

高等学校試用教科書

容積式液力傳動

曾祥榮、胡瑞圭等編譯

只限學校內部使用



中國工業出版社

前 言

本书系根据高等工业学校水力机械专业液力传动专门化“容积式液力传动”课程的教学大纲編譯而成。內容主要是叙述容积式液力传动（一般称为液压传动）元件及系統的工作原理及設計。

本书的第一章是由李洪人同志編譯的；第六、八、九、十、十一章是由胡瑞圭同志編譯的；其余部分均是由曾祥荣同志編譯并由曾祥荣同志总校。本书是在苏联专家 B. H. 普罗柯菲也夫教授編写的“容积式液力传动”讲义的基础上編譯的。几年以来，經過贯彻党的教育方針，进行教学改革，参加了技术革新以及教学实践活动等，我們初步积累了一些教学經驗；在編譯过程中，我們尽可能地把这些經驗和体会反映到教材里。

关于容积式液力传动的应用对象应该說是很重要的，然而由于時間短促未能編入本教材內。

由于編譯者的思想水平和业务能力所限，以及此次編譯時間比較短促，缺点和錯誤之处在所难免，我們誠懇地希望讀者和有关方面給予批評和指正。

編 譯 者

1961年6月于哈尔滨工业大学

目 次

| | | | |
|---|----|--|-----|
| 前言 | 1 | § 3-3 第一类密封性 | 50 |
| 緒論 | 4 | § 3-4 規則运动付元件的齿形 | 52 |
| § 1 机械能的傳遞方法及容积式液力傳动 (液壓傳动) 的优缺点 | 4 | § 3-5 齿形的修正 | 54 |
| § 2 容积式液力傳动在国民經济中的应用 | 5 | § 3-6 摆綫嚙合共軛螺絲杆齿形的軸向截面 | 59 |
| § 3 容积式液力傳动在我国的发展概况 | 6 | § 3-7 第二类密封性 | 60 |
| § 4 容积式液力傳动的五个特征 | 6 | § 3-8 螺絲杆根数与其螺絲头数間的关系 | 62 |
| 第一章 齿輪式液力机械 | | § 3-9 第三类密封性 | 64 |
| § 1-1 齿輪式液力机械的定义和工作原理 | 9 | § 3-10 螺絲杆上之軸向力 | 68 |
| § 1-2 結構介紹及运用范围 | 9 | § 3-11 凹螺絲杆的卸荷 | 70 |
| § 1-3 齿輪式液力机械瞬时流量的一般 公式 | 11 | § 3-12 螺絲杆式液力机械的几何流量 | 72 |
| § 1-4 齿輪式液力机械流量的計算公式 | 11 | § 3-13 选择螺絲杆型式、螺絲杆根数及螺 絲头数之依据 | 73 |
| § 1-5 渐开綫齿輪式液力机械的几何参数 | 17 | § 3-14 定子长度及第四类密封性 | 73 |
| § 1-6 用积分法求排量及平均流量 | 19 | § 3-15 螺絲杆軸向力的卸荷 | 76 |
| § 1-7 齿輪式液力机械的閉死容积 | 20 | § 3-16 螺絲杆泵的結構 | 78 |
| § 1-8 齿輪的齿形修正 | 26 | § 3-17 螺絲杆的制造 | 85 |
| § 1-9 具有两个相同直径齿輪的齿輪泵 主要尺寸之选择 | 28 | 第四章 徑向柱塞式液力机械 | |
| § 1-10 尺寸选择的限制 | 33 | § 4-1 徑向柱塞式液力机械的产生及其 作用原理 | 91 |
| § 1-11 浮动軸套——高压結構特点之一 | 34 | § 4-2 徑向柱塞式液力机械运动学分析 | 93 |
| § 1-12 徑向力的平衡——高压結構特点 之二 | 35 | § 4-3 徑向柱塞式液力机械的流量 | 94 |
| § 1-13 齿輪泵的制造工艺要求及基本发 展方向 | 36 | § 4-4 徑向柱塞式液力机械流量不均勻 性分析 | 99 |
| 第二章 滑片式液力机械 | | § 4-5 圓形导軌徑向柱塞式液力机械作 用力分析 | 101 |
| § 2-1 双作用滑片式液力机械的工作原 理及結構 | 39 | § 4-6 圓形导軌徑向柱塞式油泵及油馬 达(比特勒尔工厂产品)基本 結構尺寸的选择 | 109 |
| § 2-2 双作用滑片式液力机械的流量 | 41 | § 4-7 錐形导軌徑向柱塞式液力机械 | 125 |
| § 2-3 效率 | 42 | § 4-8 閘式徑向式液力机械 | 131 |
| § 2-4 定子内表面曲綫 | 43 | 第五章 軸向柱塞式液力机械 | |
| § 2-5 高压高轉数滑片式液力机械的結 构特点 | 44 | § 5-1 点接触軸向柱塞式液力机械动力 学分析 | 147 |
| § 2-6 滑片式液力机械的发展方向 | 44 | § 5-2 点接触軸向柱塞式液力机械运动 学分析 | 148 |
| 第三章 螺絲杆式液力机械 | | § 5-3 点接触軸向柱塞式液力机械的流量 | 149 |
| § 3-1 螺絲杆式液力机械的作用原理 | 47 | § 5-4 点接触軸向柱塞式液力机械的徑 向滑移及切向滑移 | 149 |
| § 3-2 規則运动付 | 49 | | |

| | | | |
|---------------------------------------|-----|------------------------------------|-----|
| § 5-5 点接触轴向柱塞式液力机械的結構說明 | 151 | 械特性尺寸的选择 | 199 |
| § 5-6 轉化型点接触轴向柱塞式液力机械 | 151 | § 7-3 几种旋轉运动容积式液力傳动系統的結構原理图 | 201 |
| § 5-7 点接触轴向柱塞式液力机械吸入压力的确定 | 152 | § 7-4 旋轉运动可調节液压傳动系統的外特性 | 203 |
| § 5-8 单鉸轴向柱塞式液力机械运动学分析 | 154 | 第八章 节流閥調速系統 | |
| § 5-9 “单鉸液力机械”的流量 | 155 | § 8-1 节流閥 | 209 |
| § 5-10 万向鉸运动学 | 156 | § 8-2 节流閥的阻塞 | 215 |
| § 5-11 “单鉸液力机械”流量不均匀性的分析 | 160 | § 8-3 节流閥的设计 | 216 |
| § 5-12 某些有关“单鉸液力机械”結構和技术特性方面的資料 | 167 | § 8-4 节流調速的特性 | 218 |
| § 5-13 双鉸轴向柱塞式液力机械概述 | 170 | § 8-5 带速度調节器的調速系統 | 224 |
| § 5-14 双鉸轴向柱塞式液力机械运动学分析 | 172 | 第九章 液压跟踪系統 | |
| § 5-15 “双鉸液力机械”的流量 | 173 | § 9-1 液压跟踪系統的基本概念 | 229 |
| § 5-16 “双鉸液力机械”主要結構尺寸的选择 | 173 | § 9-2 液压跟踪装置中的分配元件 | 230 |
| § 5-17 轉子体压紧力計算 | 186 | § 9-3 开关型分配器 | 231 |
| § 5-18 双万向鉸主要尺寸的选择 | 188 | § 9-4 閥式分配器 | 231 |
| § 5-19 作用在液力机械軸上的負荷 | 190 | § 9-5 滑閥分配器 | 232 |
| § 5-20 无鉸轴向柱塞式液力机械 | 191 | 第十章 液压跟踪系統的灵敏度和表現精度 | |
| 第六章 液压系統的一般概述 | | | |
| § 6-1 液压系統的組成及其各部分的作用 | 194 | § 10-1 时间的滞后和路程滞后 | 242 |
| § 6-2 液压系統的几种作用 | 194 | § 10-2 靜誤差和系統的不灵敏区 | 243 |
| § 6-3 液压系統的分类 | 195 | § 10-3 在稳定工况和过渡历程中的系統誤差 | 245 |
| 第七章 旋轉运动液压傳动系統中的几个問題 | | | |
| § 7-1 轉子型液力机械的一般数量关系 | 198 | § 10-4 誤差数值的机械限制器 | 247 |
| § 7-2 旋轉运动液压傳动轉子型液力机 | | § 10-5 滑閥的負遮盖度对系統的精确度和灵敏度的影响 | 248 |
| | | 第十一章 跟踪系統的稳定性 | |
| | | § 11-1 振动运动的类型 | 251 |
| | | § 11-2 系統运动的一般方程式 | 251 |
| | | § 11-3 影响跟踪系統稳定性的諸因素 | 252 |

緒 論

§1 机械能的傳遞方法及容积式液力傳动（液压傳动）的优缺点

驅使机器运动的机构（驅動机构）以及各种傳动和操纵装置有很多不同的形式。根据所用的部件和零件，可分为：1）机械的；2）电气的；3）液压的；4）气动的。

电气—机械的，液压—机械的和气动—机械的，液压—电气的，液压—气动的組合装置也被广泛的采用着；尤其是液压—电气的比較突出。这些装置正在不断地改进着。

若欲合理地选择和使用这些不同的机构；必須知道它們的优缺点和发展方向，以便因地制宜地应用。

在实现生产自动化的过程中，无級調速及自动操纵控制机构有着重要的作用。

机械傳动是应用最普遍的。其中齿輪式机构不能进行无級調速。但在摩擦式机械无級变速机构中，摩擦表面上存有很大的压力。摩擦力能使机构很快的磨損。此外，机械无級变速机构价值較高，而机械式自动化装置在应用的可能性方面受到限制，也較复杂和笨重。

利用简单而又价廉的交流电动机的电气驅动在驅動机构中应用最广，它也是其它各种驅动机构的組成部分。电气变速机构应用虽也很广，但不如液压机构紧凑，傳遞运动均匀和变向迅速。电气自动化机构在远距离操纵控制时虽有其优点，但在大部分情形下均比液压机构較为笨重和复杂，工作也不如液压机构可靠。除此之外，电气机构多用稀有的有色金属（銅及硅鋼片等）做成，不如主要是采用黑色金属做成的液压机构便宜；并且液压机构可以在一般机器制造厂里进行加工制造，因而更有条件广泛应用。

在压缩空气驅动机构中，工作介质是空气，因此工作时必須备有获得压缩空气的设备。当压力改变时，空气的容积改变甚大，因此使机构的运动速度急剧地变动。由于这一点，驅动机构主要用于与运动的均匀性无关紧要之处，例如，气动手钻和砂輪，气錘和气剪，气动卡盘，轉塔車床上气动送料装置以及公共汽車气动开关車門装置等处。由于空气的粘度很小，压缩空气驅动因摩擦損失不大而有可能获得高速运动，例如轉速到100000转/分，及綫速度到300米/秒的磨床主軸的旋轉运动。为了避免空气在急剧的膨脹的时候温度有很大的降低，以致使空气中所含潮气轉变为水甚至于轉变为冰，同时为了防止空气在气动装置中有过大的漏損，其压力取为7~8公斤/厘米²。由于不可能采用高的压力，因此不能获得結構紧凑的气动装置：自动气动机构比起液压机构較为不紧凑和运动較为不均匀。

近代液压—电气机构获得了非常广泛的应用。这是由于它們充分利用了电动系統的能量傳遞方便、信号傳遞迅速等优点，以及液压系統地完成力的傳遞简单、无級变速范围大、效率高、工作可靠等优点之故。由此看来，电动系統作为“神經系統”，液压系統作为“肌肉系統”是大有发展前途的。

利用液体（一般为矿物油）来作为一个或数个构件的机构谓之液力传动机构。由这些机构组成，用来转换能量的装置（系统）谓之液力传动装置（系统）。根据工作原理的不同，液力传动可分为容积式和动力式的两种。动力式液力传动主要靠液体的动能进行工作；容积式液力传动主要靠液体的压力能进行工作，因而亦有称之为液压传动的。

容积式液力传动系统具有下列优缺点：

优点：

一、在工作过程中能进行无级调速，以保证合理的工况（例如车辆的合理行驶速度及机床最有利的切削用量等）。

二、操纵简单、方便，易于实现自动化。

三、传递运动均匀、平稳，有助于增加机器的寿命。

四、对于过载的保护易于实现。

五、在不大的尺寸和重量的机构中可以传递大的力和功率。因之惯性也很小。

缺点：

一、液体在管道中及其在改变流动速度和方向的地点有摩擦损失。当速度增加时，这些损失也急剧增加，因而降低了设备的效率及限制了液体的允许速度，此速度一般取在10~20米/秒以下，而对于旋转运动则不大于3500转/分。

二、液体经过密封和间隙的内部和外部漏损降低了容积效率，使系统工作性能变坏，刚性变差以及低速下运动的不平稳。

三、配合零件（柱塞与油缸、阀与阀座等）的很小间隙难于保证。要进行热处理、磨、研等复杂的加工工序，增加了制造成本。

任何一种传动都有它的两面性，而不能将其绝对化。辩证的态度是从实际出发，通过具体矛盾具体分析的方法来选择应用。

§2 容积式液力传动在国民经济中的应用

液力传动装置是用液体来转换能量的装置。人们在工作中想改变速度，实现自动化……，都需要这些装置。虽然它们出现较晚，但是随着生产的需要而得到了迅速的发展。

谈到容积式液力传动就会联想到机床，因为它用得很多。无论磨床、拉床、刨床和仿型铣床的主运动及进给运动都有容积式液力传动的应用。在程序控制机床上用作执行机构，由于惯性力小，比电动的灵敏性还高。在生产工艺过程自动化中无论单机自动或是自动线都离不开容积式液力传动。苏联有个无人管理的活塞自动加工工厂，有的地方就是利用容积式液力传动来控制的。

由于需要极大力及力矩的传递，水压机和压铸机，起重设备和矿山机械（如挖掘机）也都普遍的采用了容积式液力传动。

在轮船上要用几百吨米力矩准确地操纵舵机，人是办不到的，需要用容积式液力传动。另外，为了避免当轮船在风浪中颠簸时旅客产生晕船之患，以及为了提高军舰的射击准确性增加歼敌率也采用着液压传动消摆装置。在军舰上炮塔的转动也用液压传动。

飞机上的供油系统、舵、副翼及起落架的操纵则均广泛采用液压—电动联合操纵，优

越性很大。

容积式液力传动在自动小車，各种运输車輛上都被广泛地利用起来；在各种农业机械上也运用容积式液力传动。

另外，容积式液力传动也普遍应用在水輪机、汽輪机等机器的調节上。

总起来說，容积式液力传动在自动化中作用很大；具体用途是作为传动或操纵控制机构。由于容积式液力传动能工作在很高压力之下，尺寸紧凑、重量輕，作为传动机构是很好的。如果和作为操纵控制机构优越性更大的电动机組合起来就是目前大有前景的液压—电动装置。

§3 容积式液力传动在我国的发展概况

容积式液力传动在我国应用得較早的是机床工业。大跃进以前就能生产各种类型的中低压油泵及閥类，如齿輪泵，滑片泵及安全閥，压力閥，单向閥等。但缺乏系統化。大跃进以后，在三面紅旗的光輝照耀下，我們許多工业技术得到了飞跃的发展。特别是由于机械化、自动化日益发展，容积式液力传动被广泛的应用到一些机器上来。由于生产的广泛需要，迫切要求生产品种系統化，零件通用化，因此在这方面的的工作取得了一定的成績。

另外我国还設計和試制出高参数（高压力、高轉数）的新型的容积式液力传动元件及灵敏性与稳定性很高的系統等。

在程序控制机床和仿型銑床上采用轉化型点接触軸向柱塞式和点接触軸向柱塞式液力馬达的优越性已在我国被研究結果所証实。在螺絲磨床上也有采用容积式液力传动作主运动的。

由于无鉸軸向柱塞式液力机械的优点，它正吸引着不少单位在研究和試制它。一旦成功它将能很好的工作在內燃機車風扇系統里，以及拖拉机等車輛的主传动系統里。

高压的錐形导軌徑向柱塞式液力机械，由于制造加工上的困难比軸向式的少一些，在国内已有好几年的生产經驗了；正成功的应用在拉床和龍門刨床，以及許多重型机械上（如水压机等）。至于高轉矩低轉数的圓形导軌徑向式液力机械也在被用到一些机械上，并正向着世界先进水平发展。

关于高轉矩低轉数油馬达的研究，关于液力放大器的研究，关于微量节流閥的研究以及大功率油泵的研究等正在我国許多单位进行着。

大跃进推动了容积式液力传动的向前发展，然而真正的普遍的用于生产实际 尚待努力。我們从几年来的摸索中发现：第一，液流和机器本身还存在着較大的矛盾；因而表现在外部上尺寸还太大，重量还很大；尤其是对高轉矩低轉数的油馬达矛盾更为突出。第二，一般看来机器結構复杂，制造工艺要求高，这使普遍推广受到一定限制。所以摆在我們面前的任务应该是从实际出发，分析研究容积式液力传动发展規律中的主要矛盾，以便克服上述困难推动它更进一步的发展。

§4 容积式液力传动的五个特征

首先解釋几个专用名詞：

1. 主构件——輸入和輸出能量的构件。

2. 工况指标——表征构件工作状况的参数。

3. 主工况指标——表征主构件工作状态的参数。其中又分为：

(1) 运动工况指标——速度 v ，位移 S ，工作液体流量 Q 和加速度 g ；统用 Ω 表示。

(2) 动力工况指标——力 P ，工作液体压力 p 和力矩 M ；统用 Ψ 表示。

运动工况指标和动力工况指标的乘积就是功。乘积为正值即为输入功；乘积为负值即为输出功。

4. 关系式——用工况指标之间的关系来表示的机构性质的方程式。

1) 外特性关系式——用主工况指标表示的关系式。

2) 全特性关系式——用机构之所有工况指标表示的关系式。

然后再来叙述五个特征：

第一个特征：容积式液力传动靠容积变化进行工作。

在图 0-1 的机构里有三个构件：柱塞 1 与 2 以及工作液体 3；因为其中有了液体作为构件，所以称之为“液力传动”。

当柱塞 1 往下运动时，如果容器十分紧密，而液体又不可压缩的话，柱塞 2 就随着朝上运动；并且它们之间存在着一定的容积关系，即它们经过的容积应该相等

$$S_1 F_1 = S_2 F_2 \quad (0-1)$$

从这里我们看到该机构是靠液体的容积变化来保证工作的，因此称之为“容积式液力传动”。

第二个特征：在每一瞬间，在容积式液力传动里沿着流线上的压力为常数，即

$$\frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (0-2)$$

这是对大容器，即流速很小的机械说的；否则有显著的压力损失，那么沿流线上的各点压力就不同了。该处想指出的是容积式液力传动本身的性质，所以关于结构上的问题我们可以暂不考虑。

第三个特征：在容积式液力传动里，当流动稳定时，其液体之压力随时间而变化。即：

$$\frac{\partial p}{\partial t} \neq 0 \quad (0-3)$$

如图 0-1 所示，当柱塞 1 往下运动时，柱塞 2 才随之朝上运动，因此运动是有限的。如果要柱塞 2 作长距离的运动，就不能再用简单的柱塞 1，而要用复杂的容积式液力机械——油泵了。在这种液力机械里由于过程的不同，有吸入和压出两个过程，因而压力就随时间变化了。

第四个特征：表示容积式液力传动的外特性关系式可由机构的静力学得到。可由静力学得到外特性关系式的机构即称之为静定机构。

从第一个特征出发（考虑静力学的问题），可写出

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{S_2}{S_1} \quad (0-1')$$

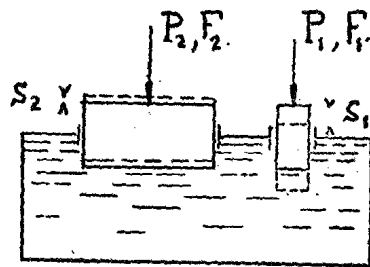


图 0-1 容积式液力传动工作原理。

再认为压力损失可以略去不计（第二个特征），那么

$$p_1 = p_2 \quad (0-2')$$

将公式 (0-1') 与 (0-2') 左右两端各自相乘，使得

$$\frac{p_1 F_1}{p_2 F_2} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{S_2}{S_1} = \frac{F_1}{F_2} \quad (0-4)$$

此即为容积式液力传动的外特性关系式。

第五个特征：容积式液力传动存在着独立的运动学方程式。

从机构所有的主工况指标关系式中我们能找出只包括运动工况指标，而不包括动力工况指标的方程式，如

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{F_1}{F_2} \quad (0-4')$$

将此式左端分子、分母各除以时间 t ，即得：

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{F_1}{F_2} \quad (0-5)$$

该式即称之为独立的运动学方程式。

自然，由于存在着液体的漏损和可压缩性，速度与面积的关系不可能严格遵守公式 (0-5) 的理论情况。但是我们在该处想指出的是容积式液力传动本身的性质，所以关于结构上的问题可以暂不考虑。

从第五个特征可以引伸出下述的结论：容积式液力传动可以用来完成与外界负荷无关的运动规律。

第一章 齒輪式液力機械

§ 1-1 齒輪式液力機械的定義和工作原理

一、定義：由兩個在殼體內相互嚙合的（外嚙合或內嚙合）作旋轉運動的齒輪運動副所組成，在殼體上開有吸入腔和壓出腔。常用的運動副是外嚙合的漸開綫齒形的相同齒數的齒輪。

二、工作原理：見圖（1-1）

嚙合元件將吸入和壓出腔分開，當其旋轉時，在齒輪牙齒嚙合分開之處形成真空，吸入液體。然後，借助於嚙合元件的旋轉，將充滿液體的密閉的工作室（如圖1-1的A腔）從吸入腔移動到壓出腔，在牙齒嚙合的開始之處，壓出液體，就保證了流量的實現，液體壓力則是外界阻力所引起的，只要動力容量足夠，機械零件強度不超過允許的極限，內部則能給以保證。

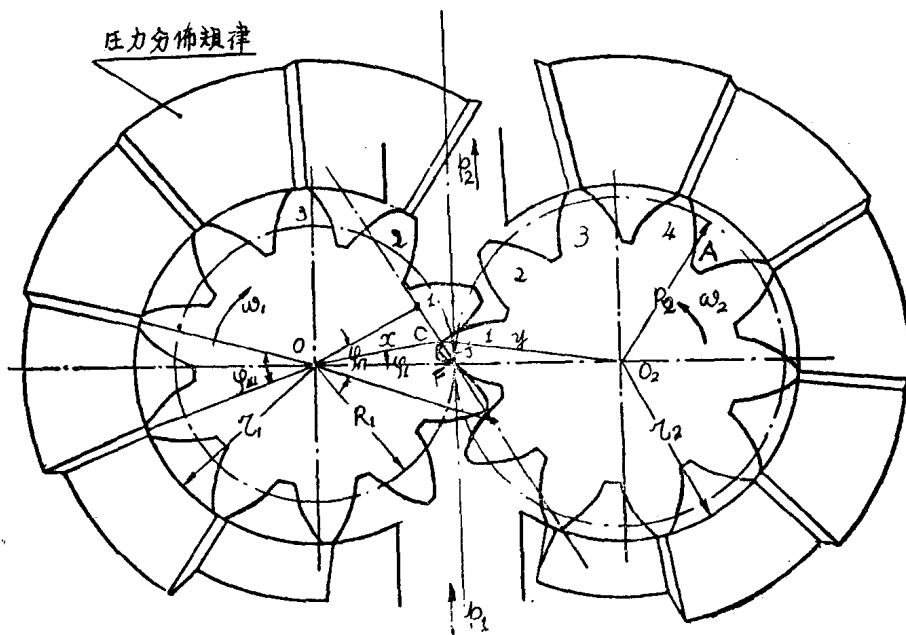


圖1-1 齒輪式液力機械工作原理圖。

§ 1.2 結構介紹及運用範圍

一、結構介紹：

由圖1-2所表示的泵的結構圖做例子，油泵的主動齒輪1由輸入軸3帶動旋轉，該軸用花鍵與原動機相連。主動齒輪的軸頸安放在滾柱7上，滾柱又置於圓環8與9內。被動齒輪2在滾柱軸承上能自由地旋轉。在殼體6內開有吸入孔10及壓出孔11。

在齒輪的左側有一個浮動軸套，它由於受彈簧力和液體的壓力（由壓出腔引來高壓）

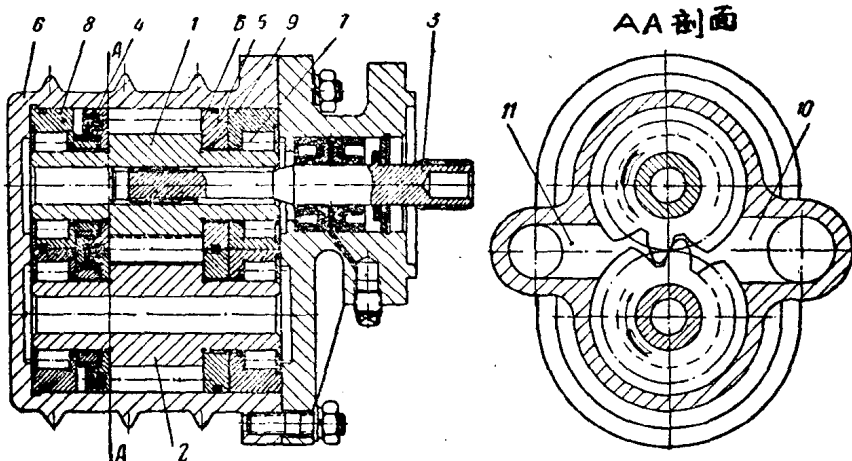


图1-2 齿轮式液力机械结构原理图。

的作用，而压向齿轮的端面，克服了齿间液体作用过来的压力，并使齿轮的另一端面B压向固定的圆环5。在长久运转之后，这种结构也可以保证齿轮端面与浮动轴套及固定圆环5的间隙大小不变。

液体的漏损发生在齿轮端部间隙和径向间隙里。经验告诉我们，主要漏损是发生在端部间隙里，端部间隙大小对漏损的影响可以从实验结果看出（图1-3）。

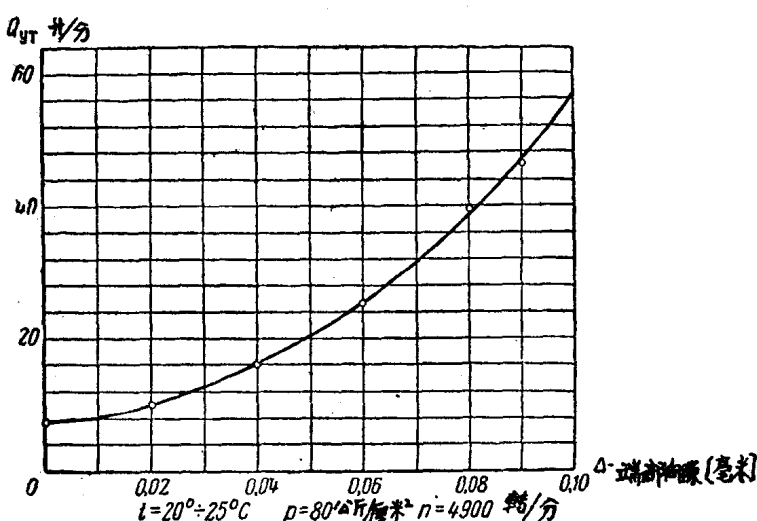


图1-3 端部间隙大小和漏损的关系。

这个关系是对一个没有采用浮动轴套的泵做出的。该泵转速 $n = 4900$ 转/分，流量为 $Q_m = 110$ 升/分，以油为工作液体进行实验的结果。在最小端面间隙（接近于零）时，漏损量约为 7.5 升/分，因而，在这种情况下，其容积效率为

$$\eta_0 = 1 - \frac{Q_{漏}}{Q_n} = 1 - \frac{7.5}{110} = 0.93$$

当端面间隙加大到 0.04 毫米时，漏损要增长到 140%；而当它加大到 0.06 毫米时，就增长到 250%。

当端面间隙为 0.05 毫米时，漏损量为 22 升/分，这样，就得

$$\eta_0 = 1 - \frac{22}{110} = 0.8,$$

对于不采用浮动轴套的泵，工作一段时间以后，由于磨损，间隙增大了，漏损随之增加，泵的容积效率就要降低。

由此可见保证端面间隙大小不变的重要性，即采用浮动轴套的意义（有时采用了浮动轴套的泵，其容积效率可达到0.95，接近于柱塞泵的数值。

二、应用范围：由于齿轮式液力机械结构简单，制造容易，工作可靠；同时，转动部分是一个对称的旋转体，转速可以较高，因而尺寸小，结构紧凑。因此已在许多工业技术部门里被广泛的应用着。

齿轮泵一般是二个齿数相同的外啮合齿轮构成（基本型式），当尺寸和重量限制更严时，才用内啮合的齿轮泵；此外在一些技术部门，也还应用其他一些各式各样结构的齿轮泵，如人字齿轮泵，双排齿轮式和三排齿轮式油泵等。

齿轮泵按压力的大小大体分成三类

低压油泵（ $p \leq 3 \sim 5$ 大气压）：用于机器的各种润滑及冷却装置。

中压油泵（ $p \leq 30$ 大气压）：用于各种机床（铣床、车床、磨床）的液压传动中，以及在纺织工业（如人造纤维）中输送纺织物质之用。

高压油泵（ $p = 65 \sim 200$ 大气压）：用于农业机械（如提升机构的液力传动装置中）和航空工业里（如飞机的起落架装置里）。

由于高压力和大流量齿轮泵的出现，齿轮泵将会得到更加广泛的应用；而且随之就要更精确的来确定油泵的各项参数，这些参数的计算将在以下一一叙述。

§ 1-3 齿轮式液力机械瞬时流量的一般公式（参阅图1-1）

利用输入功和输出功相等的原则进行推导。条件是不考虑损失，工况稳定即无加速度。

输入功：在 dt 时间内齿轮的转角为：主动齿轮 $d\varphi_1 = \omega_1 dt$

被动齿轮 $d\varphi_2 = \omega_2 dt$

此时输入功为： $M_1 d\varphi_1 + M_2 d\varphi_2$

式中 M_1 和 M_2 ——液体作用到主动齿轮和被动齿轮上的力矩。

输出功：在 dt 时间内齿轮排出液体为 dV ，输出功即为 $\Delta p \Delta V$

$\Delta p = p_2 - p_1$ 压出及吸入压力之差

输入功 = 输出功

$$M_1 d\varphi_1 + M_2 d\varphi_2 = \Delta p \Delta V$$

流量的一般公式即为

$$Q_m = \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\Delta p} \left(M_1 \frac{d\varphi_1}{dt} + M_2 \frac{d\varphi_2}{dt} \right) = \frac{1}{\Delta p} (M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2) \quad (1-1)$$

§ 1-4 齿轮式液力机械流量的计算公式

一、外啮合齿轮泵的瞬时流量公式（参阅图1-1）

精确的求出齿轮泵瞬时流量公式的目的，是为了正确理解各种因素对油泵流量的影

响, 以便找到提高油泵流量的数量和质量的可能途径。

从流量的一般公式出发, 在该公式中力矩是需要研究的。

在与吸入和压出腔隔开的密闭的工作室里 (如 A 里), 沿切向的压力彼此平衡了, 不产生任何力矩。而在吸入和压出腔处, 对主动齿輪 1 来说, 有了切向力, 其值为 $(p_2 - p_1) \cdot B(r_1 - x)$, 合力作用点为 $\frac{r_1 + x}{2}$, 产生的力矩即为

$$M_1 = \frac{1}{2} \Delta p B (r_1^2 - x^2)$$

同理

$$M_2 = \frac{1}{2} \Delta p B (r_2^2 - y^2)$$

式中 B —— 齿輪的寬。

根据节圓上速度相等 $R_1 \omega_1 = R_2 \omega_2$ 求出:

$$\omega_2 = \frac{R_1}{R_2} \omega_1$$

将 M_1 , M_2 和 ω_2 的公式代入公式 (1-1), 求出:

$$Q_m = \frac{B \omega_1}{2} \left[(r_1^2 - x^2) + \frac{R_1}{R_2} (r_2^2 - y^2) \right] \quad (1-2)$$

此公式含有两个未知数, 不好用, 利用三角关系简化之如图 (1-4) 所示。

由于:

$$x^2 = R_1^2 - 2PR_1 + f^2$$

$$\frac{R_1}{R_2} y^2 = R_1 R_2 + 2PR_1 + \frac{R_1}{R_2} f^2$$

$$r_1^2 = R_1^2 + 2R_1 h_1 + h_1^2$$

$$\frac{R_1}{R_2} r_2^2 = R_1 R_2 + 2h_2 R_1 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2$$

h_1 和 h_2 为主动齿輪与被动齿輪的齿

頂高,

$$h_1 = r_1 - R_1$$

$$h_2 = r_2 - R_2$$

$$r_1^2 - x^2 = 2R_1 h_1 - 2PR_1 + h_1^2 - f^2$$

$$\frac{R_1}{R_2} (r_2^2 - y^2) = 2h_2 R_1 - 2PR_1 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2 - \frac{R_1}{R_2} f^2$$

将上述关系式代入公式 (1-2) 結果:

$$Q_m = \frac{B \omega_1}{2} \left[A - \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) f^2 \right] \quad (1-2')$$

式中

$$A = 2R_1 (h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2$$

为了得到形象的概念, 将流量的变化作出图来进行分析。

以 $\frac{2}{B} \cdot \frac{Q_m}{\omega_1}$ 为纵坐标, $\varphi = \omega_1 t$ 为横坐标, 因为啮合点距 f 不具有連續值, 故不用它作横坐标。

利用

$$\frac{2Q_m}{B \omega_1} = \left[A - \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) f^2 \right]$$

以啮合点 C 与极点 F 重合时为坐标原点。

当 $f = 0$ 时 (即 $\varphi_1 = \theta$ 时), $\frac{2Q_m}{B \omega_1} = A$ 最大;

当 $f = \frac{f_n}{2}$ 时 (即 $\varphi_1 = \frac{\varphi_n}{2}$),

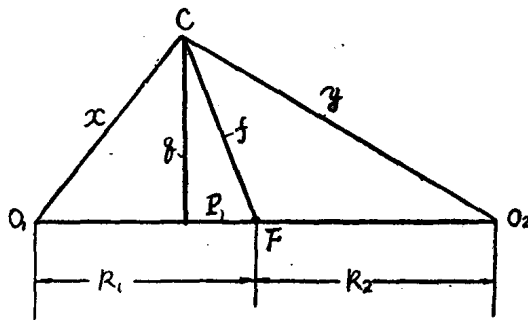


图1-4 简化流量公式的三角形。

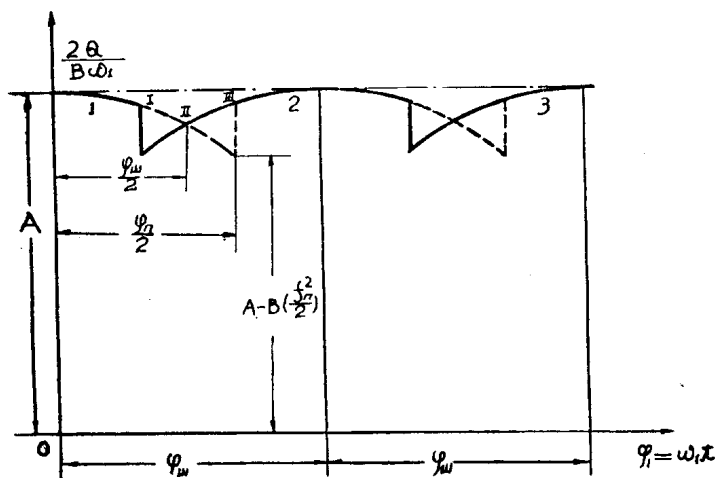


图1-5 流量变化图形。

$\frac{2Q_n}{B\omega_1} = A - B\left(\frac{f_n}{2}\right)^2$ 最小；中間呈平方关系变化，如曲线 1 所示(图1-5)。

式中 $B = 1 + \frac{R_1}{R_2}$ ； f_n ——啮合綫长 ($\varphi_n - f_n$ 对应的圆心角)。

$\varphi_1 = \omega_1 t$ 是以固定在主动齿輪上某一点所旋轉的角度計算的(以 O_1FO_2 中心綫为基綫)，这样可連續計算下去。然而公式中的 f_1 只能代入 $-\frac{f_n}{2} \left(-\frac{\varphi_n}{2}\right)$ 到 $+\frac{f_n}{2} \left(+\frac{\varphi_n}{2}\right)$ 才对。

曲线 1 表示第一对牙齿啮合时，泵排出的液体。因为任何一个作旋轉运动的液力机械切均是周期性进行工作的，所以曲线周期性的循环。周期为齿节矩角 φ_w ，如此可画出曲线 2、3……。

由于当次对牙齿啮合后，前对牙齿即失去排出液体的可能，因此齿輪泵的流量呈实綫、曲线規律变化。

从流量的分析中知道：

- (1) Q_n 与齿輪泵的轉数及几何尺寸呈正比。
- (2) Q_n 是波动的循环。
- (3) 为了計算閥的共振，軸的疲劳强度要知道流量的脉动頻率。

流量的脉动頻率与齿輪泵的轉数和齿輪的齿数成正比，

$$f = \frac{n}{60} z$$

式中 f ——齿輪泵流量的脉动頻率；

n ——齿輪泵的轉数 (转/分)；

z ——齿輪泵主动齿輪的齿数。

二、内啮合齿輪泵的瞬时流量公式

如图 1-6 所示为一内啮合齿輪泵的原理图，当主动齿輪 O_1 順时針旋轉时，被动齿輪 (此处是齿圈 O_2) 也相应的轉动。

上面腔室为吸入腔 (A)，两齿輪結束啮合并吸入液体，而下面腔室为压出腔 (B)，两齿輪进入啮合并压出液体。

与外啮合齿輪泵瞬时流量求法相似，从流量的一般公式出发，在与吸入和压出腔隔开的密閉的工作室里 (如图 1-6 中的 cd 和 be 段)，沿切向的压力彼此平衡了，不产生任何力

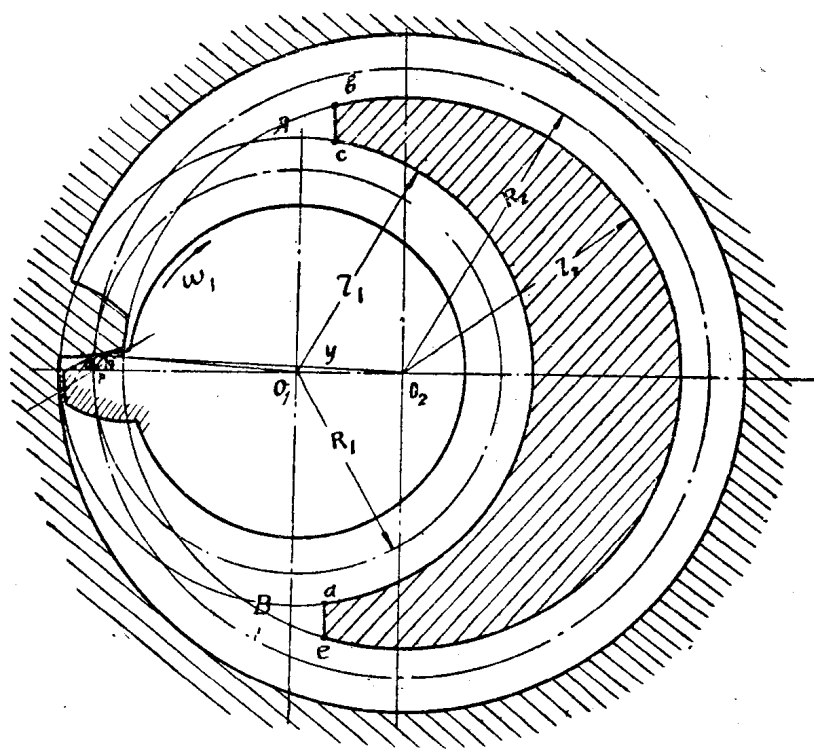


图1-6 内啮合齿轮泵工作原理图。

矩。但处于压出腔的两齿轮区段（主动齿轮的 \widehat{ad} 段，被动齿轮（又称齿圈）的 \widehat{ae} 段）沿切向的液体压力不平衡而产生切向力，对于主动齿轮产生不平衡切向力的作用面积为：

$$B(r_1 - x)$$

其压力中心处所半径为：

$$\frac{1}{2}(r_1 + x)$$

而对于齿圈其相应的数值为：

$$B(y - r_1) \text{ 和 } \frac{1}{2}(y + r_2)$$

作用于两齿轮上的力矩为

$$M_1 = \frac{1}{2} \Delta p B (r_1^2 - x^2)$$

$$M_2 = \frac{1}{2} \Delta p B (y^2 - r_2^2)$$

将所得之值代入流量一般公式 (1-1) 中，可以得出内啮合齿轮式液力机械的瞬时流量表达式：

$$Q_n = \frac{B\omega_1}{2} \left[(r_1^2 - x^2) + \frac{R_1}{R_2} (y^2 - r_2^2) \right] \quad (1-3)$$

借助下列等式引进节圆半径

$$\begin{cases} h_1 = r_1 - R_1 \\ h_2 = R_2 - r_2 \end{cases}$$

把啮合点的移距 f 在中心线 O_1O_2 上和法线上的投影表示为 P 和 q ，见图(1-7)。

这样：

$$r_1^2 = (R_1 + h_1)^2 = R_1^2 + 2R_1h_1 + h_1^2$$

$$f^2 = P^2 + q^2; \quad r_1^2 = h_1^2 + 2h_1R_1 + R_1^2$$

$$x^2 = (R_1 - P)^2 + q^2 = R_1^2 - 2PR_1 + q^2 + P^2$$

$$x^2 = R_1^2 - 2PR_1 + f^2$$

$$r_1^2 - x^2 = 2h_1R_1 + 2PR_1 + h_1^2 - f^2$$

和

$$\frac{R_1}{R_2} y^2 = \frac{R_1}{R_2} [(R_2 - P)^2 + q^2]$$

$$= R_1R_2 - 2PR_1 + \frac{R_1}{R_2} f^2$$

$$\frac{R_1}{R_2} r_2^2 = \frac{R_1}{R_2} (R_2 - h_2)^2 = R_1R_2 - 2h_2R_1 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2$$

$$\frac{R_1}{R_2} (y^2 - r_2^2) = 2h_2R_1 - 2PR_1 - \frac{R_1}{R_2} h_2^2 + \frac{R_1}{R_2} f^2$$

将所得等式代入瞬时几何流量表示式 1-3 中得瞬时流量的最终公式为

$$Q_n = \frac{B\omega_1}{2} \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{R_1}{R_2} h_2^2 - \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) f^2 \right] \quad (1-3')$$

此公式和外啮合流量公式(1-2')比较, 可以见到它们之间的差别只不过在含有节圆半径 \$R_2\$ 这一项号上 (内啮合齿輪泵带 \$R_2\$ 项前面符号为负, 外啮合为正)。一般公式就可以写成

$$Q_n = \frac{B\omega_1}{2} \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 \pm \frac{R_1}{R_2} h_2^2 - \left(1 \pm \frac{R_1}{R_2}\right) f^2 \right] \quad (1-4)$$

式中 “+” 号适用外啮合;
“-” 号适用内啮合。

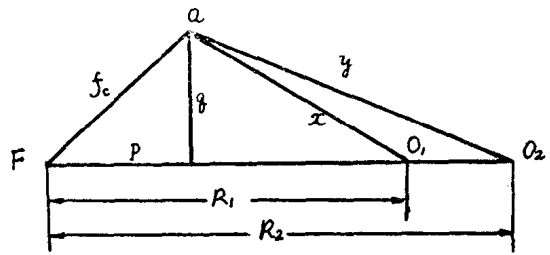


图1-7 齿輪啮合点的移距 \$f\$ 在中心线上和法线上的投影图。

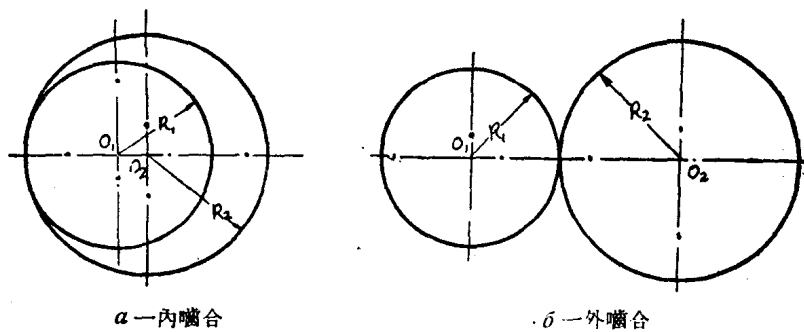


图1-8 啮合示意图。

从简图中看出, 含有 \$R_2\$ 项符号的改变是自然的, 因为从外啮合改变为内啮合, 被动齿輪之啮合曲率半径变相了 (节圆半径 \$R_2\$ 变号)。

三、内外啮合齿輪泵的比較

1. 在相同的流量下内啮合尺寸小, 外啮合尺寸大。
2. 内啮合制造复杂, 外啮合则较容易。
3. 内啮合流量均匀性高, 而外啮合则差。关于这一点可以图 (1-9) 中看出。

无论是内啮合还是外啮合的齿輪式液力机械, 当啮合点与啮合极点相重合时, 也就是 \$f = 0\$ 时具有最大流量

$$Q_{n\max} = \frac{B\omega}{2} \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 \pm \frac{R_1}{R_2} h_2^2 \right] \quad (1-4')$$

我們为了比較二个旋轉式液力机械的流量, 設内外啮合的尺寸与轉数相同, 即 \$B, \omega_1\$,

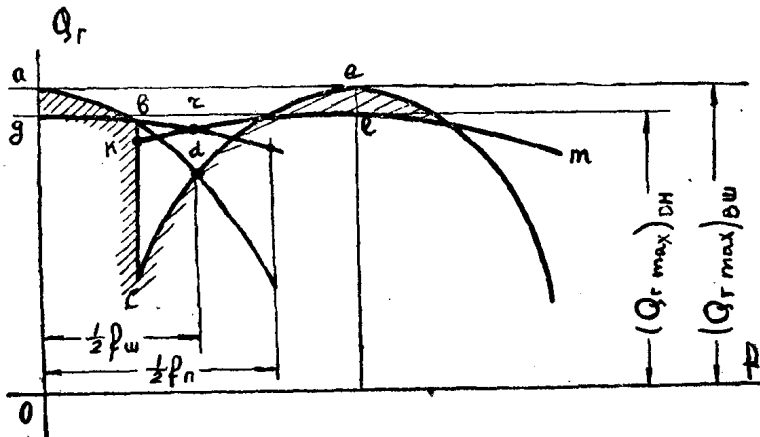


图1-9 内外啮合齿轮泵流量的比较。

R_1, R_2, h_1, h_2 值二者相同, 则外啮合的液力机械的最大流量比内啮合的为大 (见图 1-9), 即

$$(Q_{M \max})_{BH} > (Q_{M \max})_{BH}$$

他們的具体差值由 $\frac{R_1}{R_2} h_2^2$ 項的数值决定。

当轉子旋轉半个間距角 $\frac{1}{2} \varphi_w$ 时, 即啮合点移动距离啮合极点 $\frac{1}{2} f_w$ 时, 流量最小 (见图 1-9 的 r 点和 d 点)。

其值为:

$$Q_{M \min} = \frac{B \omega_1}{2} \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 \pm \frac{R_1}{R_2} h_2^2 - \left(1 \pm \frac{R_1}{R_2} \right) \frac{f_w^2}{4} \right] \quad (1-4'')$$

相应于, $f = 0$ 与 $f = \frac{1}{2} f_w$ 时, 同一齿輪泵的 $Q_{M \max}$ 与 $Q_{M \min}$ 的差值, 主要决定于 $\left(1 \pm \frac{R_1}{R_2} \right)$ 的数值对零的差值, 外啮合齿輪泵的 $\left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right)$ 值, 往往比内啮合的大 10~20 倍, 所以内啮合的流量均匀性也比外啮合大 10~20 倍。

流量的不均匀性在数量上可用不均匀系数来评价, 可用下式决定

$$\sigma = \frac{Q_{M \max} - Q_{M \min}}{Q_{M \text{cp}}}$$

式中 σ —— 流量不均匀性系数;

$Q_{M \text{cp}}$ —— 平均几何流量。

也可用流量不均匀性系数的另外表示式:

$$\sigma' = \frac{Q_{M \max} - Q_{M \min}}{Q_{M \max}}$$

对于流量均匀性足够大的液力机械, σ 与 σ' 的数值是很接近的 (因 $Q_{M \max}$ 与 $Q_{M \min}$ 彼此相近)。

齿輪泵流量不均匀性系数为:

$$\sigma' = \frac{\left(1 \pm \frac{R_1}{R_2} \right) f_w^2}{4 \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 \pm \frac{R_1}{R_2} h_2^2 \right]} \quad (1-5)$$

上面符号表示外啮合, 下面符号表示内啮合, 将其进行比较则:

$$\frac{\sigma'_{BH}}{\sigma'_{BH}} = \frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \frac{2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2}{2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{R_2}{R_1} h_2^2} \frac{(f_w)_{BH}^2}{(f_w)_{BH}^2}$$