	12
4 液体的其他特性	15
第二章 管道	18
5 管道中的阻力	18
6 按综合参数计算液压系统	21
7 管道的安装	30
第三章 几种辅助装置	36
8 滤油器	36
9 封闭活门与封闭旋阀	39
10 蓄油器	40
第四章 油泵	47
11 概论	47
12 油泵的特性及其试验	49
13 油泵构造的概述	53
14 径向活塞泵的运动原理图及构造	59
15 径向活塞泵的运动学	60
16 径向活塞泵的输油率	65
17 径向活塞泵的结构尺寸	66
18 径向活塞泵的静力学	71
19 阀式活塞泵	78
20 轴向活塞泵	93
21 摆动盘式油泵的运动学基础	94
22 轴向油泵的构造图及其计算	105
23 轴向活塞泵的配油	119
24 叶片泵	123

25 齒輪泵	125
26 油泵的使用	132
27 几个动力器官的供油	137
28 动力器官的快速退回	139
第五章 閥	142
29 一般性能的簡述	142
30 閥及滑閥的通道截面积的計算	144
31 安全閥	157
32 單向閥	168
33 減压閥及变压器	171
34 速度穩定器	180
第六章 动力器官速度的調节	206
35 概論	206
36 进油路上的容积調速	208
37 在回油路上有反压力的容积調节	211
38 閉式循环的速度調节	213
39 节流調节	217
第七章 速度的自动調节	222
40 概論	222
41 外形靠模	228
42 靠模机床的滑閥	234
43 反向	237
44 反向滑閥	238
第八章 液压机構的某些动力学問題	249
45 穩定运动	249
46 不穩定运动及动力器官的加速	252
47 滑閥的运动方程式	258
48 动力器官的制动	262

序 言

在近代相当盛行应用水力学来解决在机械制造上很复杂的运动及动力的問題。

由此显示了需要一些（甚至初級的）参考書（或手册），用以計算整个液压系統或各个液压机构，而这些参考書是反映了这些問題的技术現狀。

提給讀者的本書是第一次使計算方法系統化的嘗試，据作者的見解，这在設計中是有所帮助的。

本書除了报导一般特性（管道的計算、管道的装配、一些輔助裝置等）之外，尚分析有关油泵的計算、一些广泛采用着的油閥的計算的問題，以及自动調速及外形靠模的問題。

一般的机器零件計算的方法不在本書中列入。

本書中分析了液压設備中一些單獨結構的平衡問題，以及一些有关过渡历程的計算。

最后這個問題列在本書中單獨的一章，即第八章中。

由于机器速度及移动質量显著地增高，以及在工業上广泛运用生产过程的自动化，过渡历程的計算在目前是最重要的問題。本書中列入此項能使工程技術人員熟悉這一問題的一些补充知識，以及扩大其技术眼界。

这样，本書不是系統化分类的手册，而是对一些与各別液压裝置或液压机构的工作有关問題的分析，作者認為这些問題在液压傳动中是最重要的。

考虑到闡明关于液压傳动設備的較詳細的計算方法的文献很缺乏，本書中主要叙述了各种操縱設備及一些輔助裝置的計算資料。

大多数的計算中以綜合參数的方法为基础，这方法的第一个

建議者是郭尔巴捷夫 (П. Ф. Горбачев) 教授 (1900 年), 此后加以进一步發展的有巴赫曼捷夫 (Б. А. Бахметев) 教授及巴甫洛夫斯基 (Н. Н. Павловский) 院士。这种方法能很簡單而明显地解决液流的分配問題, 以及求得計算液压系統所需的一切参数。計算問題的叙述是以假定讀者具有机械制造高等工業学校的教学大綱範圍內的知識为前提。

本書篇幅有限, 不允許讓作者叙述許多計算实例, 不能停留于一些深入的研究問題 (例如靠模系統的稳定性、靠模系統的動力計算、油閥的稳定性等問題), 也不能停留于更詳細地叙述已述及的液压機構及詳細的数学計算。

应用液体来实现机器工作器官的直綫往复运动出現得較早。四十多年以前茹可夫斯基 (Н. Е. Жуковский) 教授在講授应用力学中即指出了有类似的机器存在, 并称其为「水柱机」, 这种机器的特征为其工作需要很大的压力头及較小的循环液体容量。

这类「水柱机」中的动力器官由滑閥或旋閥实现反向, 应由某一輔助能源来使其越过「死点」, 即此能源与动力器官的速度及其动能無關。在近代还完全保持着在各种机器機構中用这种实现直綫往复移动的方法。

在机床制造中第一次应用水力学約在 1925 年, 当时以矿物油为液体介質, 作为得到进給及主运动驅动中的运动的工具。

在所有方法中, 液体能最簡單地解决轉数及速度無級調節問題, 能傳遞相当大的力, 假使采用油作工作介質, 則能提高零件的耐磨性 (由于自动潤滑性) 等, 所有这些原因促使水力学在机床制造中立即得到广泛的应用, 作为解决某些構造上及速度上的問題的方法。

开始, 水力学主要应用在磨床上, 即动力器官在小压力 ($p \leq 12$ 計示大气压) 作用下移动的机床上。

后来在 1935 年, 苏联金屬切削机床科学实验研究所 (ЭНИМС) 主任設計師組設計了一批用于組合机床各种工作循环的液压

系統，即用于低速度及高压力（ $p \leq 70$ 計示大气压）工作的机床上。

上述液压系統还使得在非組合的其他动力机床上（銑床、車床、拉床等）利用水力学成为可能。

机械制造的發展速度不可能使机床制造在技术上不繼續进展，即不可能不运用各种生产过程自动化的方式，在这些方式中水力学起着不小的作用。

生产过程自动化在社会主义社会的条件下能促使劳动生产率的增長，提高工人技术文化水平，且对从社会主义过渡到共产主义准备物質条件方面具有很大意义。

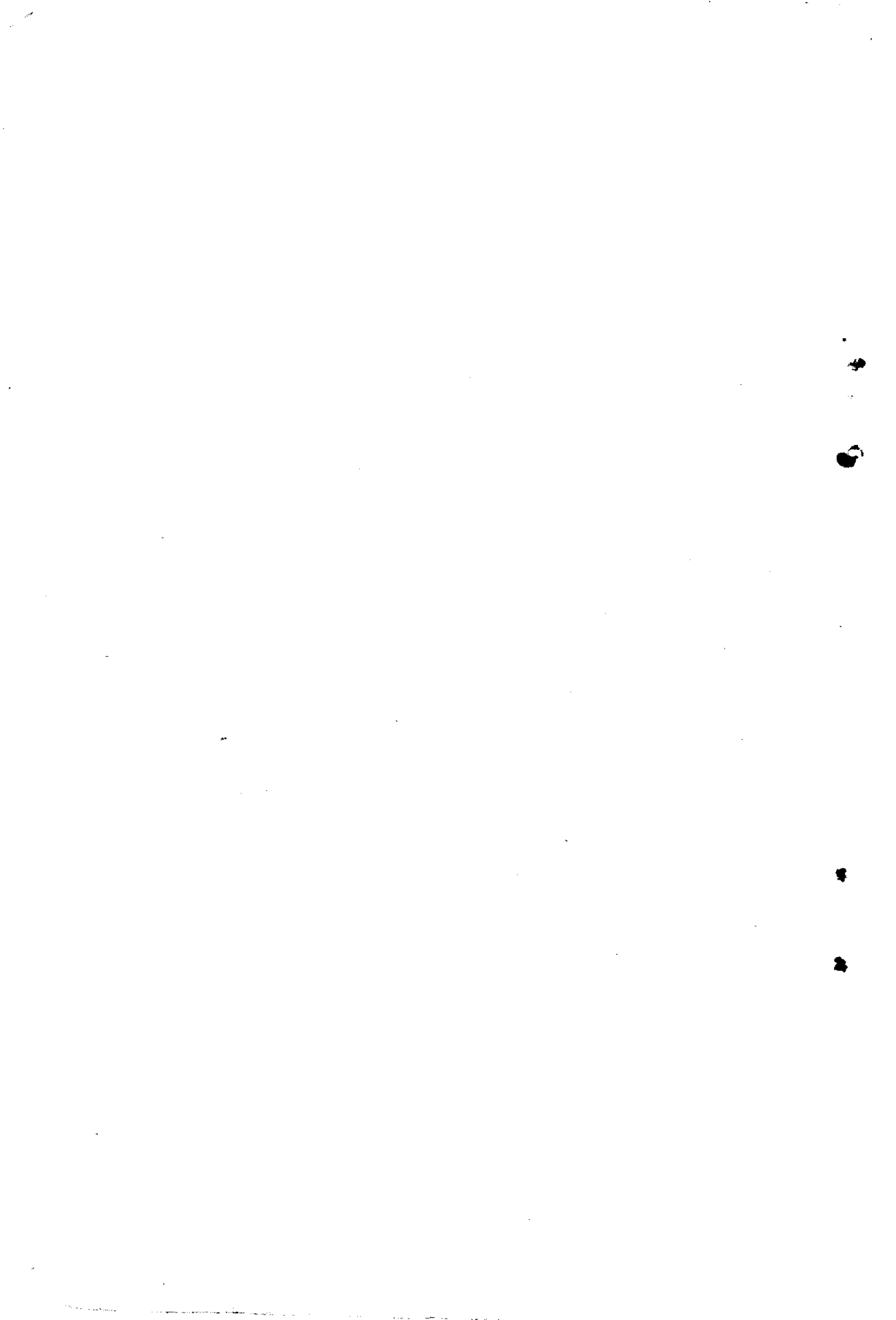
除了生产特种机床及組合机床外，苏联的机床制造工業在最近一个五年計劃中掌握了大量高生产率的液压万能机床。

苏联科学研究机关（金屬切削机床科学实验研究所，航空工艺科学研究所）以及机床厂的設計科（莫斯科机床厂，內圓磨床工厂，[紅色無产者]工厂，奥尔忠尼啓則工厂等）对各种机床液压設備及液压系統的标准化方面进行了很多工作。

大部分标准液压設備以集中的方式由机床制造部的專門化工厂 [液压傳动裝置] 生产。

考虑到在著作新書上的困难，由此可能在書中存在某些缺点，作者恳請讀者將所有看到的缺点和意見通知国立机械制造書籍出版社莫斯科，第三雅可夫大街一号（Москва，Третьяковский Пр., 1, Машгиз）。

作者



第一章 一般情况

1 液压传动的工作原理

在液压传动装置中利用液体当作能量转换与传递的介质，可以实现液压传动装置动力器官的任意的连续及间断的移动，因此特别广泛地应用在机器中的直线往复运动与旋转运动中。

为了要得到直线往复运动，把油泵与带活塞及活塞杆的油缸组合在一起使用。由油泵压入油缸内的液体，在油缸内推动带有活塞杆的活塞以及与活塞杆连在一起的机器部件。有时活塞与活塞杆为固定不动的，而由与相应的机器部件固定在一起的油缸来完成直线往复运动。

为了实现旋转运动，一般采用两只串联在一起的变量泵或定量泵，第一只油泵是名符其实的油泵，它的转子由电动机或其他发动机带动旋转；第二只油泵是用作转动机器部件的液动机，它的转子是由第一只油泵压出的液流来带动旋转的。这样，液压传动装置（液压转换装置，液压传递装置）是由两个基本部分组成：油泵是液压传动的第一部分；由油泵供油的液动机即是液压组合的第二部分。在第一种情况，即当在直线往复运动时，液动机是具有带活塞及活塞杆的油缸形式；在第二种情况，即在旋转运动的传动装置中，液动机是做成具有旋转转子的机器形式，转子可以是叶片轮、几个活塞油缸组成的缸体或齿轮等形式。由发动机带动旋转的油泵，把其机械能转换成液流的势能与动能供给液动机，而液动机又把液体的能量转换成作直线往复运动的活塞或油缸的、或作转动的液动机转子的机械能。因此液压传动装置的油泵与液动机按其作用类似于电气机组中的发电机与由发电机供给电能的电动机。

油泵与液动机須用管道連接起来，以便工作油液的进出，并应与控制机构連在一起，控制机构包括速度調节机构、換向机构、减压閥及單向閥、繼动器等。

所有这些控制設備通常是裝在操縱板內，此操縱板以裝好的形式，安到机器的机座內，有兩条管道与油缸或液动机連接；其他兩条管道之一連接操縱板与油泵，另一連接操縱板与油箱。

在液压傳动裝置內的能量損失是系統中工作油液泄漏所造成的容积損失、压力降所造成的液压損失以及摩擦的机械損失之总和。在現代液压傳动裝置的構造中，机械損失与液压損失相对講来較小，最大部分是容积損失。

动力活塞或液动机軸的速度的变更是依靠單位時間內流入油缸或液动机的油量的改变所产生，这可以用調节液压裝置动力部分的进油处或排油处的油量的方法来实现。

实际上，类似的調节由下述方法比較容易实现：1）依靠变更油泵的輸油率；此时油泵这样来設計，在轉速一定时供油量，即單位時間內油泵压出的油量可以改变。2）或依靠与动力机构成串联安裝的可調节阻力——节流閥，在此情况下，液压裝置具有一定量油泵，由油泵压出的一部分油液經溢流閥流回油箱，不作任何有效的功。

若 Q (公升/分) 表示油泵輸油率，而 Q_1 (公升/分) 为流入液动机或动力油缸的油量，則耗于油液通过溢流閥而流回的功率为

$$N_0 = \frac{(Q - Q_1)p}{450} \text{ 馬力。} \quad (1)$$

因此，液压傳动裝置动力部分速度的变化与节流調节时的損失变化有关，即与效率的改变有关。当速度减小时，即 Q_1 减小时， $(Q - Q_1)$ 之差增加，因而功率損失 N_0 增加；当速度增高时，則反之，功率損失 N_0 减小。因之节流調节只是应用在功率不大的液压裝置中才經濟合理。

換向——即动力活塞或油动机軸运动方向的改变是由于流入

液压组件机构第二部分中的液流的方向变更所造成，其方法有：

a) 依靠配流机构，b) 当变量泵时，则把定子相对于其中央位置（零位）移到另一端。但是后一种换向方法实际上极少采用，主要是由于引起液压装置的构造复杂。所以即使在采用变量泵时，一般也是依靠配流阀来进行换向。

由于油液在实际上是不能压缩的，所以仅当液压装置的动力器官在工作行程期间的载荷固定不变、系统完全密封以及在系统内没有空气存在的情况下，动力器官的运动才可能是完全均匀的（即速度固定不变），但是实际上由于各种原因，动力活塞或液动机轴的载荷是波动的，而根据工艺上与结构上的原因完全的密封也不可能达到。这就造成动力活塞或液动机轴以及与此相连的机器部件的速度不是固定不变的，在很多情况下，运动的不均匀性是运转上的一个严重的缺点，如要消除运动不均匀性，或至少限制在某一适当范围内，必要时须采用特殊的补偿机构——即所谓速度稳定器。

2 开式系统与闭式系统

直线运动和旋转运动的液压传动装置中，液体可以是开式循环，或是闭式（环式）循环。

在开式循环的液压装置中，用过的油液从液压装置的第二部分中流回油箱，从油箱再由油泵送入液压系统。

在闭式或环式循环的液压装置中，用过的油液不经油箱而经单向阀系统直接流入油泵的吸油管。显然在闭式循环时，流入动力油缸或液动机的油量应当等于在同时时间内从油缸或液动机内流出的油量。因为在任何液压装置构造中，即使经过极精密的制造，少量容积损失是不可避免的。此外，在差动式动力油缸中，活塞的一端为阶梯形，而油缸的截面积不是常数，因此在闭式循环的液压装置内，为了补偿容积损失以及保证流入与流出之油量相等，要采用一辅助泵，此辅助泵通常是装在反压力的一边。

閉式循环很难使工作油液得到很好的冷却，油液需經特別仔細的過濾，但在液压裝置为合理結構的条件下，却几乎能在液压系統內不形成低于大气压的压力。由此在系統內沒有空气存在，能使由动力活塞或液动机所驅動的机床工作器官——工作台、溜板、动力头等获得很大的运动均匀性。

在开式循环的液压裝置中，若油箱有足够大的容量及合理的構造，則流回油箱的工作油液能在油箱內澄清，因而可使油液从污杂的混合物中分离出来。但在开式循环系統中，在一定的条件下会在系統的出口部分造成过低压力；因而当無附加的反压力时，几乎不能避免在系統內存在空气。

除了反压力以外，可用下列方法防止空气进入开式循环液压系統。

- 1) 回油（排油）管的末端低于油箱內的油液面。
- 2) 油泵的吸油管道保証尽可能完全的密封。
- 3) 安裝油泵应使吸油高度尽可能地小， $H \leq 50$ 公分；把油泵全部浸沒在油箱的油液面下則更好。
- 4) 在动力油缸的頂盖上安裝管子及小塞門，用以排出进入系統內的空气。

3 液压傳动裝置中所用的液体

在液压傳动裝置中所用的工作油液几乎全是各种牌号的矿物油。矿物油比有机油具有更大的化学安定性、优良的防腐性及潤滑性，此外还比植物油便宜。

适用于液压傳动裝置的油液应当不含瀝青，因为在油溫超过 $40 \sim 50^\circ$ 时，它要开始析出，并沉淀在管道內壁及旋閥和閥的通油截面中，因而引起在液压傳动裝置系統內油液流通的阻力显著增加。

油液在化学成分方面应当均一，同时具有足够高的閃光点及足够低的凝固点。这些溫度也像矿物油的其他重要特性一样，由

苏联国家标准 (ГОСТ) 所規定。

在油中包含水分，会形成水汽，并使液压傳动裝置不能在低溫时工作，所以不允許含有水分。

油也不应当含有水溶酸类及鹼类（它們会引起液压傳动裝置系統零件的腐蝕）以及肥皂油脂。肥皂油脂要形成泡沫，这可能成为液动机軸轉动或动力活塞移动速度不均匀的原因。

在液压傳动裝置內应用的矿物油的相对粘度大多在 $2 \sim 6^\circ \text{E}_{50}$ 的範圍內。

在低压力及中等压力 ($p \leq 20 \sim 30$ 計示大气压) 下工作的直綫往复运动的傳动裝置內，当动力活塞在高速度时——大約超过 8 公尺/分——采用低粘度的油液，一般为 $(2 \sim 3)^\circ \text{E}_{50}$ ，这相当于苏联国家标准 ГОСТ 1837-42 所規定的 2 号及 3 号錠子油。

在旋轉运动的傳动裝置內，一般需要用大粘度 $(3 \sim 5.5)^\circ \text{E}_{50}$ 的油液[●]，这相当于 ГОСТ 32-42 所規定的 3 号錠子油、П号透平油以及 ГОСТ 1707-42 所規定的 П号与 С号机器油。更大粘度的油液在液压傳动裝置內很少应用。对于自动的液压机构（压力繼动器，自动換向裝置，輔助滑閥等）必須采用名称与等級符合液压机构使用手册的油液，以避免破坏液压机构的工作。

压力以及特别是溫度对油液的粘度發生影响：溫度降低及压力增高，粘度就增加，当这两个因素在相反方向变更时粘度就减小。

当进行特別精确的計算时，在各种不同的溫度下油液的粘度，建議用所謂 [粘度-溫度系数] (BTK) 来求得。对于液压裝置內普通粘度（不超过 6°E_{50} ）的矿物油（石油），当溫度在 30° 与 150°C 範圍之內时，溫度对粘度的影响由下式表示：

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n, \quad (2)$$

式中 ν_t ——在溫度为 $t^\circ \text{C}$ 时的动粘度系数 ($\text{公分}^2/\text{秒}$)，而指数 n 如下：

● 液压系統所用的油液已統一由 ГОСТ 1707-51 規定，称为工業油。——校者

$$^{\circ}\text{E}_{50}=1.2 \quad 1.5 \quad 1.8 \quad 2.0 \quad 3.0 \quad 4.0 \quad 5.0 \quad 6.0$$

$$n=1.39 \quad 1.59 \quad 1.72 \quad 1.79 \quad 1.99 \quad 2.13 \quad 2.24 \quad 2.32$$

、 动粘度系数与以恩氏度数为單位的粘度值間的关系为:

$$\nu = \left(0.0731^{\circ}\text{E} - \frac{0.0631}{^{\circ}\text{E}} \right) \text{公分}^2 / \text{秒}。 \quad (3)$$

因而根据前式算出动粘度系数, 然后可以从下式求得在溫度 $t^{\circ}\text{C}$ 时的恩氏粘度:

$$^{\circ}\text{E} = 6.84(\nu + \sqrt{\nu^2 + 0.01845})。 \quad (4)$$

在其他相同的条件下, 油液粘度愈大, 則通过縫隙的泄漏愈小, 而液压阻力的損失愈大。但是液压傳动裝置在高压下工作时(大約 $p \geq 50$ 計示大气压), 这种損失相对来講是很小的。

表 1 列出最常应用在液压傳动裝置內的油液的一些基本特性[⊙]:

对于液压傳动裝置特別适宜用所謂电解油(вольтолизированное масло), 这种油液是由油液經电子放电方法加工而得到的。这样

⊙ 現行苏联国家标准 ГОСТ 1707-51 規定在液压系統、工艺过程和潤滑設備等中所用的無雜精制蒸餾石油統称为工業油, 根据其动粘度分为 12; 20; 30; 45 及 50 号五种。工業油在物理-化学性能方面应符合下列要求。

指 标	牌 号				
	12号 (2号鋅 子油)	20号 (3号鋅 子油)	30号 (Л号机 器油)	45号 (С号机 器油)	50号 (СУ号机 器油)
在50°C时的粘度					
а) 动粘度(分泊)	10~14	17~23	27~33	38~52	42~58
б) 相对粘度	1.86~2.26	2.60~3.31	3.81~4.59	5.24~7.07	5.76~7.86
炭渣值(%)小于	—	—	0.3	0.3	0.2
每克油中的含酸量 (毫克)	0.14	0.14	0.2	0.35	0.15
灰分(%)小于	0.007	0.007	0.007	0.007	0.005
有机雜質(%)小于	無	無	0.007	0.007	0.007
閃光点(°C)不低于	165	170	180	190	200
凝固点(°C)不超过	-30	-20	-15	-10	-20

括号中为相应的旧牌号, 油中不允許含有酸性和鹼性水溶液及水分。——校者

表1 油液的基本特性

参 数	油 液 名 称						
	2 号錠 干油	3 号錠 干油	Л号透 平油	Л号机 器油	С号机 器油	УТ号透 平油	2 号汽 缸油
ГОСТ	1837-42	1837-42	32-42	1707-42	1707-42	32-42	1841-42
比重	0.88~ 0.89	0.88~ 0.90	0.90	0.886~ 0.92	0.826~ 0.93	0.91	0.826~ 0.92
閃光点不 低于〔°C〕	165	170	180	180	190	180	215
凝固点不 超过〔°C〕	-30	-20	-15	-15	-10	-10	+5
在50°C时 的粘度 〔°E〕	2.0~2.2	2.8~3.2	2.9~3.2	4.0~4.5	5.5~7.0	3.5~4.5	在100°C 为1.8~ 2.2
动粘度 〔分泊〕	11.8~ 14.0	19~23	20~23	29~33	41~53	25~33	在100°C 为9.5~ 14.0

加工的結果，所得油液的粘度曲綫的斜度比未經这种方法加工过的油液要大。在液压傳动裝置的工作过程中，当电解油受热时，其粘度几乎不变，所以在系統內泄漏与油液流动的阻力可以認為是几乎固定不变的。

应用在液压傳动裝置內最有發展前途的液体是所謂硅油（СИЛИКОНЫ）——硅的有机化合物，其特点是在低于零度很多时才凝固（例如：-55°或-70°），以及在很广的溫度範圍內液体粘度的变化很小（即粘度曲綫很斜），从工作期間泄漏与容积效率恒定的观点来看，上述特性对于应用在液压傳动裝置內的液体，具有特別重要的意义。

4 液体的其他特性

液体的压縮性

液体的压縮系数可作为液体压縮性的指标，

$$\beta_T = -\frac{1}{V} \left(\frac{dV}{dP} \right)_T, \quad (5)$$

式中 V ——液体的容积, p ——作用在液体上的外压力 (公斤/公分²), 而注脚 T 表示相应于此压缩系数的温度 (或温度的范围)。因而在温度及其他条件相同时, 被压缩液体的容积相对变化值由下式决定:

$$\frac{\Delta V}{V} = -\beta \Delta p. \quad (6)$$

由此可见, β 值的度量单位为公分²/公斤 (单位为 [大气压的倒数]) β 的倒数值称为压缩模数, 其度量单位为公斤/公分²。液体压缩性随着压力增加及温度降低而减小。

应用在液压传动装置内的液体, 其压力在 100~150 计示大气压以下的范围内, β_T 值可以取为定值: 对于各种油液, $\beta_{20^\circ} = (5 \sim 7.5) \times 10^{-5}$ 公分²/公斤; 对于水, $\beta_{20^\circ} = 42 \times 10^{-6}$; 对于汞, $\beta_{20^\circ} = 2.7 \times 10^{-6}$; 对于甘油, $\beta_{15^\circ} = 22 \times 10^{-6}$ 。

在动力器官的工作行程期间, 液体得到压力的增量 $\Delta p = p - p_0$, 压缩功等于:

$$A = \frac{\Delta p \Delta v}{2} = \frac{(p - p_0)^2 v \beta}{2} \text{ 公斤} \cdot \text{公分},$$

此功转变成热量, 使液体发热。

假使动力器官每分钟完成 n 个行程, 于是每小时的压缩功为:

$$L = A \frac{n}{2} 60 \frac{\text{公斤} \cdot \text{公分}}{\text{小时}}.$$

这相当于:

$$K_s = \frac{L}{427} = \frac{15 n v (p - p_0)^2}{427} \beta \frac{\text{卡}}{\text{小时}},$$

式中 v (公分³) ——在初压力 p_0 时液体的原始容积。

液体的温度增量决定于系统更新液体的频率 k_0 ,

$$k_0 = \frac{q}{v} = \frac{\pi D^2 h n 60}{4 v} \text{ 次/小时},$$

式中 D ——动力器官的直径(公分);

h ——动力器官的行程(公分)。

液体温度的增高为: