

农业用内燃水泵的理论分析 及其设计方案的研究

戴桂蕊 著



机械工业出版社

农业用内燃水泵的理论分析 及其设计方案的研究

长春汽车拖拉机学院教授

戴桂蕊著



机械工业出版社

1958

出版者的話

农业用內燃水泵是一种完全新型的水泵。它的工作原理，就是用煤气燃烧时的爆炸力直接将水压向高处。內燃水泵的研究成功，是农业用排灌机械的技术革命，也是內燃机傳动机构的革命。

在本書中，作者先簡要地介紹了国外內燃水泵的發展史，随后即从热力学和水力学上对內燃水泵作一比較詳細的理論分析。文中根据推論，提出了一個农业用內燃水泵的設計。現在已經試制成功，并准备推广。这种水泵构造特別簡單，制造容易，成本低廉，运用与維護都很方便，非常适合于农村作灌溉和排水之用。

本書适用于从事农业排灌机械設計制造的技术人員和科学研究人員。

NO. 2007

1958年6月第一版

1958年9月第一版第二次印刷

787×1092¹/₁₆ 字数 58 千字 印張 2³/₄ 3,001—6,600 册

机械工業出版社(北京东交民巷27号)出版

机械工業出版社印刷厂印刷 新华書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第008号

定价(10) 0.37 元

一 引 言

根据全国农业发展的需要与国家资源及工业现状的条件,目前农业上所用的各种型式的排灌机械尚远不能适应我国农村的情况。像电力水泵由于电源的限制,在全国电气化以前,就不可能在我国辽阔的水田内普遍采用。至于热力水泵,包括蒸汽、柴油或煤气发动机及其所带动的抽水机,则在农村条件下,由于机械运用与修护的繁杂,熟练技术人员的缺乏,燃料油料难于供应或设备过于昂贵等,其大量采用仍然存在着困难。

本文所提出的“农用内燃水泵”,乃是构造特别简单、抽水成本特别低廉、易于制造、便于农民运用与维护而燃料经济性很高并可省除机油耗费的特种“热力水泵”型农田排灌机械。此种水泵可用农村就地可得木炭、木柴或无烟煤等固体燃料经煤气发生炉气化而形成的煤气作为燃料。它的工作原理乃是利用煤气在“J”形水管闭端内(短管内)燃烧时的爆炸力直接施压于管内水面,遂将管内的水由低水位沿水管压送至高水位。由于煤气的燃烧系直接在水泵的内部进行,故称为“内燃水泵”;同时由于水泵本身在形式上也不过是一根“J”形水管,构造至为简单,特别适合於农业上的应用,故命名为“农用内燃水泵”。

内燃水泵在英美等国曾经进行过某些试验,也有过实际应用的先例(见参考文献),其实现性已无须再行证明。然而由于社会制度的影响以及欧美各国没有像我国水田这样需要大量水耗的广大农业,以致这种水泵在国外尚未得到应有的发展和应用,也没有就它特别适用于农田排灌工作这一突出特点和沿这一最有前途的发展方向进行过应有的研究。

本文將於簡略回顧內燃水泵在國外的發展情況後,就內燃水泵的工作過程作出理論計算和分析,並提出我國目前需要數量最多的小型農用內燃水泵的設計方案。

二 气压力直接提水工具与內燃水泵在國內外的發展

就目前我国农村採用最多的煤气机抽水设备来分析,这种热力水泵既然是利用煤气着火燃烧的燃气气压力来达成提水的目的,則原动气压力与被提的水之間所插入的活塞、連桿、曲軸、皮帶及皮帶輪以至水叶輪等這一系列的中間傳力機件在科學原理上是否絕對必要,顯然是一個大可懷疑的問題。因此,能制出可以完全消除原动气压力与被提的水之間的中間傳力機件的新型水泵,將是热力水泵最大可能的簡化方案。

利用气体压力直接施压於水面进行提水的原理,在我国古代早有应用。例如,至今在湖南若干小型旧式煤矿中尚可看到的、在我国相傳已採用了好几百年的原始竹筒水車,即

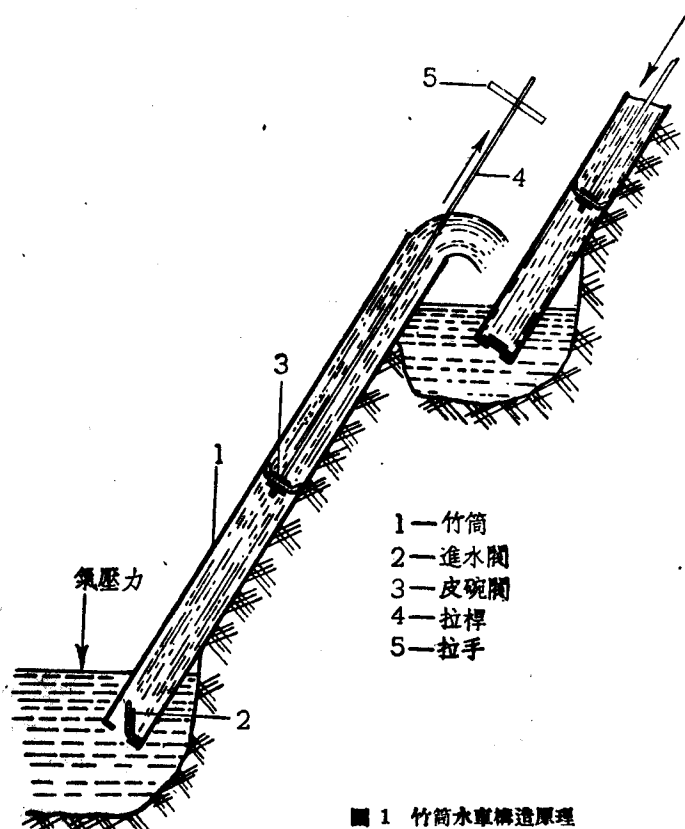


圖 1 竹筒水車構造原理

以最簡單的方式应用了此項原理。圖 1 表明竹筒水車的構造原理。當抽水工人將拉手上提後，大氣壓力直接施壓於水面，即將水由低水位壓送提升至竹筒內。自然，在竹筒上端需依靠人力克服筒上端的大氣壓力才能使筒下端的气壓力起提水的作用，因之，也形成了繁重的人力勞動。如果撤銷人力及其手用工具而用煤氣爆炸力加強下端水面上的氣壓力，則竹桿水筒中氣壓力提水的原理當可得到擴大的应用，而這就是內燃水泵的基本工作原理。

二十世紀初葉以來，应用氣壓力直接提水的內燃水泵在英美兩國曾經先後進行過一些試驗，其中已有實用歷史的“四程式”內燃水泵的構造原理可示如圖 2。圖中 1 為燃燒室。室內 2 為進氣閥、3 為排氣閥，均向內開，並各有輕簧拉住，使之關閉。各氣閥間有連鎖機構，使進氣閥打開時，排氣閥就不能打開，而排氣閥可打開時，則進氣閥就不能打開。室內 4 為火星塞，在進氣壓縮後，適時點火引起燃燒。室之下端沉入進水箱 7 內形成水缸。缸的周圍裝有進水閥 5 若若干個，均向內開，俾進水能於適當時間暢流入缸。進水箱由低水位的水源供水並可裝用浮子控制水門，使箱內有可能保持一定的水位。缸之下端有水管逕與水塔或高地水槽 8 相連，而此管在工作時將有管水作往復擺動，故可稱為“戲管”。

當此種熱力水泵進行工作時，其工作過程可按燃燒室內氣體動作情況分四個過程分別加以說明如下：

1. 壓縮過程——設燃燒室內由於上一循環的進氣過程中已吸入適量的煤氣·空氣混合氣體後，氣閥均已適時關閉。此時由於右方水柱的靜壓力以及戲管內因管水倒流時的慣性力將混合氣壓縮。圖 3 為室內壓力變化圖，其中 AC 為壓縮曲線。

2. 燃燒及膨脹過程——(a) 管水逆流停止後，被壓縮的混合氣由於火花塞點火而着火爆發。此時室內壓力急劇地上升，在圖 3 中示如 CZ 曲線。(b) 室內壓力升至最高點後，即行膨脹，直接施壓力於管內水面，逕將水压送至高地水槽。此時室內壓力隨管內水面的下降而減少，並在管水慣性力的協助下，膨脹過程一直要延續到室內壓力低於大氣壓力而後已。此膨脹過程在圖 3 中示如 ZF 曲線。

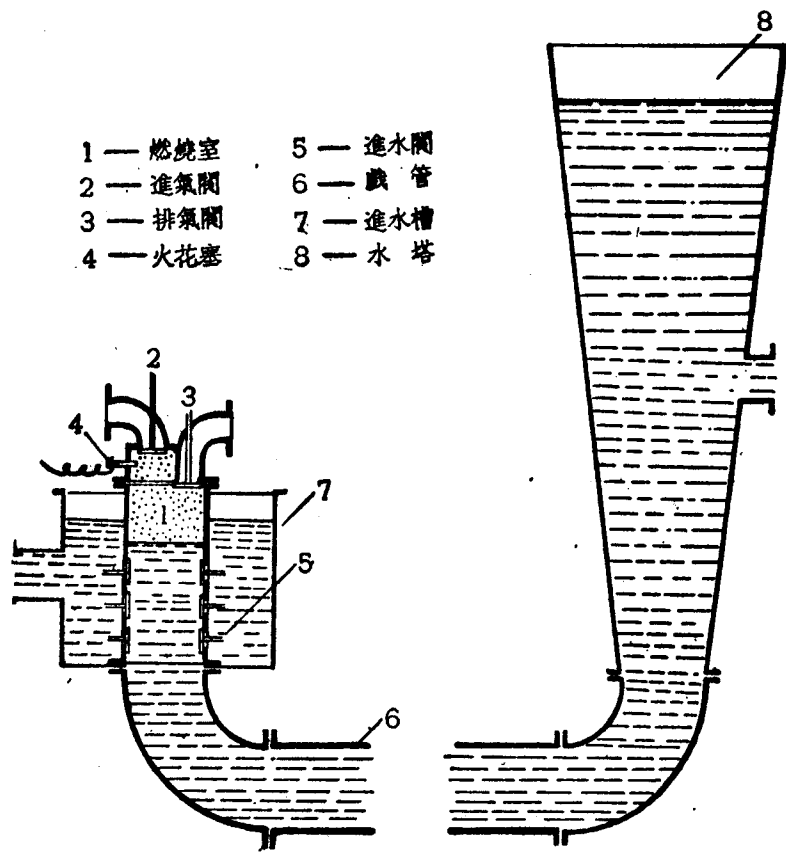


圖 2 內燃水泵構造原理圖

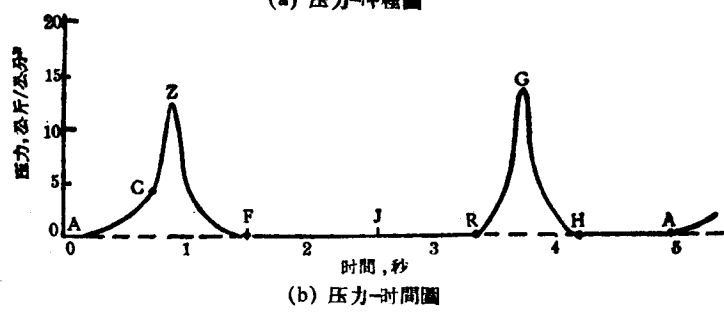
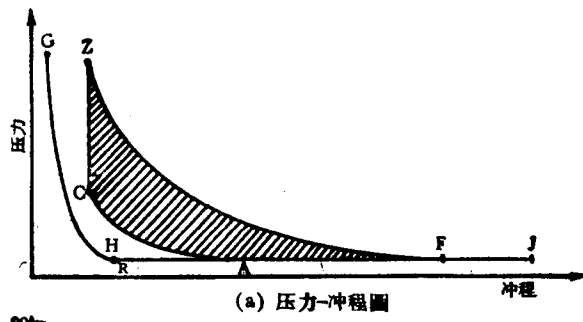


圖 3 內燃水泵燃燒室內压力变化圖

3. 排气及垫气压缩过程——(a)室内压力下降到接近大气压力时,排气阀由于本身重量自行打开(此时进气阀由于连锁机构作用不能同时打开),而同时由于缸内水位低于进水箱水位,进水阀亦自动打开,让水得以畅流进入缸内。此时缸内流水仍以其惯性力对抗水柱静压力冲向水塔或高地水槽,而进缸的水由后端填补其缺,並以其多余的进水将室内水面提高,进行排气。此种情况,一直要延續到水速为零才止,在圖3中示如 FJ 曲線。随后,管水又由于水柱静压力倒流,然后水阀关闭,而室内水面上升适与排气阀面相碰使排气阀关闭,在圖3中示如 JR 曲線,而 FJR 曲線表示整个排气过程。(b)排气阀关闭后,室内水面仍繼續上升,室内残余气体被高度地压缩于垫气室内,形成垫气压缩过程,在圖3中示如 RG 曲線。

4. 垫气膨胀及吸气过程——(a)在垫气压缩过程之后,經高度压缩的垫气又再行膨胀将管水压向右行直至压力降低至接近大气压力后,进气阀自动开启(此时排气阀由于连锁机构的关系不能同时打开)而后已。这一垫气膨胀过程,在圖3中示如 GH 曲線。(b)进气阀打开后,管内流水仍以其惯性力冲向右行,造成室内部分真空,因而吸入新鲜混合气。这一吸气行程一直要延續到管水瞬时静止时而后已,在圖3中示如 HA 曲線。过此,则管水又复倒流,开始下一循环的压缩过程。

按上述工作过程,每一工作循环中,缸内水面要往复升降四次,故可称“四程式”内燃水泵。在同一热力提水工作原理下,也可将换气过程合併于压缩及膨胀两主要行程之内,因而可以構成“二程式”内燃水泵。

此种水泵在国外曾經有过一些發展。英人洪孚理(H. A. Humphrey)曾早於1909年提出了内燃水泵的研究報告,其中主要内容是关于四程式内燃水泵試制試驗結果,並隨即在倫敦附近用此种水泵於1913年建成了9公尺水头下每日供水94万公吨的庆福特(Chinford)抽水站,作为英倫理河(River Lea)的防洪設備。这一大抽水站包括有缸徑2.13公尺每日供水21万公吨的大型水泵四座及缸徑1.52公尺每日供水10万公吨的大型水泵一座。据实用記載,以实际提水量計算,每提水馬力小时仅耗0.36~0.49公斤的無烟煤。可惜洪氏的研究工作因第一次世界大战的爆發而完全中断。此后,由于庆福特抽水站大型水泵長期使用中所表現的令人滿意的成果,曾引起了南澳大利亞於1930年以同式水泵在莫銳河畔(River Murray)設立有柯布多格拉(Cobdogla)抽水站作为灌溉設備。这个抽水站包括有8.4公尺的水头下每分鐘供水106公吨的四程式大型内燃水泵两个。实用記載表明每一实际提水馬力小时消耗当地的風干木柴1.85公斤,也經滿意地使用有年。繼此,美国雜誌於1933及1934年分別报导了美人斯特克尔(A. P. Steckel)进行有新型二程式内燃水泵的試驗。这个水泵,在燃燒室内装用了松配合的輕圓板式活塞將室内廢气与新鲜混合气隔开而形成二冲程循环,並由于特种“加压器”的装用,使水头得以提高至36公尺以上,也大大地提高了每分鐘的循环数及实际馬力出量。但这种水泵在此后並未見有長期使用經驗的报导。

这样一种理想的农用内燃水泵其所以在国外尚未得到应有的發展和应用,看来是有它的特殊原因的。首先,这种热力水泵的成功,虽將为广大农业带来無可估計的巨大利益,但却根本不能成为資本主义制度下的工業資本家發財致富的工具。这是因为内燃水泵究竟是一个發动机与抽水机的綜合机械,其徹底的研究尚需相当巨大的投資和劳动。

然而研究成功之后,却由於構造相当簡單,將可使任一机械厂都能以最簡單的設備从事製造,以致投資於这种研究工作的工業資本家無从获利,显然不会使資本家乐於这种長期性的投資。其次是从事过此項研究工作的洪、斯兩氏也並沒有看到內燃水泵特別适用於农田排灌工作的突出特点,从而在这一方向进行深入的研究,却側重於新型發動机的寻找,傾向为城市及工業各項用途去打算,显然难以帶來最理想的成果。

此外,还另有一个基本原因,就是欧美各国很少具有像我国水田这样需要大量水耗的農業,因而反映到科学技术界也沒有农內燃水泵这样的迫切要求,以致英美研究者無从看到內燃水泵的最高价值之所在。根据我国水田農業的特点,內燃水泵却具有大量發展的可能性。

三 內燃水泵理想热力循环与热效率的分析

內燃水泵的现实性虽在試驗上和实际应用上都有了証实,而在工作过程上則迄今尚缺乏理論性的分析。英人洪孚理曾在其所提內燃水泵的論文中特別指出:“所述內燃水泵最初看来虽很簡單,而为了研究其整个工作情况所需的計算却至为复杂。目前作者尚不能提出联系各有关因素的任何概括性的公式来表示其所要求的計算”。这里,洪氏就早已提出內燃水泵进一步的研究尚有待於其理論与計算的深入鑽研。茲將於本文內提出內燃水泵的理想工作循环,並对其热力与提水过程分別加以理論上的研究和分析,从而發掘和掌握这种热力水泵的工作規律,以为今后設計試制的理論基础和依据。

显然,內燃水泵的工作过程中包括有热力發動机中的热力过程,也同时有水泵中的提水过程。其中;理想热力过程可合理地按热力分析方法取标准空气为介質所構成的一种热力循环来进行研究。在其理想提水过程中以及其戏管管水的理想运动中,由於戏管管徑頗大,可假設管水流动时无摩阻。为便於計算計,也可假定每分鐘的工作循环数頗高,缸內水面与熾热介質接触時間很短,因而使缸內水面在理想的工作循环中並不因其与热空气的接触而蒸發。

圖 4 表明內燃水泵的工作原理簡圖。設 H 为水泵提水时的水头; γ 为單位体积的水所具有的重量; p_0 为大气压力; p 为缸內瞬时气压力; L 为戏管長度; A 为气缸及戏管截面积; x 为缸內水面高出进水箱水面的瞬时距离; ε 为压缩比; δ 为膨胀比; k 为空气比热比值; v 为

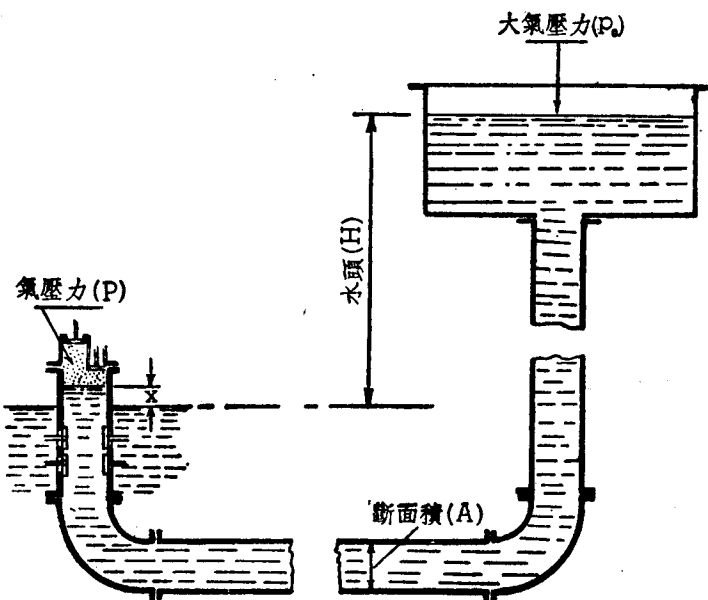


圖 4 內燃水泵工作原理圖

这样,在理想的压缩过程中,水柱所作之功($A''C''C_0A_0A''$)当与气体所接受的压缩功($AKCC_0A_0A$)相等,因而使图5中的面积 $KCC''K$ 与面积 $KA''AK$ 相等。在压缩开始后,当缸内水面上升 x 时,水柱做功为 $(\gamma H + p_0)(V_a - V)$,管水对缸内气体所作之功为

$\int_{V_0}^V p dV$,而管水的瞬时动能为 $\gamma LA v^3 / 2g$ 。故此时的能量方程式为:

$$\frac{\gamma LA v^3}{2g} = (\gamma H + p_0)(V_a - V) - \frac{pV - p_a V_a}{k-1}, \quad (1)$$

当压缩到达终点时, $v=0$,式(1)成为:

$$\frac{p_0 V_0 - p_a V_a}{k-1} = (\gamma H + p_0)(V_a - V).$$

取压缩比 $\frac{V_a}{V_0} = \varepsilon$,则在压缩终点的情况下,

$$p_0 = (k-1) \left\{ \left[(\gamma H + p_0) + \frac{p_a}{k-1} \right] \varepsilon - (\gamma H + p_0) \right\}; \quad (2)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (3)$$

反之,如理想压缩过程中的压缩比为已知,则亦可推得其理想压缩压力及作用的水头为:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^k, \quad (4)$$

$$H = \frac{p_c - p_a \cdot \varepsilon}{\gamma(k-1)(\varepsilon-1)} - \frac{p_0}{\gamma}. \quad (5)$$

此时缸内气体的压缩容积及压缩温度也将随水头的高低而取得以下各值:

$$V_c = \frac{V_a}{\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}}}, \text{ 或 } = \frac{V_a}{\varepsilon}; \quad (6)$$

$$T_c = T_a \cdot \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \text{ 或 } = T_a \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (7)$$

若取 $p_0 = p_a = 1$ 公斤/公分², $t_a = 15^\circ\text{C}$ 及 $k = 1.4$ (以后各节图表均作此假定),则内燃水泵的压缩压力、压缩比以及压缩容积与水头的关系,可算出列如表1并图示如图6。由此可

表1 理想压缩情况与水头的关系

ε	H	V_c	p_c	T_c
1.2	1.4	83.2	1.29	310
1.5	3.2	66.6	1.76	239
2.0	6.0	50.0	2.64	380
2.5	8.4	40.0	3.61	416
3.0	10.7	33.3	4.66	447
3.5	12.8	28.6	5.78	475
4.0	14.7	25.0	6.97	502
4.5	16.5	22.2	8.21	528

H = 水头,公尺; ε = 压缩比; p_c = 压缩压力,公斤/公分²; T_c = 压缩温度,°K; V_c = 压缩容积 % 始压缩容积。

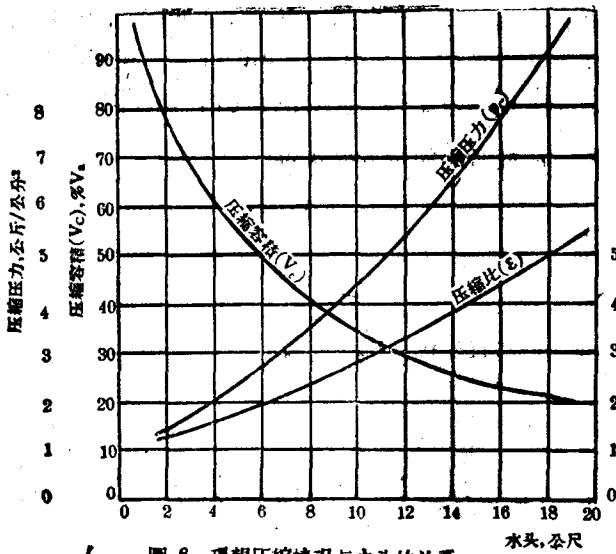


图 6 理想压缩情况与水头的关系

見，內燃水泵在其理想压缩过程中將表現有下述工作特性：

(1) 內燃水泵的压缩比及压缩压力决定於水头的高低，並均將随水头的增加而提高（圖 6）。

(2) 內燃水泵的压缩容积亦决定於水头的高低，並將随水头的增加而减少（圖 6）。

在特定的情况下，管水在开始进行压缩时，也可能先有始速。若在压缩开始时（ $V=V_a$ ），管水已先有逆流始速 v_a 时，則此时理想压缩过程中的能量方程式將为：

$$\frac{\gamma LA}{2g} (v^2 - v_a^2) = (\gamma H + p_0) (V_a - V) - \frac{pV - p_a V_a}{k-1}. \quad (8)$$

当压缩到达终点时，式(8)形成：

$$\frac{p'_c V'_c - p_a V_a}{k-1} = (\gamma H + p_0) (V_a - V) + \frac{\gamma LA v_a^2}{2g},$$

故所得的压缩压力(p'_c)及压缩比(ϵ')勢將随 v_a 的增加而提高，並可由下列兩式求得：

$$p'_c = (k-1) \left\{ \left[(\gamma H + p_0) + \frac{p_a}{k-1} \right] \epsilon' - (\gamma H + p_0) + \frac{\gamma q}{2g} \epsilon' v_a^2 \right\}; \quad (9)$$

$$\epsilon' = \left(\frac{p'_c}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad (10)$$

其中， $q = \frac{LA}{V_a}$ = 管管水容积与缸內气体始压容积的比值，可简称“管水比容”。

反之，从(9)(10)兩式的关系，亦可由压缩比 ϵ' 来表示压缩压力(p')及水头(H)如下：

$$p'_c = p_a \epsilon'^k, \quad (11)$$

$$H = \frac{p'_c - p_a \epsilon'}{\gamma(k-1)(\epsilon'-1)} - \frac{p_0}{\gamma} - \frac{v_a^2}{2g} \frac{\epsilon' q}{\epsilon' - 1}. \quad (12)$$

若取 $p_a = p_0 = 1$ 公斤/公分²，則当管水在压缩始点有始速时的压缩比与始速，管水比容及水头的关系，可算得如表 2。圖 7 表示在同一“管水比容”下，理想压缩比与水头及始压水速的关系，而圖 8 则表示在同一管水压缩始速下理想压缩比与“管水比容”及水头的关系。由此可見，当管水在压缩始点有始速(v_a)时，內燃水泵將表現下述工作特性：

(1) 在同一水头及“管水比容”的情况下，其压缩比(ϵ')及压缩压力(p'_c)將随管水压縮始速 v_a 的增加而提高（圖 7）。

(2) 在同一水头及管水压縮始速(v_a)下，其压缩比(ϵ')及压缩压力(p'_c)將随“管水比

表2 管水有压缩始速时的压缩情况与水头的关系

ε'	$H(q=50 \text{ 时})$			$H(v_A=1 \text{ 时})$		
	$v_A=0.5$	$v_A=1$	$v_A=1.5$	$q=40$	$q=50$	$q=60$
2.0	4.7	0.9	—	1.9	0.9	—
2.5	7.3	4.2	—	5.0	4.2	3.4
3.0	9.8	6.9	2.2	7.3	6.9	6.1
3.5	11.9	9.3	4.9	10.0	9.3	8.6
4.0	13.9	11.3	7.1	12.0	11.3	10.6
4.5	15.7	13.3	9.3	13.9	13.3	12.6
5.0	17.4	15.0	11.1	15.7	15.0	14.4
5.5	18.6	16.3	12.4	16.9	16.3	15.7
6.0	20.7	18.5	14.7	19.1	18.5	17.9

H = 水头, 公尺; q = 管水比容; v_A = 管水压缩始速, 公尺/秒; ε' = 水头 H 及管水比容 q 下
由於管水有压缩始速时的压缩比。

容”的增加而提高(圖8)。

2. 加热及膨胀过程——在理想热力过程中, 設缸内标准空气在定容情况下接收热入量 Q_1 , 並設 $\lambda = p_s/p_o$ 为压力升高比, 則参照圖5可依次得出热入量 (Q_1), 最高温度 (T_s), 最高压力 (P_s) 及压力升高比 (λ) 如下:

$$Q_1 = C_V(T_s - T_o) = C_V \cdot T_o \cdot \varepsilon^{k-1}(\lambda - 1); \quad (13)$$

$$T_s = \lambda T_o = \frac{Q_1}{C_V} + T_o \cdot \varepsilon^{k-1}; \quad (14)$$

$$P_s = \lambda P_o = p_o \cdot \varepsilon^k \left(\frac{Q_1}{C_V \cdot T_o \cdot \varepsilon^{k-1}} + 1 \right); \quad (15)$$

$$\lambda = \frac{Q_1}{C_V \cdot T_o \cdot \varepsilon^{k-1}} + 1. \quad (16)$$

当缸内空气吸收热入量 Q_1 后, 缸内气压力提升至 p_s , 高出水柱静压力很多。此时, 气体立即进行絕热膨胀, 示如 ZMF 曲線(圖5), 直至 F 点时进水閥打开, 有水进缸补充流出之管水时而后已。又設 $\delta = V_F/V_s$ 为膨胀比, 則可得:

$$\delta = \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{k}} = \varepsilon \cdot \lambda^{\frac{1}{k}}. \quad (17)$$

如取压缩始温为 15°C , 大气及始压压力为 1 公斤/公分², 标准空气的定容比热为 4.935 大卡/公斤分子, 並为便於使用發

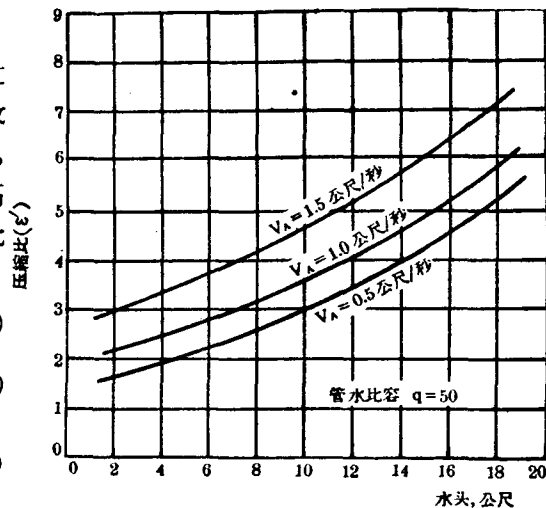
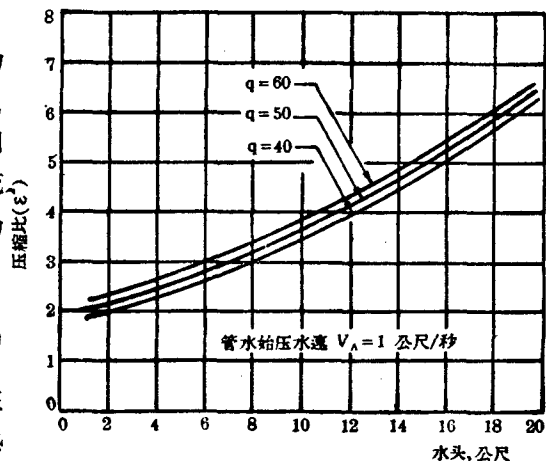
圖7 压缩比与管水压缩始速及水头的关系 (V_A 应为 v_A 下同)

圖8 管水有压缩始速时的压缩比与管水比容及水头的关系

表3 理想膨胀情况与水头的关系

ε	H	p_c	$Q_1=6,500$			$Q_1=8,000$			$Q_1=9,500$		
			λ	δ	p_z	λ	δ	p_z	λ	δ	p_z
1.2	1.4	1.29	5.25	3.92	6.8	6.23	4.43	8.1	7.21	4.92	9.3
1.5	3.2	1.77	4.89	4.66	8.6	5.79	5.26	10.2	6.68	5.83	11.8
2.0	6.0	2.64	4.47	5.83	11.8	5.27	6.55	13.9	6.07	7.25	16.0
2.5	8.4	3.61	4.17	6.93	15.0	4.90	7.78	17.7	5.63	8.59	20.3
3.0	10.7	4.66	3.95	8.00	18.4	4.63	8.96	21.5	5.31	9.88	24.7
3.5	12.9	5.78	3.77	9.03	21.8	4.41	10.10	25.5	5.05	11.13	29.2
4.0	14.7	6.96	3.63	10.04	25.3	4.23	11.21	29.5	4.84	12.34	33.7
4.5	16.5	8.21	3.51	11.02	28.8	4.08	12.29	33.5	4.66	13.51	38.3

H = 水头, 公尺; ε = 压缩比; λ = 压力升高比; δ = 膨胀比; Q_1 = 热入量, 大卡/公斤分子;
 p_c = 压缩压力, 公斤/公分²; p_z = 最高压力, 公斤/公分²

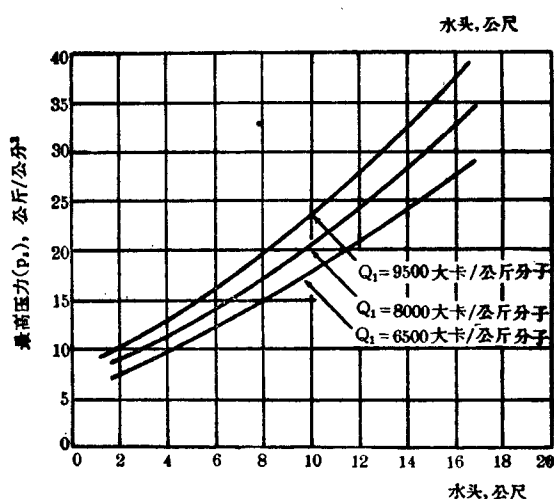


图9 最高压力与水头及热入量的关系

头而增加的结果。

(2) 在同一水头下, 其最高压力将随热入量的增加而增加(图9)。

(3) 在同一水头下, 压力升高比亦将随热入量的增加而增加; 而在同一热入量下, 此项比值则将随水头的增加而减少(图10)。

(4) 与一般内燃机相反, 由于膨胀不受活塞冲程或压缩比的限制, 内燃水泵的膨胀比大大地高过其压缩比, 并将随水头及热入量的增加而增加

生爐煤气为燃料时在效用可以比拟計, 分別取热入量为 6,500⁽¹⁾, 8,000 及 9,500 大卡/公斤分子, 則理想热力过程中的最高压力、压力升高比及膨胀比与水头及热入量的关系可算得如表3, 並分別圖示如图9、10及11。由此可見, 內燃水泵在加热及膨胀过程中將表現下列各工作特性:

(1) 在同一热入量的情况下, 內燃水泵的最高应力(p_z) 与水头的高低有关, 並將随水头的增加而提高(图9)。显然, 这一特性也是由于压缩比随水

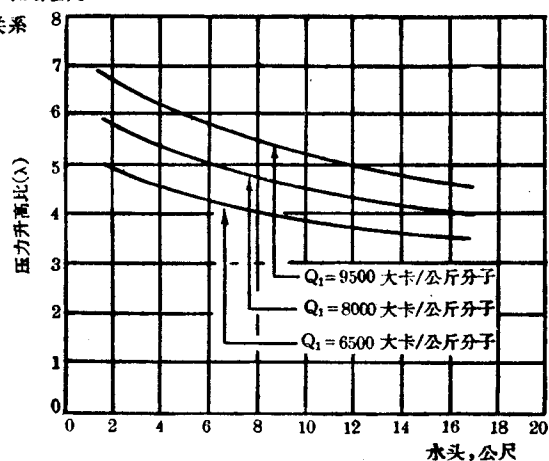


图10 压力升高比与水头及热入量的关系

(1) 热入量 6,500 大卡/公斤分子这一参数与洪学理在其內燃水泵論文中所提出的参数相当。洪氏提出用發生爐煤气为燃料时, 內燃水泵在較高的压缩压力下(表压 120 磅/方吋)的最高湿度可达 1 600°C。

(圖11)。这一特性也大大地有益于有效功的增加和热效率的提高,使內燃水泵拥有一般內燃机所不可及的高经济性这一优越的性能。

3. 热效率及热能比耗——在理想热力过程中,若缸內标准空气介质在定容下吸收热量 $Q_1 = C_v(T_z - T_o)$, 并在定压下放出热量 $Q_2 = C_p(T_F - T_o)$, 如图5所示,则內燃水泵的理想热效率将为

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - k \frac{\delta - \varepsilon}{\delta^k - \varepsilon^k}, \quad (18)$$

其中, $\delta = \varepsilon \lambda^{\frac{1}{k}} = \varepsilon \left\{ \frac{Q_1}{C_v \cdot T_o \cdot \varepsilon^{k-1}} + 1 \right\}^{\frac{1}{k}}$ 。

定容循环式內燃机的理想热效率,则因膨胀比与压缩比相等故为

$$\eta_{i0} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (19)$$

若 η_r = 相对效率, 则內燃水泵的指示热能比耗为:

$$h = \frac{632}{\eta_i \cdot \eta_r} \text{大卡/指示馬力小时}, \quad (20)$$

而內燃机的指示热能比耗则为:

$$h_0 = \frac{632}{\eta_{i0} \cdot \eta_r} \text{大卡/指示馬力小时}. \quad (21)$$

若取热入量为 6,500, 8,000 及 9,500 大卡/公斤分子, 並取相对热效率为 0.71⁽¹⁾, 则內燃水泵与內燃机在同一压缩压力的基础上互相比較时, 其理論热效率及指示热能比耗可算出

表4 理想热效率及指示热能比耗与压缩力的关系

ε	p_c	η_{i0}	h_0	$Q_1=6,500$		$Q_1=8,000$		$Q_1=9,500$	
				η_i	h	η_i	h	η_i	h
1.2	1.29	7.0	12,690	30.0	2,925	33.0	2,708	35.0	2,548
1.5	1.76	15.0	5,961	35.5	2,512	37.7	2,765	39.6	2,254
2.0	2.64	24.2	3,686	41.5	2,152	43.4	2,056	45.0	1,981
2.5	3.60	30.7	2,909	45.7	1,952	47.5	1,880	48.9	1,823
3.0	4.66	35.6	2,250	49.0	1,821	50.6	1,764	51.0	1,718
3.5	5.78	39.4	2,164	51.6	1,729	53.1	1,681	54.3	1,642
4.0	6.97	42.6	2,096	53.8	1,659	55.2	1,618	56.3	1,585
4.5	8.21	45.2	1,974	55.6	1,604	56.9	1,567	58.0	1,537

ε = 压缩比; p_c = 压缩压力, 公斤/公分²; Q_1 = 热入量, 大卡/公斤分子; η_i, η_{i0} = 內燃水泵及內燃机的理想热效率, %; h, h_0 = 內燃水泵及內燃机的指示热能比耗, 大卡/指示馬力小时。

(1) 相对效率系按洪学理所提参数 0.71 計算。

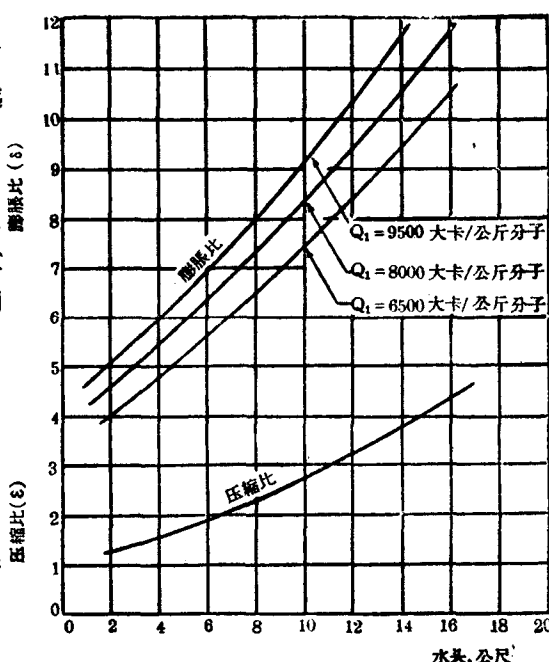


圖 11 膨胀比与水头及热入量的关系

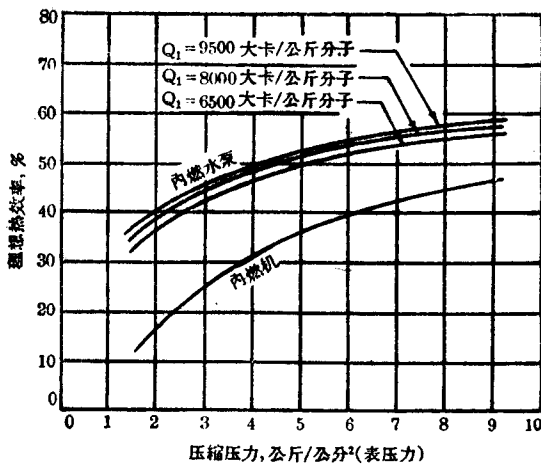


圖 12 內燃水泵與內燃機的理想熱效率

一般活塞式內燃機，特別是壓縮壓力較低以及熱入量較高時，其差異更大（圖 12）。

(4) 內燃水泵的指示熱能比耗（大卡/指示馬力小時）隨壓縮壓力或水頭的增加而減少，並在同一壓縮壓力或水頭下將隨熱入量的增加而減少（圖 13）。

(5) 在同一壓縮壓力的情況下互相比較時，內燃水泵的指示熱能比耗一般要低於內燃機，而在低壓縮情況下低得特別多。同時內燃水泵的熱能比耗曲線比較很平（圖 13），充分說明內燃水泵在很低的壓縮壓力或水頭下仍能以相當低的燃料比耗進行工作。

4. 內燃水泵熱力循環的工作特點在實際應用上的意義——通過上述各熱力過程及熱效率的理論計算，分別地分析了內燃水泵有關熱能利用上的工作特性。其中若干特點，在內燃水泵的實際應用上各具有其特殊重要的意義：

(1) 首先，在膨脹過程中，由於缸內氣體獲得充分的膨脹，內燃水泵具有較壓縮比要高得很多的膨脹比，以致其熱效率大大地高出同一壓縮情況下的內燃機（圖 12）。這一優越性已可說明內燃水泵具有高經濟性這一特點的理論依據之一。

(2) 在同一壓縮壓力下，內燃水泵的熱效率隨着熱入量的增加而提高（圖 12），也即是它的指示燃料比耗（圖 13）將隨熱入量的增加而減少。這點說明如內燃水泵採用液體燃料時，熱效率將更高，而在採用煤氣的情況下如在設計和使用上對煤氣-空氣混合器給予特別的注意，則內燃水泵的經濟性也還可適度地提高。

(3) 在同一熱入量的情況下，內燃水泵的熱效率高於內燃機（圖 12），即它的指示燃料

列如表 4，並經圖示如圖 12 及圖 13。由此可見，內燃水泵在熱能利用上將表現有下列各項工作特性：

(1) 在同一熱入量的情況下，其理想熱效率將隨壓縮壓力，亦即隨水頭的增加而提高（圖 12）。

(2) 在同一壓縮壓力或水頭下，內燃水泵的理想熱效率將隨熱入量的增加而提高。反之，一般定容循環式內燃機（如煤氣機）所具有的理想熱效率則只與壓縮壓力有關，而與熱入量無關（圖 12）。

(3) 在同一壓縮壓力的情況下互相比較時，內燃水泵的理論熱效率總高於

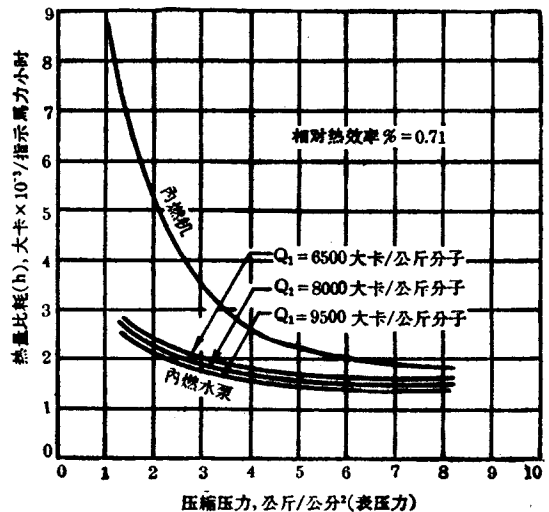


圖 13 內燃水泵與內燃機的熱能比耗

比耗低於內燃機(圖 13),而這一優越性在低壓縮下更為顯著。這點給內燃水泵以極有利的條件,使之能在低壓縮或低水頭下仍能以適當的熱效進行工作。其所以利於低水頭下工作,乃是由於其膨脹沖程絲毫不受壓縮沖程的拘束,以致即在完全無壓縮的情況下,只要有同量的熱入量,仍將具有很大的膨脹比,因而能以相當高的熱效進行作功。這點突出地表現了內燃水泵在低水頭下工作時的優良特性。

(4)內燃水泵的壓縮比決定於水頭的高低(圖 6)也是另一突出的特點。這點說明在實用上內燃水泵的水頭不能過高(不用水頭提高裝置時)。但在低水頭工作時,壓縮比雖不高,而在一定範圍內其熱效率卻比活塞式內燃機為高,因而並不影響其實用價值。

(5)設想內燃水泵缸管中的水阻與內燃機中的機械損失相當,則內燃水泵中的水泵效率即為 100%,而煤氣機抽水設備中所用的抽水機效率一般卻只 50~75%(用離心式抽水機時)。這點具體指明內燃水泵不獨比煤氣機抽水設備具有更高的熱效率,而其水泵效率還達到了理想的境地,因而也說明了此種熱力水泵的總經濟性比其他熱力水泵(例如內燃水泵每實用提水馬力小時耗無煙煤 0.36~0.49 公斤,而煤氣機抽水設備每實用提水馬力小時所耗無煙煤要達一公斤)要高得很多的根本原因。這也就是採用內燃水泵最主要的有利條件之一。

四 內燃水泵的理想管水運動及其理想工作過程的分析

顯然,內燃水泵的工作過程,無論在熱力循環或提水過程各方面,都與缸管中的管水運動有關。首先,缸管中管水的倒流對於工作過程中的壓縮情況起了決定性的作用。其次,膨脹過程中的管水運動,基本上決定着每一工作循環的提水量。四程式內燃水泵的換氣過程也完全是依靠墊氣壓縮與墊氣膨脹所形成的管水擺動而進行的。每一工作過程所需的時間亦決定於該過程所形成的管水流動情況。茲通過理想管水運動的研究對內燃水泵中各工作過程分別加以分析如下:

1. 理想壓縮過程中管水的沖動與壓縮所需時間及其有關工作特性——在理想壓縮過程中,缸管管水將首先由瞬時靜止狀態獲得逐漸提高的水速 v_0 (參照圖 4 及圖 5)。等到缸內氣壓力(p)與水柱靜壓力($\gamma H + p_0$)相等時,水速乃達最大值 $v_{0\max}$ 。過此,水速又逐漸下降,到壓縮終點時,水速又瞬時歸於靜止。管水瞬時流速可由壓縮過程中的能量方程式(式 1)算得如下式:

$$v_0 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma q}} \sqrt{(\gamma H + p_0)(1 - \sigma) + \frac{p_0}{k-1} \left[1 - \frac{1}{\sigma^{k-1}} \right]}, \quad (22)$$

其中, $q = \frac{LA}{V_a}$ = 缸管管水體積與缸內氣體始壓時體積的比值,簡稱“管水比容”;

$\sigma = \frac{V}{V_a}$ = 缸內氣體瞬時體積與始壓時體積的比值,可簡稱“瞬時介質比容”。

圖 5 中曲線 $A_0 K_m C_0$ 表示理想壓縮過程中管水在一定水頭下倒流時的瞬時流速 v_0 隨壓縮而變化的情況。

當缸內氣壓力與水柱靜壓力相等時,設缸內氣體體積為 V_k ,則壓縮過程中的管水最高流速為:

$$v_{c \max} = \sqrt{\frac{2g}{\gamma q}} \sqrt{(\gamma H + p_0)(1 - \sigma_k) + \frac{p_a}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\sigma_k^{k-1}}\right)}, \quad (23)$$

其中, $\sigma_k = \frac{V_k}{V_a} = \left[\frac{p_a}{\gamma H + p_0} \right]^{\frac{1}{k}} =$ 压缩过程中最高水速时缸内气体体积与始压体积的比值, 可简称为“压缩中最高速时介质比容”。

由此可见, 在一定的水头下, 内燃水泵的“管水比容” $\left(q = \frac{LA}{V_a}\right)$ 对于其压缩过程中的管水最高流速 $v_{c \max}$ 具有很大的影响。在压缩时指定的最高水速下, 不同水头所要求的“管水比容”可求得如下式:

$$q = \frac{LA}{V_a} = \frac{2g}{\gamma v_{c \max}^2} \left\{ (\gamma H + p_0)(1 - \sigma_k) + \frac{p_a}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\sigma_k^{k-1}}\right) \right\}. \quad (24)$$

表 5 列出理想压缩过程中内燃水泵在不同的最高水速情况下所具管水比容将随水头高低而变化的情况, 并经图示如图 14。由此可见, 缸内气体体积的大小对于内燃水泵的理想

表 5 理想压缩过程中管水比容与水头及水速的关系

ε	H	$q = LA/V_a$				
		$v_{c \max} = 0.4$	$v_{c \max} = 0.8$	$v_{c \max} = 1.2$	$v_{c \max} = 1.6$	$v_{c \max} = 2.0$
1.2	1.4	8.1	2.0	0.9	0.5	0.3
1.5	3.2	38.3	9.6	4.3	2.4	1.5
2.0	6.0	118.9	29.7	13.2	7.4	4.8
2.5	8.4	213.2	53.3	23.7	13.3	8.5
3.0	10.7	320.1	80.0	35.6	20.0	12.8
3.5	12.8	460.1	115.0	51.2	28.8	18.4
4.0	14.7	536.8	134.2	59.6	33.6	21.5
4.5	16.5	644.7	161.2	71.6	40.3	25.3

$q = \frac{LA}{V_a}$ = 管水比容; ε = 压缩比; H = 水头, 公尺; $v_{c \max}$ = 压缩时管水最高流速, 公尺/秒。

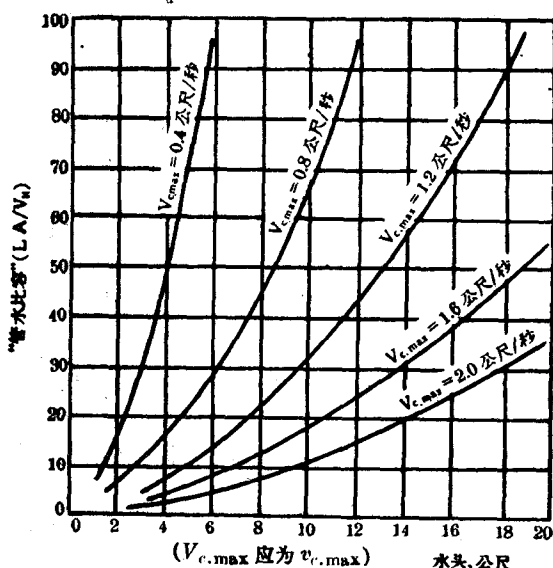


图 14 理想压缩过程中管水比容与水头及水速的关系

压缩过程将发生下列影响:

(1) 在指定的最高水速 ($v_{c \max}$) 下, 如缸内气体始压体积 V_a 固定, 则管水体积 (LA) 应随水头 (H) 的减少而减少。

(2) 在管水体积 (LA) 不变的情况下, 如缸内气体始压体积 (V_a) 固定, 则理想压缩过程中的最高水速 ($v_{c \max}$) 将随水头 (H) 的提高而增加。

(3) 在水头 (H) 固定的情况下, 如缸内气体始压体积 (V_a) 不变, 则理想压缩过程中的最高水速 ($v_{c \max}$) 将随管水体积 (LA) 的减少而提高。

(4) 在既定的水头 (H) 及管水体积 (LA) 的情况下, 如缸内气体始压容积