

热 机 学

(下 册)

蔡祖恢 王汝霖 陆声廷 編譯

上海科学技术出版社

热 机 学

(下 册)

蔡祖恢 王汝霖 陸聲廷 編譯

江苏工业学院图书馆
藏书章

上海科学技术出版社

內 容 提 要

“熱機學”一書分爲上下兩冊。下冊討論汽輪機、內燃機、氣輪機及熱電站的各種問題。本書可供高等學校非動力專業及中等技校動力專業作爲“熱機學”的教材及參考書之用。

熱 機 學

(下 冊)

蔡祖恢 王汝霖 陸聲廷 編譯

上海科學技術出版社出版

(上海南京西路2004號)

上海市書刊出版業營業許可證出 093 號

上海市印刷四廠印刷 新華書店上海發行所總經售

開本 787×1092 毫米 1/27 印張 8 8/27 插頁 1 字數 195,000

(原科技版印 6,040 冊)

1959 年 3 月新 1 版 1959 年 3 月新 1 版第 1 次印刷

印數 1—1,500

統一書號：15119·172

定價：(十二) 1.00 元

目 錄

第三編 汽輪機	183
第十四章 引言	183
§ 59. 汽輪機的發展簡史	183
§ 60. 汽輪機的分類	186
§ 61. 水蒸汽的流動	187
§ 62. 噴管的計算	192
§ 63. 工作葉片間的汽流	193
第十五章 衝動式汽輪機	197
§ 64. 衝動式汽輪機中能量的轉變	197
§ 65. 單級衝動式汽輪機相對效率的計算	198
§ 66. 速度多級衝動式汽輪機及其相對效率	203
§ 67. 壓力多級衝動式汽輪機	208
第十六章 反動式汽輪機	213
§ 68. 反動式汽輪機的工作原理	213
§ 69. 反動式汽輪機相對效率的計算	216
§ 70. 壓力多級反動式汽輪機	218
§ 71. 組合式汽輪機	221
第十七章 汽輪機的構造實例及其零件	224
§ 72. 汽輪機的構造實例	224
§ 73. 汽輪機的零件	233
§ 74. 冷凝器	241
§ 75. 凝汽式汽輪機的裝配圖	242
第十八章 汽輪機中的損失及效率	245
§ 76. 汽輪機中的各種損失	245

§ 77. 汽輪機各項效率的計算	253
§ 78. 汽輪機的蒸汽和燃料消耗量	255
§ 79. 汽輪機設備的經濟性	255

第十九章 汽輪機的調節 262

§ 80. 一般概念	262
§ 81. 汽輪機的調節系統	265
§ 82. 超速自動保安設備	269

第二十章 汽輪機的運行 272

§ 83. 起動前的準備工作	272
§ 84. 起動與負荷	272
§ 85. 汽輪機運行時的維護與事故處理	273
§ 86. 停機	274

第四編 內燃機 276

第二十一章 內燃機的工作過程 278

§ 87. 理論循環	278
§ 88. 實際循環——四衝程循環及二衝程循環	283
§ 89. 四衝程循環及二衝程循環的比較	290
§ 90. 指示功率及有效功率	291
§ 91. 內燃機的效率	292
§ 92. 內燃機的熱平衡	294
§ 93. 內燃機主要尺寸的決定	295

第二十二章 燃料及燃燒 297

§ 94. 液體燃料	297
§ 95. 氣體燃料	300
§ 96. 固體燃料的氣化	301
§ 97. 形成工作混合氣的方法	304
§ 98. 工作混合氣的點火及燃燒	304

第二十三章 內燃機的構造 311

§ 99. 內燃機的分類	311
§ 100. 內燃機的主要構件	312
§ 101. 冷卻系	316

§ 102. 潤滑系	319
§ 103. 點火系	320
§ 104. 煤氣發動機	322
§ 105. 汽化器式發動機	324
§ 106. 熱泡式發動機	327
§ 107. 壓燃式發動機	330
第二十四章 內燃機的運行	340
§ 108. 內燃機的起動、運轉及停車	340
第五編 氣輪機	343
第二十五章 氣輪機裝置	343
§ 109. 氣輪機裝置的一般概念	343
§ 110. 等壓燃燒的氣輪機裝置	344
§ 111. 等容燃燒的氣輪機裝置	346
§ 112. 等壓氣輪機的工作循環	349
§ 113. 提高氣輪機裝置的經濟性的方法	352
§ 114. 影響氣輪機裝置的經濟性的各種因素	358
§ 115. 等壓固定式氣輪機的構造	361
§ 116. 閉式氣輪機裝置	367
§ 117. 氣輪機的使用範圍	369
第六編 熱電站	374
第二十六章 熱電站的一般概念	374
§ 118. 熱電站在國民經濟方面的意義	374
§ 119. 蒸汽起始參數的影響	376
§ 120. 電能和熱能的單獨生產與聯合生產	379
第二十七章 用戶特性及熱電站工作的主要指標	382
§ 121. 能量用戶的特性及負荷圖	382
§ 122. 表示發電站負荷的主要係數	385
§ 123. 凝汽式發電站與中心熱電站的工作效率	387
第二十八章 熱電站的類型及其重要設備	390
§ 124. 發電站的分類	390

§ 125. 熱電站的主要車間.....	392
§ 126. 熱電站的功率、型式及其主要設備的選擇	393
§ 127. 集灰與排灰設備.....	394
§ 128. 氣輪機發電站.....	396
§ 129. 活塞式發動機發電站.....	397

第三編 汽輪機

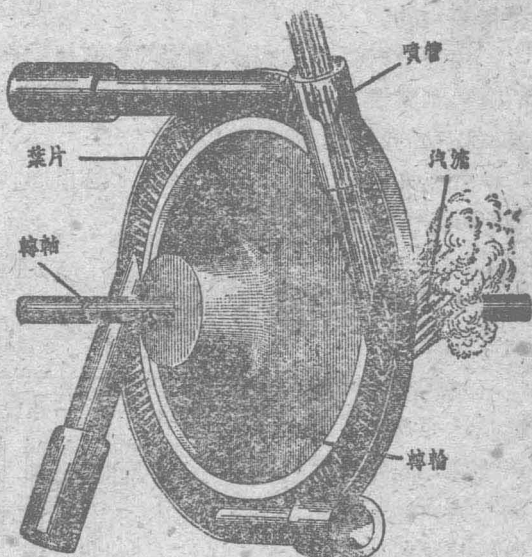
第十四章 引言

§ 59. 汽輪機的發展簡史

汽輪機是屬於蒸汽發動機的一種。汽輪機是沒有曲柄連桿機構而是做成在其周緣上裝有葉片的工作轉輪的形式。在轉輪的前面裝着固定的噴管或導向葉片(圖 148)。

來自鍋爐的蒸汽,首先通過固定噴管或導向葉片,在其中將其位能全部地或部分地轉變為動能,然後再導入工作轉輪的葉片內,使其動能轉變為機械能。汽輪機與最早的發動機之一——水輪機——相類似。

建立汽輪機的首次企圖是在紀元前 120 年,亞歷山大城的蓋隆(Герон)所製造的反動式汽球(圖 149)。球形汽鍋 1 上面裝有二根彎管 2,蒸汽從其中噴出並形



(圖 148) 早期汽輪機簡圖



〔圖 149〕 蓋隆的反動式汽球

1. 汽鍋; 2. 噴管

件。在這種情況下，對於有高度技術水平要求的汽輪機製造是不可能獲得實現的。

由於這些原因，創造汽輪機的初次建議就長期地被人們遺忘了，祇有隨着工業技術與科學的發展，才能期望藉助於這類裝置，將熱能轉變為機械功的問題獲得解決。

在十九世紀末期才出現能實際應用而普及的衝動式汽輪機（圖 148 的拉伐爾汽輪機）及反動式汽輪機（圖 150 的柏生斯汽輪機）。

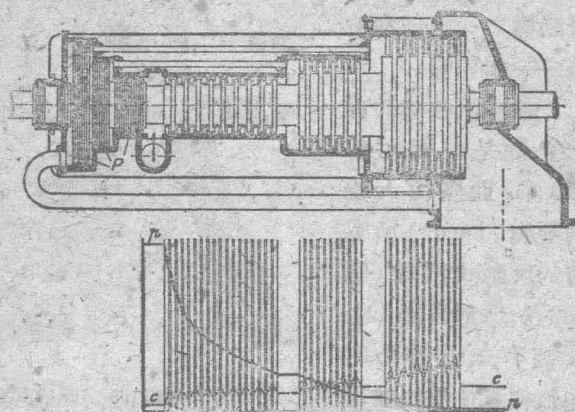
這個時期的特徵是已經具備了下列條件：高度發展的技術，蒸汽和氣體的流動理論，對水蒸汽性質的廣泛研究，特種合金的

成反作用力，因而促使汽球向反汽流方向旋轉。

因此，蓋隆汽球就是反動式汽輪機的雛型。

在很早以前，曾有人擬出一種衝動式汽輪機，它自噴管噴出的蒸汽是流入汽輪機工作轉輪的彎曲葉片內，而迫使轉輪轉動並作出機械功。

然而，在當時還缺乏真正實現製造汽輪機這一理想所必需的先決條件。工業技術尚處於很幼稚的狀況，對於蒸汽和氣體的性質尚無研究，並且尚未知道蒸汽和氣體的流動定律；此外，還缺乏必需的經濟條件。



〔圖 150〕 柏生斯汽輪機簡圖

製造工藝與金屬的機械加工以及各種工程課目的發展與進步。因此在這一時期內已經具備了創造這種複雜而經濟的發動機——如內燃機與汽輪機——的條件。

最初的衝動式汽輪機是單級的（僅有一組噴管與一個工作轉輪），由於損失非常大，所以在這方面有了改進和繼續的發展，並引起了具有速度級的多列衝動式汽輪機的產生。因為在這種汽輪機內，蒸汽通過漸擴噴管（縮放噴管）並獲得了很大的出口速度，此後這一速度不僅被利用於單列的工作葉片內（如在單級汽輪機中），而且也被利用於雙列的或多列的工作葉片內。各列葉片是安裝在同一個工作轉輪上的，而在每列工作葉片之間裝有固定的導向設備（改變蒸汽方向的固定葉片）。

如上所述，還有其他的改進方法，即造成多級衝動式汽輪機，使全部的壓力降不僅利用於衝動式汽輪機的一個轉輪上，而是利用於幾個轉輪上。這一結果就形成了一種壓力多級式汽輪機，即多次膨脹的汽輪機。

此後，在這方面又有了發展，即製造汽輪機時，採用了衝動式汽輪機與反動式汽輪機組合的原理。在其中，高壓部分裝置着衝動式汽輪，而在低壓部分裝置着多級反動式汽輪。這樣的組合雖然稍些降低了汽輪機的經濟性，然而在另一方面却可使汽輪機的構造輕便而且造價低廉，並且大功率的汽輪機是必須這樣製造的。

在近代，新型的組合汽輪機獲得了非常廣泛的應用。這種型式的汽輪機即係僅僅具有壓力級的衝動式汽輪機及反動式汽輪機的組合。

因為在汽輪機構造上有了許多改良，並且在製造汽輪機時，利用了近代熱工學上的成就，所以在目前，汽輪機已達到了高度的完善性，並已成為最經濟與最合理的熱力發動機，它對國家的力能事業起着巨大的作用。

汽輪機亦是近代的最大功率的熱力發動機。汽輪機的最通用功率為 50,000 仟瓦，然而在特殊的場合下，亦有產生 150,000 仟瓦的汽輪機。大型汽輪機的轉數為 1,500~1,800 轉/分，中型的為 3,000~3,600 轉/分，而小型的為 5,000~8,000 轉/分，這樣的轉速在同等功率的內燃機及蒸汽機中是不可能達到的。

蘇聯的科學家、設計師、研究院，以及工廠的工作對汽輪機的發展起了很大的作用。這些工廠曾為蘇聯的國民經濟製造了各種大型而經濟的汽輪機。在蘇聯，對汽輪機理論的研究有着很大的貢獻，如科學家阿·阿·拉特切克(А. А. Радциг)、格·斯·日利茨基(Г. С. Жирицкий)及阿·符·雪格萊夫(А. В. Щеголев)等。

§ 60. 汽輪機的分類

汽輪機的分類方法很多。例如按照其用途、構造、熱力過程以及能量轉變方式等來分類。但最主要的是根據能量轉變方式(位能轉變為動能的方式)來分成下列二大類：

(a)衝動式汽輪機：其工作原理為蒸汽的位能轉變為動能的過程僅在噴管中進行；然而在近代的衝動式汽輪機內，蒸汽的此種能量轉變在工作葉片中亦有一些。

(б)反動式汽輪機：其工作原理為蒸汽的此種能量轉變，非但在噴管中進行而且還在工作葉片中進行。

若按照汽缸數來分，則有：

(a)單缸汽輪機；

(б)雙缸汽輪機；

(в)三缸汽輪機。

若按照汽流的運動方向來分，則有：

(a)軸流式汽輪機，在其中蒸汽的流動方向與汽輪機的轉軸平行；

(б)輻流式汽輪機，在其中蒸汽的流動方向是徑向的，但在大型汽輪機的最末幾級內，蒸汽的流動方向也有與轉軸平行的(見圖 187 容克斯脫勒姆汽輪機)。

若按照級數來分，則有：

(a)單級汽輪機；

(б)多級汽輪機。

若按照蒸汽初壓來分，則有：

(a)低壓汽輪機，蒸汽壓力為 1~2 絕對氣壓；

(б)中壓汽輪機，壓力在 40 絕對氣壓以下；

(B) 高壓汽輪機，壓力超過 40 絕對氣壓及超壓汽輪機，其中包括有最近製造的溫度為 550°C ，壓力為 170 絕對氣壓的汽輪機。

若按照熱力過程來分，則有：

(a) 凝汽式汽輪機，全部乏汽都進入冷凝器中，亦有將部分蒸汽自壓力級中抽出交與回熱器內以加熱汽鍋給水，後者的效率較前者高；

(b) 背壓式熱化汽輪機，壓力為 3~6 絕對氣壓或更高壓力的全部乏汽都交與熱消費者；

(B) 中間抽汽式熱化汽輪機，其工作是凝汽式的，然而自壓力級中抽出一部分壓力不同的蒸汽以供給熱消費者的各種不同用途。

(r) 利用乏汽的汽輪機，例如利用蒸汽錘中所排出的蒸汽來工作的汽輪機，利用新汽及乏汽工作的雙壓汽輪機等等。

若按照功用來分，則有：

(a) 固定式定速汽輪機，在發電站中應用；

(b) 固定式變速汽輪機，用來帶動離心式水泵及空氣壓縮機；

(B) 汽輪機本身所需要的輔助汽輪機；

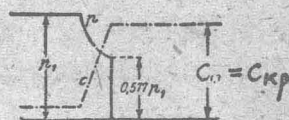
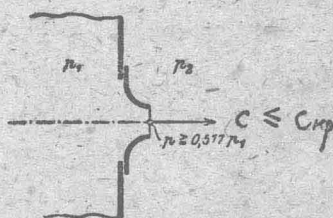
(r) 運輸裝置上用的變速汽輪機。

§ 61. 水蒸汽的流動

由於蒸汽通過噴管以及進入汽輪機工作葉片的過程是服從蒸汽流動定律的，因此我們在此有必要來複習一下蒸汽流動理論的基本定律。

假使蒸汽自充滿有定值參數為 p_1 、 t_1 的容器內，經過一圓柱形噴管或漸縮噴管（見圖 151），向壓力為 p_2 的外界處流動，則其壓力比 p_2/p_1 的數值可有以下的不同情況：即有低於臨界比的、等於臨界比的或高於臨界比的。

在 p_2/p_1 低於臨界比的情況，即



〔圖 151〕 蒸汽流動時，速度與壓力的變化情形

$p_2/p_1 > \beta_{kp} \left(\beta_{kp} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right)$ 時，蒸汽的流動速度 c 和每秒流量 G_{oek} 均與壓力比 p_2/p_1 有關，其值可由蒸汽流動的速度公式中求得，即：

$$c = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad \text{公尺/秒} \quad (56)$$

及
$$G_{oek} = \frac{cf}{v_2} = f \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad \text{公斤/秒} \quad (57)$$

式中： c ——蒸汽流出噴管的理論速度，公尺/秒；

p_1 ——噴管入口處的蒸汽壓力，公斤/公尺²；

v_1 ——噴管入口處的蒸汽比容，公尺³/公斤；

p_2 ——噴管出口處的蒸汽壓力，公斤/公尺²；

k ——水蒸汽的絕熱指數；

g ——重力加速度，公尺²/秒²；

G_{oek} ——蒸汽流量，公斤/秒；

f ——噴管出口處的截面積，公尺²；

v_2 ——噴管出口處的蒸汽比容，公尺³/公斤。

或可應用下列公式求得：

$$c = \sqrt{2g \frac{(i_1 - i_2)}{A}} = 91.53 \sqrt{i_1 - i_2} = 91.53 \sqrt{h_0} \quad \text{公尺/秒} \quad (58)$$

此處 $h_0 = i_1 - i_2$ 為 1 公斤蒸汽由壓力 p_1 至壓力 p_2 的絕熱膨脹時的熱焓降。

及
$$G_{oek} = \frac{fc}{v_2} = \frac{91.53 \cdot f \sqrt{h_0}}{v_2} \quad \text{公斤/秒} \quad (59)$$

在高於臨界比的流動情況下，即當 $p_2/p_1 < \beta_{kp}$ 時，則在圓柱形噴管或漸縮噴管的出口處建立了臨界壓力 $p_k = \beta_{kp} p_1$ ，並且其流動速度及每秒流量均與壓力比 p_2/p_1 無關。

此時，蒸汽出口的流動速度等於出口處的音速或臨界速度 C_{kp} ，並可按下式求得之：

$$C_{kp} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_1 v_1} \quad \text{公尺/秒} \quad (60)$$

此時對於與已知初壓 p_1 相應的每秒流量為最大，並可由下式求得之：

$$G_{\max} = f \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{p_1}{v_1}} \text{ 公斤/秒} \quad (61)$$

在實際的汽輪機中，進入汽輪機的蒸汽壓力 p_1 往往超過背壓 p_2 很多，因此汽輪機的工作過程常有較大的壓力降，即壓力比 p_2/p_1 往往處於高於臨界的流動情況下。

當蒸汽流動時，其狀態參數的變化是服從於絕熱過程的定律。因為根據近似公式可求得乾飽和蒸汽及過熱蒸汽的絕熱指數為 $k=1.135$ 及 $k'=1.3$ ，所以乾飽和蒸汽的臨界壓力比為 $\beta_{kp}=0.577$ ，而過熱蒸汽的 $\beta'_{kp}=0.546$ 。

相應於所得的數值 β_{kp} 與 k ，可求得：

(a) 臨界壓力：

$$\left. \begin{array}{l} \text{乾飽和蒸汽} \quad p_{kp} = 0.577 p_1, \\ \text{過熱蒸汽} \quad p'_{kp} = 0.546 p_1; \end{array} \right\} \quad (62)$$

(b) 臨界速度：

$$\left. \begin{array}{l} \text{乾飽和蒸汽} \quad C_{kp} = 3.23 \sqrt{p_1 v_1}, \\ \text{過熱蒸汽} \quad C'_{kp} = 3.33 \sqrt{p_1 v_1}; \end{array} \right\} \quad (63)$$

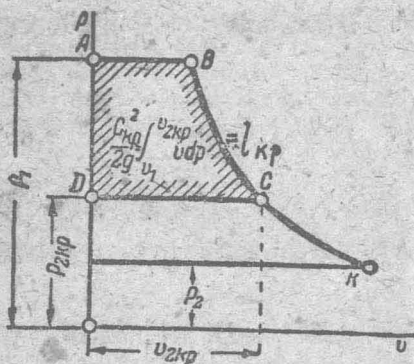
(B) 最大每秒流量：

$$\left. \begin{array}{l} \text{乾飽和蒸汽} \quad G_{\max} = 1.99 f \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}, \\ \text{過熱蒸汽} \quad G'_{\max} = 2.09 f \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}. \end{array} \right\} \quad (64)$$

因此，在高於臨界比的情況下，蒸汽流出圓柱形噴管或漸縮噴管時的速度是不可能超過音速的，而且只有相應於 p_1 到 p_{kp} 之壓力降的一部分蒸汽能量轉變為有用功，此功即是蒸汽在絕熱膨脹時所形成汽流的動能(圖 152)。

在圖中，畫斜線的面積即代表漸縮噴管中的最大有用功。

壓力差 $(p_{kp} - p_2)$ 之間的面積即為損失的動能，它不可能轉變為有



(圖 152) 在高於臨界情況下，蒸汽流動的壓容圖

當漸擴部分的頂錐角選擇得適宜時（這一頂錐角 φ 根據經驗不應超過 $10^\circ \sim 12^\circ$ ），則蒸汽不會突然地膨脹而是逐漸地膨脹，於是蒸汽位能乃轉變為動能。因此轉變為動能的功便增加了，而在噴管出口截面處的速度就可大於臨界速度。噴管出口速度 c 之值與在噴管內的膨脹程度有關，即與噴管出口處的背壓力有關。

當噴管的出口截面積及其長度選擇得適當時，則在蒸汽膨脹時，出口截面處的壓力可等於大氣壓力或冷凝器中的壓力。在這種場合下，出口截面積 f_B 可由氣體流量方程式來求得：

因為通過截面 f_{kp} 與 f_B 的蒸汽流量是相等的，所以：

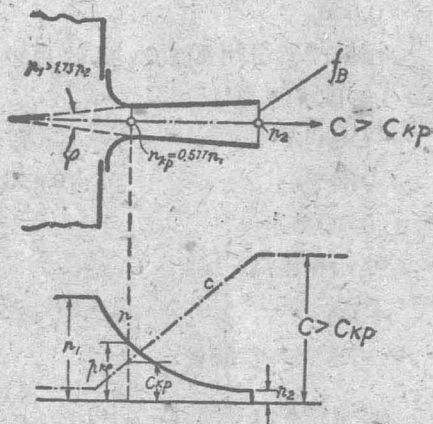
$$G_{\max} = \frac{f_{kp} C_{kp}}{v_{kp}} = \frac{f_B C_B}{v_B}$$

由此得：

用功。當背壓 p_2 愈低或初壓 p_1 愈高時，則此項損失亦愈大。

當將蒸汽的位能轉變為動能時，爲了要利用其全部的壓力降 $(p_1 - p_2)$ ，就須採用縮放噴管（拉伐爾噴管），此種噴管的截面積變化是開始縮小，以後放大。

當蒸汽流過最小截面 f_{kp} 之後，便進入漸擴部分，在其中蒸汽的壓力可以降低到比臨界壓力更低（圖 153）。



(圖 153) 蒸汽流經縮放噴管時，速度與壓力的變化情形

$$f_B = f_{kp} \frac{C_{kp}}{C_B} \cdot \frac{v_B}{v_{kp}} \quad (65)$$

式中: f_{12} ——噴管的最小截面積(喉部截面積), 公尺²;

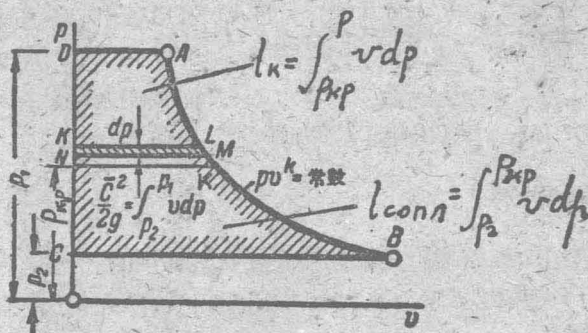
v_{kp} ——在截面 f_{kp} 處的蒸汽比容，此值可由當壓力降為 $p_1 - p_{kp}$ 時的絕熱方程式中求得，或直接由焓熵圖中求得，公尺³/公斤；

v_B ——在截面 f_B 處的蒸汽比容，此值可由當壓力降為 $p_1 - p_2$ 時的絕熱方程式中求得或由焓熵圖中求得，公尺³/公斤；

C_{kr} ——臨界速度,此值可根據式(60)或式(63)求得,公尺/秒;

C_B ——噴管出口處的速度,公尺/秒。

由於出口截面積 f_B 是根據在該處獲得外界壓力 p_2 的條件而定的，因此在計算出口速度時，應該認為蒸汽是由 p_1 到 p_2 作完全膨脹的，而其全部可用功，可以用壓容圖（圖 154）上 p_1 與 p_2 間畫斜綫的全部面積來表示。在這個情況下，背壓力即為外界壓力 p_2 ，因此可用公式 (56) 來計算蒸汽的流動速度。



〔圖 154〕 在作完全膨脹的流動時的壓容圖

所以,由於採用縮放噴管的緣故,於是在蒸汽流動時,就可利用其全部壓力降($p_1 - p_2$),並且其出口速度及蒸汽的可用能都增加到最大值。

由以上的結論中可以看出，蒸汽的流動速度可藉熟知的公式 (58) 由熱焓降來計算，即：

$$C = 91.53 \sqrt{i_1 - i_0} \text{ 公尺/秒}$$

在考慮噴管損失時，其速度值要較理論值為小，並可由下式決定之：

$$G_1 = \varphi C = 91.53 \varphi \sqrt{i_1 - i_2} \text{ 公尺/秒} \quad (66)$$

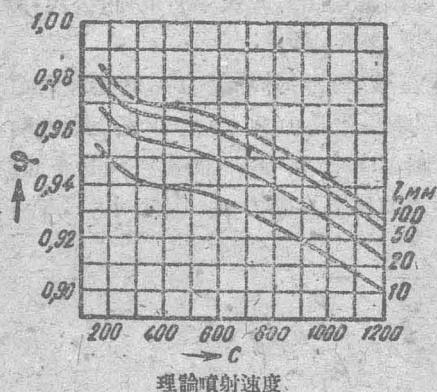
式中: C_1 ——實際流速;

φ ——噴管流速係數。

因此, 蒸汽流經噴管的動能損失為:

$$\Delta I = \frac{C^2}{2g} - \frac{C_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} (C^2 - \varphi^2 C^2) = \frac{C^2}{2g} (1 - \varphi^2) = \xi_o \frac{C^2}{2g} \quad (67)$$

式中: $\xi_o = 1 - \varphi^2$, 稱為動能損失係數。



〔圖 155〕 係數 φ 與噴射速度 C 的關係曲線

當蒸汽的噴射速度增大時, 流速係數 φ 就隨着減小, 當速度增加到超過某一定值時, φ 值便劇烈地下降, 如圖 155 所示, 圖中還示出當噴管 (銑製的) 的高度增加時, φ 值亦隨之上升。在圖中可以看出, 流速係數 φ 是在 0.90~0.98 的範圍內變動着, 而在作近似計算時採取其平均值為 0.95。

§ 62. 噴管的計算

在實際上, 漸縮噴管及縮放噴管都是被採用的。當在噴管後之壓力 (背壓力) 大於臨界壓力 p_{kp} 時, 採用漸縮噴管; 在相反的情況下則採用縮放噴管。

計算噴管時, 必須預先知道下列各原始數據: 蒸汽每秒流量 G_{cek} , 蒸汽壓力 p_1 和溫度 t_1 以及噴管後的壓力 p_2 。

計算縮放噴管 (拉伐爾噴管) 時, 必須求出下列各值: 1) 在噴管喉部的最小截面積 f_{kp} ; 2) 蒸汽出口處的截面積 f_2 及 3) 噴管漸擴部分的長度。

在計算漸縮噴管時, 只要求出其出口處的截面積。

噴管的最小截面積可按照對飽和蒸汽以及過熱蒸汽都能適用的近