

离心泵特性曲线的换算法

苏联 克·阿·伊巴屠洛夫著

石油工业出版社

目 錄

作者的話

第一章 离心泵的一般介紹	4
离心泵的裝置和作用原理	4
离心泵的基本方程式	7
葉片數有限的离心泵的压头	10
卜罗斯庫尔院士所提出的离心泵的渦流理論	15
离心泵的分類	20
泵的總效率	23
离心泵的理論特性曲綫	24
离心泵的实际特性曲綫	27
第二章 用离心泵來輸送石油	30
离心泵在石油工業裏的应用	30
石油黏度对离心泵工作的影响	32
石油的許可極限黏度	37
熱石油的輸送	39
石臘基石油的輸送	41
乳化石油的輸送	45
离心泵輸送石油的工作的計算	47
第三章 离心泵特性曲綫的換算法	53
泵在輸送同一石油時从一个轉數改变到其他轉數的特性曲綫的換算法	54
泵在輸送同一石油時从一个直徑改变到另一直徑的特性曲綫的換算法	58
泵在輸送同一液体時从一个級數改变到另一級數的特性曲綫的換算法	60
斯切拍諾夫工程師所提出的离心泵在轉數不变情況下从輸	

送水改变到輸送石油時的特性曲綫的換算法.....	62
席辛可所提出的离心泵在轉數不变情況下从輸送水改变到 輸送石油時的特性曲綫的換算法.....	65
苏哈諾夫所提出的离心泵在轉數不变情況下从輸送水改变 到輸送石油時的特性曲綫的換算法.....	71
國家石油机械設計研究所提出的离心泵在轉數不变的情況 下从輸送水改变到輸送石油時的特性曲綫的換算法.....	78
葉粹所提出的离心泵在轉數不变情況下从輸送水改变到輸 送石油時的特性曲綫的換算法.....	82
使用參考書	86

作者的話

离心泵是石油礦場上和煉廠裏輸送石油及其加工產品時用得最廣的工作機械。因而，如果認識到用离心泵所輸送的石油和石油產品的數量在容積上僅少於水的話，則有關离心泵的更深入的基本理論知識的重要性，對於石油工業中的工程師和技術人員來說是很明顯的。

在這本書裏，敘述了工廠製造者將离心泵用水作實驗所得到的工作參數，在換算成輸送黏度对工作过程影响很大而使工作过程变得很複雜的石油產品的工作參數時，所遵循的基本变化規律。

本書是對許多作家所提出的幾種主要的將离心泵輸送水的特性曲綫換算成輸送石油的特性曲綫的換算法作一較詳細的有批判性的研究；指出了它們的優點和缺點；確定使用這些方法的最適宜的條件，從而使得我們在每個個別的情況下能合理的選用它們。

在上面提到的工作中，理論材料的敘述只限制在所討論問題的最小必要範圍內，因為考慮到讀者對於泵和水力學都具有了一般的理論知識。

第一章 离心泵的一般介紹

离心泵的裝置和作用原理

示意圖如圖 1 所示的离心泵是由翼輪 1、吸入管 2、螺旋形泵殼 3、用來阻止雜物的過濾網 4、灌泵用的底閥 5、放空氣用的考克 6、盤根箱 7 和調節用閘板節門 8 所組成的。

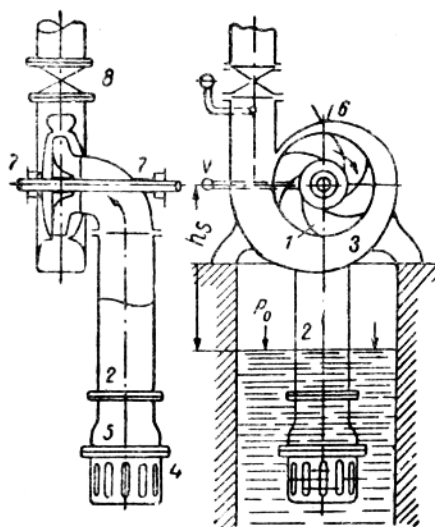


圖 1 單級离心泵的裝置示意圖

翼輪乃是兩塊圓盤，其間裝着弯曲成圓柱形表面形狀的或双曲度表面形狀的翼片。翼輪緊緊地固定在軸上，並和軸一起在軸承裏旋轉。

井裏的液体由於自由表面上的大气压力的作用沿着吸入管 2 流入翼輪 1 中央的進口。翼輪旋轉時，翼片便作用於液体，強

制着它不断地从中心向外圍流動。在离心力作用之下被拋出的液体首先投入螺旋室。新式的泵裏，液体在螺旋室所有断面上的平均速度是不变的。螺旋室則是作为聚集液体並將液体穩定地引到出口断面去用的。速度最後的降低和压力能的提高則是在称为擴散器的放大管内進行的。

開動泵時，吸入管和翼輪必須用液体灌滿。一当翼輪內的液体開始流動以後，泵內的压力便降低，同時作用在井內液面上的大氣压也就推動吸入管路裏的液柱，使它流動。

液体在吸入管內的流動是靠以下式表示的能量而產生的：

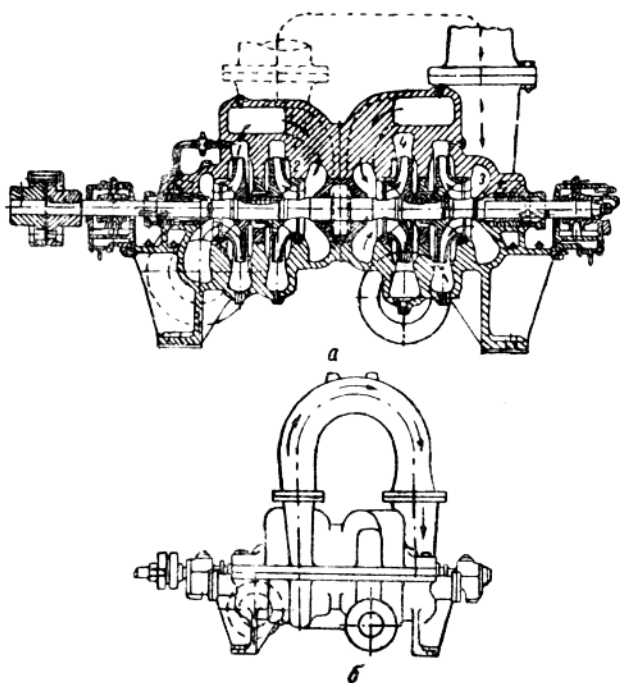


圖2 多級螺旋泵
a—縱剖面圖；b—一般外形。

$$\frac{P_a - P_b}{\gamma};$$

式中 P_a ——大气压力，公斤/公尺²；

P_b ——泵中心部分的压力，公斤/公尺²；

γ ——液体的重度，公斤/公尺³。

液体流过翼輪後便得到一定的压头 H 。如要得到超过 H 的压头，則我們必須讓液体連續地流过幾個裝在同一根軸上的翼輪。假如泵有 Z 个翼輪，則它所產生的總压头等於串連的各翼輪压头之和，即：

$$H_{\text{总}} = ZH.$$

有些特殊的泵，級數達到三百甚至更多。通常，一个翼輪所產生的压头为 30—100 公尺。

圖 2 上表示了一个多級螺旋泵的剖面圖，在这个泵裏液体連續地流过四个翼輪。它在各級裏流動的路徑如箭头所示。

这样構造的泵和裝導流器的泵比較起來有很大的優點。在螺旋泵裏，動能轉變成位能的損失小。因此，这种型式的泵具有較高的效率。

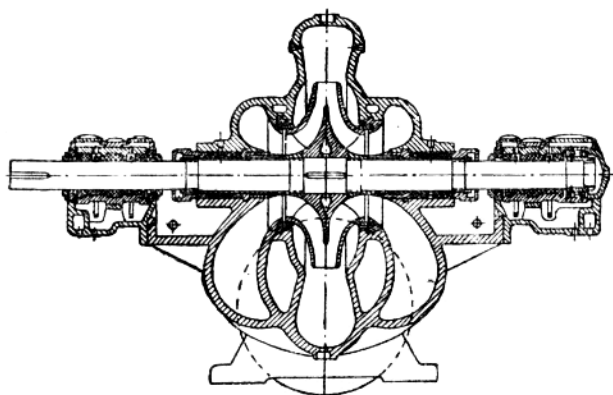


圖 3 裝双吸式翼輪的螺旋泵

目前，螺旋泵都是由莫斯科加里寧泵製造廠和苏姆斯基伏龍芝机械製造廠製造的。

為了增加泵的流量，翼輪可製成雙吸式的，也就是產生雙倍流量的翼輪。圖3上表示了一個裝雙吸式翼輪的泵的剖面圖。液體從兩邊流入翼輪使得作用在軸向上的力量得到了很好的平衡。

离心泵的基本方程式

液體在流入翼輪前(圖4上的截面1-1)的總比能等於：

$$E_1 = Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g},$$

式中 Z_1 、 P_1 和 V_1 ——分別表示截面1-1處離開基準面的幾何高度、液體的壓力和速度。

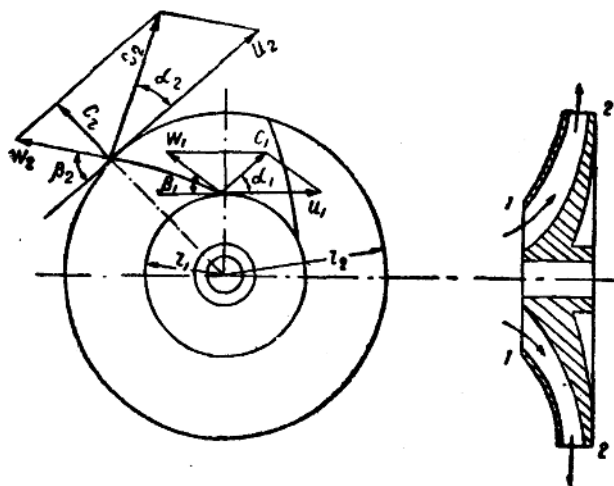


圖4 在流束式流動下翼輪進口處和出口處的速度平行四邊形
(推導离心泵的基本工作方程式用)

同樣地，對於翼輪的截面2-2說，有：

$$E_2 = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}.$$

因此，流过翼輪的 1 公斤液体所獲得的能量 H 便等於：

$$H = E_2 - E_1 = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}.$$

數值 H 称为离心泵的有效压头。

为了推導离心泵的基本方程式，讓我們从翼輪流道裏取出一个流道來看，並假定限制在兩個相鄰翼片之間的液流是由許多平行於翼片表面的微小流束所組成。

流过这样一个流道的液体質點具有兩種運動，即：沿着流道以速度 W 流動的相对運動和速度为

$$U = r\omega$$

的旋轉運動，式中的

r ——表示液体質點在當時所在处的圓周半徑；

ω ——表示翼輪的角速度。

为了得到液体質點的絕對速度 C ，应將相对速度和周向速度加起來，即：

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}.$$

圖 4 上表示了，由上面方程式所代表的正好处于翼輪流道進口和出口处的質點，它們的速度的幾何加法。

假如液体在絕對速度 C_1 下流入翼輪並在絕對速度 C_2 下流出，同時在流道裏流过時所引起的水力損失等於 h_r ，則絕對運動的伯諾里方程式可寫成：

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + h_r - \frac{H}{\eta_r}, \quad (1)$$

式中 η_r ——泵的水力效率，等於 $\eta_r = \frac{H}{H + H_w}$ ，

H_w ——克服泵內水力阻力的压头損失。

讓我們寫出相對運動的伯諾里方程式。這時，我們應考慮截面 1-1 和 2-2 是隨着翼輪以角速度 ω 一起旋轉的，同時假定液體在進口和出口處的相對速度分別為 w_1 和 w_2 ，則：

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} + h_r - A, \quad (2)$$

式中 A ——液體從截面 1-1 到截面 2-2 的路程上由於翼輪旋轉所產生的離心力的作用所獲得的比能。

質量為 m 、離開旋轉軸的距離為 r 的液體，它所受到的離心力為：

$$T' = mr\omega^2.$$

在這個力量的作用下，這塊液體便會向半徑的方向移動一段微小的路程 dr 。

因此，它所獲得的功便等於：

$$dA = T' dr = m\omega^2 r dr.$$

利用積分的方法便可求得液體從翼輪進口到出口的路程上所獲得的功，即：

$$A = \int_{r_1}^{r_2} m\omega^2 r dr = \frac{m}{2} (r_2^2 \omega^2 - r_1^2 \omega^2).$$

因為 $U_1 = r_1 \omega$ ， $U_2 = r_2 \omega$ ， $m = \frac{1}{g}$ ，故

$$A = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}.$$

將求得的 A 值代入方程式 (2)，便得：

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} - \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + h_r,$$

因此：

$$h_r = Z_1 - Z_2 + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}.$$

將此式代入絕對運動的能量平衡方程式(1)裏去，即可求得：

$$\frac{H}{\eta_r} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}. \quad (3)$$

從進口和出口的速度三角形得出：

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1\cos\alpha_1;$$

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_2\cos\alpha_2.$$

將這些值代入式子(3)，便得出用在离心泵計算上的埃立爾基本方程式，即：

$$\frac{gH}{\eta_r} = C_2U_2\cos\alpha_2 - C_1U_1\cos\alpha_1.$$

當液體是徑向的流入翼輪時，則 $\alpha_1 = 90^\circ$ ，於是：

$$\frac{gH}{\eta_r} C_2U_2\cos\alpha_2.$$

這個壓頭只有在翼輪流道裏的所有流束都是平行於翼片表面流動的情況下，也就是翼片的數目為無窮多時的情況下，才會產生。因此，根據這個方程式所求得的壓頭應用標記 ∞ 來表示，即：

$$\frac{gH_\infty}{\eta_r} = C_2U_2\cos\alpha_2. \quad (4)$$

最後，我們指出：埃立爾方程式有很大的缺點。它沒有考慮到翼輪流道裏速度分佈的不勻性、圍繞翼片的環流現象、翼片的形狀和數目，同時最重要的是沒有考慮到液體的物理性質。

翼片數有限的离心泵的壓頭

當液體流過現實离心泵的翼輪流道時，液流的特性會起很大的變化。為了顯示這種變化，讓我們來研究現實翼輪流道中

的一个流道。

假定：流道的進口和出口都是被封閉着的。当翼輪以角速度 ω 旋轉時，封閉在流道內的液体便会獲得一种方向与翼輪旋轉方向相反而具有同一角速度 ω 的旋轉運動。

顯然地，这样的旋轉運動只有在沒有內摩擦力的液体的势能運動(потенциальное движение)情況下才会發生。

現實的液体都具有或多或少程度的內摩擦力，或者說都具有黏性，因此它只能在較小的角速度下旋轉。这样的旋轉運動称为相对渦流(относительный вихрь)。我們可看出：液体愈黏並且翼片之間的距离愈小時，則相对渦流便变得愈弱。

相对的渦流和基本液流加在一起便可得到現實液体流过翼輪的流動圖形。当把這兩种液流加在一起時，翼片後面(按翼輪旋轉的方向來考慮)的速度因为方向相同所以是相加的，因此在數值上便增大了，而翼片前面的速度則因为方向相反所以是相減的，因此它的絕對值便降低了。

从寫成下面形式的伯諾里方程式：

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{W^2}{2g} = \text{常數},$$

可看出：当速度 W 增加時压力 P 減少，相反的，速度減少時則压力增加。

因此，相对渦流和基本液流的組合便引起了基本液流在压力和速度上的不对称性。

这种附加現象的本質在圖 5 上便很清楚地表現出來了。在圖裏繪出了符合於翼片为無窮多而且無限薄的假定情況下的流綫 I，換句話說，也就是液体質點在翼片为無窮多而且是無限薄的情況下的跡綫(在穩定的無渦流的流動情況下流綫是和液体質點的跡綫一致的)。這裏还繪出了封閉流道裏的相对渦流 II、以及在現實翼輪流道橫断面裏由前兩種液流加起來而得到

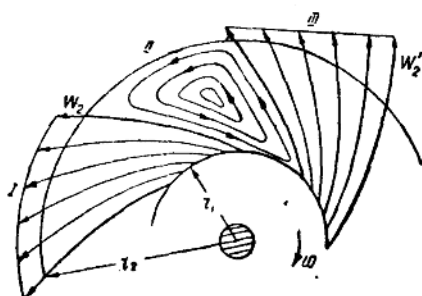


圖5 液体在离心泵翼輪流道裏的理論的和实际的流動圖形的液体質點的相對速度的分佈圖III。

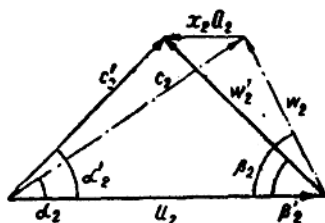


圖6 离心泵翼輪出口的速度三角形(考慮了液流的扭轉)

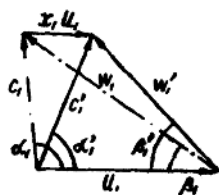


圖7 离心泵翼輪進口的速度三角形(考慮了液流的扭轉)

圖6和圖7上繪出了翼輪流道出口處和進口處的液體質點的平均速度三角形。在翼輪的進口，相對渦流和圓周速度成正比並等於 $x_1 u_1$ ，它和相對速度 W_1 相加時，便使得 W_1 減小而使 β_1 增加。在翼輪出口處，相對渦流的方向和翼輪旋轉的方向相反，大小等於 $x_2 u_2$ ，將它和相對速度加在一起時，則使得 W_2 的值增加而使 β_2 減小。由於相對速度 W_1 和 W_2 的變化，絕對速度 C_1 和 C_2 也改變了它們的大小和方向。圖6和圖7上實綫所表示的是考慮了相對渦流的翼輪出口處和進口處液體質點的平均速度三角形；虛綫所表示的則是液流沒有被相對渦流所破壞時的速度三角形。從作圖可得出 $H_\infty > H$ 。因為由圖6可得到：

$$\frac{H}{\eta_r} = -\frac{1}{g} U_2 C'_2 \cos \alpha'_2,$$

同時

$$C_2 \cos \alpha_2 = C'_2 \cos \alpha'_2 + x_2 U_2.$$

因此，

$$\frac{H_\infty}{\eta_r} = \frac{1}{g} U_2 C_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{g} U_2 C'_2 \cos \alpha'_2 + \frac{1}{g} x_2 U_2^2,$$

也就是，

$$\frac{H_\infty}{\eta_r} = \frac{H}{\eta_r} + 2 x_2 \frac{U_2^2}{2g}. \quad (4a)$$

在 $C'_2 \cos \alpha'_2$ 和圓周速度 U_2 成正比的情況下，我們可寫出：

$$H = K \frac{U_2^2}{2g}. \quad (4b)$$

壓頭係數 K 決定於比轉數 n_s 。圖 8 上給出了 K 隨着螺旋泵的 n_s 變化的曲線。這個曲線是我們根據儒瑪霍夫的實驗數據整理後而得到的[2]①。它可作為決定螺旋泵大概的壓頭之用。

將表示壓頭的公式(4b)代入方程式(4a)則得：

$$H_\infty = H \left(1 + \frac{2 x_2 \eta_r}{K} \right) = H(1 + p),$$

式中

$$\frac{2 x_2 \eta_r}{K} = p.$$

因此，翼片數目為有限時的壓頭為：

$$H = \frac{H_\infty}{1 + p}.$$

①方括弧內的數字係代表書尾所列參考書中的某號參考書，以後均仿此。

——譯者

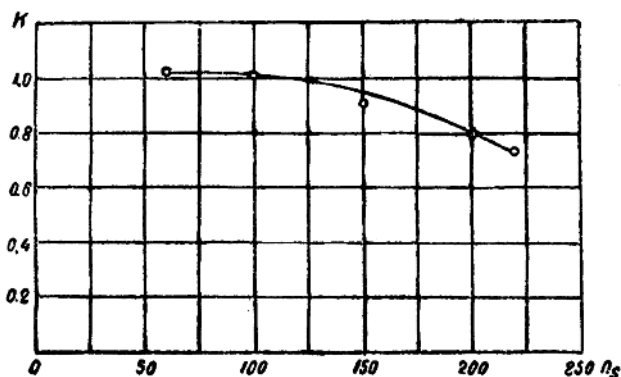


圖 8 螺旋泵压头係數 K 的曲綫

使压头减少的係數 ν 可用卜罗斯庫尔院士所提出的公式來計算[4]，即：

$$\nu = \psi \frac{2\pi\eta_r}{Kz} \left(\sin \beta_2 + \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \sin \beta_1 \right),$$

式中 ψ ——代表一个实验係數，決定於液体流过的管壁表面積的大小和液体的動力黏度係數。

一个流道(圖9)的表面積为：

$$F = 2ab_{cp} + 2 \frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{z} = 2 \left[ab_{cp} + \frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{z} \right].$$

当 F 、 b_{cp} 、 r_1 、 r_2 、 α 和 z 都是已知數時，則係數 ψ 的大小可用下式求得，即：

$$\psi = 1 - \frac{F}{r_2^2} (0.425 - 0.2 \sin^2 \beta_2).$$

係數 ψ 的大小隨着翼輪流道的寬度变化，变動的範圍为 0.3 到 0.75。

根据方程式(4)計算出來的压头和从现实泵上得到的实际 H 值相差很大。这些压头都比理論的压头 H_∞ 要小 15—30%。

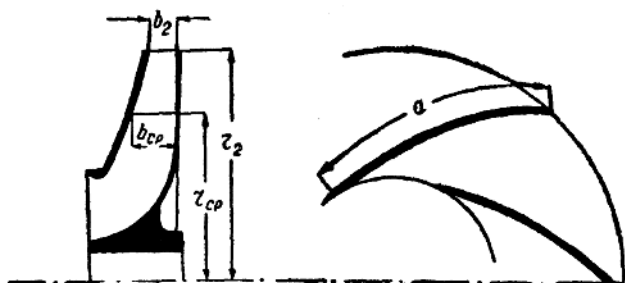


圖 9 离心泵翼輪的橫剖面 and 縱剖面圖

卜罗斯庫尔院士所提出的离心泵的渦流理論

我們現在簡單地說明一下渦流理論的實質。假定我們有沿着圖 10 上所表示的路綫 S 的渦流運動。處於這個路綫上的液

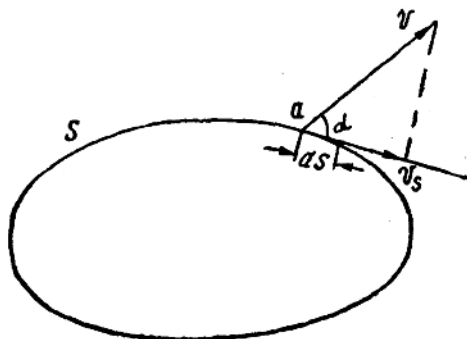


圖 10 沿封閉綫路的渦流

體質點 a 以速度 V 運動。讓我們在這一點引一條切於路綫的切綫並將速度矢量 V 投影到它的上面，則得：

$$V_s = V \cos \alpha.$$

將速度投影 V_s 和同切綫方向一致的無限小的路綫元素 ds 相乘並以 $d\Gamma$ 表示此乘積，則得：

$$d\Gamma = V \cos \alpha ds = V_s ds.$$

这个式子称为速度在綫段 ds 上的微循环量。沿整个路綫的循环量則可寫成：

$$I' = \int_S V \cos \alpha ds = \int_S V_s ds.$$

因此，循环量便是速度矢量沿路綫所作的功。

我們現在來研究一个特殊而簡單的例子。假設路綫是一个半徑为 r 的圓周同時渦流的速度 V 在方向上是和圓周相切的。在这种情况下，速度的循环量应为：

$$I' = 2\pi r V,$$

因为

$$V = r\omega,$$

故

$$I' = 2\omega\pi r^2 = 2\omega F,$$

式中 ω ——角速度

F ——路綫所包圍的面積。

因此，循环量便等於角速度的兩倍和路綫所包圍的面積的乘積，或者等於路綫所包圍的面積和角速度相乘積的兩倍。

路綫 S 所包圍的面積可分成很多个别的無限小的面積（圖

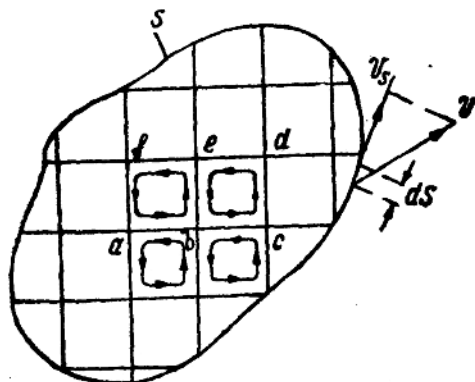


圖 11 微面積上的循环量筋圖