

金屬切削机床的液压傳动

(上 冊)

陸元章 沈宏毅 梁祖厚
編 譯

科 学 技 術 出 版 社

金屬切削机床的液压傳動

(上 冊)

陸元章 沈宏毅 梁祖厚 編譯

科學技術出版社

內 容 提 要

本書分爲上下兩冊出版，主要內容爲關於油泵（齒輪泵、葉片泵、活塞泵）、油動機（工作油缸、油馬達）、控制機構（壓力控制閥、節流閥、方向控制閥、調節泵之控制、控制板）及輔助設備（油箱、貯油筒、濾油器、油管）之型式、構造、作用與保全之論述。

以上均爲液壓系統的組成部分，其總作用則見於油路。本書列舉多種机床的典型油路，詳爲敘述，俾讀者不僅可對整個液壓系統有明確之認識，而且在遇到新的液壓机床時，可以參照類似之油路，加以比較分析，因而可迅速地明悉其構造及性能。本書關於漏油量、液壓損耗、机床工作靈敏性、油泵設計及油箱設計等均有數字分析，不僅可作設計之參考，且可進一步說明油路性能。最後介紹隨動機構，說明其接力作用及自動調節之性能。此外，還附錄蘇聯標準油泵及閥門之規格。本書既宜於機械工廠工程師及技術人員之用，又可作爲專科大學中機械製造專業學生之參考。

金屬切削机床的液壓傳動

（上 冊）

編譯者 陸元章 沈宏毅 梁祖厚

*

科學技術出版社出版

（上海建國西路336弄1號）

上海市書刊出版業營業許可証出○七九號

中科藝文聯合印刷廠印刷 新華書店上海發行所總售

*

統一書號：15119·235

（原大東版印1,500冊）

開本 787×1092 耗 1/16·印張 11·字數 228,000

一九五六年五月新一版

一九五六年五月第一次印刷·印數 1—2,020

定價：{10}一元六角

序

採用液壓傳動，為機床主要發展方向之一。我國機械工廠中，液壓機床現已相當普遍，且為數日增，仿製的蘇式液壓機床，型式亦已不少；但此種機床之設計、應用及保全與一般機床有所不同，故在應用中往往發生困難。在工業學校中，液壓機床亦為教學改革後新開課程之一，而在教材、課程設計及畢業設計等各方面，有關這類的中文資料極少。為此編成此書，以應目前之急需。

本書計分七編：第一編為概論；第二、三、四編分別介紹液壓機構的各個組成部分，即油泵（齒輪泵、葉片泵、活塞泵），油動機（油缸、油馬達），控制機構（壓力控制閥、節流閥、方向控制閥，流量調節式油泵之控制，控制板）及輔助設備（油箱、貯油筒、濾油器、油管）等的類型、構造、性能及簡單之計算；第五編列舉各種機床的典型油路，藉以說明液壓系統的整個作用，俾在研究液壓機床時，可以參考類似的油路，迅速地明悉其性能；第六編為隨動機構，介紹接力機構及靠模切削裝置；第七編為計算，包含液壓損耗，漏油及機床動作靈敏性之核算。而把油泵設計及油箱設計分別附屬在第二編及第四編中。

關於閥門，本書係按照用途而分類，往往構造相同而作用有異，故分別列出其油路，以為說明。在油路一編的說明中，對機床液壓系統的線路用箭頭方式來表示，能明顯地表達出每一系統中所包含的各支油路，以使讀者對各種油路圖易於掌握。再則，在專門名詞的翻譯上，儘可能地採用了通俗而常見的名詞。

本書宜於機械工廠中的工程技術人員設計及運轉之用，又可作為大專學校金屬切削機床專業及機械製造專業的教材。

編者學識淺陋，訛誤之處在所不免，尚希讀者指正。

編者 1955年7月於上海

参 考 文 献

1. С. С. Сильченко, Гидравлическое Оборудование Металлорежущих Станков.
2. Е. М. Хаймович, Гидроприводы и Гидроавтоматика Станков.
3. ЭНИМС, Гидравлическое Оборудование Металлообрабатывающих Станков.
4. Henry Ford Trade School, Hydraulics.
5. M. E. Walter Ernst, Oil Hydraulic Power and Its Industrial Applications.
6. Машиностроение, Энциклопедический Справочник, Том 9. Том 12.
7. В. В. Лоскутов, Шлифовальное Дело.
8. М. С. Лебедев, Шлифовальное Металлов.
9. А. И. Воинович и И. ф. Савин, Гидравлические и Пневматические Устройства на Строительных и Дорожных Машинах.
10. H. C. Town, Modern Machine Tools.
11. В. В. Ермаков, Основы Расчета Гидропривода.
12. Hydraulic Control and Feeding Mechanisms for Machine Tools.
13. Oilgear, Fluid Power, Variable Speed Transmissions.
14. А. В. Слепак, Металлорежущие Станки.
15. Б. Ф. Еремин, Протягивание.
16. Академия Наук СССР, Передачи в Машиностроении.
17. В. Н. Бежанов и В. Т. Гошунов, Производственные Машины-Автоматы.
18. 蘇聯機器介紹叢書:
872 型鋸床
737 及 7 A 36 型液壓牛頭銼床
MM 582 型萬能螺紋磨床.

目 次

(上 冊)

序

第一編 概 論

第一章 液壓傳動及液流特性	1
§ 1. 機械能之傳遞方式與液壓機構之特點	1
§ 2. 油類的物理性質	3
§ 3. 液壓機構所用油液	6
§ 4. 液流的特性	9
第二章 液壓機構的傳動系統	10
§ 1. 液壓機構實例	10
§ 2. 開式油路與閉式油路	12
§ 3. 調節油動機構速度之方法	13

第二編 油壓之產生與應用

第一章 齒輪泵	17
§ 1. 齒輪泵之類型	17
§ 2. 齒輪泵之設計	21
§ 3. 齒輪泵的裝配與保全	26
§ 4. 齒輪油泵之試驗	27
§ 5. 齒輪泵計算實例	27
第二章 葉片泵	29
§ 1. 調節式葉片泵	29
§ 2. 恆量式葉片泵	30
§ 3. 調節式葉片泵的設計計算	33
§ 4. 恆量葉片泵定子之設計	34
§ 5. 葉片泵之裝配與保全	34
第三章 活塞泵	39
§ 1. 輻向式油泵	39

§ 2. 輻向活塞泵的性能與設計	44
§ 3. 輻向活塞泵計算實例	46
§ 4. 軸向活塞泵	47
§ 5. 軸向活塞泵的性能與設計	52
§ 6. 活塞泵之保全	55
第四章 油馬達	56
§ 1. 葉片式油馬達及輻向活塞式油馬達	56
§ 2. 軸向活塞泵及油馬達的力矩	58
§ 3. 油泵與油馬達之組合	62
§ 4. 油馬達之功率	67
第五章 工作油缸	68
§ 1. 油缸機構	68
§ 2. 油缸及活塞之形式及製造	70
§ 3. 工作油室中之輸油量、液壓、流速、功率及效率之計算	73
§ 4. 填料	76
第六章 液流速度及平穩性	81
§ 1. 液流速度問題	81
§ 2. 液壓裝置之平穩性	82

第三編 液壓機構的控制設備

第一章 壓力閥	85
§ 1. 壓力閥構造上之三種基本型式	86
§ 2. 安全閥	91
§ 3. 阻力閥	92
§ 4. 溢流閥	92
§ 5. 穩壓閥	92
§ 6. 減壓閥	93
§ 7. 差壓閥	95
§ 8. 增壓閥	98
§ 9. 壓力閥之設計	99
第二章 節流閥	99
§ 1. 簡式節流閥之構造	100
§ 2. 簡式節流閥性能之分析	102
§ 3. 複式節流閥(亦稱速度調節器)	105
§ 4. 節流閥在油路中位置之影響	111

第三章 方向控制閥	112
§ 1. 啓閉閥與單向閥.....	112
§ 2. 程序閥與繼動器.....	115
§ 3. 三通閥.....	117
§ 4. 手動式四通閥.....	119
§ 5. 機械方法操縱之四通閥.....	120
§ 6. 電磁操縱之四通閥.....	122
§ 7. 液動式四通閥.....	125
§ 8. 四通閥反向之分析.....	130
§ 9. 四通閥之設計.....	133
§ 10. 滑閥所受軸向推力之計算.....	134
第四章 調節泵之控制	135
§ 1. 調節排油量之方式.....	135
§ 2. 調節式油泵排油的穩定性.....	137
§ 3. 調節泵實例.....	140
第五章 控制板	145
§ 1. 分段走刀控制板——用二個電動主閥.....	146
§ 2. 分段走刀控制板——用一個主閥.....	153
§ 3. 往復等速運動之控制板.....	159
§ 4. 雙泵油路控制板.....	164

第一編 概論

第一章 液壓傳動及液流特性

§ 1. 機械能之傳遞方式與液壓機構之特點

機械能之傳遞及操縱方式，種類頗多，可分為四大類：(1)純機械化之傳動；(2)電氣傳動；(3)液壓傳動；(4)氣壓傳動。將兩種以上之傳動方式綜合應用者，亦甚廣泛，如電氣-機械、液壓-機械、氣壓-機械、液壓-電氣、液壓-氣壓等，此等綜合之傳動裝置，正在日趨完善中。

爲了合理選用傳動機構起見，必須明悉其特性、優點、缺點及發展過程。

在現代之機床性能中，切削速度及走刀之無級調節，以及操作自動化，特別重要。以往多採用純機械性的無級傳動，用磨擦傳動機構來達到目的。但在磨擦面上產生巨大的壓力，於是磨擦面磨損很快。其自動裝置則不僅使用的範圍狹窄，且複雜而累贅，因此，目前只用於功率小的機構上。

氣壓傳動裝置係以壓縮空氣爲工作介質，因此須附有一個空氣壓縮機。由於在氣壓改變時，其體積變化很大，使機械移動的速度變化很烈，故氣壓裝置多應用在動作之平穩性要求較次之處，或衝擊性很大之機構，或壓力能經常維持不變之處，如手用的鑽具、手用的磨具、空氣錘、空氣鑿、氣壓夾頭等。由於空氣的黏度很小，故在高速運動中其摩擦損耗很小，例如內圓磨床上轉速達 100,000 轉/分的磨頭，就常用空氣渦輪推動。但高壓的壓縮空氣有兩個缺點：第一個缺點是當其迅速膨脹時，其溫度將大爲降低，以致析出水分或甚至引起結冰；第二個缺點是可能大量漏氣。因此，在氣壓裝置中，一般只用到 7—8 公斤/公分²。其氣壓既不能高，因此氣壓裝置的總尺寸，很難緊湊，與液壓裝置相比，就顯得累贅。

目前機床中所用的無級變速機構，主要爲電氣化的和油壓的，尤以油壓機構使用最爲廣泛。

液壓傳動裝置有如下之優點，故能在機床中廣泛應用：

(1) 能使切削速度及走刀無級調節，故能保證最合適的切削速度及走刀量，以獲得最高生產率。

(2) 能在加工過程中，自動調節切削量，又能自動反向，形成自動循環。

(3) 運動靈活，可免於撞擊及振動。

(4) 機構強固而小巧，使走刀安靜無噪音，故即使傳遞巨大力量及功率的重型液壓機床，其所佔地位亦不大。

(5) 根據液壓表以進行調節其液壓，甚為方便而可靠，且防止事故及防止超荷之法甚為簡便，使操作安全。

(7) 操作簡便。

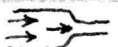
(8) 不論軸及其他機構之佈置如何，液壓裝置均可安置在最方便之地點。

(9) 其元件甚易標準化，利用標準元件可以很輕易地組成液壓系統，因而容許很快地製造各種專用機床所需之機構。

液壓裝置之缺點為：

(壓力損失)

(1) 沿着管路以及凡是流速及流向有變更之處，均產生液壓損耗，此種損耗係隨流速而激增，因此其流速受到限制，一般須小於 10—20 公尺/秒，至於轉動速度，則須小於 3,500 轉/分。



油路截面變化時，油的流速將加大或降低

(2) 在有填料及有間隙之處，均發生漏油，使效率降低，在很多情況，為了防止漏油起見，二相配件的製造精度必須很高。

滑閥 009，油缸內部 008

(3) 因油液的流動情況受黏度的影響，而黏度又隨油溫而改變，因此在有些油路中，須在機構運轉時進行調整，以消除因油溫及黏度改變而產生之影響。

(4) 由於漏油以及液體有微量的壓縮性之故，因而在要求精確的協同運動之油路中，如切削螺絲的走刀機構，以及切削齒輪的分度機構中，簡單的液壓裝置即不合用。

(5) 油液中若混夾空氣，則動作不平穩，發生噪音。

(6) 油管在工作時不斷縮短及膨脹，會將接頭部分及填料處震鬆，因而漏油增加，而且空氣也因此侵入油路，使走刀產生振動。

(7) 一般係用礦物性潤滑油作為工作介質，有火災之可能。

以上諸缺點，若設計及製造合理，可以消除其大部分影響，使各缺點不顯。

液壓傳動約在三十餘年以前開始在金屬切削機床上應用，現已成為機床的主要傳動方式之一；用以傳動主軸、工作台、變速機構、制動機構、壓夾工件以及使機床自動操作等。蘇聯自衛國戰爭結束以後，建立了若干工廠，分別專業製造油泵、油馬達及控制設備，已製成多種式樣完善的液動機床，如外圓磨床、平面磨床、內圓磨床、螺絲磨床、齒輪磨床、龍門鉋床、插床、牛頭鉋床、拉床、專用機床、車床、多軸自動車床、鑽床、組合鑽床、金剛鑽床、銑床、靠板銑床、自動生產線及自動工廠的機床等；應用最廣者為磨床、拉床、龍門鉋床、銑床及組合機床等的往復運動之機構中。至於利用油馬達來帶動主軸，尚未廣泛推廣；但在切削力矩小的機床，如 BK8 型金剛鑽床之主軸、3180 型無心磨床之調節輪傳動，以及 313 螺紋磨床工件之傳動等，均已獲得成功。

任何液壓系統，均係由以下四部分組成：

(a) 油泵：其作用為使機械能轉變為油液之勢能（即液壓）。

(b) 控制系統：油泵排出的油須經油管輸往工作油缸或油馬達。控制系統即裝在管路

中,其作用為調節液壓及流速與控制液流方向。

(c)輔助設備:如油箱、油管、貯油筒、濾油器等。

(d)工作油缸或油馬達:其作用為將油液的勢能轉變為工作機構所需的機械能。

§ 2. 油類的物理性質

(1) 油的密度、壓縮性及比重

$$(a) \text{ 油的密度: } \rho = \frac{m}{v} \text{ 克/公分}^3 \quad (1.1.1)$$

此處: m 為油的質量, 克; v 為油的體積, 公分³。

油的密度隨溫度而變, 在溫度為 t 時, 油的密度為:

$$\rho_t = \rho_4^{20} - \beta_t (t^\circ - 20) \quad (1.1.2)$$

此處:

$$\rho_4^{20} = \frac{20^\circ\text{C 時油的密度}}{4^\circ\text{C 時水的密度}}$$

β_t : 在一個大氣壓下, 油的平均熱脹係數, 其值如下:

ρ_4^{20}	0.88—0.89	0.89—0.9	0.9—0.91
β_t	0.000660	0.000647	0.000633

(b) 壓縮性: 當溫度為一定時, 液壓增加, 則體積縮小。在機床中, 液壓一般均小於 100 公斤/公分², 其體積壓縮係數 β_v 一般為 0.000062, 故其體積彈性模數為:

$$E_v = (1.6 \sim 1.7) 10^4 \text{ 公斤/公分}^2 \quad (1.1.3)$$

$$\Delta Q_{cuc} = \beta_v \Delta p Q_{cuc} \quad (1.1.4)$$

此處: ΔQ_{cuc} —所減少的體積。

Δp —液壓差, 公斤/公分² (注意: 1 公斤/公分² 亦為一個大氣壓, 但係指“工業大氣壓”, 一個物理大氣壓則為 1.033 公斤/公分²)。

Q_{cuc} —油路中被壓縮之油的體積。

體積彈性模數在計算液流撞擊、液壓系統穩定性以及遠距離操縱之液壓機構時, 均甚重要。圖 1.1.1 為油的密度 ρ_{tp} 與溫度 t 及液壓 p 間之關係:

$$\rho_{tp} = \rho_{t0} (1 + \beta_v p) \quad (1.1.5)$$

此處: ρ_{t0} —為在已知溫度及大氣壓力下油液的密度。

在通常應用的溫度及壓力範圍以內, 機床液壓機構用油的平均密度約為 0.86—0.95 克/公分³, 在簡化的計算中, 可用 $\rho = 0.9$ 克/公分³。

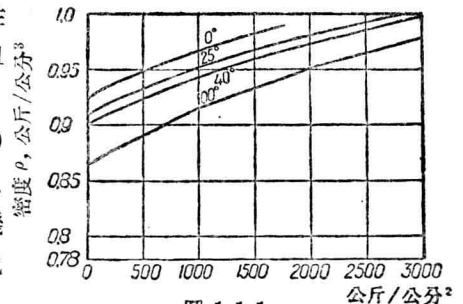


圖 1.1.1

$$(c) \text{ 比重: } \text{按定義 } \gamma = \frac{G}{V}$$

在 CGS 制中, G —液體之重量, 達因; V —體積, 公分³。

$$(1.1.6)$$

在工業計算中, G —液體之重量, 公斤; V —體積, 公尺³。

比重與密度之關係為 $\gamma = \rho g$ (g 為重力加速度)。

$$\gamma = 1,000 \rho \text{ 公斤/公尺}^3 = \rho \text{ 公斤/公升} = \rho \text{ 克/公分}^3 \quad (1.1.7)$$

(2) 油的黏度

(a) 黏度即液體流動時的內阻力，有絕對黏度與相對黏度之分。工業上絕對黏度的單位是公斤·秒/公尺²；在物理學方面是達因·秒/公分²，稱為泊斯(Poise)，因泊斯之值太大，通常均改用分泊斯。有關黏度絕對單位之關係公式如下：

$$1 \text{ 公斤} \cdot \text{秒/公尺}^2 = 98.1 \text{ 泊斯} = 9,810 \text{ 分泊斯}。$$

$$1 \text{ 分泊斯} = 0.01 \text{ 泊斯} = 0.000102 \text{ 公斤} \cdot \text{秒/公尺}^2。 \quad (1.1.8)$$

在計算中，往往應用動黏度 μ_d ，其與絕對黏度 μ 及密度 ρ 之關係為 $\mu_d = \frac{\mu}{\rho}$ 。

在工業上，動黏度之單位是公尺²/秒；在物理學上，動黏度之單位是公分²/秒，並稱為斯脫克(Stoke)。有關動黏度單位之關係式如下：

$$1 \text{ 公尺}^2/\text{秒} = 10,000 \text{ 斯脫克} (\text{公分}^2/\text{秒}) = 1,000,000 \text{ 分斯脫克} \quad (1.1.9)$$

要直接量出絕對黏度及動黏度，非常困難，在實際上，一般用特製的油斗，下有一個直徑為 2.8 公厘的小孔，將 200 公分³ 的油液流過該孔所需的時間，除以 200 公分³ 的水流過該小孔所需時間，而得之商稱為恩氏黏度度數(Энглер)，以 20°、50° 或 100°C 為油試驗的標準溫度，其符號為 °E₂₀、°E₅₀、°E₁₀₀。例如 200 公分³ 的油在 50°C 時，費 234 秒自黏度計漏盡，而同體積的水在 20°C 費時 52 秒漏盡，則此油的黏度是 $\frac{234}{52} = 4.5$ ，即 °E₅₀ = 4.5。

一般液壓裝置中，取 $\gamma = 0.9$ 公斤/公升，絕對黏度與相對黏度的關係由下式決定

$$\mu = 0.00067^\circ E - \frac{0.00058}{^\circ E} \text{ 公斤} \cdot \text{秒/公尺}^2 \quad (1.1.10)$$

當黏度大於 6°E (或 $\mu = 0.004$) 時，可應用下公式：

$$\mu = \frac{^\circ E}{1,490} \text{ 公斤} \cdot \text{秒/公尺}^2 \quad (1.1.11)$$

(b) 當溫度上升時，油的黏度即降低；但其規律，各種油類不同。圖 1.1.2 為常用的幾種油類的黏度曲線，橫坐標是溫度，單位是 °C。縱坐標是 $\gamma = 0.9$ 時的絕對黏度、動黏度、相對黏度，單位為公斤·秒/公尺²，分斯脫克，或恩氏黏度度數。黏度與溫度之關係在工業上近似公式為：

$$\mu_t = \mu_{20} \left(\frac{20}{t} \right)^k \quad (1.1.12)$$

此處： μ_t —在 t° 時的黏度； μ_{20} —在 20° 時的黏度；

k —當油溫在 10°~70°C 範圍內的指數，2 號錠子油之 k 取為 1.63，3 號錠子油及 1 號透平油為 1.88，2 號機油為 2.08，3 號機油為 2.55。

$$(c) \text{ 油的黏度與液壓之關係為：} \mu = \mu_0 e^{b p} \quad (1.1.13)$$

此處： μ_0 為油在大氣壓力下的黏度； b 為實驗係數。

圖 1.1.3 中，實線是 2 號機油與 3 號錠子油所形成之混合油的黏度與溫度及壓力之關係；虛線是 3 號機油的 $b p$ 與溫度及壓力之關係；而長短劃的虛線，則是 3 號錠子油的 $b p$ 與溫度及壓力之關係。在機床液壓機構中， $b = 0.002 \sim 0.003$ 。

當液壓小於 50 公斤/公分²，可毋須校正。

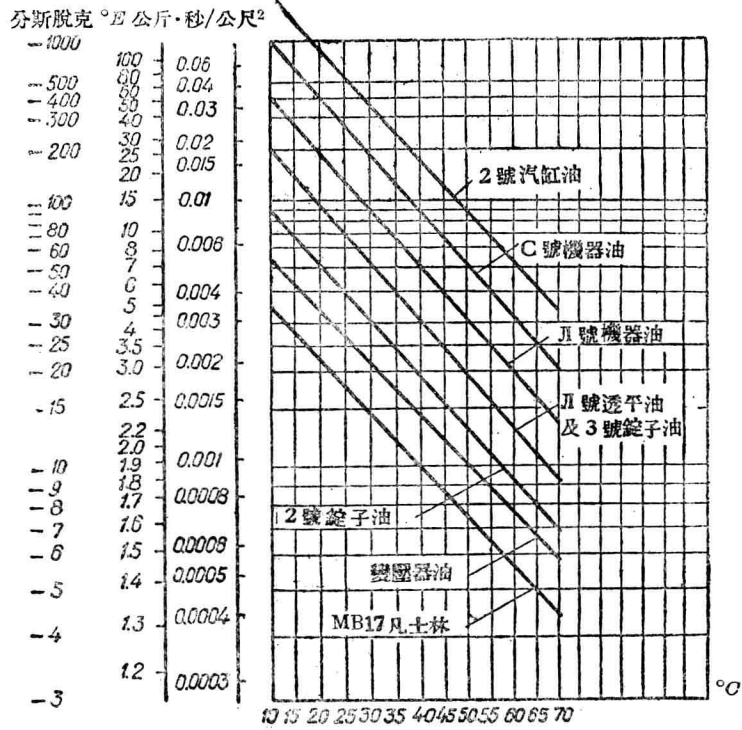


圖 1.1.2

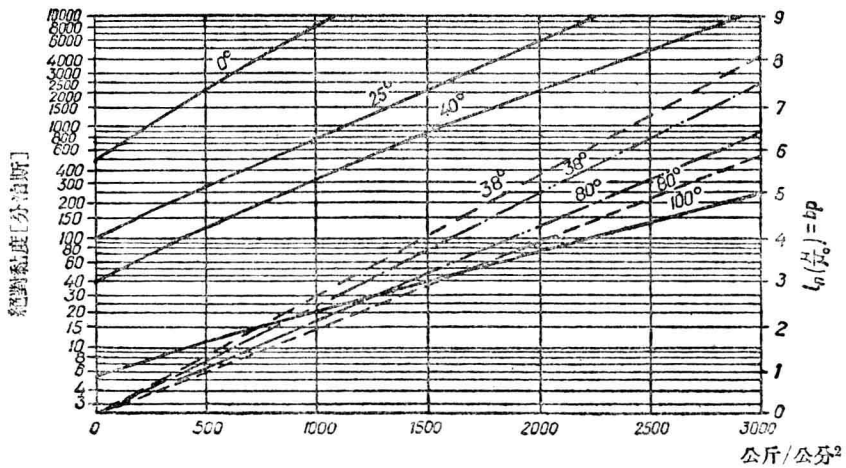


圖 1.1.3

必須考慮的是：油類在高壓下長期工作以後，尤其在應用壓差很大的節流閥時，黏度會減少 25—50%。

(d) 混合油的黏度：很多科學研究得到結論，即可利用油類羈和之法，以得到最合用的油。至於混合油的黏度，按 Кадмер-Рылбак 公式為：

$$^{\circ}E = \frac{a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - v(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \quad (1 \cdot 1 \cdot 14)$$

此處： $^{\circ}E_1$ 、 $^{\circ}E_2$ 、 $^{\circ}E$ —成分油及混合油的黏度，恩氏黏度度數；

a 、 b —兩種參加混合的油類各自所佔的百分數； v —係數，見表 1。

表 1 v 之值與羈和油數量之關係：

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

表 2 即轉換係數表，為另一個計算混合油黏度之法。例如混合油，其 20% 之油的黏度為 $3^{\circ}E$ ，而 80% 之油則為 $11^{\circ}E$ 查表得， $3^{\circ}E$ 者相當的轉換係數是 45.5%，而 $11^{\circ}E$ 者相當的轉換係數是 75.2%，則混合油的黏度是： $^{\circ}E = 0.2 \times 45.5 + 0.8 \times 75.2 = 69.26$ ；再查表 2，知混合油的黏度為 $8^{\circ}E$ 。

表 2 轉換係數

%B	$^{\circ}E$	%B	$^{\circ}E$	%B	$^{\circ}E$	%B	$^{\circ}E$	%B	$^{\circ}E$
0	1.50	42.1	2.70	56.8	4.40	75.2	11.0	93.8	36.0
7.0	1.55	43.3	2.80	57.4	4.50	76.7	12.0	94.6	38.0
12.0	1.60	44.4	2.90	57.9	4.60	78.1	13.0	95.3	40.0
16.0	1.65	45.5	3.00	58.4	4.70	79.3	14.0	95.9	42.0
19.2	1.70	46.6	3.10	58.9	4.80	80.4	15.0	96.5	44.0
21.8	1.75	47.6	3.20	59.4	4.90	81.5	16.0	97.0	46.0
24.0	1.80	48.6	3.30	59.8	5.00	82.5	17.0	97.5	48.0
26.0	1.85	49.5	3.40	61.8	5.50	83.4	18.0	98.0	50.0
27.9	1.90	50.4	3.50	63.7	6.0	84.2	19.0	98.4	52.0
29.6	1.95	51.2	3.60	65.3	6.5	85.0	20.0	98.8	54.0
30.9	2.00	51.9	3.70	66.7	7.0	86.6	22.0	99.2	56.0
32.8	2.10	52.6	3.80	68.8	7.5	87.8	24.0	99.6	58.0
34.6	2.20	53.3	3.90	69.3	8.0	89.0	26.0	100.0	60.0
36.3	2.30	54.0	4.00	70.5	8.5	90.1	28.0		
37.9	2.40	54.7	4.10	71.7	9.0	91.1	30.0		
39.4	2.50	55.4	4.20	72.7	9.5	92.1	32.0		
40.8	2.60	56.1	4.30	73.6	10.0	93.0	34.0		

§3. 液壓機構所用油液

(1) 要求

- (a) 黏度符合於具體的工作環境，且在工作中溫度變化之範圍內，黏度的變化為最小。
- (b) 具有良好的潤滑性及很高的液膜強度，俾當溫度、壓力及流速有變化時，仍保持良

好之潤滑性。

(c) 不腐蝕機構，不破壞填料。

(d) 不含空氣，且化學性質穩定。

(e) 所含的雜質很少。

(f) 含水分不得逾 0.025%，在工作溫度時不放出蒸氣，不混有會放出蒸氣之其他液體。

(g) 有火災時，仍保證安全。

關於第一點，清潔的礦物油最為合適。當油溫變化時，其黏度變化很小。當溫度高、流速低而壓力大時，漏油特多；若用低黏度的油（即稀油），必致使油量供應不足，此時宜採用高黏度的油。在速度高的裝置中，油的流速亦高，油管中的摩擦損耗必激增，宜採用黏度較低的油，其漏油雖略多，但屬次要。若用高黏度的油，則油泵唧油不暢，又易黏貼機件，例如葉片泵的葉片上黏有油液時，其離心力若不能克服該黏附所生之磨擦力，則葉片不能保證緊觸到定子（外環）。

關於第二點中所列之油膜強度，亦即油膜之穩定性，若油膜破裂，則油壓系統中之壓力特高之處，如齒輪泵之牙齒以及葉片泵之葉片的摩擦大為增劇，至為有害。礦物油中加入含硫及含氯之有機化合物，可提高潤滑性，但只有在實驗室控制條件下，方能達到。

關於第三點，係指其酸性。其檢查之法，是將油液用酒精煮沸。有酸性，則易形成金屬氧化物之細屑，此屑會刮擦加工面，並造成管道阻塞。機油及錠子油的酸性，一般不須查定。

關於第四點，欲防止空氣混入油液，必須使油液與空氣的接觸面最小，而油箱出油管的下端須低於油箱的油面。油液與空氣接觸大，則不僅空氣易於混入油液，而且油液易於酸腐。油泵進油管中產生真空，空氣甚易混入，故進油管必須很可靠地防漏。管道的安置，須不利於形成空氣袋，因形成空氣袋以後，即不易從管道中排出。有了空氣袋以後，油壓機構在運轉中就會聳跳。至於化學穩定性，有的油由於壓力、速度、流向及溫度迅速變化之故，而失去其原性質，乳化起泡，放出臭氣，油路中工作時發生喧響聲，壓力上下不定，其改進之法，厥為採用另一種油或混入其他的油。

關於第五點，油中含有灰分等雜質，即易於阻塞管道，破壞液壓系統之正常運轉，而且會使油液腐敗。欲決定油中的含灰率，須將油在瓷鍋內加熱，使油質全部氧化，由剩餘的灰塵數量，可以算出油的含灰率。

關於第六點，油在循環運行時，可以容許微量的水蒸氣。但須定期換新，因為使用過久，則油內形成金屬鹽類之渣屑，會堵塞管道及開關，使壓力閥、方向閥（分路閥）或油泵之磨損加劇或咬住。

至於蒸氣及雜質的含量，可用化學方法來決定。即用蘇打試驗法，以試驗的結果標以 1（優等）、2（好）、3（可用）之符號。若在試管中進行，則可以等體積的油及燒碱溶液放入試管，煮沸此混合物，則會自動等分為上下兩層，上層為油，下層為燒碱溶液，下層之純淨度，即表示油中含雜質之程度。若下層透明如水，則應為第一級。

為了防止油中在工作溫度時析出蒸汽起見，油的閃光點必須要高，礦物油開始氣化的溫

10—12%，但限於溫度變化很小的地方。

爲了在設計時選用最好的油液成分，最好根據具體實況計算各種不同的油類在該設備的可能最低溫度及最高溫度時的漏油量及液壓損耗。

此外，即使選擇之油類適宜，尚不能保證運轉正規無礙，尚須在傾入油箱前，小心濾清，在運轉中仍須經常濾清，並定時更換及將油箱洗淨。

§ 4. 液流的特性

按照柏努利定理，液流中任意兩點之間三個壓力頭（位勢頭、壓力頭及速度頭）的總值之差，等於該兩點間的損失頭。是即公式 7.1.4 所示：

$$\left(\frac{av_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{av_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2\right) = \Sigma \lambda \frac{lv^2}{d2g} + \Sigma b \frac{v^2}{2g}$$

此處：v—液流在管路某一截面中的速度，公尺/秒。

a—係數，若爲層流則 $a=2$ ，若爲紊流則 $a=1$ ；

g—重力加速度，等於 9.81 公尺/秒²； p—絕對壓力；

γ—油液比重； z—油位的相對高度； λ—管道上的摩擦係數；

l—管道長度，公尺； b—校正係數； d—管道內徑，公尺；

此式之右端第一項爲油流在油管中的摩擦或壓力損耗，而第二項爲油流通過管路中各個不規則部分的壓力損耗。據本書第七編之分析可令：

$$\frac{bv^2}{2g} = \frac{\lambda l_{當量}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

故此式右端兩項可以合併，得到液流兩點間之損失爲：

$$\Delta p = \Sigma \lambda \frac{l + l_{當量}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (1.1.15)$$

此處 λ 爲阻力係數，隨雷諾氏值 R_e 之大小而變化，見圖 7.1.1。由圖 7.1.1 可以見到當 R_e 值小於 2,000 時，λ 之值較大，而且變化較大；當 R_e 大於 2,000 時，λ 之值較小，且變化亦很少。故 2,000 之值特稱爲臨界值；此臨界值係根據液流通渠道而定。

至於此 R_e 臨界值之物理意義，實由於其爲層流與紊流（渦流）間之分野，當液流的速度較低，油液黏度較大而管道直徑又小時，就易於形成層流，其阻力主要是由於液層之間的摩擦而產生，因此其壓力損耗與液流速度成正比。當液流速度較高而油液黏度較小時，就易於形成紊流。引起紊流的原因是由於液流與管壁之間的摩擦，和所謂“近界層”的作用；構成能量損失，則主要由於各液點的不規則的運動，故其壓力損耗與流速之平方成正比。

$$\text{按公式(7.1.1)} \quad R_e = \frac{vd\rho}{\mu}$$

$$\text{而據圖 7.1.1, 等溫層流之 } \lambda = \frac{64}{R_e} = \frac{64\mu}{vd\rho}, \text{ 不等溫層流之 } \lambda = \frac{75}{R_e} = \frac{75\mu}{vd\rho}$$

故層流的壓力降爲：