

通風机与泵

斯特普佳 著

通 風 机 与 泵

苏联Э.Э.斯特鲁維 И.П.基克 Г.С.斯塔尔采夫著
翔 凌譯

电 力 工 業 出 版 社

內 容 提 要

本書是根据一些工厂的先进經驗和科学研究机构的研究成果来分析比較現有型式的通風机和泵。書中依据空气流体动力相似法則和应用無因次系数，提出了選擇通風机和泵的新方法 并且指出 机器几何形狀的改变对空气流体动力学特性的影响。書中援引了 31 种型式的离心式泵和軸流式泵以及 45 种型式以上的通風机的試驗数据。

利用本書中所援引的圖表和無因次特性，可以使選擇通風机或泵的工作得到簡化。

本書可供在工作中常遇到選擇、設計和使用通風机或泵的工程技术人員參考。

Э.Э.СТРУЗЬ И.П.ЛИК Г.С.СТАДЦЕВ

ВЕНТИЛЯТОРЫ И НАСОСЫ

МАШГИЗ СВЕРДЛОВСК 1955

通 風 机 与 泵

根据苏联国立机器制造書籍出版社1955年斯維爾德洛夫斯克版翻譯

翔 凌譯

*

779R205

電力工業出版社出版(北京宣武門外大街)

北京市書刊出版業營業登記證出字第082号

北京市印刷一厂排印 新华書店發行

*

787×1092 $\frac{1}{16}$ 开本 * 58印張 * 104千字 * 定价(第10类)0.35元

1958年4月北京第1版

1958年4月北京第1次印刷(0001—4,100册)

緒 論

在目前，通風机和泵的制造是一个独特的、广泛發展的机器制造部門，这个部門正在不断地發展和迅速地日趋完善。这个机器制造部門有它自己的光荣历史，在这个光荣历史中，我們俄国学者曾作过巨大的貢獻。足够說明这一点的是：早在上世紀前半期，第一台离心式通風机就在俄罗斯由矿业工程师A.A.薩勃路柯夫制造成功了，而首先創造軸流式通風机的，無可爭辯，應該是我国著名的学者H.E.茹柯夫斯基教授。

在偉大的十月社会主义革命以后，由于在各方面利用了主要工厂和設計局的先进經驗以及在这个技术領域中工作的科学研究機構的成果，通風机和泵的制造在理論与实际緊密联系的基础上，才特別順利地發展起来。

开始时，ЦАГИ (中央流体动力研究院)的工作在我国通風机制造的發展方面起过主要的作用，这些工作是由茹柯夫斯基的学生K.A.烏沙柯夫教授領導的；而在泵制造的發展方面，ВИГМ (全苏水力机械研究院)的工作起过主要的作用，这些工作是在И.И.庫柯列夫斯基院士領導下进行的。

在苏联五年計劃的年代里，特別在偉大的衛國战争以后，苏联各大城市的主要工厂、高級技术機構和科学研究機構以廣闊的規模参加到这个工作中来。制造了广泛用于工業中的大量新型的通風机和泵，制定了它們最有效的使用方法。

本書的任务是总结通風机和泵的制造部門中的新經驗，是評論与分析比較現有結構的泵和通風机，最后，是根据無因次特性方法来研究其选择和設計的簡單方法，这种無因次特性方法在通風机制造方面已獲得广泛的应用，著者同时也將它应用于泵的制造。

在研討通風机和泵的选择与設計問題时，本書中广泛地利用了所

謂 ЦАГИ 座标中的通風机的無因次特性，这种座标是K.A.烏沙柯夫，A.Г.貝奇柯夫和Э.Э.斯特魯維首先采用的。和常用的“比轉数”概念比較起来，無因次特性的优越性就显示出来了。

应用無因次特性有可能包括所有型式的通風机和泵，并能揭示与工作輪寬度、叶片的形狀和数目等等有关的許多重要規律，而無需复杂的理論計算。

但是，应用無因次特性时必须注意，它們沒有計及比例尺的影响，即沒有計及机器的尺寸及其轉速的影响。所以，著者首先根据机器結構的强度来研討具有給定無因次特性的机器的实际应用的 可能性。

本書中引用的通風机和泵的所有無因次特性曲綫，都是根据这些机器的試驗特性曲綫的数据計算得来的，这些特性曲綫是以实物或模型进行試驗所获得的。

本書第一章到第六章由Э.Э.斯特魯維和И.П.基克共同編写，而第七章和第八章是由Г.С.斯塔爾采夫編写的。

著者希望本書对工程技术人員在他們选择、設計和使用通風机和泵的工作中重大的帮助。

目 录

緒論

第一章 通風机和泵的相似原理及無因次特性曲綫	5
1. 通風机和泵的选择	5
2. 相似原理的基本規則	6
3. 通風机和泵的相似	7
4. 通風机和泵的無因次特性	9
5. 無因次特性曲綫作法举例	13
6. 从比較無因次特性曲綫得出的几个一般結論	17
第二章 表征机器型式的比轉数	23
1. 比轉数的概念	23
2. “比轉数”概念簡述	25
第三章 利用無因次特性曲綫选择通風机和泵的方法	29
1. 任务的提出和主要公式的推导	29
2. 选择通風机和泵用的綫算圖	30
3. 使用綫算圖举例	31
第四章 現有型式的通風机和泵的評述	35
1. 选择通風机和泵用的輔助表格	35
2. 离心式泵	45
3. 軸流式泵	55
4. 离心式通風机	55
5. 軸流式通風机	69
第五章 通風机和泵的結構零件	76
1. 結構零件对泵工作的影响	76
2. 結構零件对离心式通風机工作的影响	79
3. 結構零件对軸流式通風机工作的影响	90
4. 与管網的连接条件对泵和通風机工作的影响	104
第六章 通風机和泵的选择举例	112

1. 离心式通风机的选择	112
2. 軸流式通风机的选择	115
3. 泵的选择举例	117
4. 按泵的类型设计通风机	121
第七章 新的高压离心式通风机的设计	123
1. 所设计的通风机在其他类型的通风机之间所佔的地位	123
2. 通风机空气动力学略图的研究	125
3. 模型試驗	128
4. 通风机特性曲线的作法	129
第八章 通风机和泵在管网中的工作	130
1. 工况	130
2. 泵和通风机的并联工作和串联工作	131
3. 通风机和泵工作的调节	132
結論	134
参考文献	136

第一章 通風机和泵的相似原理及無因次特性曲綫

1. 通風机和泵的选择

我們的工厂制造出成百种不同結構的通風机和泵，有一般工業应用的通風机，也有許多作專門用的通風机；例如：引風机、送風机和磨煤風机，总的或局部通風的矿井通風机，汽車用的通風机、內燃机用的增压器等等。除了具有多种型式的單級和多級水泵之外，有泥漿泵，輸送矿漿和石油的泵，糞便泵，耐酸泵，噴射泵和深井泵等等。

所有这些种类的通風机和泵，通常都是按几种結構相似但以各种不同的尺寸成批制造的。如果考虑到每一种型式的机器可以以不同的轉数工作，則很明显，对于同一个确定的任务可以选择不同型式的几种机器。

但是，要了解各种机器的特性并从其中选择出最合适的型式来往往是困难的。由于这个緣故，在工作当中同应用通風机和泵有关的工程技術人員，在大多数情况下不能比較各种型式的机器，不能解决在这种具体条件下究竟那一种通風机或泵是最合适的这个問題，而只能限于参考在手册或样本中可以找得到数据的那兩三种結構。这种样本往往是按照某一部門的特征印成的，而在一个工業部門中工作的工程师，是不知道其他工業部門所做的事情的。例如 伯道尔鍋爐制造厂（Подольский котлостроительный завод）曾公佈过由該厂制造的“新”的 Д300/400型引風机的数据[1]（指参考文献，下同）。但是，比較的結果指出，这种風机几乎沒有变化地重复了我国工業早在20多年前就已經生产了的早已聞名的 ГМЗ-С2 型矿井通風机。

所应用的通風机和泵的型式与形狀是如此多种多样，因此就产生了能否把所有的通風机和泵系統化的問題。必須有把握地肯定，这种系統化在相似原理以及根据該原理而得的無因次特性曲綫的基础上完全可以实现。

2. 相似原理的基本規則

通風机和泵的相似是由物理現象的普遍相似原理中得出的結果。在相似原理中，我們研討二个物理現象可被認為相似的条件；即在什么条件下，表征一个現象的数值，可由另一个現象的数值簡單地乘上称为相似模数的常数而得。

在建立任何两个現象的相似时，必須考虑到許多因素，例如，几何形狀，介質的密度，介質的温度和黏度，作用力等等的影响。在一般情况下这是相当复杂的，所以在工程上通常从研討中除去那些对現象影响不大的因素。

例如，在建立空气流体动力相似时，常常除去時間的因素，即認為液体或气体的运动是稳定的，不考虑热力过程，忽略气体的压缩性等等。

在推导空气流体动力相似准則时仅須考虑決定現象的基本因素，即液流(气流)的几何相似以及作用在液流(气流)上的慣性力和黏滯力。

几何相似的概念可从几何学中知道：它用对应角相等以及綫性尺度成比例来標誌。

在液流(气流)中有加速度时呈現慣性力。例如，当液流(气流)在障碍前(其中包括在气压計管前)完全停止时，靜压力增高到液流(气流)动压头的数值，它按下式計算：

$$h_{\text{dyn}} = \rho \frac{v^2}{2} \text{ 公斤/公尺}^2. \quad (1)$$

决定于液体慣性的压力的相应的力，可按下式計算：

$$P_{\text{dyn}} = h_{\text{dyn}} f_{\text{nom}} = h_{\text{dyn}} \frac{\pi D^2}{4} \text{ 公斤}, \quad (2)$$

式中 $f_{\text{nom}} = \frac{\pi D^2}{4}$ — 所研討的液流(气流)流束的橫断面积。

所研討的运动介質的黏滯力可按黏滯系数 μ 公斤·秒²/公尺⁴ 确定。黏滯系数，或如通常所說的黏度，等于兩相鄰液体層或气体層之間的距离为 $\Delta y = 0.01$ 公尺以及它們之間的速度差为 $\Delta v = 0.01$ 公尺/

秒时，或一般說来在 $\Delta v : \Delta y = 1$ 时，所产生的切应力。

当距离 Δy 和速度差 Δv 为其他数值时，切应力 τ_μ 等于：

$$\tau_\mu = \mu \frac{\Delta v}{\Delta y} \text{ 公斤/公尺}^2. \quad (3)$$

在兩股相似液流(气流)中，由于几何相似，速度差 Δv 是与速度 v 本身成比例的，而兩層間的距离 Δy ，和所有綫性尺寸一样，是与任何特性尺寸，例如液流(气流)宽度 l ，成比例的。

所以，在相似液流(气流)中产生的切应力与下列数值成比例：

$$\tau_\mu \approx \mu \frac{v}{l}. \quad (4)$$

假如考虑到，在相似液流(气流)中，相应于惯性力的液流(气流)动压头与由黏滯力决定的切应力間的比是不变的話，則相似准則数 Re 可以建立，即

$$Re = \frac{\rho v^2}{\mu \frac{v}{l}} = \frac{vl}{\frac{\mu}{\rho}}, \quad (5)$$

$$\text{比值} \quad \frac{\mu}{\rho} = \nu \quad (6)$$

称为运动黏滯系数。引用这个定义，就得到大家熟知的相似准則数：

$$Re = \frac{vl}{\nu}, \quad (7)$$

称为雷諾数。

3. 通風机和泵的相似

通常把与“实物”(即实有大小的机器)成几何相似、但尺寸縮小的机器称为模型。模型照例是在試驗室条件下作試驗的。

假如模型和实物輸送同一种介質，則其中相应于雷諾数(參閱公式 7)相等的液流(气流)的相似，只能在下述条件下建立，即假如模型中的液流(气流)速度比实物中的大多少倍，它的尺寸就要比实物小多少倍。但是这种条件常常难以实现。能不能根据模型試驗的結果来断定实物的工作呢？

試驗表明，当雷諾数很大时，即当液流(气流)显然是紊流而且慣性力大于黏滯力，相似在实际上不受破坏，即使所研究的两个現象的雷諾数相差几倍。在这些条件下，机器的几何相似好像能自动保証在这种相似过程中产生的物理相似。

考虑到这种称为自动模型性的現象，对于大尺寸的通風机和泵的相似就無需雷諾数一定相等，而且它們的相似仅需根据几何尺寸和轉数就能建立。

我們来推导表征通風机或泵的基本数值，即出力、压头和功率的相似公式。

在工况相似时，两个几何相似的通風机或泵的出力，与它們的綫性尺寸和轉数的关系可用下式表示：

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{nD^3}{n_1D_1^3}, \quad (8)$$

式中 Q , n 和 D ——所比較的机器的出力、轉数和直径。

所以，假如已知两个相似机器中一个的出力 Q_1 ，轉数 n_1 和直径 D_1 ，以及另一个相似机器的轉数 n 和直径 D ，則它的出力可按式計算：

$$Q = Q_1 \frac{nD^3}{n_1D_1^3} \text{ 公尺}^3/\text{秒}^*. \quad (9)$$

两个相似机器所产生的压头数值的比，可根据下列透平机理論的基本方程式求得：

$$H_T = \rho c_u u, \quad (10)$$

式中 H_T ——产生的理論压头(公斤/公尺²)；

ρ ——介質的密度(公斤·秒²/公尺⁴)；

c_u ——扭卷速度(公尺/秒)，工作輸出口处液流(气流)絕對速度的切向分量；

u ——工作輪外徑上的圓周速度(公尺/秒)。

試驗証明，对于两个几何相似和工况相似的机器，切向速度 c_u 与

* 原書在公式 9 后無單位，譯者認為應該有，故添上。

圓周速度 u 成正比，而后者本身又与工作輪的轉数和直徑的乘积成正比。所以我們得到下列两个相似通風机或泵的压头比：

$$\frac{H}{H_1} = \frac{\rho n^2 D^2}{\rho_1 n_1^2 D_1^2}^*, \quad (11)$$

因而
$$H = H_1 \frac{\rho n^2 D^2}{\rho_1 n_1^2 D_1^2} \text{ 公斤/公尺}^2. \quad (12)$$

在轉向討論两个相似通風机或泵的功率比时，我們注意到，它們的有效功率是决定于出力 and 压头的乘积：

$$N_{\text{нолестн}} = QH \text{ 公斤} \cdot \text{公尺/秒}. \quad (13)$$

考虑到上式和公式(9)，(12)，两个相似机器的功率比可以下式表之：

$$\frac{N}{N_1} = \frac{\rho n^3 D^5}{\rho_1 n_1^3 D_1^5}, \quad (14)$$

因而
$$N = N_1 \frac{\rho n^3 D^5}{\rho_1 n_1^3 D_1^5} \text{ 公斤} \cdot \text{公尺/秒} \quad (15)$$

或者，当介質的密度相同时，

$$N = N_1 \frac{n^3 D^5}{n_1^3 D_1^5} \text{ 公斤} \cdot \text{公尺/秒}. \quad (16)$$

推导公式(9)，(12)和(15)时，沒有計及雷諾数的影响，所以它們不能研討得十分精确。当所比較机器的雷諾数相差很大时，雷諾数的影响可以引入适当的修正值来計算。

4. 通風机和泵的無因次特性

前面曾經指出，即使只知道这种型式中的一部机器的特性曲綫，在相似法則的基础上很容易获得通風机或泵的特性曲綫。但是相似法則本身不可能用来比較各种型式的机器，不能够指出它們中那一种型式比較好。

为此，必須直接比較各种机器的几何形狀以及它們在相同条件（例如，輸送的介質相同，工作輪的圓周速度相同等等）下的空气动力

* 原書在公式11后有單位，譯者認為比值是不应有單位的，故刪去。

特性。換句話說，為了比較通風機和泵，必須從研討中除去由介質密度、機器的轉數和尺寸決定的，亦即由前述相似公式所計及的所有因素決定的比例尺的影響。

從通風機和泵的特性曲綫中除去比例尺的影響，就得出機器的無因次特性曲綫概念。無因次特性曲綫的主要優點在於，每一種型式的通風機或泵僅有一條無因次特性曲綫，它與幾何尺寸、轉數和所輸送介質的密度無關。這裡和今後所指的通風機或泵的型式的意義是，按同一空氣動力學略圖所製造的、幾何相似但尺寸不同的機器的總和。

借助於下述的一般方法，可以實現除去比例尺的影響，即得到無因次特性曲綫。假如所有被研討的物理量之間有確定的規律性連系，則可以選擇與規律性（即與物理量本身）相關連的特殊的度量系統。

所以在今後的敘述中，這些特殊的度量作為選擇通風機或泵的方法的基礎。為了區別於普通的度量，我們稱它們為計量值。

當用計量值確定無因次系數時，我們利用在中央流體動力研究院（ЦАГИ）的著作中所採用的以及包括在 ГОСТ 5976-51 中的比值。這些無因次系數有時又稱為 ЦАГИ 無因次座標，這些座標我們用之于通風機，也用之于泵。利用無因次系數于泵，我們不僅能得到泵之間的特別明顯的比較，而且能得到泵與通風機之間的比較。

我們用具體的例子來說明計量值的概念。借助於計量值，可以比較各種機器的出力，在中央流體動力研究院中把數值 K_Q 公尺³/秒當作計量值，它等於通風機或泵工作輪的總面積 F （公尺²）乘以工作輪的圓周速度 u （公尺/秒）。總面積是指沿工作輪外徑的面積，即：

$$F = \frac{\pi D^2}{4}. \quad (17)$$

通風機或泵的圓周速度按下式計算：

$$u = \frac{\pi D n}{60} \text{ 公尺/秒}, \quad (18)$$

式中 n ——通風機工作輪 1 分鐘的轉數。

從出力計量值（抽象流量）的定義可知，所有同一尺寸的通風機和泵，當轉數相同時，不管它們相似與否，都應有同一數值的出力計量

值。出力計量值与所輸送介質的密度無关。

假如用出力計量值来測量两个相似机器的出力，則在相似状态时的測量結果由称为出力系数的同一数值来表示。

事实上，測量小机器的出力用数值小的計量值，測量大机器的出力用数值大的計量值，而且計量值大的程度与机器出力大的程度一样，所以我們获得同一的結果。

根据上述情况，出力計量值等于：

$$K_Q = F u \text{ 公尺}^3/\text{秒}, \quad (19)$$

而出力系数：

$$\bar{Q} = \frac{Q}{K_Q}, \quad (20)$$

式中 Q ——机器的实际出力(公尺³/秒)。

知道了出力系数，就可按下式求得实际出力：

$$Q = \bar{Q} K_Q \text{ 公尺}^3/\text{秒}. \quad (21)$$

与表示理論压头的公式(10)类似，可以选择一个等于介質密度乘以工作輪圆周速度平方的压头作为压头的計量值 K_H ，即

$$K_H = \rho u^2 \text{ 公斤/公尺}^2. \quad (22)$$

压头系数由下列比值确定

$$\bar{H} = \frac{H}{K_H}, \quad (23)$$

式中 H ——机器的实际压头(公斤/公尺²)。

知道了压头系数，就可按下式求得实际压头：

$$H = \bar{H} K_H \text{ 公斤/公尺}^2. \quad (24)$$

有效功率的大小决定于出力和压头的乘积。所以自然可以选择出力計量值和压头計量值的乘积作为功率的計量值，即：

$$K_N = K_Q K_H = \rho F u^3 \text{ 公斤} \cdot \text{公尺/秒}. \quad (25)$$

同时功率系数將等于：

$$\bar{N} = \frac{N}{K_N}. \quad (26)$$

上式中通風机的功率是以公斤·公尺/秒来表示的。假如按通常所用的仟瓦为功率單位，則 $\bar{N}$ 的公式采用下列形式：

$$\bar{N} = \frac{102 N_{\text{квт}}}{K_N}. \quad (27)$$

由出力、压头和功率的無因次系数的大小，可以确定通風机或泵的效率：

$$\eta = \frac{\bar{Q} \bar{H}}{\bar{N}}. \quad (28)$$

出力 Q (公尺³/秒) 和压头 H (公斤/公尺²) 的大小决定了給定的通風机或泵的工况。假如已經求得相应于所研討机器工况 Q 、 H 的出力和压头的無因次系数 $\bar{Q}$ 和 $\bar{H}$ ，我們就能获得确定几何相似机器所有相似状态的無因次状态。

假如在無因次状态特性曲綫上再附加相应的效率数值，那么还可以求得任何給定型式机器的功率。

和單个机器一切可能的工况下所有 Q 、 H 和 η 值能确定机器整条空气动力特性曲綫一样，所有的無因次状态 $\bar{Q}$ 、 $\bar{H}$ 和 η 同样能确定所研討型式机器的整条特性曲綫。

这样一来，只要用一条給定型式机器的典型特性曲綫，来代替通常載在通風机和泵样本中的大量曲綫就可以了。假如同时考虑到，通常力求达到机器的最佳工况，那么，很显然，工程师在实际評定給定型式的机器在这种具体条件下的应用是否适宜时，只要知道相应于 η_{max} 的 $\bar{Q}$ 、 $\bar{H}$ 值就足够了。

只用三个無因次数值 $\bar{Q}$ 、 $\bar{H}$ 和 η_{max} 就能表征机器型式的可能性，使能明显地比較各种型式的机器，并且使工程师在选择它們时便于确定。

在轉向討論获得及使用通風机和泵的無因次特性曲綫的具体例子以前，还必须討論在文献中所碰到的其他無因次特性。

本書中所采用的那种在字母上加一橫綫来表示出力、压头和功率

無因次系数的方法，曾在中央流体动力研究院有关軸流式通風机的著作〔2〕，〔3〕和〔4〕中第一次用过。

但是必須指出，在中央流体动力研究院的著作中，这些系数曾被称为抽象的出力、压头和功率，因为它们是用抽象的，而不是具体的数值来表示。它在关于通風机的新的全苏国家标准(ГОСТ)中采用“系数”的名称，在早些时候已被采用在有关通風机、透平压缩机、水力透平以及矿井通風机和泵的文献中了。

我們把在文献（特别是关于矿业方面的文献）中见到的系数轉換为本書中所采用的系数的轉換公式列出。

出力的無因次系数 δ (在文献中采用的^①)按下式計算:

$$\delta = \frac{Q}{m \left(\frac{D}{2} \right)^2 u}, \quad (29)$$

式中 m ——通風机或泵的吸入孔的数目。

显然，假如是双吸式的机器

$$\delta = \frac{\pi}{2} \bar{Q}, \quad (30)$$

而对于單吸式的机器

$$\delta = \pi \bar{Q}. \quad (31)$$

所采用的無因次系数 μ^* 或 ψ 在大多数情况下与前面所采用的压头系数相等:

$$\psi = \frac{H}{\rho u^2} = \bar{H}. \quad (32)$$

5. 無因次特性曲綫作法举例

我們用 ГМЗ-С2 型矿井离心式通風机的試驗数据(圖 1)作为例子〔6〕。通風机是双吸式的，直徑 $D=2$ 公尺，轉数 $n=250$ 轉/分，吸

① 为清楚起見，加註。——譯者

* 不要与粘滯系数 μ 相混淆。

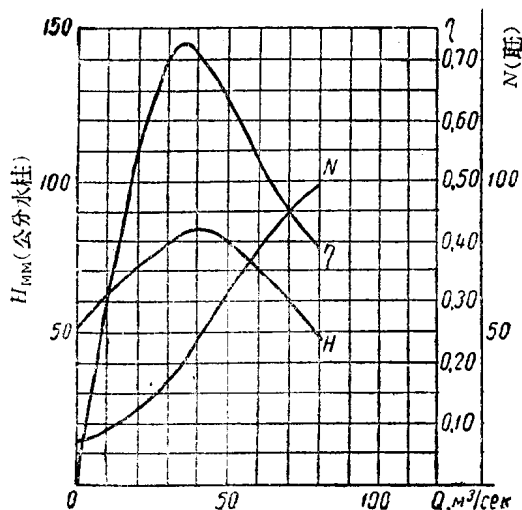


圖 1 FM3-C2 型离心式通風机的特性曲綫：
 $D=2$ 公尺； $n=250$ 轉/分； $\rho=0.1223$ 公斤·秒²/公尺⁴。

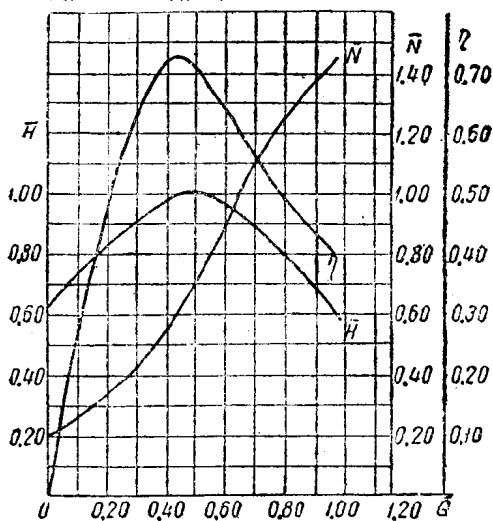


圖 2 FM3-C2 型离心式通風机的無因次特性曲綫

气室进口处的空气密度
 $\rho=0.1223$ 公斤·秒²/公尺⁴。

按公式(20)，(23)和(27)算得的数值列在表 1 中。

在表 1 中或以后的 H (公斤/公尺²) 这个数值，是指通風机的总压头，它由通風机前后的气流的总压力差来决定。同样，效率 η 系指根据总压头算得的通風机的总效率。

按表 1 中数据作出的通風机無因次特性曲綫画在圖 2 上。在作圖 2 上的無因次特性曲綫时，以出力系数为横座标，而以压头系数、功率系数和效率为縱座标。

可以同样作出泵的無因次特性曲綫。此时仅需考虑到，泵的出力常以公升/秒計，而压头以公尺計。

压头可按下式重新計算：

$$H = \frac{H_1 \gamma u_{0x}}{1000} \text{ 吨/公尺}^2, \quad (33)$$