

礦山機械習題

上 卷

礦井通風、排水和壓風設備

蘇聯 爾·恩·赫德瑞柯夫著

燃料工業出版社

礦山機械習題

上 卷

礦井通風、排水和壓風設備

蘇聯 爾·恩·赫德瑞柯夫著

徐 起譯 韓大中校訂

蘇聯煤礦工業部教育司審定
作為中等採礦專業學校“礦山機電”專業教學參考書

燃料工業出版社

內 容 提 要

本書是採礦中等專業學校“礦山機械”課程中礦井通風、排水和壓風設備部分的教學參考書。

書中介紹了礦井通風、排水和壓風設備的基本計算公式，演算了各個主要問題的計算例題並提供了切合實際應用的習題。這些例題和習題對於從事礦山機械工作的工程技術人員也是很有用的。

* * *

礦 山 機 械 習 題

上 卷

礦井通風、排水和壓風設備

СБОРНИК ПРИМЕРОВ
И ЗАДАЧ ПО ГОРНОЙ МЕХАНИКЕ

ШАХТНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ,
НАСОСНЫЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

根據蘇聯國立煤礦技術書籍出版社(УГЛЕТЕХИЗДАТ)
1953年列寧格勒俄文第一版翻譯

蘇聯Р. Н. ХАДЖИКОВ著

徐 起譯 韓大中校訂

燃料工業出版社出版

社址：北京東長安街燃料工業部

北京市書刊出版業營業許可證出字第012號

北京市印刷一廠排印 新華書店發行

編輯：廖文錦 穆湘如 校對：王壽容 何 忠

書號401煤151 * 850 × 1092 1/32開本 * 7 1/4印張 * 175千字 * 定價一元四角二分

一九五五年四月北京第一版第一次印刷(1-3,600冊)

序 言

在許多種學科的研究中，習題的解答具有很大的作用，因為它可促進學生唯物觀念的形成，確立理論與實際的緊密聯系，應用理論知識解決實際問題，並能更好地領會理論，擴大知識，發展合乎邏輯的思維，克服困難，培養意志，鍛鍊文化勞動。所有這些，在礦山技術的實際工作中是極重要的。

然而，教科書中只能說明某些基本理論的數種例題，其數量是極有限的。

本書介紹了基本的參考資料——例題與習題，這是組成本書主要部分。在極多數的情況下，計算的精確性是適合於25公分計算尺所能保證的精確性。

在進行校對計算中，著者曾獲得工程師約·阿·密謝耶夫，技師格·阿·史羅脫斯卡婭，伊·維·希尼蔡恩，恩·姆·格奇門與喀旗耶夫斯基礦山工業學校機電專業三年級學生波·波·普茨羅依古，茲·格·米勒克，維·阿·里斯奈赫，德·姆·沙古洛夫，勒·姆·耶里門等很大幫助，於此，著者謹致以深深的謝意。

著 者

目 錄

序 言

第一篇 礦井通風設備

第一章	透平機的理論基礎	4
第二章	軸流式通風機	29
第三章	通風機風量與壓頭的調整	36
第四章	在總通風系統中通風機的聯合工作	48
第五章	計量儀表	61
第六章	通風機電動機的功率及其能量消耗量	63
第七章	加熱設備	68
第八章	通風設備的運轉	74
§ 1	通風設備的儲備量	74
§ 2	通風設備的試驗	79
第九章	通風設備的設計	84

第二篇 礦井排水設備

第一章	離心式水泵	99
第二章	往復式水泵	105
第三章	計量儀表	107
第四章	水泵電動機的功率與能量消耗量	108
第五章	管道	116
第六章	水泵設備的試驗	129
第七章	排水設備的設計	134

第三篇 礦井壓風設備

第一章	往復式壓風機的理論	141
-----	-----------------	-----

§ 1	單級往復式壓風機的理论過程與實際過程	141
§ 2	多級壓縮	155
§ 3	按壓風機氣缸的尺寸確定壓風機的排氣量	161
§ 4	壓風機電動機的功率	164
§ 5	壓縮空氣的冷却	171
第二章	廻轉式壓風機	177
第三章	壓風機的輔助設備	180
第四章	壓風設備的排風管系	181
第五章	壓風機的試驗	192
第六章	壓風設備的設計	200
附 錄		

第一篇 礦井通風設備

第一章 透平機的理论基礎

公 式

液體柱高 H 與其比重 γ 之間的關係，可以下式表示：

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}, \quad (1)$$

離心式機械(透平機)的基本方程式

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}, \quad (2)$$

此處 H_T ——由工作輪產生的理論壓頭；

u_2, w_2, c_2 ——為流體自工作輪中流出時，出口處的圓周速度、相對速度與絕對速度；

u_1, w_1, c_1 ——意義如上，但為工作輪進口處的。

當流體進入工作輪沒有衝擊時（速度向量 c_1 與 u_1 間之角 α_1 等於 90° ），可得：

$$H_T = \frac{1}{g} c_2 u_2 \cos \alpha_2, \quad (3)$$

此處 α_2 ——速度向量 c_2 與 u_2 間的夾角。

離心式機械的理論單獨特性曲線（流量 Q 與壓頭 H_T 間之關係），可以下列方程式表示：

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} + B_K Q, \quad (4)$$

此處

$$B_K = \frac{1}{g} u_2 \frac{\operatorname{ctg} \delta_2}{\pi \psi_K D_2^2}, \quad (5)$$

並且 δ_2 —— 速度向量 w_2 與 u_2 間的夾角;

D_2 —— 工作輪外徑;

$\psi_K = \frac{b_2}{D_2}$ —— 工作輪出口處寬度 b_2 與外徑 D_2 之比。

當工作輪具有前向彎曲輪葉時($\delta_2 < 90^\circ$), $B_K > 0$; 當工作輪具有徑向輪葉時($\delta_2 = 90^\circ$), $B_K = 0$; 當工作輪具有後向彎曲輪葉時($\delta_2 > 90^\circ$), $B_K < 0$ 。按此, 透平機的理論單獨特性曲線可用直線表示(圖 1):

直線 1 —— $\delta_2 < 90^\circ$ 時的透平機理論單獨特性曲線;

直線 2 —— $\delta_2 = 90^\circ$ 時的透平機理論單獨特性曲線;

直線 3 —— $\delta_2 > 90^\circ$ 時的透平機理論單獨特性曲線。

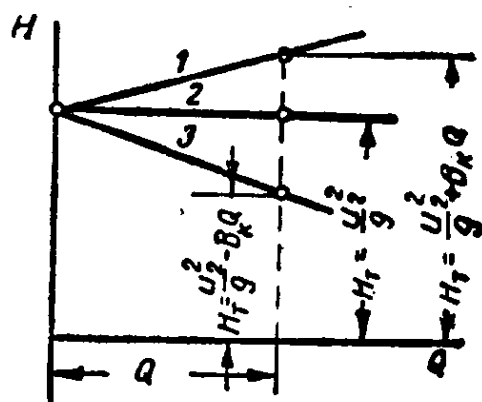


圖 1 透平機的理論單獨特性曲線

透平機的實際單獨特性曲線(曲線 $Q-H$), 就是當透平機的大小和工作輪轉數皆為一定時, 其實際壓頭 H 與流量 Q 間之關係。由於透平機中有壓頭損失, 所以實際壓頭小於理論壓頭。

實際壓頭與理論壓頭之比稱為透平機的水力效率:

$$\eta_r = \frac{H}{H_T}. \quad (6)$$

透平機的水力效率, 是隨透平機流量的變更而改變的。

透平機的實際單獨特性曲線, 是以透平機製造工廠的試驗為基礎而繪出的, 除此以外, 尚繪有效率曲線(圖 2)。

額定的流量 Q_{HOM} 與壓頭 H_{HOM} 亦即是最大效率時的流量與壓頭(圖 2)。

當工作輪的轉數增加時, 曲線 $Q-H$ 上移, 減少時則下移。

透平機的類型特性曲線(圖 3)，對於已知類型的所有透平機都是正確的，並且是按類型特性曲線係數的數值繪製，壓頭係數 μ ，流量係數 δ ，等積孔係數 φ ，而在多輪透平機中——單工作輪的壓頭模數 Φ 。

壓頭係數

$$\mu = \frac{Hg}{i_K u_2^2} \quad (7)$$

此處 i_K ——串聯工作輪的數目。

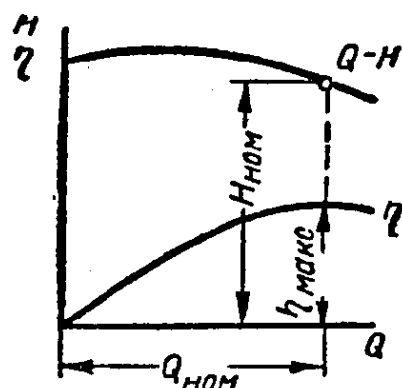


圖 2 透平機的實際單獨特性曲線

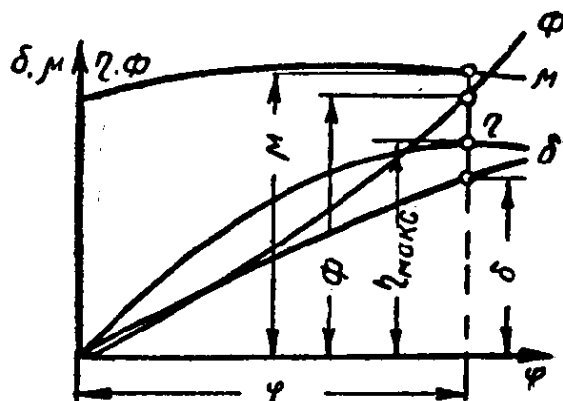


圖 3 透平機的實際類型特性曲線

應用通風機，當其所產生的壓頭 h 用公厘水柱計量，和空氣的比重為 γ_{B3} 時

$$\mu = \frac{hg}{i_K \gamma_{B3} u_2^2} \quad (8)$$

流量係數

$$\delta = \frac{Q}{k_B u_2 \left(\frac{D_2}{2} \right)^2}, \quad (9)$$

此處 k_B ——工作輪吸氣側的數目。

等積孔係數

$$\varphi = \frac{\delta}{\sqrt{\mu}} \quad (10)$$

單工作輪的壓頭模數

$$\Phi = \frac{\varphi}{\mu} \quad (11)$$

管系特性曲線可以下列方程式表示

$$H_M = H_{r\pi} + R_T Q^2, \quad (12)$$

並且管系常數為

$$R_T = \frac{1 + \xi}{2g F_T^2}, \quad (13)$$

此處 $H_{r\pi}$ ——透平機的輸送測量高度——自儲藏處流體的水平面至排出管排出的流體水平面間的鉛直距離，公尺；

ξ ——管內流體運動的阻力係數；

F_T ——管的橫斷面積，平方公尺。

對於通風系統，要將 R_T 的數值增加一千倍，所得之值即是以繆爾格表示的。

圖 4 上任意直徑 d 的管系特性曲線 1，當減少 F_T (或增加 ξ) 時 $R_T Q^2$ 增加，並使管系特性曲線 2 變為陡峭。

當 F_T 增加 (或 ξ 減少) 時 $R_T Q^2$ 減少，並使管系特性曲線 3 變得比較平直。

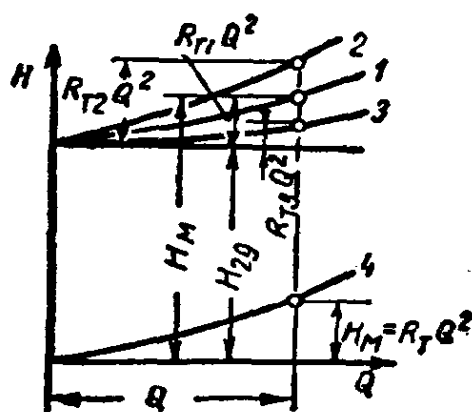


圖 4 管系特性曲線

管系效率

$$\eta_r = \frac{H_{r\pi}}{H_M} \quad (14)$$

當 $H_{r\pi} = 0$ 時 (例如礦井主要通風機)，按公式 (12)

$$H_M = R_T Q^2 \quad (15)$$

並且，管系特性曲線以拋物線 4 表示，通風系統的等積孔 (平方公尺) 為：

$$A = 0.38 \frac{Q}{\sqrt{h}}, \quad (16)$$

對於排水管系的等積孔為：

$$A = 0.345 \frac{Q}{\sqrt{H_M - H_{гп}}} = 0.345 \frac{Q}{\sqrt{\frac{H_{гп}}{\eta_T} (1 - \eta_T)}}. \quad (17)$$

於某一管系中的透平機工况(亦即 Q , H 與 η 的確定值), 可由管系特性曲線與透平機的實際單獨特性曲線的交點求得。透平機的各种工况, 當工作輪轉速一定時, 可變更管系特性曲線來求得。當管系特性曲線為一定時, 可變更透平機的特性曲線來求得, 例如藉助於變更工作輪的轉數。

於透平機工作時, 如工况在靠近 $\eta_{\text{макс}}$ 的一定範圍內變化, 則透平機的平均效率

$$\eta_{\text{cp}} = \frac{\eta_{\text{макс}} + \frac{\eta' + \eta''}{2}}{2}, \quad (18)$$

此處 $\eta_{\text{макс}}$ —— 透平機的最大效率;

η' 與 η'' —— 相應地為當 $A_{\text{макс}}$ 與 $A_{\text{мин}}$ 時的透平機效率。

如透平機特性曲線與管系特性曲線交於一點, 則發生透平機的穩定工况。如上述二特性曲線上有兩個交點, 則表明有不穩定工况, 當無交點時, 則表明工况的不存在。當透平機轉數降低時, 可使穩定工况過渡為不穩定工况, 或能因之發生工况的不存在。為了消除不穩定工况, 要增加工作輪的轉數, 或串聯輪的數目。

運送流體中斷時的工作輪轉數為:

$$n_c = n \sqrt{\frac{H_{гп}}{H_0}}, \quad (19)$$

此處 n —— 工作輪的正常轉數;

H_0 —— 當 $Q=0$ 時, 在透平機特性曲線上的壓頭。

對於已知情況所需要的單輪透平機的工作輪外徑(公尺),

$$D_2 = 2 \sqrt{\frac{0.92 A}{k_B \varphi}}. \quad (20)$$

最有利的 D_2 可按 φ 求得其值, 而 φ 值是取自透平機類型特性曲線, 並與 $\eta_{\text{макс}}$ 相對應。

對於具有串聯工作輪的多輪離心式水泵, 一個工作輪的最有利壓頭(公尺)

$$H_{\text{н.к}} = R_{\pi} \sqrt[3]{\left(\frac{Q}{\Phi}\right)^2}, \quad (21)$$

此處 R_{π} —— 轉數常數。

$$R_{\pi} = \frac{1}{g} \sqrt[3]{\left(\frac{\pi n}{30}\right)^4}, \quad (22)$$

而且 Φ 值可取自透平機的類型特性曲線, 並與 $\eta_{\text{макс}}$ 相對應。

透平機電動機的功率(瓩)

$$N = \frac{Q \gamma H_{\text{м}}}{102 \eta_{\pi}}, \quad (23)$$

此處 Q —— 透平機的流量, 立方公尺/秒;

γ —— 流體的比重, 公斤/立方公尺;

η_{π} —— 電動機與透平機間的傳動效率。

當透平機在一定等積孔的管系中工作時, 發生下列關係:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (24)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad (25)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}. \quad (26)$$

根據以上的關係, 可得:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2}; \quad (27)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1^3}{Q_2^3}; \quad (28)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^{\frac{3}{2}}. \quad (29)$$

例題與習題

1. 試求一具有前向彎曲，徑向，後向彎曲輪葉工作輪所產生的理論壓頭 H_T ，並繪製透平機

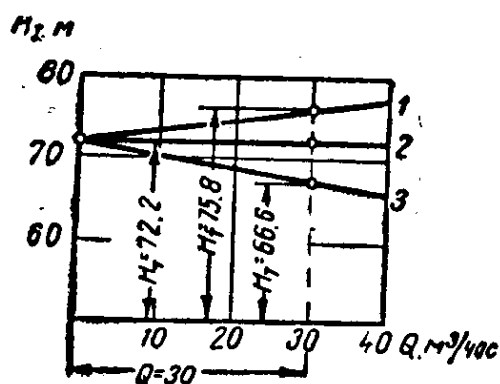


圖 5 例題 1 的透平機
的理論單獨特性曲線

的理論單獨特性曲線，設透平機的流量 $Q = 30$ 立方公尺/小時，工作輪外徑 $D_2 = 35$ 公分，工作輪出口處寬度 $b_2 = 1$ 公分，工作輪轉數 $n = 1450$ 轉/分，對應於上述型式工作輪的 δ_2 角為： 30° ， 90° 與 160° 。

解：

1. 工作輪外圓周速度

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \times 0.35 \times 1450}{60} = 26.6 \text{ 公尺/秒}.$$

2. 寬度 b_2 與直徑 D_2 之比

$$\psi_K = \frac{b_2}{D_2} = \frac{1}{35} = 0.0286.$$

3. 前向彎曲輪葉的一個工作輪的理論壓頭，按公式(4)與(5)

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} + \frac{1}{g} u_2 \frac{\text{ctg} \delta_2}{\pi \psi_K D_2^2} Q$$

$$= \frac{26.6^2}{9.81} + \frac{1}{9.81} 26.6 \frac{1.732}{\pi 0.0286 \times 0.35^2} \frac{30}{3600} = 75.8 \text{公尺.}$$

4. 同樣，徑向輪葉的

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} = \frac{26.6^2}{9.81} = 72.2 \text{公尺.}$$

5. 同樣，後向彎曲輪葉的

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} + \frac{1}{g} u_2 \frac{\operatorname{ctg} \delta_2}{\pi \psi_K D_2^2} Q$$

$$= \frac{26.6^2}{9.81} + \frac{1}{9.81} 26.6 \frac{(-2.75)}{\pi 0.0286 \times 0.35^2} \frac{30}{3600} = 66.6 \text{公尺.}$$

6. 當 $Q=0$ 時， $H_T=72.2$ 公尺。

7. 以 3, 4, 5 與 6 各點數據為基礎，按比例繪製理論單獨特性曲線 1, 2 與 3 (圖 5)。

2. 試求一具有後向彎曲輪葉工作輪的理論壓頭 H_T ，並繪製透平機的理論單獨特性曲線，如 $Q=125$ 立方公尺/小時； $D_2=310$ 公厘； $b_2=16$ 公厘； $n=1450$ 轉/分； $\delta_2=140^\circ$ 。

答案 50 公尺。

3. 試求一具有徑向輪葉工作輪的理論壓頭 H_T ，並繪製透平機的理論單獨特性曲線，如 $D_2=450$ 公厘； $n=975$ 轉/分。

答案 54 公尺。

4. 試求一具有前向彎曲輪葉工作輪的理論壓頭 H_T ，並繪製透平機的理論單獨特性曲線，如 $Q=2500$ 立方公尺/分； $D_2=2$ 公尺； $b_2=11$ 公分； $n=390$ 轉/分； $\delta_2=35^\circ$ 。

答案 528 公尺。

5. 試求一具有後向彎曲輪葉工作輪的流量 Q ，如 $H_T=105$ 公尺； $D_2=470$ 公厘； $b_2=15$ 公厘； $n=1450$ 轉/分； $\delta_2=145^\circ$ 。

答案 382 立方公尺/小時。

6. 試求一具有前向彎曲輪葉工作輪的流量 Q ，如 $H_T=333$ 公尺； $D_2=1.7$ 公尺； $b_2=10$ 公分； $n=450$ 轉/分； $\delta_2=35^\circ$ 。

答案 936 立方公尺/分。

7. 試求一具有徑向輪葉工作輪的圓周速度 u_2 ，如 $H_T=40$ 公尺。

答案 19.8 公尺/秒。

8. 試求一具有前向彎曲輪葉工作輪的圓周速度 u_2 ，如 $H_T=400$ 公尺； $D_2=0.8$ 公尺； $b_2=7$ 公分； $\delta_2=30^\circ$ ； $Q=600$ 立方公尺/分。

答案 30.4 公尺/秒。

9. 試求角 δ_2 ，如 $H_T=126.4$ 公尺； $D_2=470$ 公厘； $b_2=16$ 公厘； $Q=250$ 立方公尺/小時； $n=1475$ 轉/分。

答案 $124^\circ 18'$ 。

10. 根據一單輪透平機（水泵）的理論單獨特性曲線數據（圖 6），繪製其類型特性曲線，如工作輪外徑 $D_2=0.310$ 公尺；轉數 $n=1450$ 轉/分；水的比重 $\gamma_B=1000$ 公斤/立方公尺；工作輪吸入側的數目 $k_B=1$ ；水泵軸與電動機軸直接聯接。

解：

1. 工作輪的圓周速度

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi 0.31 \times 1450}{60} = 23.52 \text{ 公尺/秒.}$$

2. 壓頭係數按公式(7)

$$\mu = \frac{Hg}{i_K u_2^2} = \frac{H 9.81}{1 \times 23.52^2} = \frac{H}{56.4}.$$

3. 流量係數按公式(9)

$$\delta = \frac{Q}{k_B u_2 \left(\frac{D_2}{2}\right)^2} = \frac{Q}{1 \times 23.52 \left(\frac{0.31}{2}\right)^2} = \frac{Q}{0.565}.$$

4. 於曲線 $Q-H$ 與 $Q-N$ 上任意選擇 8 點，例如當流量為 0；25；50；75；100；125；150；175 與 200 立方公尺/小時時，按示出的曲線以給出的流量確定其相應的壓頭 H 與功率 N 之值。又按上列 2 與 3 項以及公式(10)與(11)求得 μ ， δ ， φ 與 Φ ；

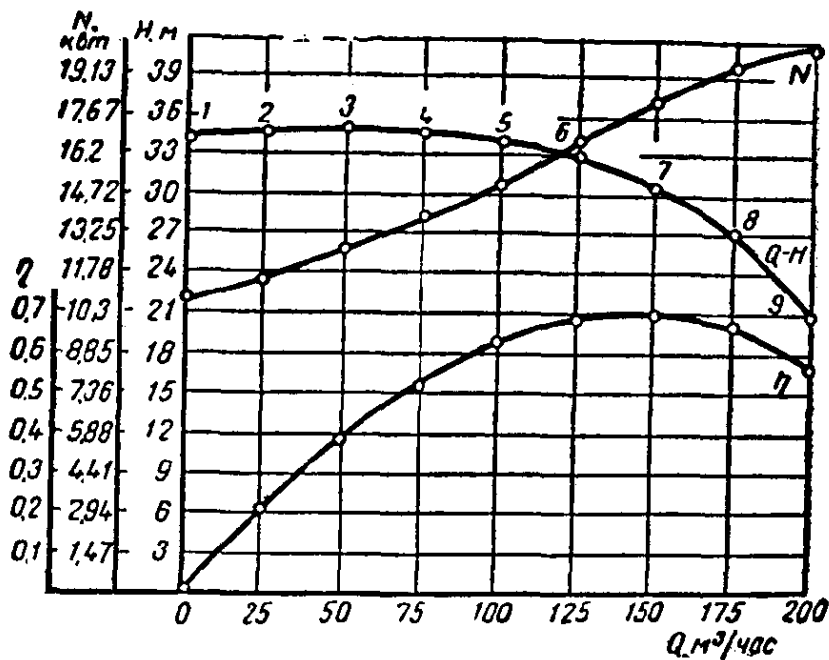


圖 6 例題10的透平機實際單獨特性曲線

透平機的效率可按公式(23)求之，例如對於點2
壓頭係數

$$\mu = \frac{H}{56.4} = \frac{35}{56.4} = 0.621;$$

流量係數

$$\delta = \frac{Q}{0.565} = \frac{25}{3600 \times 0.565} = 0.0123;$$

等積孔係數按公式(10)

$$\varphi = \frac{\delta}{\sqrt{\mu}} = \frac{0.0123}{\sqrt{0.621}} = 0.0156;$$

一個工作輪的壓頭模數按公式(11)

$$\Phi = \frac{\varphi}{\mu} = \frac{0.0156}{0.621} = 0.0251;$$

透平機的效率按公式(23)

$$\eta = \frac{QH\gamma}{102N\eta_{\pi}} = \frac{25 \times 35 \times 1000}{3600 \times 102 \times 11.45} = 0.208.$$

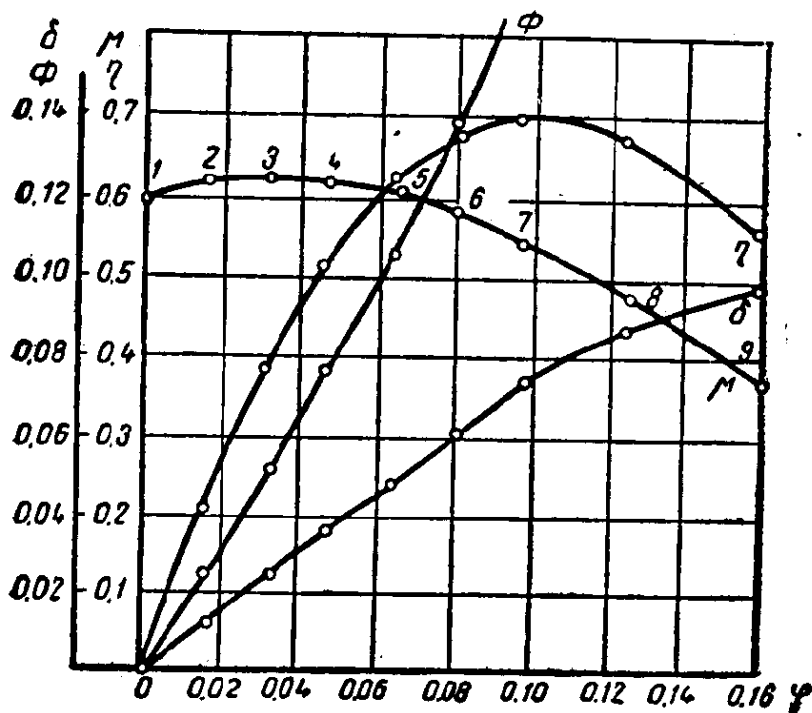


圖 7 例題 10 的透平機類型特性曲線

以計算的結果列於表 1 中，按表中數據繪製透平機的類型特性曲線(圖 7)。

11. 按透平機——通風機的類型特性曲線(參看圖 54)，以繪製單輪透平機的單獨特性曲線。如工作輪直徑 $D_2=2$ 公尺；吸入

表 1

點 號	透 平 機 流量 Q 立方公尺 /小時	單輪透平 機所產生 的壓頭 H 公尺水柱	消耗於單 輪透平機 的功率 瓩	係 數			單輪透 平機的 壓頭模 數	透平機 效率 η
				壓頭 μ	流量 δ	等積孔 φ		
1	0	34.0	10.60	0.600	0	0	0	0
2	25	35.0	11.45	0.621	0.0123	0.0156	0.0251	0.208
3	50	35.0	12.50	0.621	0.0246	0.0312	0.0502	0.381
4	75	34.6	13.50	0.613	0.0369	0.0471	0.0768	0.523
5	100	34.0	15.00	0.600	0.0492	0.0635	0.1038	0.617
6	125	33.0	16.70	0.585	0.0615	0.0804	0.1374	0.672
7	150	31.0	18.20	0.550	0.0738	0.0995	0.1809	0.693
8	175	27.0	19.20	0.479	0.0850	0.1242	0.2593	0.670
9	200	21.0	20.20	0.372	0.0933	0.1611	0.4331	0.565