

漏れ込むので、外部からそれを検出することが困難であり、そのために往々不注意に放置せられて、恐るべき結果を招くことになり勝ちである。

要するにポンプの故障の大半は概ね吸込側に起り、送込側に起ることは稀であると云つてよい。

93. 軸受の抵抗その他 羽根車を回轉する軸は種々の軸受 (Bearing) によりて支へられ、そこに機械的摩擦を起し、エネルギーの消費を來す。

この損失を輕減するには完全なる潤滑装置を施し、軸は材料の強さが許す限り細くして摩擦速度を小ならしめ、それに軸受は成るべく長くして接觸面を廣くし、摩擦熱のために溫度上昇して潤滑 (Lubrication) を害することなきやうにしなければならぬ。

ポンプ内部の軸受は水が自然に潤滑作用をなすけれども、外部の軸受には潤滑のために多く油を用ゐる。それには注油器として金屬輪を用ゐることが多い。その構造は、軸受面をその中央部に於て前後に2分し、その部に於て軸體を一部露出せしめ、そこに軸の直徑よりも遙かに大なる直徑の金屬製の圓輪を懸け、輪の直下に油壺を置いて輪の下端が油の中に浸るやうにする。軸が回轉すれば輪もまた回轉し、油はこれに附着して軸上に運ばれ、そこにこれを塗り付ける。

斯くて軸の回轉中は自動的に油は軸受面上に絶えず塗り付けられ、殆んど完全なる注油法たり得るのである。

以上の外固體と固體とが摩擦合ふ所には、何れもこれと同様の機械的摩擦を起す。例へば軸推力を支へるために装置せらるゝスラスト軸受の摩擦の如きがそれである (146 項参照)。

凡て固體摩擦を起す所に於て摩擦によつて失はるゝエネルギーを輕減するには、摩擦速度は成るべく小なるやうに造り、摩擦面には充分なる潤滑装置を施し、且つ接觸面は出来るだけ廣くして熱の上昇を防ぐやうにしなければならぬものである。固體摩擦は流體摩擦と著しく性質を異にし、摩擦力が接觸面の廣さに關係しないから、接觸面は充分に廣くしても何等害とはならない。

VI. 要部形状論

1. 羽根車

94. 側壁 羽根車の中で水の速度は w_1 から w_2 に次第に変化せしむる必要がある。それには先づ放射速度を v_1 から v_2 に次第に変化せしめねばならぬ。

さて(122)式(121頁)及び(125)式

(127頁)より、

$$b_1 = \frac{Q}{\epsilon_1 \pi D_1 v_1} \dots\dots\dots(177)$$

$$b_2 = \frac{Q}{\epsilon_2 \pi D_2 v_2} \dots\dots\dots(178)$$

同様に任意の直径 D に於ける側壁の幅を b とすれば(第77圖)、

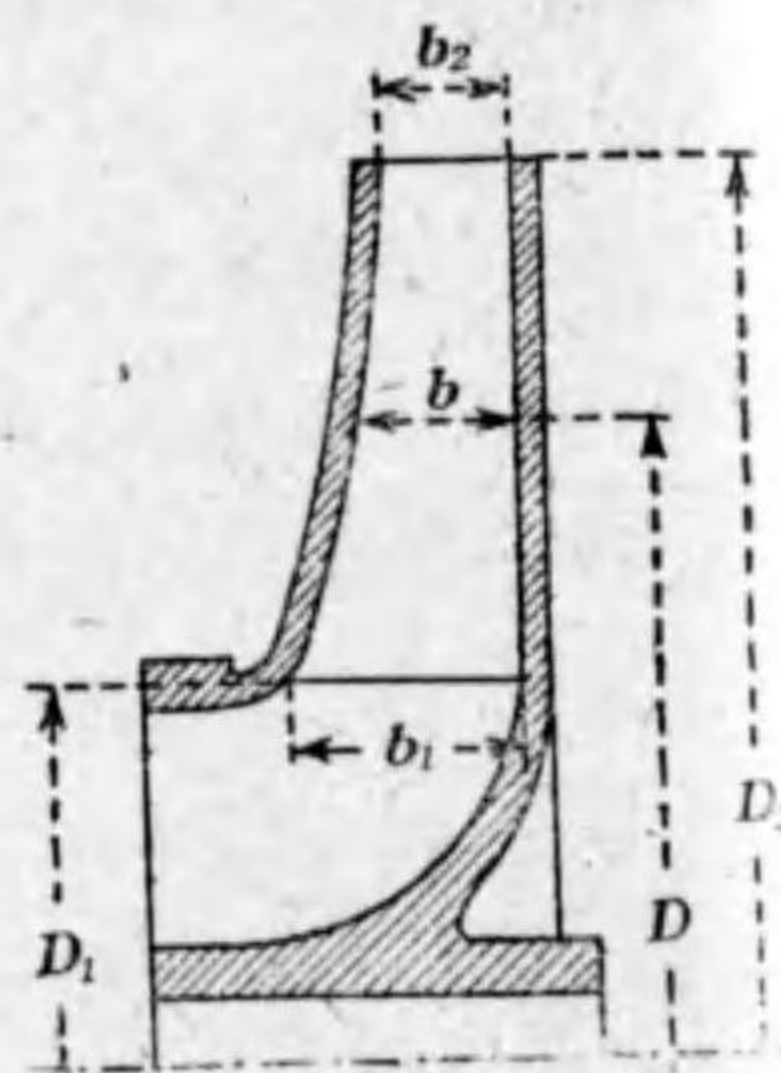
$$b = \frac{Q}{\epsilon \pi D v} \dots\dots\dots(179)$$

放射速度 v は v_1 から v_2 に次第に変へるために、假りに v_1 から v_2 まで直径に正比例して變へしむるものとすれば、

$$v = v_1 + \frac{v_2 - v_1}{D_2 - D_1} (D - D_1) \dots\dots\dots(180)$$

v_2 は v_1 よりも大ならしむることもあり、又小ならしむる場合もある。

ϵ は ϵ_1 より ϵ_2 に次第に變はるのであるが、これは直径に正比例して變はると考へらるゝから、



第 77 圖
羽根車側壁の形状

$$\epsilon = \epsilon_1 + \frac{\epsilon_2 - \epsilon_1}{D_2 - D_1} (D - D_1) \dots\dots\dots(181)$$

ϵ_2 は通例 ϵ_1 よりは大きで、多くは次の如き値である。

$$\epsilon_1 = 0.7 - 0.8$$

$$\epsilon_2 = 0.85 - 0.90$$

斯くて(180)式より v を、又(181)式より ϵ を定め、それ等を(179)式に代入すれば、任意の直径 D に於ける羽根車の幅 b が定まり、従つて側壁の形状が定まる。

吸上管中の速度と同じ速度を以て水を羽根車の入口まで導くものとし、且つ水は羽根車に對して放射方向に流入するものとするれば、(123)式(122頁)より、

$$c_1 = v_1 = \frac{c_0}{\epsilon_1} = \frac{v_s}{\epsilon_1 \gamma v}$$

放射流出速度 v_2 は大凡 v_1 に等しからしむるのが通例である。

若し羽根の出口角 β_2 を豫め與へて羽根車を造るとすれば、放射流出速度 v_2 は(47)式(55頁)により、又は圖式解法によつてそれに適當したる値を見出すことが出来る。

多くのポンプでは、

$$\beta_2 = 20^\circ - 50^\circ$$

で、導羽根又は渦室を有するポンプには比較的この角を小にし、その何れをも有せざるポンプにはそれを比較的大なる角にする。何れにしても $\beta_2 = 30^\circ$ 前後にすることが最も多い。

若し流出角 α_2 を豫め與へて羽根車を造るとすれば、(58)式

(57頁)より、

$$v_2 = \frac{g\phi H}{u_2} \tan \alpha_2$$

より v_2 を定め、又は圖式解法によつてこれを定むればよい。

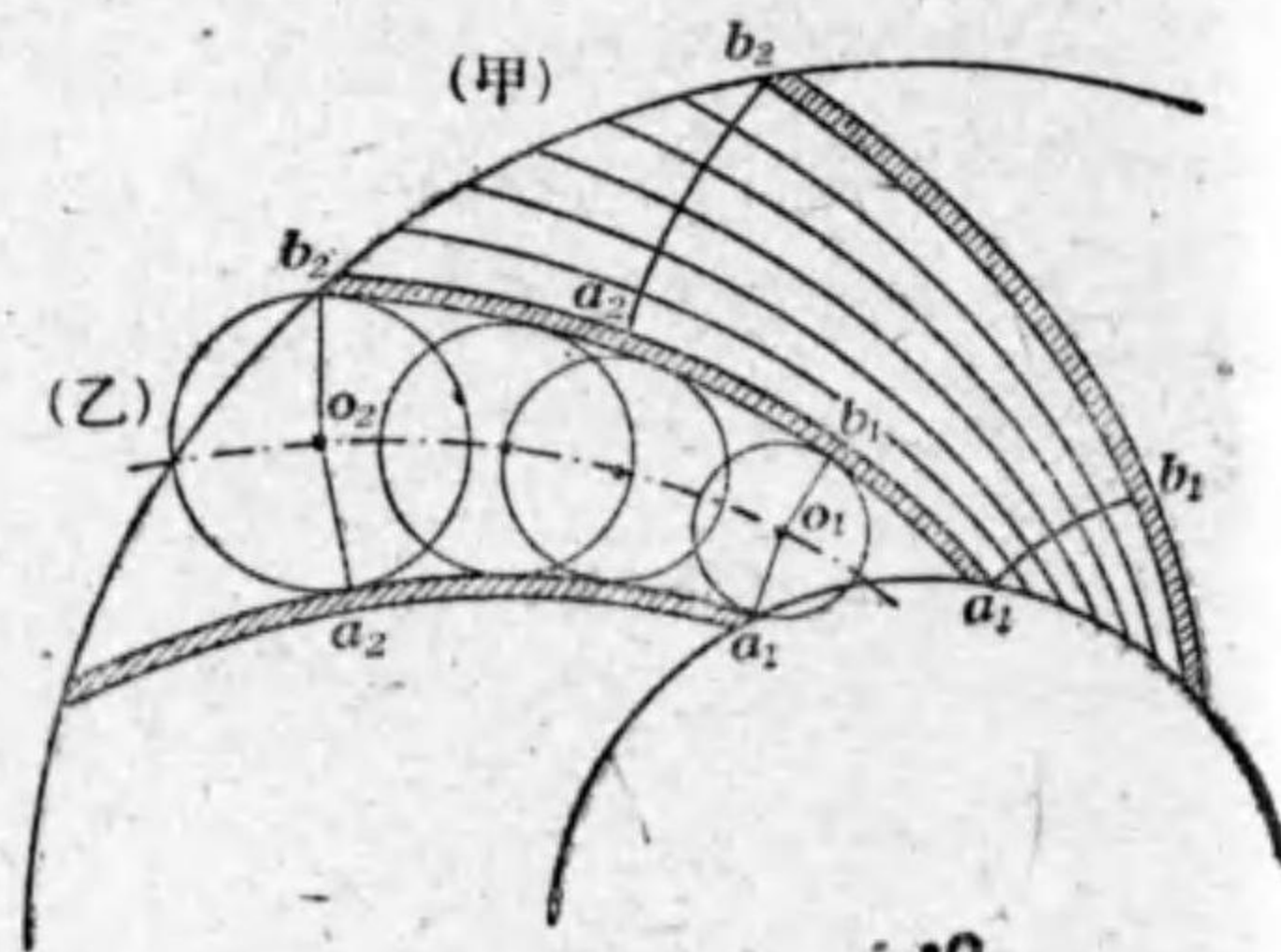
多くのポンプでは、

$$\alpha_2 = 10^\circ \sim 15^\circ$$

で、導羽根又は渦室を有するポンプには比較的この角を小にし、その何れをも有せざる場合にはそれを比較的大なる角にする。

95. 羽根 第78圖(甲)の如く水が羽根の間を統一に流るゝものとするれば、流れの横断面は各流線に順次に直角に横たはる面でなければならぬから、入口の断面は a_1b_1 の如き曲面であり、出口の断面は a_2b_2 の如き曲面である。

次に(乙)の如く O_1 及び O_2 を中心とし、羽根の入口及び出口に於て相隣る2枚の羽根に同時に接する圓を畫き、接點を入口に於て a_1, b_1 、出口に於て a_2, b_2 とすれば、 $a_1O_1b_1$ 及び $a_2O_2b_2$ の長さは夫々(甲)の曲線 a_1b_1 及び a_2b_2 の長さに殆ん



第 78 圖
羽根の間の流れの断面

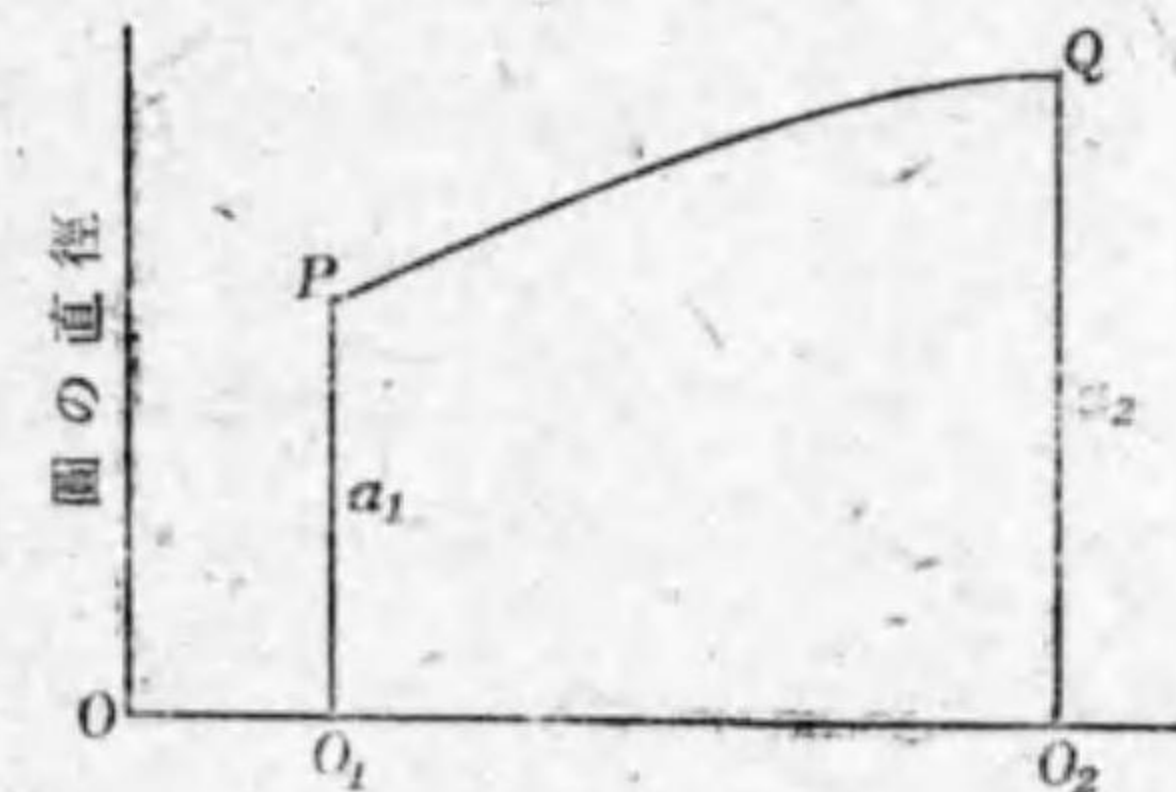
ど相等しい。

然るに $a_1O_1b_1$ 及び $a_2O_2b_2$ の長さはこれ等の圓の直徑に等しいから、羽根の間の入口及び出口の断面は、斯くの如く畫かれたる圓の直徑であるとして大差がない。

斯くの如き圓を入口から出口まで順次に畫き、それ等の圓の中心を接續すれば O_1O_2 の如き曲線が出来る。この曲線は羽根の間の流れの平均曲線である。

されば O_1 及び O_2 を中心とする圓の直徑を夫々 a_1 及び a_2 とすれば、これ等は入口及び出口に於ける羽根の間の廣さを表す。

然るに羽根車の中で水の速度を w_1 から w_2 まで次第に變へるやうにせねばならぬから、それがためには羽根の間の廣さを a_1 から a_2 まで次第に變へるやうに羽根の曲線を造らなければならぬ。それには第79圖に於て、曲線 O_1O_2 に沿うて O_1 から O_2 に到る距離を水平軸上にとり、その曲線上の各點を中心として畫かれたる圓の直徑又は半徑を垂直軸上にとりて畫かれたる線を PQ とすれば、この線は極めて滑らかなる曲線であるか或は直線でなければならぬ。



第 79 圖
羽根の間の廣さの變化

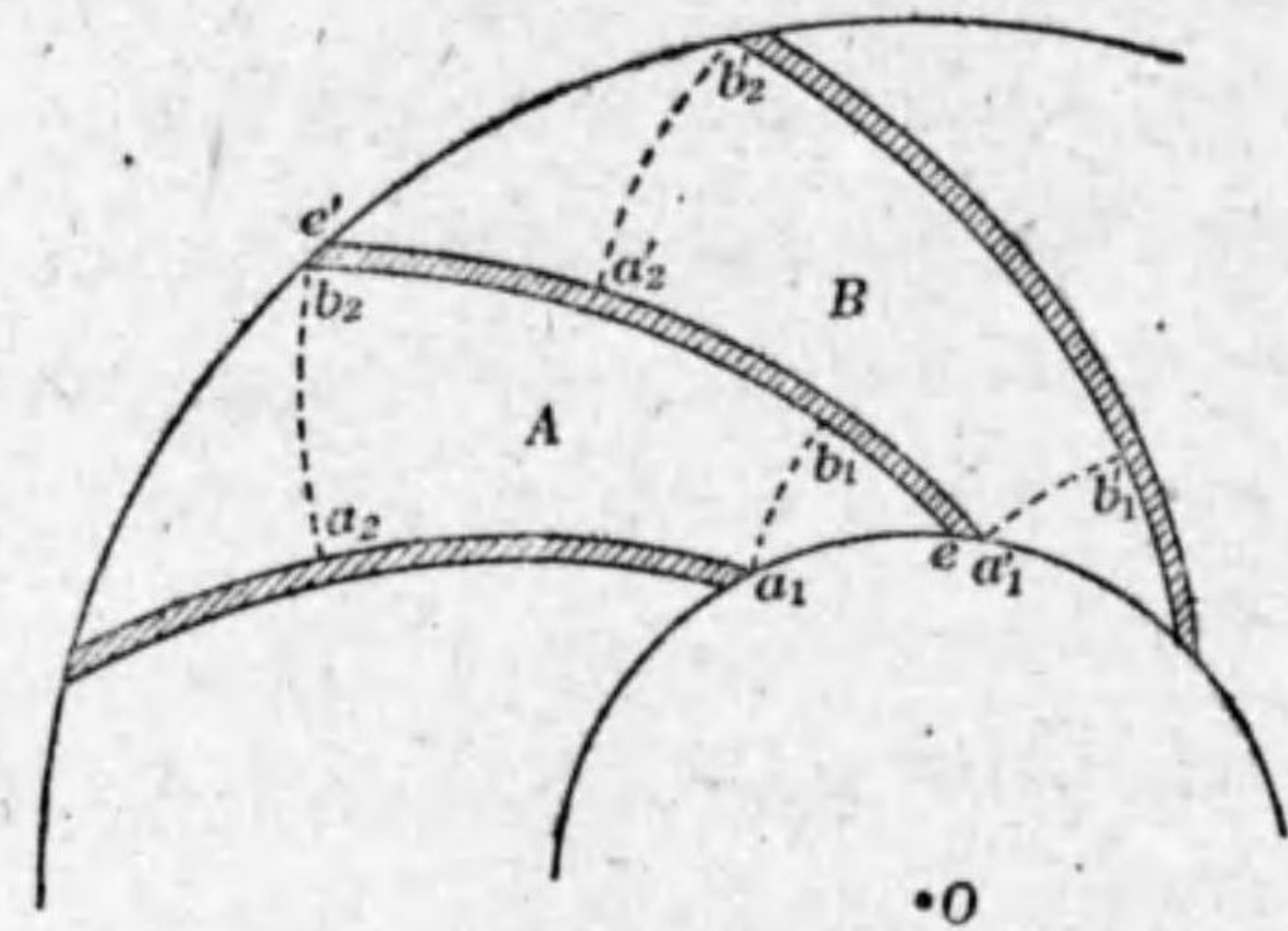
96. 羽根の入口及び出口の曲線 凡て流れの同じ横断面上では、流れの速度は出来るだけ均一でなければならぬ。速度に違ひがあると、流れは摩れ合ひて粘性抵抗を起し、渦流を発生する原因となる。

されば a_1b_1 , a_2b_2 を羽根の間の水路 A の入口及び出口の横断面とし第80圖、 $a'_1b'_1$, $a'_2b'_2$ をその隣りの水路 B のそれ等の横断面とすれば、 a_1b_1 及び $a'_1b'_1$ 上の各點に於て

相對流入速度は總て w_1 であることを要し、 a_2b_2 及び $a'_2b'_2$ 上の各點に於て相對流出速度は總て w_2 であることを要する。

さて羽根の入口の先端 ea'_1 に於て流れは2つに切り裂かれて、1は水路Aに入り1は水路Bに入る。Aに入りたるものは e より b_1 に達して初めて完全に水路内に入り、Bに入りたるものはそのまま直ちに水路内に入る譯である。然るに a'_1 に於ける速度は b_1 に於ける速度と等しきを要し、しかも b_1 と b_2 とは同じ該當點であるから、 b_1 に於ける速度は b_2 に於ける速度に等しい。

されば b_1 に於ける速度は e 又は a'_1 に於ける速度に等しか



第 80 圖
羽根の入口及び出口の曲線

らねばならぬ。換言すれば羽根の先端にて切られたる水は、等速度の流動をなすことによつて、 e より b_1 まで水路 A の中を流動せしめねばならぬ。

次に出口に於ては水路 B の a'_2 に於ける速度は b'_2 に於ける速度に等しく、しかも水路 A の羽根の先端 b_2 は b'_2 と同じ該當點であるから、 b_2 の速度は b'_2 の速度に等しい。若し水路 A の b_2 から流出したる水の速度が、水路 B の e' から流出したる水の速度と異なれば、これ等の水が羽根の先端にて出會ふ時、そこに渦動を起しエネルギーの消耗を來す。

されば b_2 を流出する流れと e' を流出する流れとは同じ速度であることを要し、換言すれば水路 B の a'_2 より e' まで水をして等速度の流動をなさしめなければならぬ。

斯くの如く羽根を以て形成されたる水路の中に水が完全に流入するまでの間にある羽根の曲線 eb_1 と、この完全水路から流出して羽根の出口に達するまでの間にある羽根の曲線 a'_2e' とは、共に水に等速度の流動を與へるやうに造られてゐなければならぬ。

97. 入口及び出口のインボルート曲線 前項述べたる目的を達せしむる羽根は、インボルート (Involute) と名づくる曲線より成ることを要する。

インボルートは圓(或は一般に任意の閉曲線)又は圓錐の周圍に巻き付けられたる糸をほごす時、糸の任意の點が空間中に現出する曲線で(第81圖, 190頁)、この圓をインボルートの底

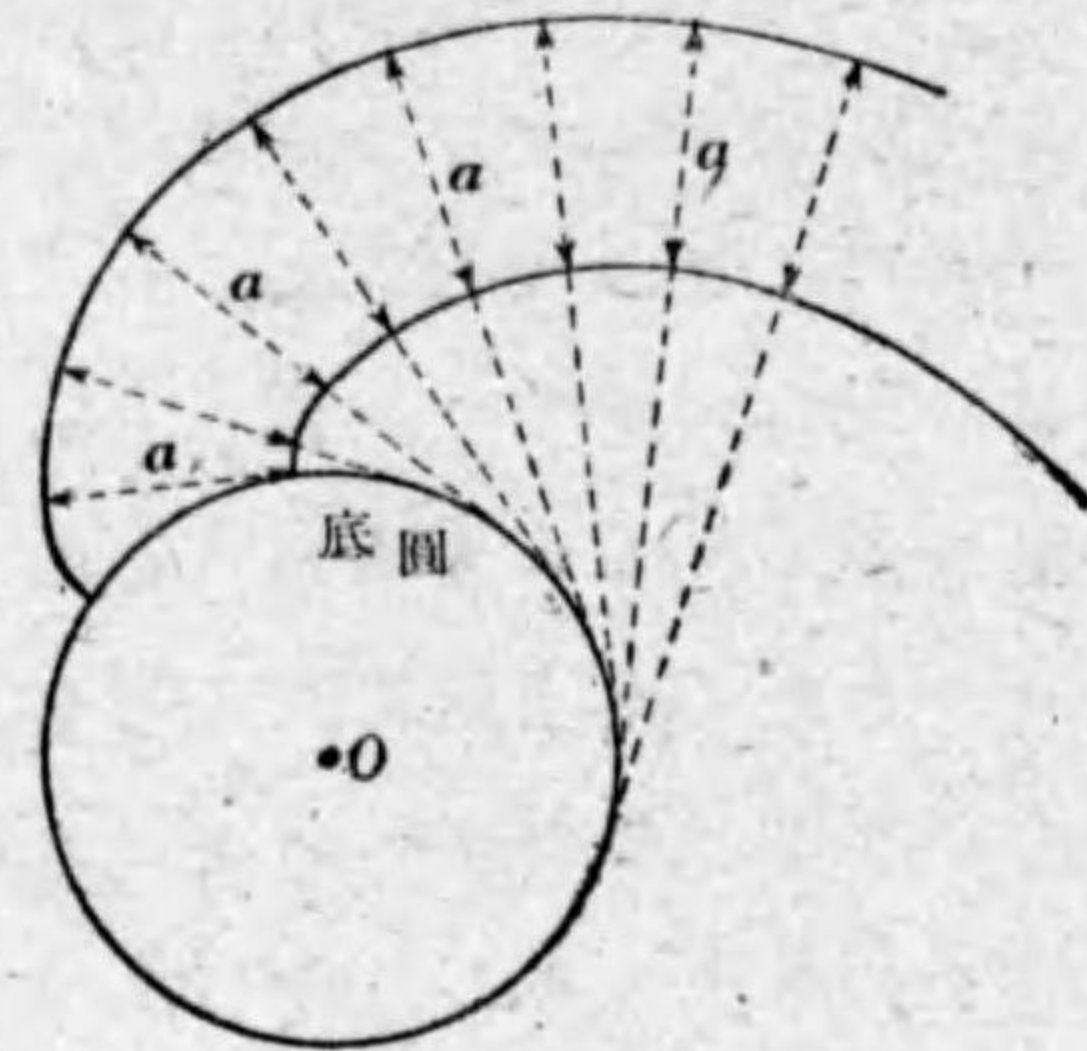
圓(Base circle)と云ふ。

故に與へられたる1の圓を底圓とする2つのインボルト間を直角に測つた廣さ a は一定である。廣さが一定であるからこれを羽根に使へば、その間を流るゝ水の速度は等速流動になる。

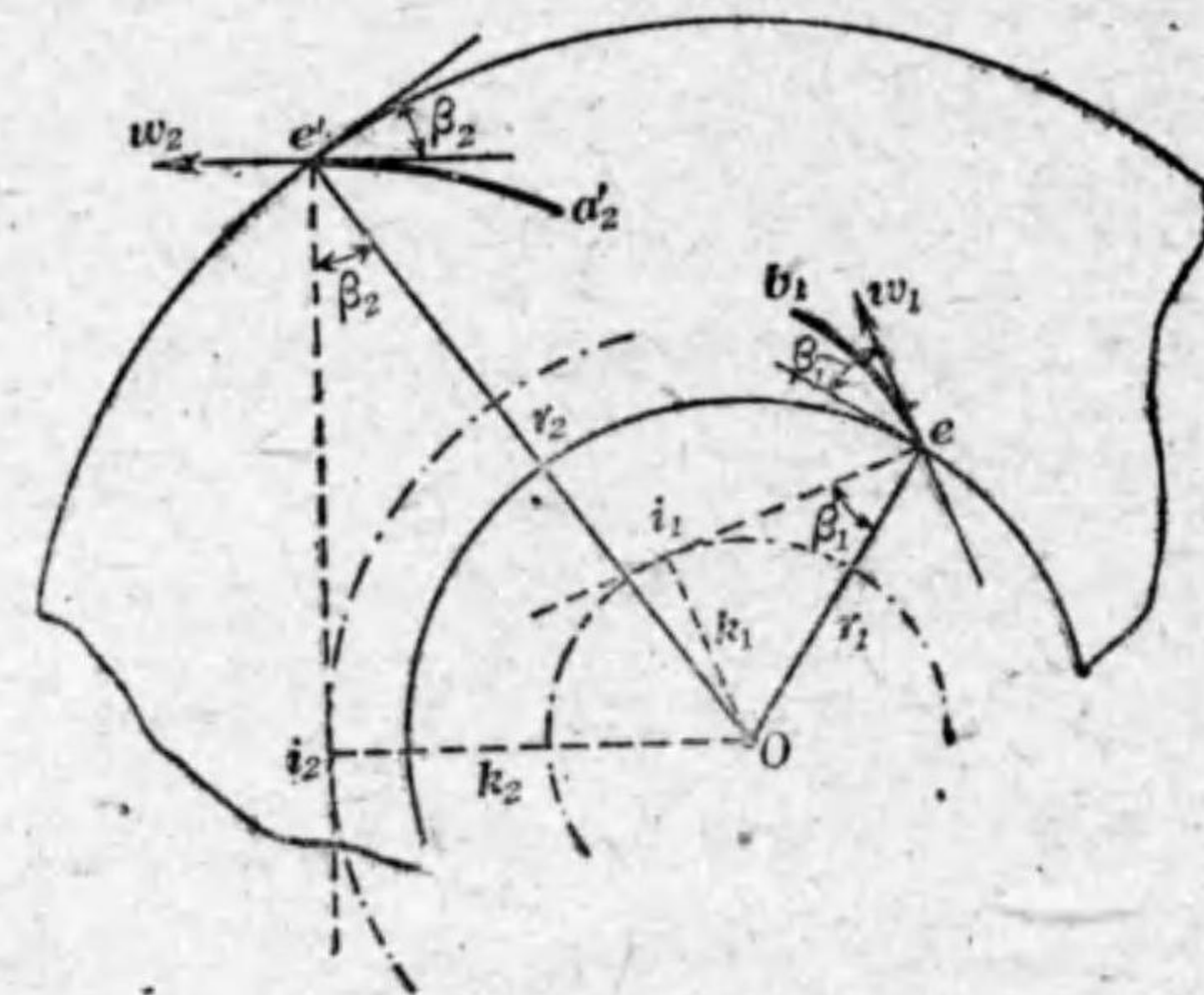
されば羽根車の水路の中に完全に流れ込むまでの間

の入口及び出口の曲線としてインボルトが最もそれに適するのであつて、今羽根の入口角を β_1 、出口角を β_2 、羽根の入口の曲線を eb_1 、出口の曲線を $a_2'e'$

とし(第82圖)、これ等の曲線をインボルトであるとするれば、 e 及び e' に於て夫々 w_1 及び w_2 に直角に引きたる直線 ei_1 及び $e'i_2$ を引けば、 O を中心と



第 81 圖
インボルト曲線



第 82 圖
羽根車入口及び出口のインボルト

しこれ等の直線に接する圓は、これ等インボルトの底圓でなければならぬ。よつて O_1 は入口のインボルトの底圓の半径であり、 O_2 は出口のインボルトの底圓の半径である。

よつてこれ等底圓の半径を k_1 及び k_2 とすれば、

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= r_1 \sin \beta_1 \\ k_2 &= r_2 \sin \beta_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(182)$$

入口と出口とを連続したる1のインボルトたらしむるには、 $k_1 = k_2$ でなければならぬから、

$$r_1 \sin \beta_1 = r_2 \sin \beta_2$$

即ち $\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} = \frac{r_1}{r_2} \dots\dots\dots(183)$

羽根の入口角 β_1 と出口角 β_2 とが、それ等の半径 r_1, r_2 に對してこの式にて表さるゝ關係にある場合に限り、羽根は1の連続したるインボルトとなるけれども、實際にはこれ等の角は入口及び出口の状況に従つて互に無關係に定むるものであるから、 β_1 及び β_2 は必ずしもこの式にて表さるゝ關係になつて居らぬものである。従つて入口及び出口のインボルトは1の連続したる1種類の曲線ではなく、2種類の曲線であることが普通である。

されば2つの相異なるインボルト eb_1 及び $a_2'e'$ は、その間に他の適當なる曲線を挿入してそれ等を接續する必要があるが、それには第79圖(187頁)に示したる要領を失はぬやうに、滑らかなる曲線を以てそれ等を接續するのである。

98. 羽根のインボルトの近似畫法 羽根の曲線をインボルトに造るとしても、それは入口及び出口の各小部分であるから、インボルトに近似な

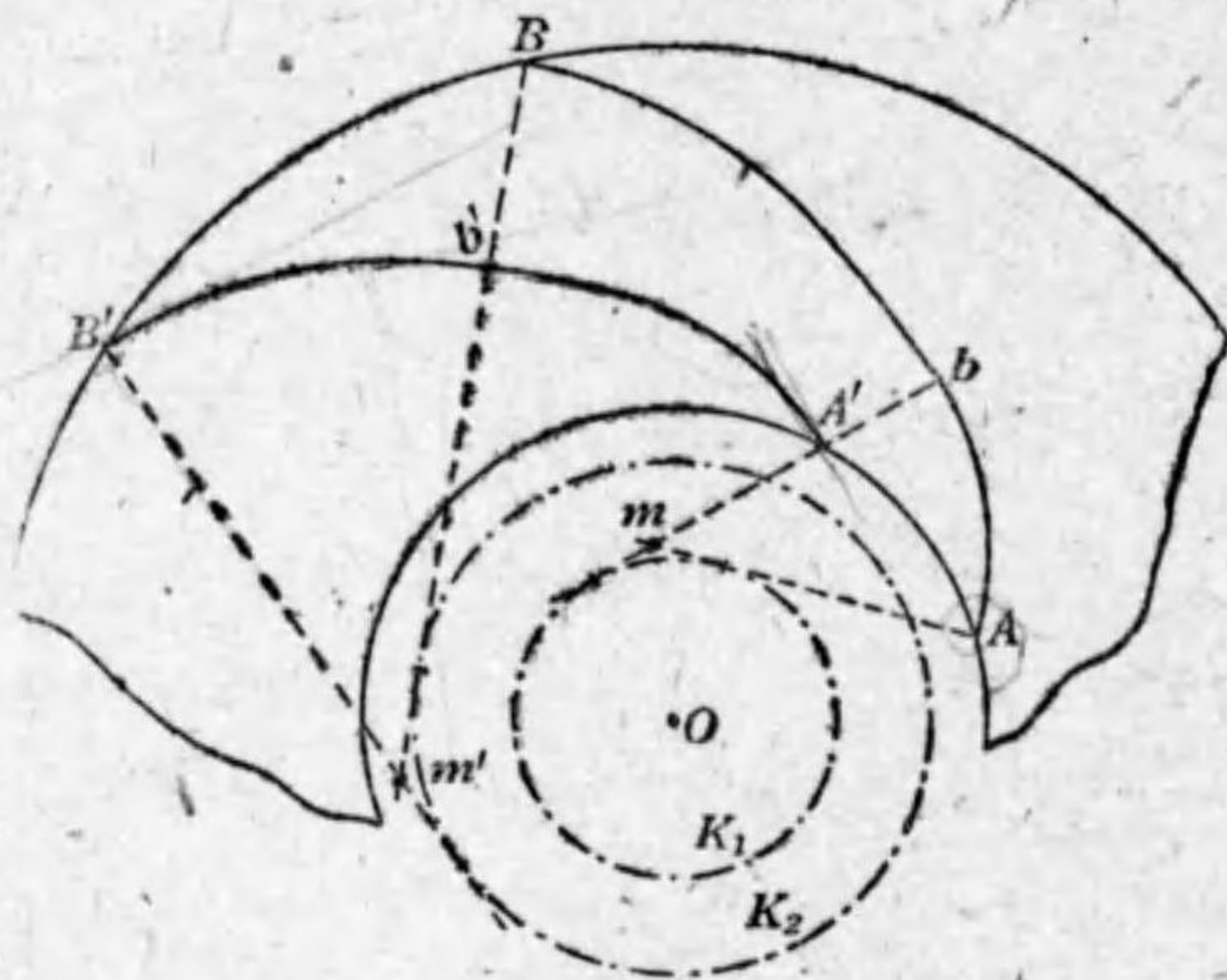
る圓弧を以てそれに代はらしめても差支へはない。

今 AB, A'B' を相隣る 2 枚の羽根だとし(第 83 圖), K_1, K_2 をそれ等の入口及び出口のインボルトの底圓だとす

れば、A 及び A' から底圓 K_1 に引きたる 2 つの接線の間には挟まれたる曲線 Ab を K_1 のインボルトに作り、B 及び B' から底圓 K_2 に引きたる 2 つの接線の間には挟まれたる曲線 $B'b'$ を K_2 のインボルトに作ればよいのである。

されば A 及び A' より底圓 K_1 に引きたる 2 つの接線の交點を m とすれば、 m を中心とし mA を半径とする圓弧はインボルト Ab に近似であり、同様に B 及び B' より底圓 K_2 に引きたる 2 つの接線の交點を m' とすれば、 m' を中心とし $m'B'$ を半径とする圓弧はインボルト $B'b'$ に近似である。

故に斯くの如き畫法によりて畫かれたる圓弧を以て羽根



第 83 圖
インボルト羽根の近似畫法

の入口及び出口の曲線たらしむれば、それ等をインボルトたらしめたるものと大差がない。

99. 圓弧の羽根 特に優良なる羽根車を必要とせざる場合には、設計及び製作を容易ならしむるために、羽根の全曲線を 1 の圓弧にて作ることがある。

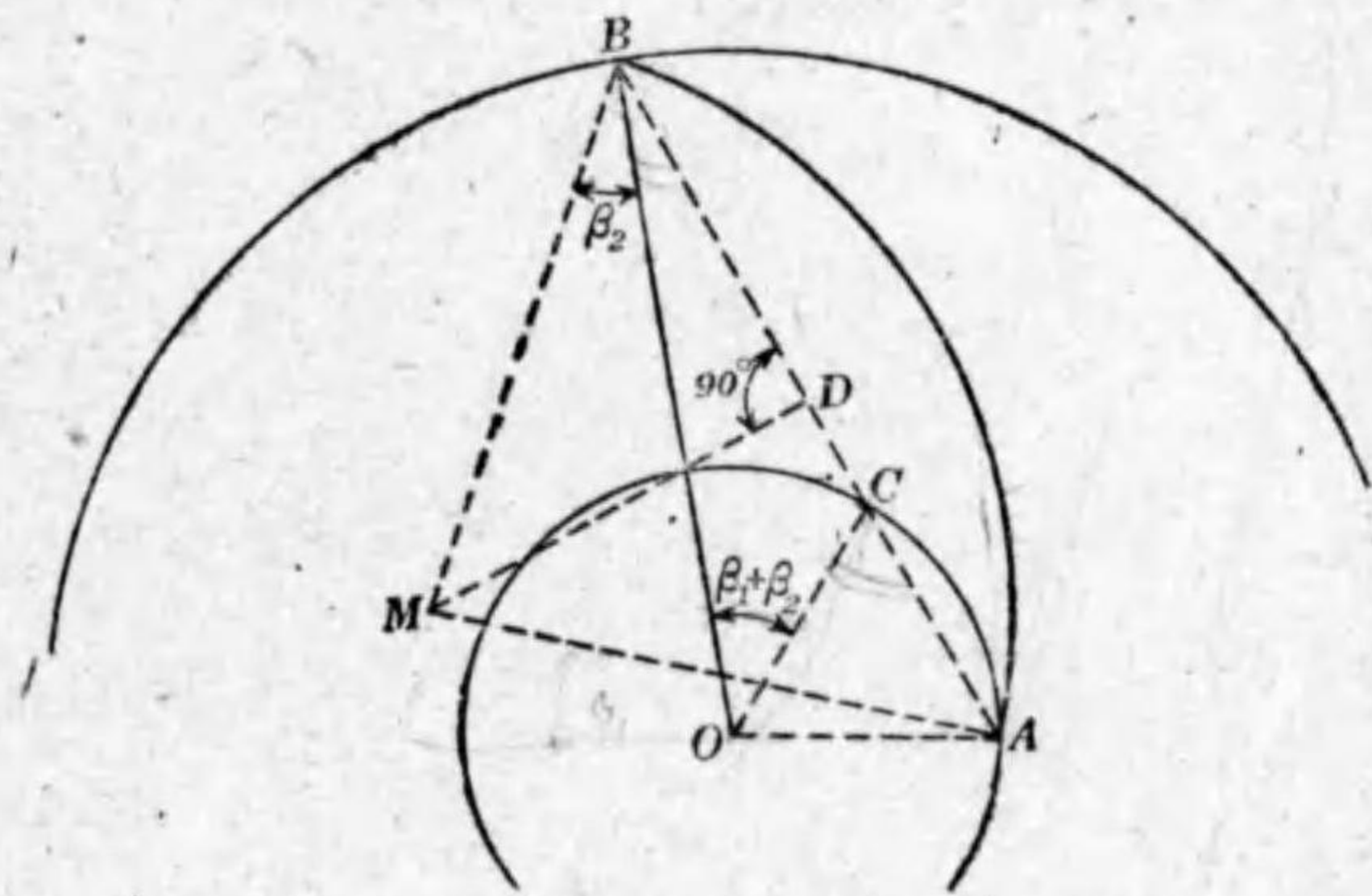
斯くの如き羽根には簡單なる畫法がある。それは B を羽根車外圓の任意の點とすれば(第 84 圖), 先づ半径 OB を引き、角 BOC を羽根の入口及び出口角の和たる、 $\beta_1 + \beta_2$ に等しくとりて内半径 O

C を引き、次に B と C とを結びそれを延長して A にて内圓に交はらしむる。

斯くて直線 AB を直

角に 2 等分する直線 DM を引き、別に角 OBM を角 β_2 に等しくとりて直線 BM を引き、DM との交點を M とすれば、M を中心とし半径 MB を以て畫きたる圓弧 BA は求むる羽根の曲線である。

この畫法の誤りなきことの證明は、角 OAM が角 β_1 に等



第 84 圖
圓弧羽根の畫法

しきことを證明すればよい。さて

$$\angle OAM = \angle OAC - \angle MAC$$

然るに

$$\angle OAC = \angle OCA = \angle BOC + \angle OBC$$

$$= \beta_1 + \beta_2 + \angle OBC$$

$$\angle MAC = \angle MBC = \angle OBM + \angle OBC$$

$$= \beta_2 + \angle OBC$$

よつて $\angle OAM = \beta_1 + \beta_2 + \angle OBC - \beta_2 - \angle OBC = \beta_1$

即ちこの畫法には誤まりがない。

100. 羽根の種々相 (40)式(54頁)によれば、

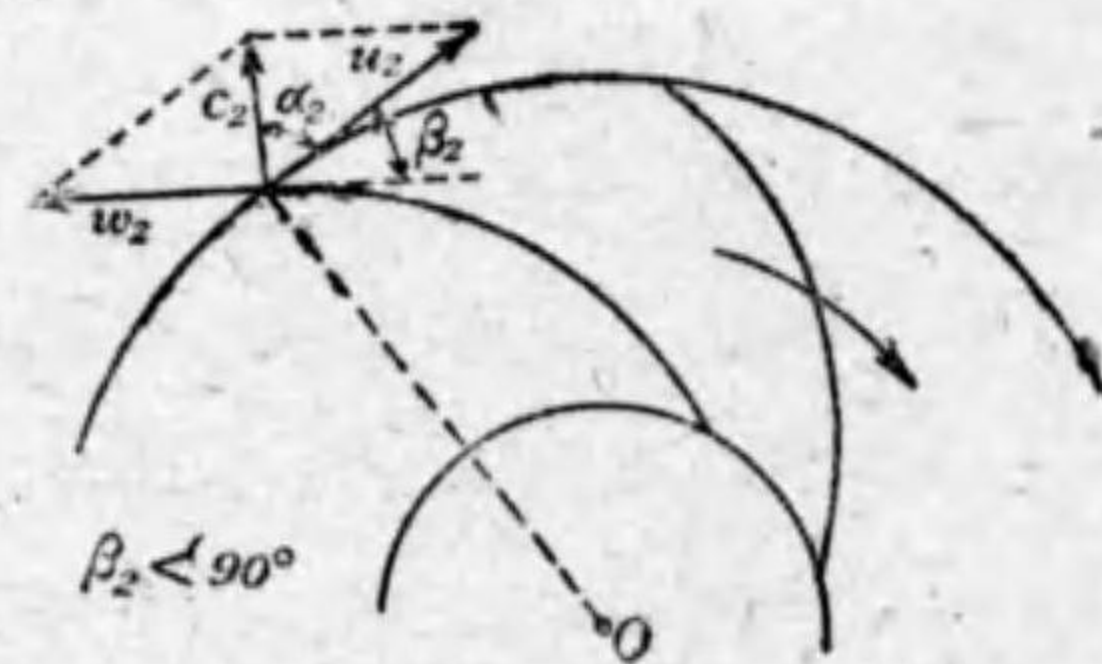
$$u_2 = \frac{g\phi H}{v_2} \tan a_2$$

これで見ると流出角 a_2 は常に 90° よりも小なる鋭角でなければならぬ。若しそれが 90° よりも大なる鈍角ならば、 $\tan a_2$ は負號の値となり、 u_2 が負號の値となつて羽根車を逆に回轉しなければならぬ不合理となる。

又(42)式(55頁)によれば、

$$u_2 = \sqrt{g\phi H \left(1 + \frac{\tan a_2}{\tan \beta_2}\right)}$$

これで見ると羽根の出口角 β_2 は任意の角でよい。 $\tan a_2$ は上述の如く常に正號の値であるから、(1)若し β_2 が 90° よりも小ならば(第85圖)、 $\tan \beta_2$



第 85 圖
 $\beta_2 < 90^\circ$ なる後向き羽根車

もまた正號の値となり、上式の括弧内は1よりも大なる値となるから、

$$u_2 > \sqrt{g\phi H}$$

β_2 が小なるほど u_2 は大となり、 a_2 が大なるほど u_2 はまた大となる。

(2) 若し β_2 が 90° よりも大ならば(第86圖)、 $\tan \beta_2$ は負號の値となり、上式の括弧内は1よりも小なる値となるから、

$$u_2 < \sqrt{g\phi H}$$

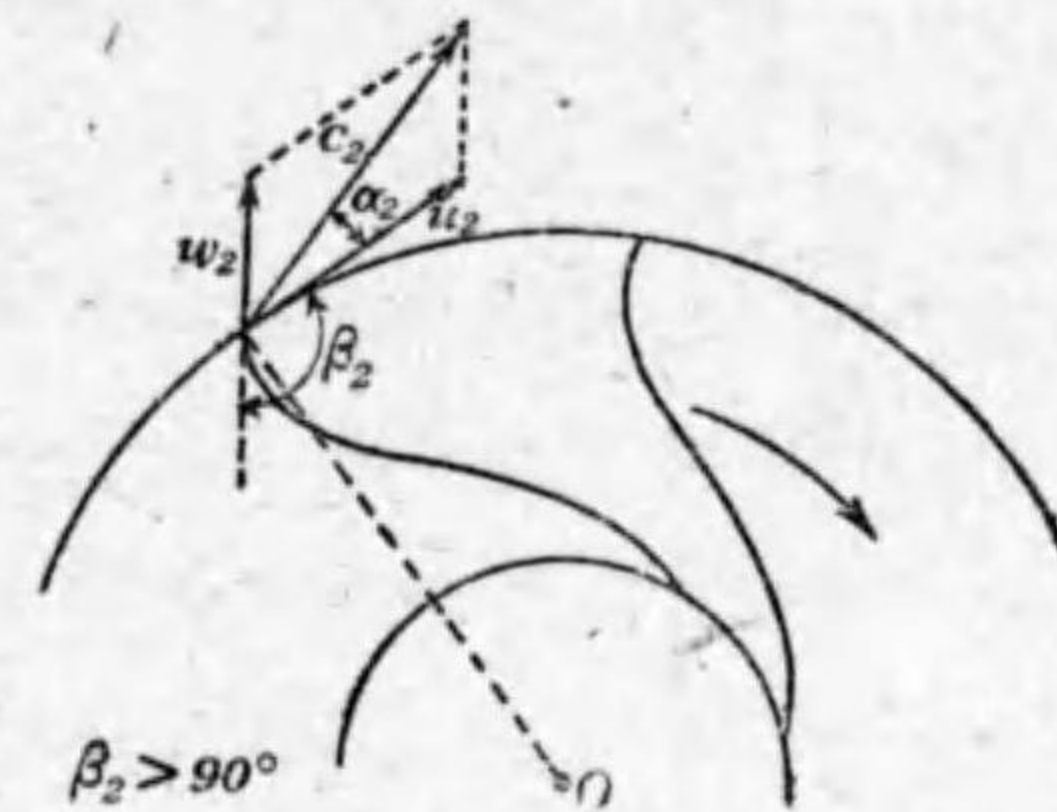
β_2 が大なるほど u_2 は小となり、 a_2 が大なるほど u_2 はまた小となる。

(3) 又若し β_2 が正に 90° ならば(第87圖)、 $\tan \beta_2$ は無限大となり、上式の括弧内の値は1となるから、

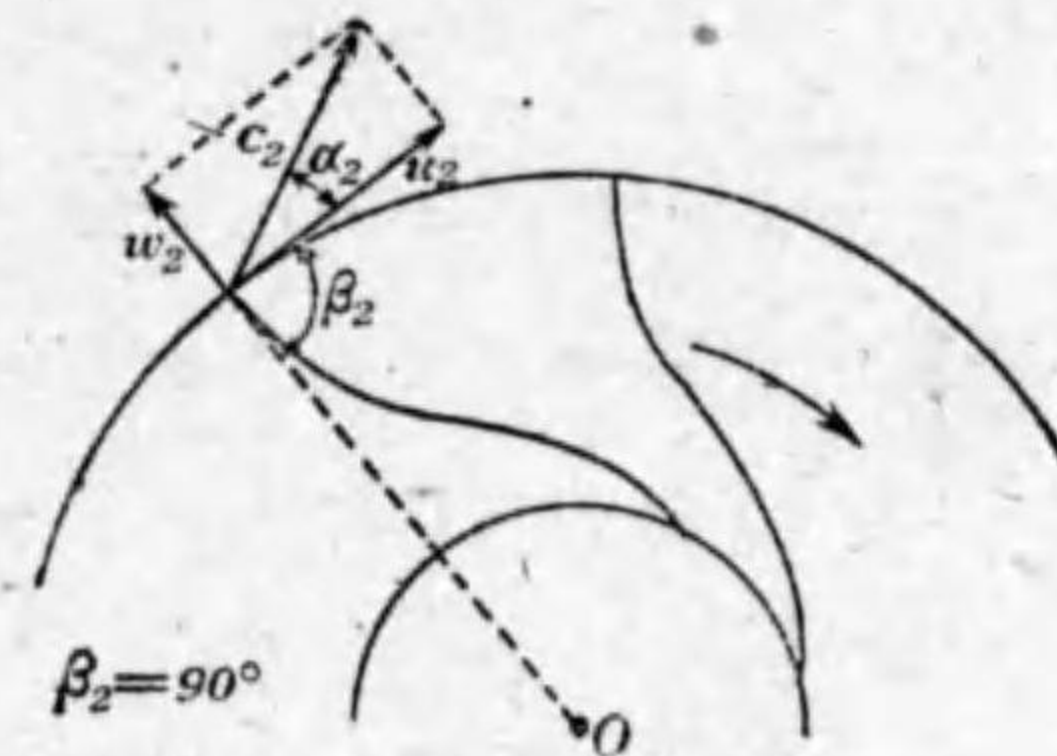
$$u_2 = \sqrt{g\phi H}$$

この場合には u_2 は a_2 に無關係である。

(1)の $\beta_2 < 90^\circ$ の羽根は回轉方向に對して後方に彎曲し、(2)の $\beta_2 > 90^\circ$ のものは前方に彎曲し、(3)の $\beta_2 = 90^\circ$ のものは兩者の中間の彎曲をなせるものである。これ等3種の羽根車を同じ



第 86 圖
 $\beta_2 > 90^\circ$ なる前向き羽根車



第 87 圖
 $\beta_2 = 90^\circ$ なる放射羽根車

直徑に造り、同じ水量同じヘッドに使用するとすれば、(1)の羽根車は最も大なる回轉度を要し、(3)はこれに次ぎ、(2)は回轉度最も小さい。

羽根車が同じ内外徑のものであるとすれば、(1)の羽根は最も長きを要し、(3)はこれに次ぎ、(2)の羽根は最も短かい。しかし羽根の間の擴大率は(1)が最も緩やかで渦流を生ずる恐れ最も少く、(2)は擴大率最も大で渦流を生ずる恐れ最も大きく、(3)は兩者の中間にある。

されば羽根車の効率恐らくは(1)が最も大きく、(3)はこれに次ぎ、(2)の効率は最も小さい。

なほ(53)式(56頁)によれば、

$$e_2 = \frac{g\phi H}{u_2 \cos \alpha_2}$$

故に流出角 α_2 とヘッド H とが共通であるとして、(1)の羽根車は u_2 が最も大であるから e_2 は最も小であり、(2)は u_2 が最も小であるから e_2 は最も大であり、(3)の e_2 は兩者の中間のものである。

絶対流出速度 e_2 が大ならば、それを小ならしめて流出管に接続するため、導羽根或は渦室の構造が長大となり、しかも速度大なれば凡て流體抵抗及び損失は大きくなる。

以上を總括するに、ポンプ全體の効率は(1)が最も大きく、(2)は最も小さく、(3)は兩者の中間のものである。故に多くの羽根車は(1)の方式に準じて羽根を後方に彎曲せしめたるもの

に造る。これと同時に流出角 α_2 を成るべく小ならしむる。 α_2 が小なれば $\cos \alpha_2$ は大となり、その結果 e_2 が小となるから効率が増す。

β_2 が 90° よりも小なるがよいとは云へど、餘りにそれを小ならしむれば、羽根は著しく長くなり、渦流の損失は益々減することになるけれども、それと同時に摩擦損失が増し、且つ又 v_2 が著しく大となつて圓盤摩擦や固體摩擦が増し、それ等綜合の結果ポンプの効率が却つて減小することになる。

羽根の数は、羽根の長さ長きは少く、短きは多きを要し、凡て流れが相當の安定を以て入口から出口まで導かるゝものでなければならぬ。

2. 導羽根及び渦室

101. 側壁 導羽根又は渦室の中で水の速度を v_3 から v_4 まで次第に變化せしめなければならぬ。それには先づ放射速度を v_3 から v_4 まで次第に變化せしめる必要がある。

導羽根又は渦室の入口の幅 b_3 は羽根車出口の幅 b_2 に等しくするのが當然であるけれども、羽根車はその回轉中に摩擦のために多少軸方向に移動して、その中心線が導羽根或は渦室の中心線と齟齬する恐れがある。然る時は羽根車より流出したる水がその入口の縁に衝突して流體損失を招くことになるから、前に述べた如く豫めそれを推測して、 b_3 を b_2 よりも 1—2mm ばかり廣く造る(第88圖, 198頁)。即ち

$$b_3 = b_2 + (1-2) \text{ mm} \dots\dots\dots(184)$$

次にその出口の幅 b_4 は(136)式(143頁)より、

$$b_4 = \frac{Q_e}{\epsilon_4 \pi D_4 v_4} \dots\dots\dots(185)$$

第62圖(144頁)に示すが如き
導羽根では大凡

$$\epsilon_4 = 0.90 - 0.95$$

であり、第63圖(146頁)に示すが
如き導羽根では、(141)式(145頁)
から b_4 は次の如く計算する。

$$b_4 = \frac{Q_e}{(\pi D_4 - n_4 t_4) v_4} \dots\dots(186)$$

渦室ならば $\epsilon_4 = 1$ であるから
(185)式から、

$$b_4 = \frac{Q_e}{\pi D_4 v_4} \dots\dots\dots(187)$$

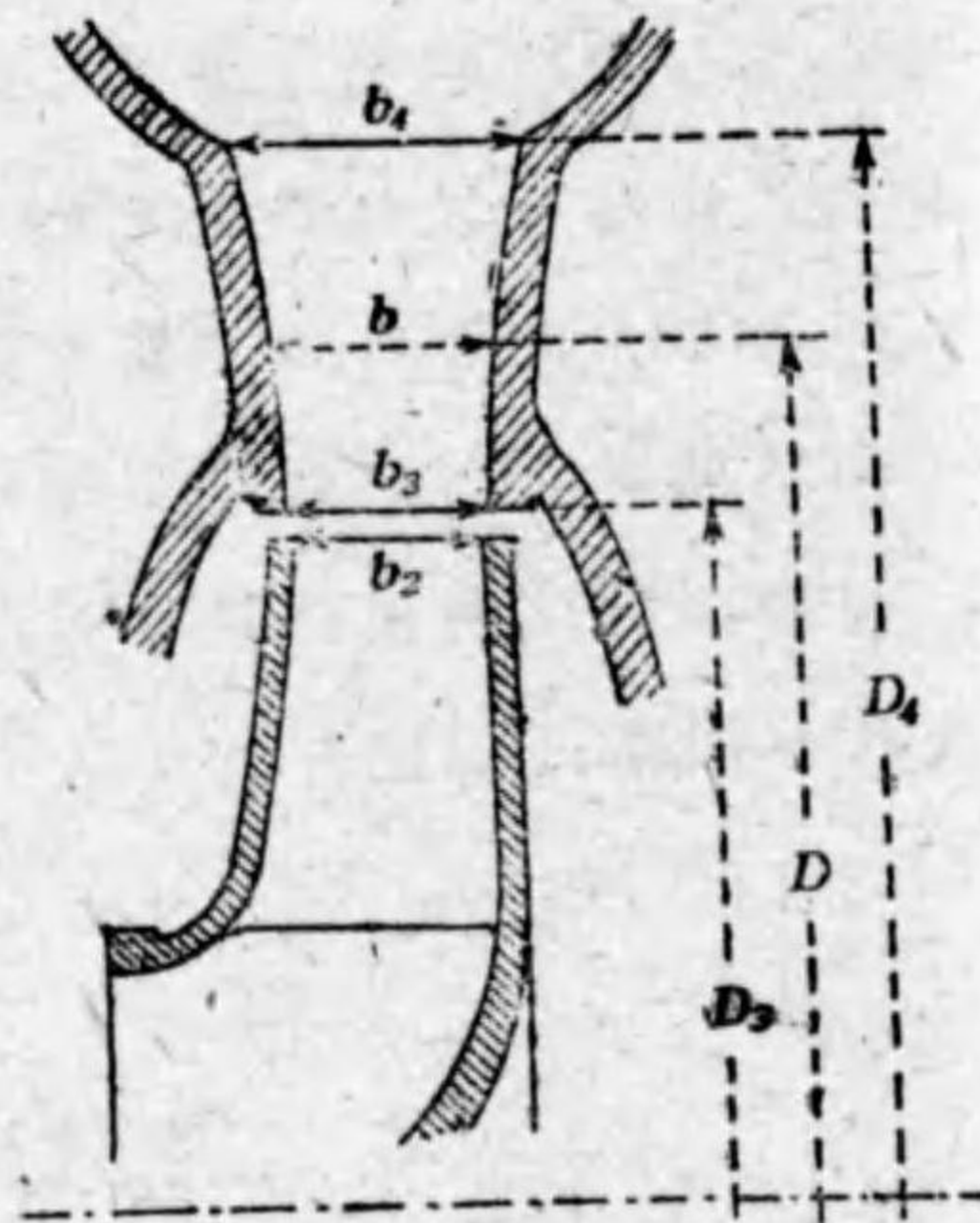
同様に任意の直径 D に於ける幅 b は、導羽根では、

$$b = \frac{Q_e}{\epsilon \pi D v} \dots\dots\dots(188)$$

又渦室では、

$$b = \frac{Q_e}{\pi D v} \dots\dots\dots(189)$$

斯くて放射速度 v は v_3 から v_4 まで次第に變へるので、凡て
羽根車の側壁(第94項, 184頁)と同様の考察によつて、それに適
應する導羽根又は渦室の側壁の形状を定むることは容易で

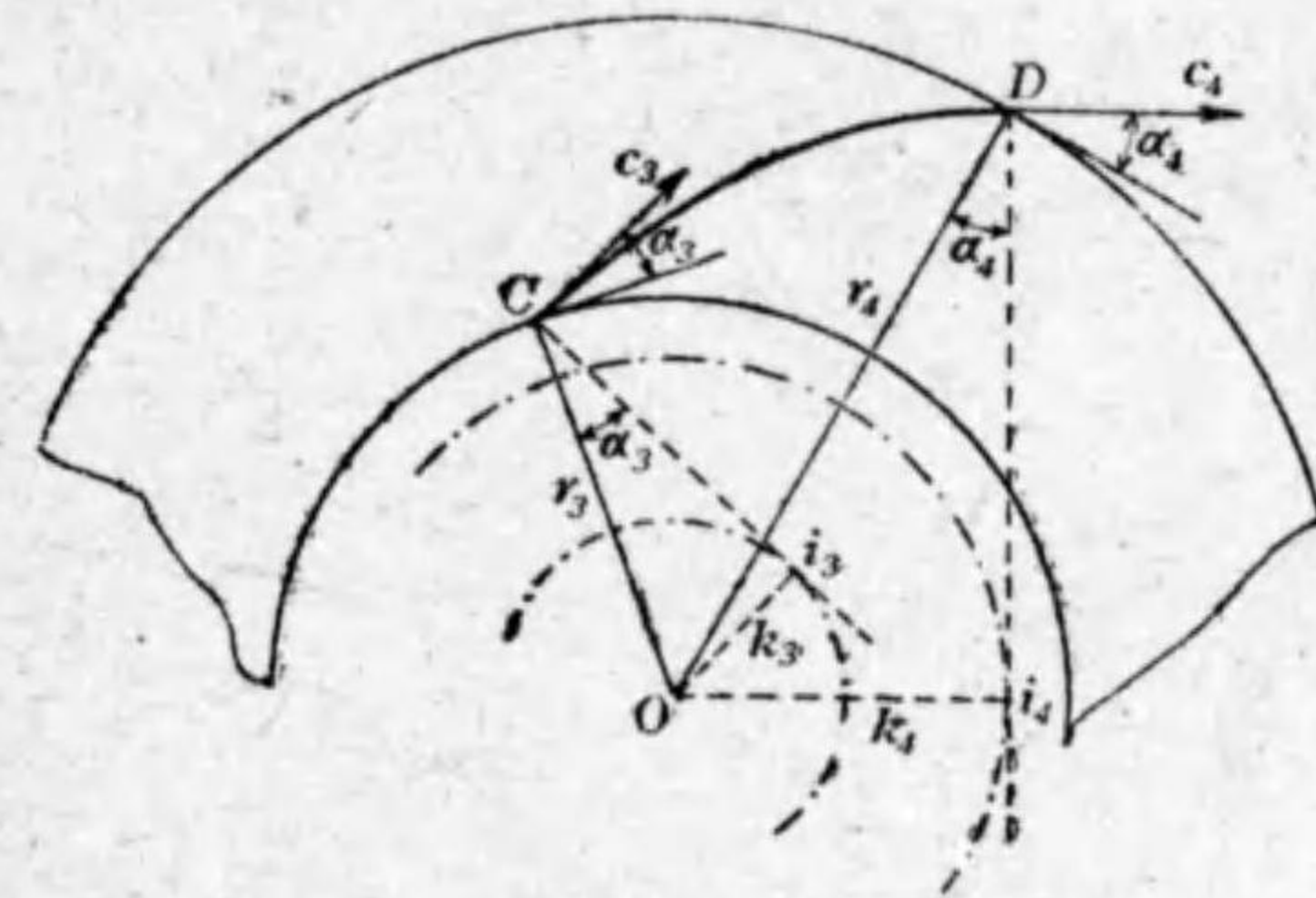


第 88 圖
導羽根又は渦室の側壁

ある。

側壁が平行であつても、入口よりも出口の直径が大なるた
めに、相當の擴大率をもつ[(113)式, 106頁参照]。されば b_4 を b_3 よ
りも大ならしむれば、擴大率の増大から渦流を起す恐れが増
す。故に導羽根又は渦室の側壁は多く平行に造る。たとひ
平行に造らずとしても、出口の幅は入口の幅よりも僅かばかり
廣くする程度に止むる。

102. 羽根 導羽根の羽根の構成は羽根車の羽根の構成
と何等異なる所はなく、その入口に於て流入角 α_3 即ち羽根車
の流出角 α_2 の方向
にインボルトの
曲線たらしめ、出口
に於ては流出角 α_4
の方向に同様なる
インボルトの曲
線たらしむること
が最も良好である。



第 89 圖
導羽根入口及び出口のインボルト

されば第89圖に
於て、入口 C に於ては、 C より流入速度 c_3 に對して直角に引き
たる直線に、中心 O より垂直線 $O i_3$ を引き、その長さ k_3 を半径
とする圓を底圓とするインボルトを以て、その近傍の曲線
たらしめ、出口 D に於ては、流出速度 c_4 に對して D より直角に
引きたる直線に、中心 O より垂直線 $O i_4$ を引き、その長さ k_4 を

半径とする圓を底圓とするインボルトを以て、その近傍の曲線たらしめ、これ等2種のインボルト曲線を、第78圖(186頁)に示したる要領によりて適切なる曲線にて接續したるものが即ち導羽根の形ちである。

インボルトを圓弧にて代はらしむる畫法は第83圖(192頁)によればよいので、底圓の半径は夫々

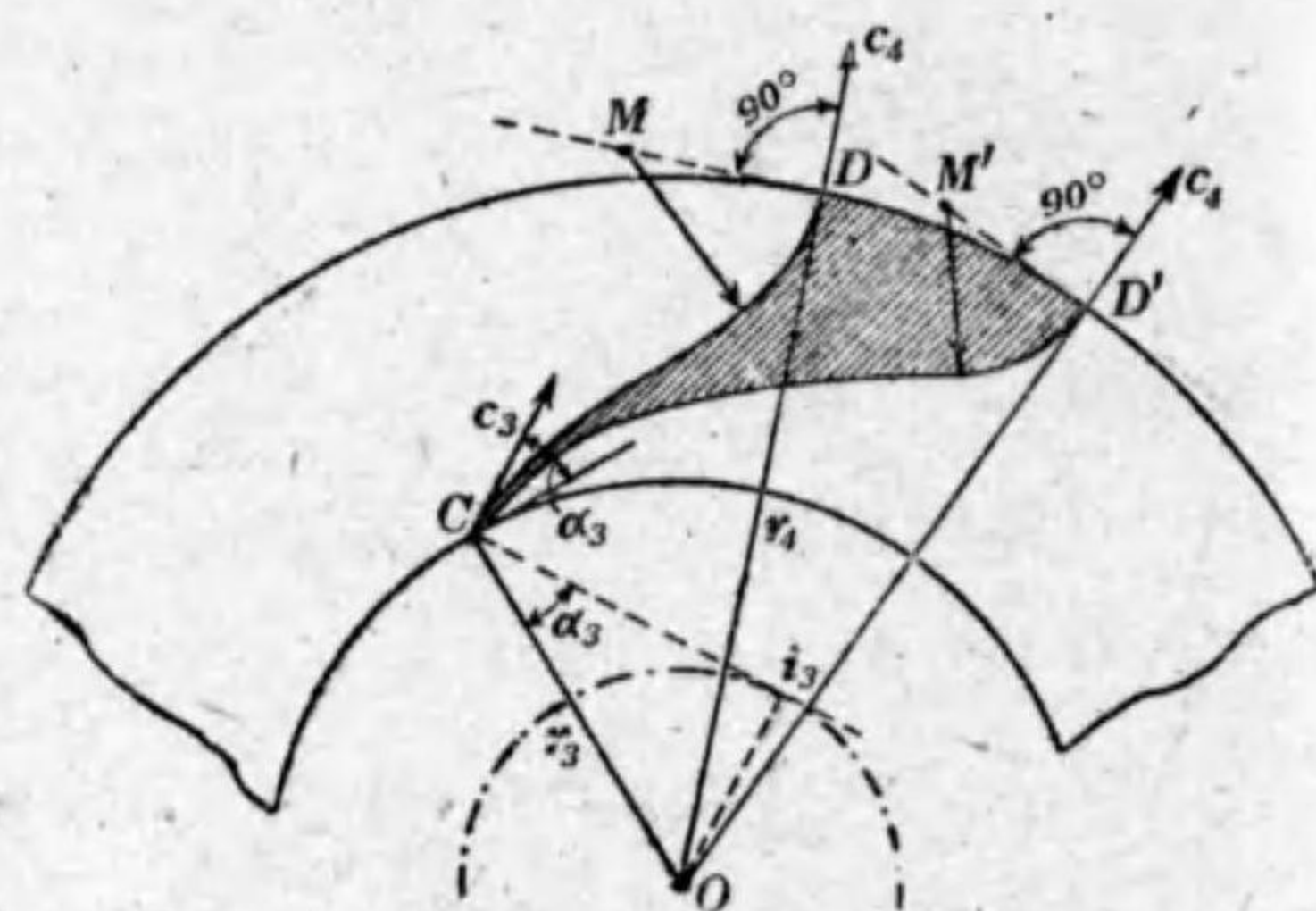
$$\left. \begin{aligned} k_3 &= r_3 \sin \alpha_3 \\ k_4 &= r_4 \sin \alpha_4 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (190)$$

若し $k_3 = k_4$ ならば、入口及び出口のインボルトは1のインボルトの連續となる。よつてその場合には、

$$r_3 \sin \alpha_3 = r_4 \sin \alpha_4$$

即ち
$$\frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_3} = \frac{r_3}{r_4} \dots\dots\dots (191)$$

第63圖(146頁)に示す導羽根の出口は第90圖に示すが如く、D及びD'に引きたる圓の接線上に中心M及びM'を有する圓弧ならしむればよい。凡て斯くの如き圓弧を



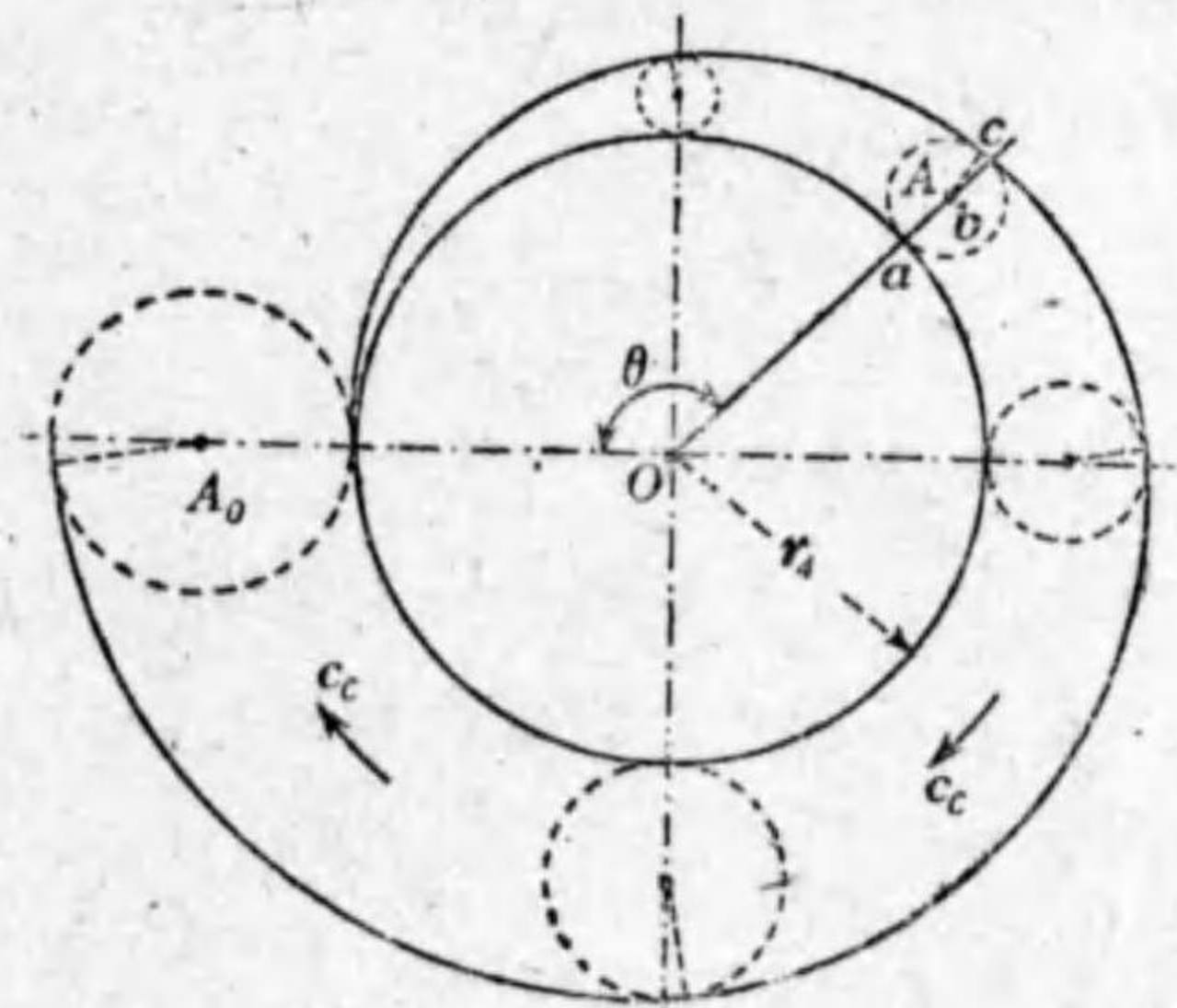
第90圖 起き形導羽根の畫法

以て羽根の曲線を作るには、圓弧は入口の曲線への接續に注

意して成るべく半径の大なるものが良い。

3. 渦形容器

103. 容器の各斷面積 渦形容器内に於て、水は各部の横斷面を通して一定速度 c_c を以て流るゝやうにしなければならぬ。但し横斷面とは總ての流線に順次直角に横たはる面を云ふのであるから、第78圖(186頁)に示したる羽根車の場合のやうに、渦形容器の各斷面に於て、半径 r_1 の圓(導羽根も渦室も有せざるポンプならば半径 r_2 の圓)と容器の内面とに同時に接する内接圓を畫け



第91圖 渦形容器の各斷面の廣さ

ば(第91圖)、この如き圓の直径がその位置に於ける渦形容器の廣さに當る。例へば中心角 θ なる位置の斷面の廣さは、2つの接點 a, c を結ぶ2つの半径の連續 abc に等しく、而してそれは即ち b を中心とする内接圓の直径に當る。

さて中心角 θ ラジアンなる位置の容器の斷面積を A とし、 $\theta = 2\pi$ ラジアンなる容器の出口の斷面積を A_0 とすれば、(152)式(154頁)より、

$$A = A_0 \frac{\theta}{2\pi}$$

若し θ ラジアンを度にて表したるものを θ° とすれば、 2π ラジアンは 360° に等しきが故に、

$$\frac{\theta}{2\pi} = \frac{\theta^\circ}{360}$$

よつて $A = A_0 \frac{\theta^\circ}{360} \dots\dots\dots(192)$

104. 断面の圓形なる容器 容器の断面を凡て圓形に造るとすれば、中心角 θ° なる位置の断面の半径 r と出口の断面の半径 r_0 とは、(192)式によつて次の關係になる [(153)式, 155頁参照]

$$r = r_0 \sqrt{\frac{\theta^\circ}{360}} \dots\dots\dots(193)$$

任意の中心角 θ° を與へてこの式よりその断面の半径 r を計算し、その半径を以て半径 r_0 の圓に外接する圓を畫き、 θ° を 0° から 360° まで順次に變へ、斯くの如く計算して無数の外接圓を畫けば、これ等に順次に外接する曲線は容器内面の形狀を與へる。尤も θ が 0 なる近傍では断面を圓形にすることが出来ないから、そこは圓を適當に押しつぶしたる如き形狀に作る。

實用の便に供するために、 θ° の種々なる角度に對して

$$\frac{r}{r_0} = \sqrt{\frac{\theta^\circ}{360}}$$

を計算し、その値を次表に示す。但し r_0 は (155) 式 (156頁) によ

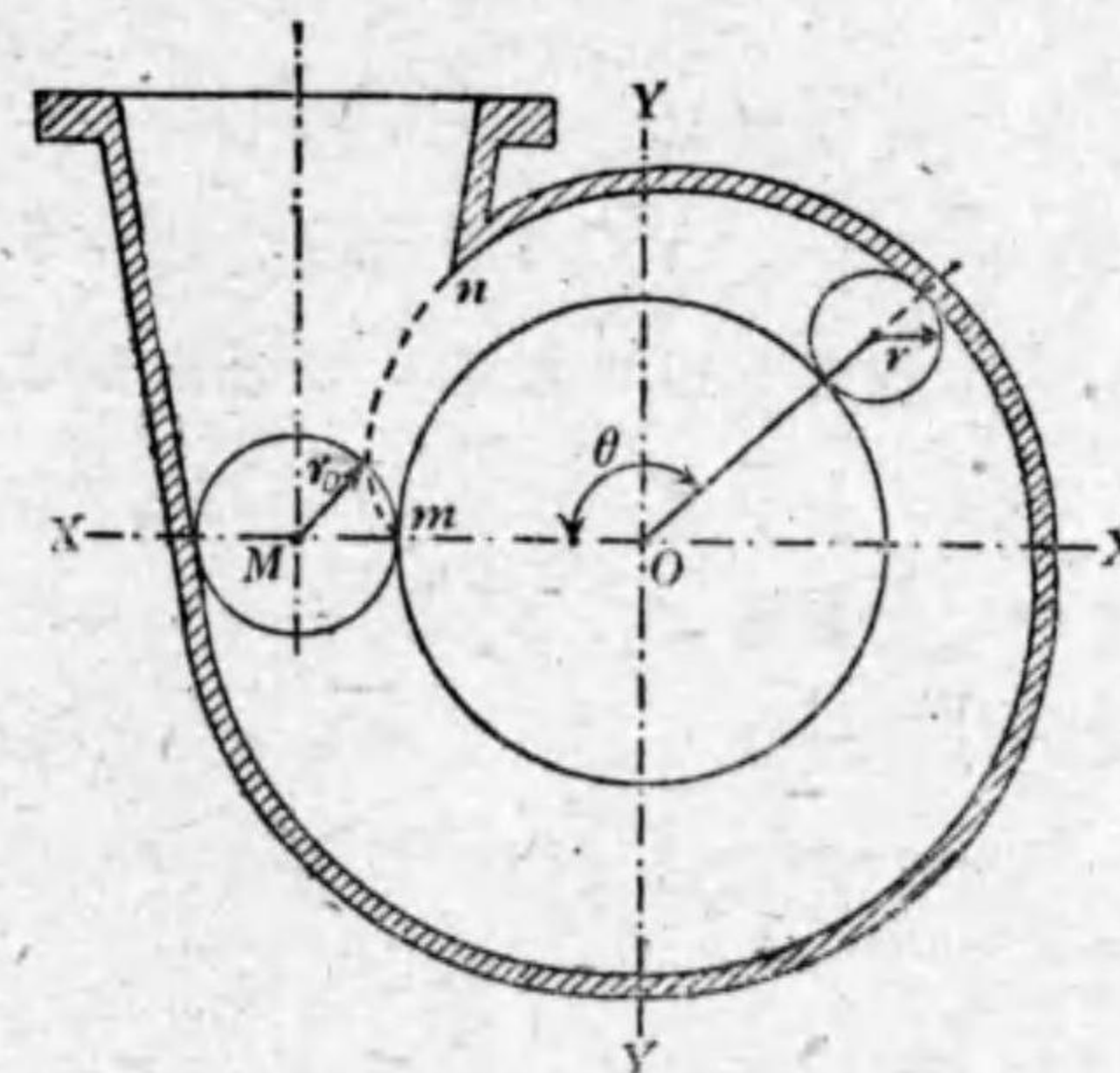
り、

$$r_0 = \sqrt{\frac{Q_c}{\pi c c}}$$

θ°	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
r/r_0 の値	0	0.289	0.408	0.5	0.577	0.645	0.707
θ°	210°	240°	270°	300°	330°	360°	
r/r_0 の値	0.764	0.817	0.866	0.913	0.957	1.0	

容器は大凡第92圖に示すが如き形狀を呈し、 $\theta=0^\circ$ の近傍の點線にて示したる如き曲線 mn の部は、構造上止むを得ず取り除かねばならぬ。

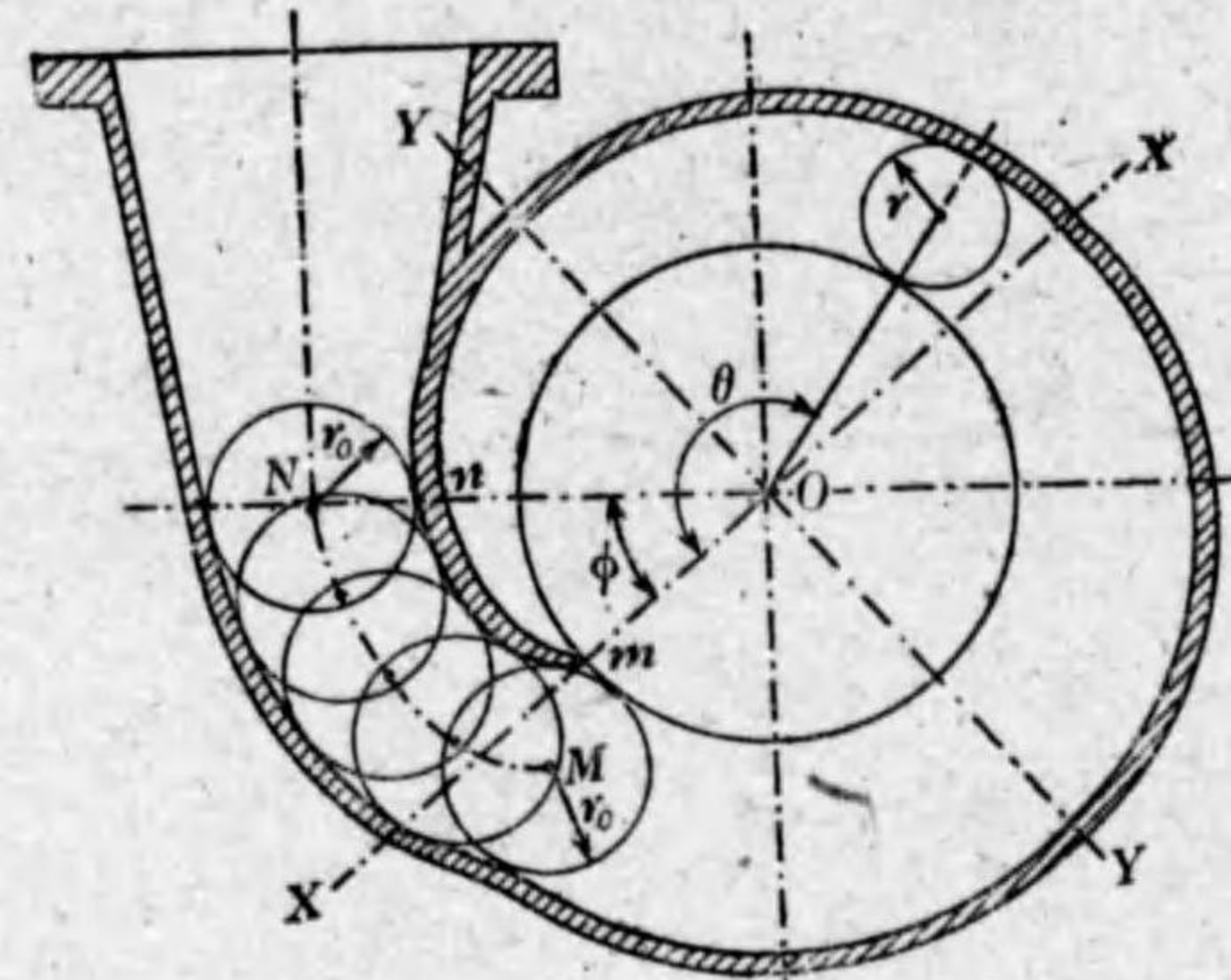
若し mn の部を存せんとすれば、第93圖 (204頁) に示すが如く、水平及び垂直中心線 XX 及び YY を角 ϕ だけずらし、同じ半径 r_0 の圓を mn の外圍に沿うて多數畫き連ね、それ等に順次外接する曲線を以てその部の容器の内面とす



第 92 圖
断面圓形なる渦形容器

る如き容器を用ゐねばならぬ。

この如き容器は容器の長さがMNだけ長くなるけれども、MNの間には羽根車より水の注入がないから、總ての計算は第92圖の容器に於けると毫も異なる所がない。



第 93 圖

断面圓形なる渦形容器の完全なる形

105. 断面の四

角形なる容器 断面積が同じならば、水と接觸する面の大きさは断面が圓形なる場合が最小である。故に摩擦損失から考へれば、容器の断面は圓形なるが最も良く、多角形のものゝは良くない。しかし設計及び製作を容易ならしむるために、往々断面形を四角に造ることがある。

速度 c_c を計算する(158)式(158頁)及び(159)式(158頁)は断面圓形なる場合であるから、それが圓形ならざる場合には、これ等の算式は自らこれと異なるものであるけれども、大體に於てこれ等の算式は總ての断面形の渦形容器に應用して差支へがない。

さて容器の横断面を四角形にするとすれば、容器の出口もまた四角形で、それが圓形の送出管に接続するのであるから、そこには四角が順次圓に變形する如き特種の圓錐管を挿入

しなければならぬ。このことを考へれば、容器の出口は正方形たらしむるのが最もよい。

今この出口の正方形の1邊の長さを s_0 とすれば(第94圖)。

$$A_0 = s_0^2 = \frac{Q_c}{c_c}$$

故に

$$s_0 = \sqrt{\frac{Q_c}{c_c}} \dots (194)$$

中心角 θ なる位置の断面の軸方向の厚さを b 、放射方向の廣さを s とすれば、

$$A = bs$$

故に(192)式(202頁)より、

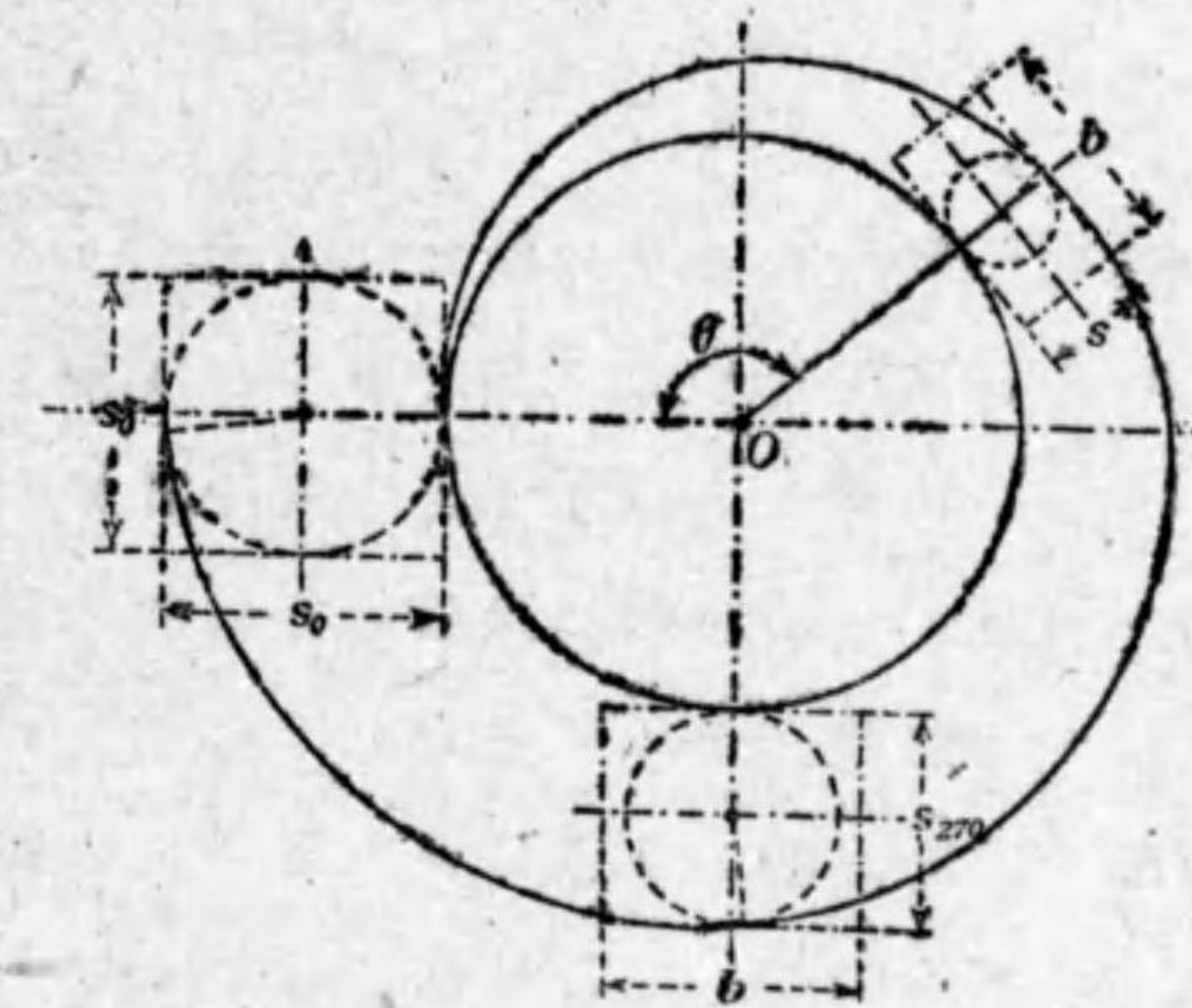
$$bs = s_0^2 \frac{\theta^\circ}{360}$$

或は

$$s = \frac{s_0^2}{b} \frac{\theta^\circ}{360} \dots (195)$$

例へば $\theta^\circ = 270^\circ$ に於ける断面の廣さを s_{270} とすれば、

$$s_{270} = \frac{s_0^2}{b} \frac{270}{360} = 0.75 \frac{s_0^2}{b}$$



第 94 圖

断面形のθ角なる渦形容器

b が、 $\theta=0$ なる位置に於て或る厚さ b_0 から、 $\theta=360^\circ$ に於て s_0 となるやうに、 θ に正比例して次第に變はるやうに造るとすれば、

$$b = b_0 + (s_0 - b_0) \frac{\theta}{360} \dots\dots\dots(196)$$

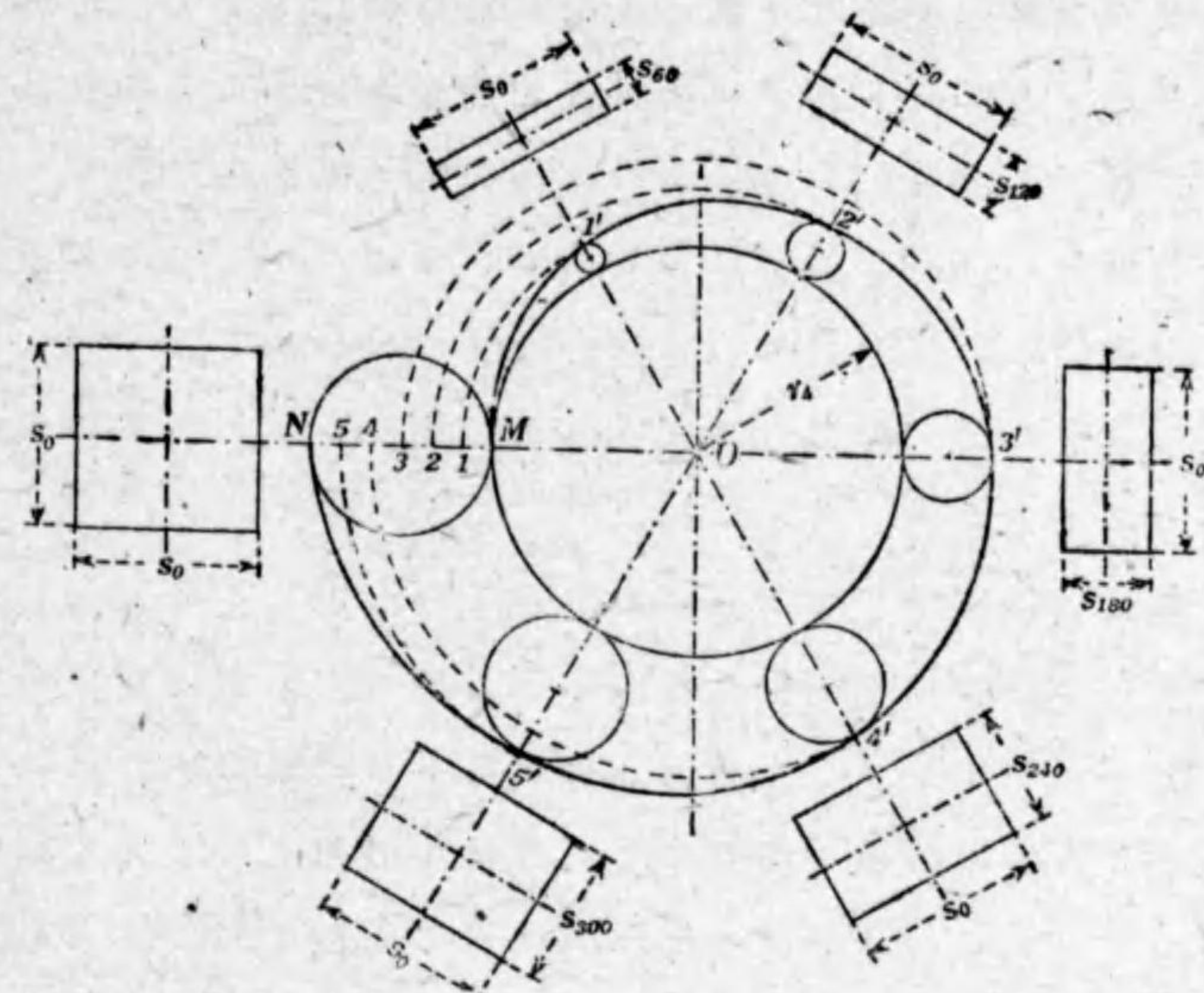
任意に與へたる θ に對しこの式より b を定め、それを (195) 式 (205頁) に代入して s を計算すれば、容器のそのの廣さが定まる。 θ の種々の角度に對し、斯く計算して一々 s を求め、それを直徑として順次に無数の外接圓を畫き、それ等に順次に外接する曲線を書けば、それがこの場合の容器の内形である。

厚さ b を容器の全長に亘りて一定の廣さ s_0 に等しく造ることもあり得る。この場合には $b=s_0$ であるから、(195) 式 (205頁) は次のやうになる。

$$s = s_0 \frac{\theta}{360} \dots\dots\dots(197)$$

即ちこの場合には厚さ s が中心角 θ に正比例するので、容器の形はアルキメデス渦線 (Archimedes spiral) を呈する。従つてその畫法は極めて容易である。

それは中心 O に於て 360° を任意の數に等分して放射線 $01', 02', 03' \dots$ を引き(第95圖)、別に容器の出口の廣さ $MN=s_0$ を $1, 2, 3, \dots$ にてそれと同數に等分し、次に O を中心としこれ等の分點を通る圓弧 $11', 22', 33', \dots$ を順次に畫き、次にこれ等の放射線上に順次中心を有し、これ等の圓弧と半徑 r_1 の圓とに同時に接する圓を畫く。



第 95 圖

厚さ一定なる断面四角形の渦形容器の畫法(アルキメデス渦線を呈する)

然る時は分點の數と同數の圓が出来るから、 M より始めてこれ等の圓に順次に外接する曲線を書けば、それが求むる渦形容器の内形となる。

$s_{60}, s_{120}, s_{180} \dots$ は $\theta=60^\circ, 120^\circ, 180^\circ, \dots$ に於ける夫々の断面の廣さを示す。

106. 断面の風船形なる容器⁽¹⁾ 渦形容器の断面形は設

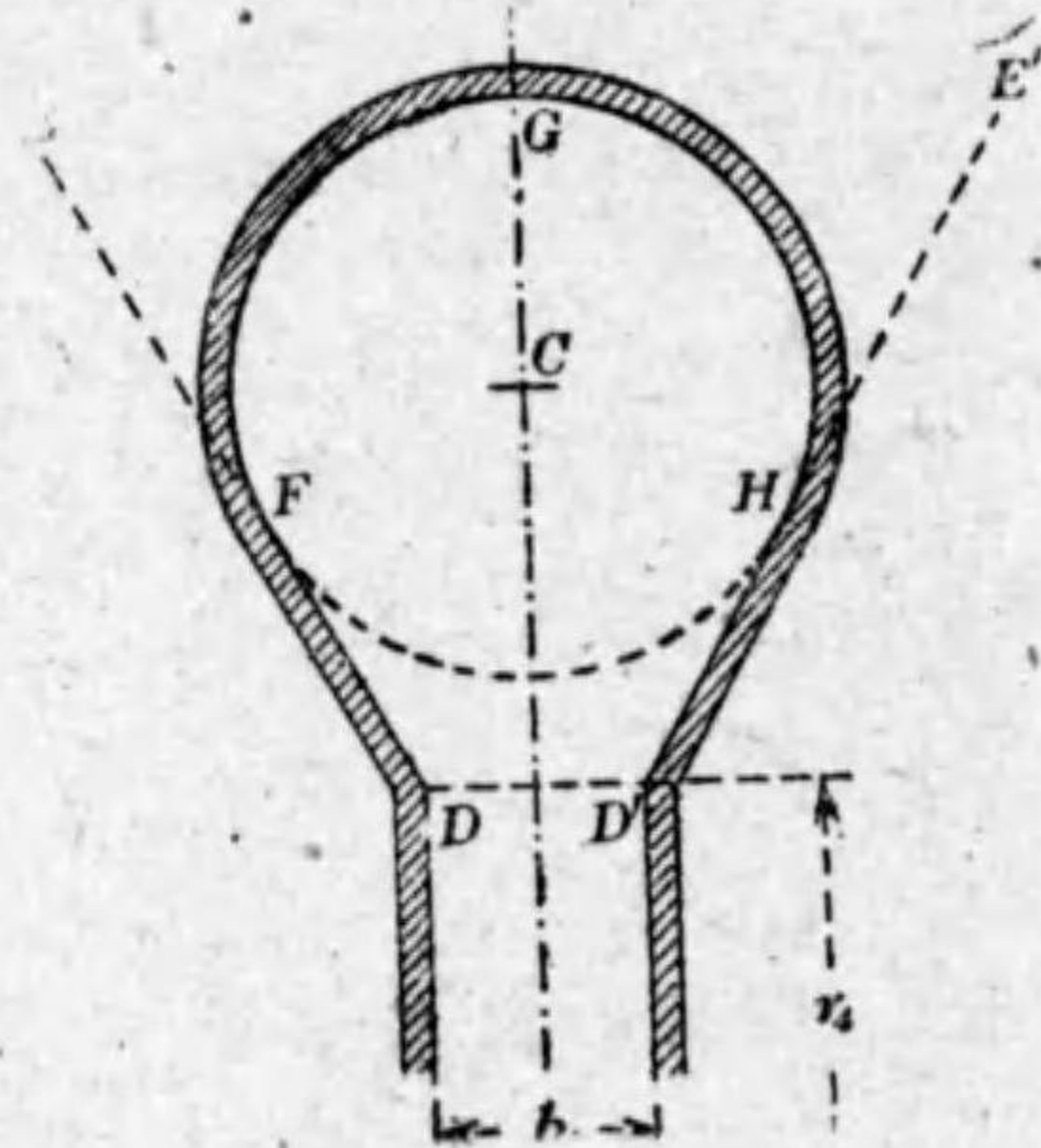
(1) 東北帝國大學工學報告第 11 卷第 3 號 (昭和九年九月) 著者の Notes on the Design of a Propeller Pump and of the Spiral Casing of a Centrifugal Pump (英文) 參照

計及び製作の簡單なる點から圓又は四角にし、多くは圓にするけれども、しかしポンプの外徑が多少大きくなる嫌ひはあるけれども、流體損失の最小なる理想的の断面形は、恐らくは導羽根又は渦室(この何れをも有せざるポンプならば羽根車)の兩側壁の外端から外方に擴がる2つの直線と、その間に接して畫かれたる圓弧とより成る第96圖に示すが如き風船形のものであらう。

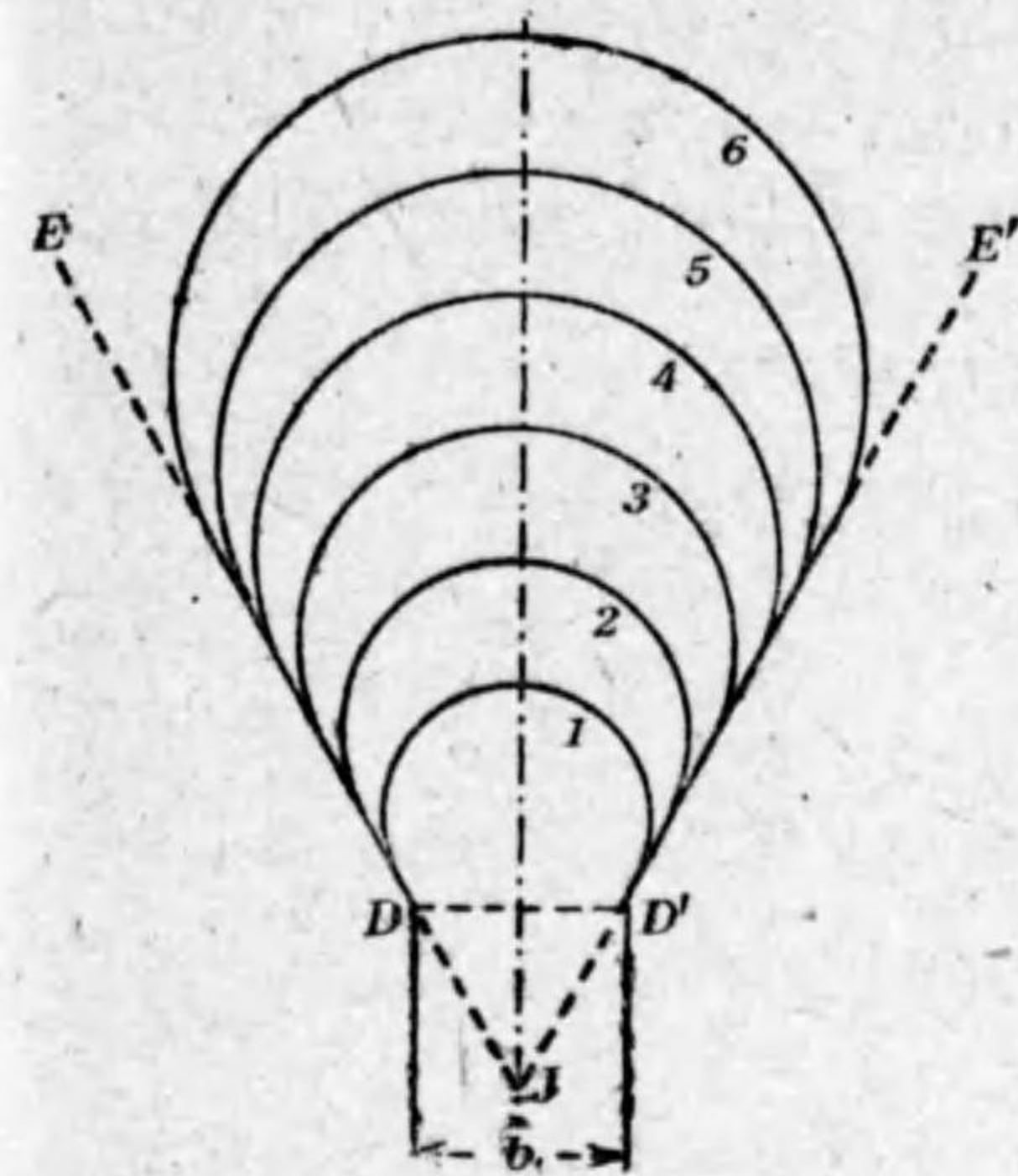
第97圖は斯くの如き各断面形を1平面上に集めて示したるもので、DD'は導羽根又は渦室の外端で、その幅は b_1 、DEとD'E'とは一定點Jより外方に擴がる2つの直線、1, 2, 3, ...はこの2直線に接する圓弧で、これ等は中心角 θ によりて順次大いさを異にし、断面積はDFGHD'なる面積で、(192)式(202頁)

により $\theta=0^\circ$ から $\theta=360^\circ$ まで、 θ に正比例して順次大いさを増すやうに作る。

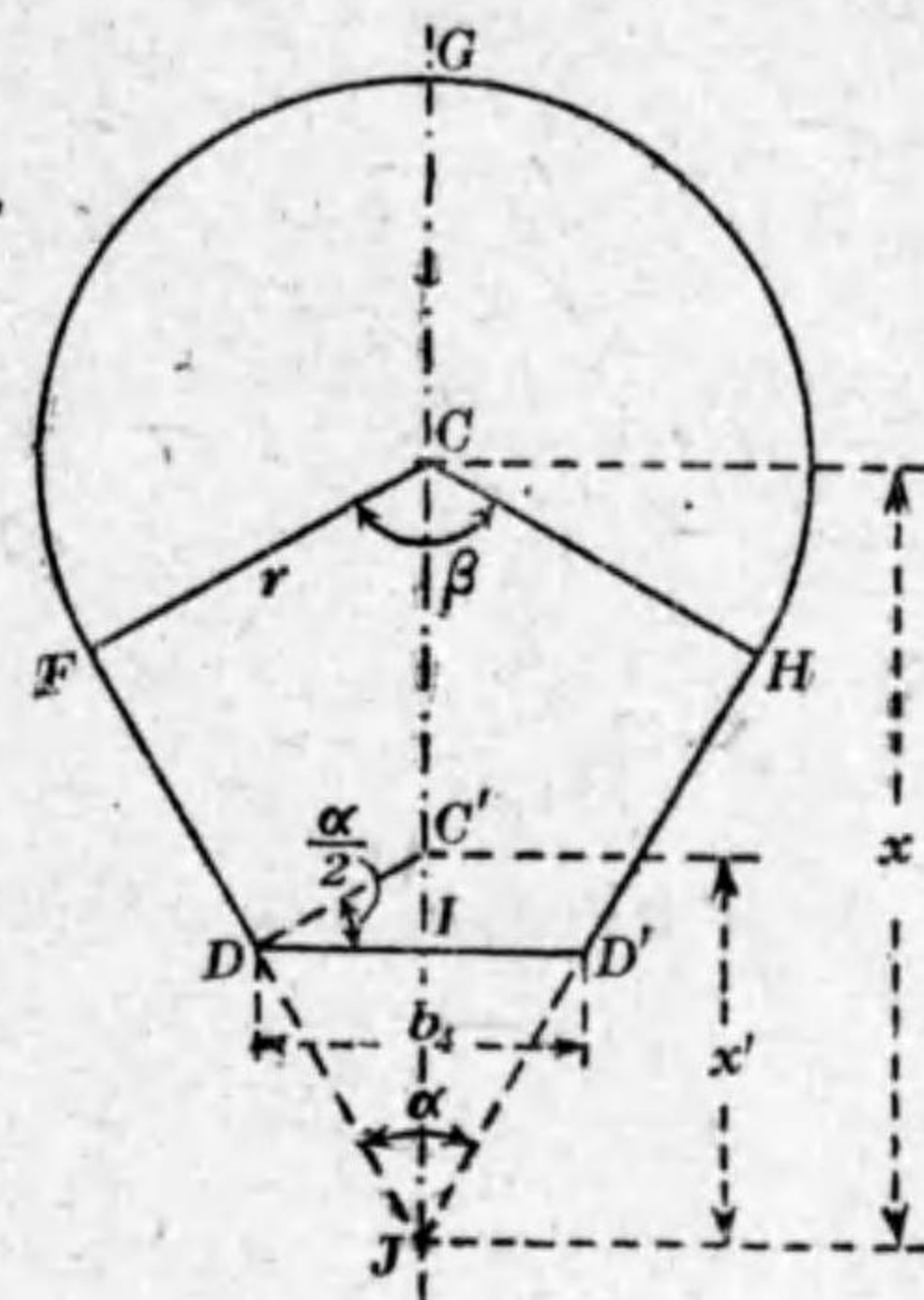
斯くの如き断面形を呈する渦形容器の断面積は、DFGIなる面積の2倍である(第98圖)。然るに圓部の中心をCとすれば、面積DFGIは不等邊四角形DFCIと扇形CFGとの2つの面積の和である。



第 96 圖
断面風船形なる渦形容器



第 97 圖
断面風船形なる渦形容器の
各断面形



第 98 圖
断面風船形なる渦形容器の
断面積の計算

斯くて2直線の交角を α 、Cより2直線に引きたる垂直線間の中心角を β 、圓部の半径を r 、2直線の交點JよりCまでの距離を x とすれば、

$$\text{面DFCI} = \text{面JFC} - \text{面JID}$$

然るに
$$\text{面JFC} = \frac{1}{2} \text{JF} \times \text{FC} = \frac{1}{2} x \cos \frac{\alpha}{2} \cdot x \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$= \frac{1}{4} x^2 \sin \alpha$$

$$\text{面JID} = \frac{1}{2} \text{JI} \times \text{ID} = \frac{1}{2} \cdot \frac{b_1}{2} \cot \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{b_1}{2}$$

$$= \frac{b_1^2}{8} \cot \frac{\alpha}{2}$$

故に
$$\text{面DFCI} = \frac{1}{4}x^2 \sin a - \frac{b_4^2}{8} \cot \frac{a}{2}$$

而して
$$\text{面CFG} = \frac{1}{2}r^2 \left(\pi - \frac{\beta}{2}\right) = \frac{1}{2} \left(x \sin \frac{a}{2}\right)^2 \left(\pi - \frac{\beta}{2}\right)$$

よつて
$$\begin{aligned} \text{面DFGI} &= \text{面DFCI} + \text{面CFG} \\ &= \frac{1}{4}x^2 \sin a - \frac{b_4^2}{8} \cot \frac{a}{2} \\ &\quad + \frac{1}{2} \left(\pi - \frac{\beta}{2}\right) x^2 \sin^2 \frac{a}{2} \end{aligned}$$

求むる断面積 Λ はこの面積の 2 倍であるから、

$$\Lambda = \frac{1}{2}x^2 \sin a - \frac{b_4^2}{4} \cot \frac{a}{2} + \left(\pi - \frac{\beta}{2}\right) x^2 \sin^2 \frac{a}{2}$$

この式の角 β は中心角をラジアンにて表したるもので、 a と β とは與へられたる渦形容器の總ての断面に共通である。而して a を度にて表せば a と β との関係は、

$$a = 180^\circ - \frac{180}{\pi} \beta = \frac{180(\pi - 1)}{\pi} \beta$$

故に
$$\beta = \frac{\pi a}{180(\pi - 1)} = \frac{a}{123} \dots \dots \dots (198)$$

これを上式に代入すれば、

$$\Lambda = \frac{1}{2}x^2 \sin a - \frac{b_4^2}{4} \cot \frac{a}{2} + \left(3.14 - \frac{a}{246}\right) x^2 \sin^2 \frac{a}{2}$$

即ち
$$\Lambda = x^2 \left(\frac{\sin a}{2} + \frac{772 - a}{246} \sin^2 \frac{a}{2} \right) - \frac{b_4^2}{4} \cot \frac{a}{2}$$

或は
$$\left. \begin{aligned} \frac{\sin a}{2} + \frac{772 - a}{246} \sin^2 \frac{a}{2} &= k_1 \\ \frac{b_4^2}{4} \cot \frac{a}{2} &= k_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (199)$$

と置けば、

$$\Lambda = k_1 x^2 - k_2 \dots \dots \dots (200)$$

されば容器の出口の断面の x の値を x_0 とすれば、その面積 Λ_0 はこの式より、

$$\Lambda_0 = k_1 x_0^2 - k_2$$

これより
$$x_0 = \sqrt{\frac{\Lambda_0 + k_2}{k_1}} \dots \dots \dots (201)$$

但し
$$\Lambda_0 = \frac{Q_c}{c_c}$$

次に(192)式(202頁)により、

$$k_1 x^2 - k_2 = \Lambda_0 \frac{\theta^\circ}{360}$$

これより
$$x = \sqrt{\frac{\Lambda_0 \frac{\theta^\circ}{360} + k_2}{k_1}} \dots \dots \dots (202)$$

斯くて先づ a 度と b_4 を與へて(199)式より 2 つの定数 k_1, k_2 を定め、それを以て(202)式により中心角 θ° の各位置に於ける頂點 J よりの圓部の中心の距離 x を計算すれば、その部の中心點 C の位置が順次に定まるから、それ等を中心とし、 a を頂角とする 2 直線に接する圓弧を畫けば、その位置に於ける容器の断面形が確定する。従つてこれ等の圓部に順次外接する曲線を畫けば、それが求むる渦形容器の外形である。

この如き渦形容器の最小なる断面形は、圓部と直線部との接點 F が D に一致したる断面、即ち直線部なき $DF=0$ なる断面である。故に斯くの如き断面の圓部の中心を C' とし、その

x の値を x' にて表せば、

$$\begin{aligned} x' = \overline{JI} + \overline{IC} &= \frac{b_1}{2} \cot \frac{a}{2} + \frac{b_1}{2} \tan \frac{a}{2} \\ &= \frac{b_1}{2} \left(\tan \frac{a}{2} + \cot \frac{a}{2} \right) \end{aligned}$$

故にこの断面では(202)式(211頁)より、

$$\frac{b_1}{2} \left(\tan \frac{a}{2} + \cot \frac{a}{2} \right) = \sqrt{\frac{A_0 \frac{\theta^0}{360} + k_2}{k_1}}$$

これより θ^0 を求めれば、

$$\theta^0 = \frac{360}{A_0} \left[k_1 \frac{b_1^2}{4} \left(\tan \frac{a}{2} + \cot \frac{a}{2} \right)^2 - k_2 \right] \dots (203)$$

即ちこの如き中心角 θ^0 よりも大なる中心角の位置では圓部と直線部とを兼備する断面形が成り立つけれども、これよりも小なる中心角の位置ではそれが成り立たぬから、圓を適當なる形ちに押しつぶしたる形ちに作らなければならぬ。

107. 計算の例 前項述べたるやうな圓部と直線部とより成る風船形渦形容器の断面の形状を定める計算の例として、次の如きポンプを考へる。

$$Q_c = 140 \text{ l/s} = 0.14 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$c_c = 3.8 \text{ m/s}, \quad b_1 = 7.0 \text{ cm} = 0.07 \text{ m}$$

$$a = 60^\circ, \quad \left(\sin a = 0.866, \quad \sin \frac{a}{2} = 0.5, \right.$$

$$\left. \tan \frac{a}{2} = 0.577, \quad \cot \frac{a}{2} = 1.732 \right)$$

この場合には(199)式(210頁)より、

$$k_1 = \frac{0.866}{2} + \frac{772-60}{246} \times 0.5^2 = 1.157$$

$$k_2 = \frac{0.07^2}{4} \times 1.732 = 0.00212$$

而して $A_0 = \frac{Q}{c_c} = \frac{0.14}{3.8} = 0.0368 \text{ m}^2$

故に(202)式(211頁)より、

$$x = \sqrt{\frac{0.0368 \frac{\theta^0}{360} + 0.00212}{1.157}} = \sqrt{0.000,0884 \theta^0 + 0.00183}$$

θ^0 の最小値は(203)式より、

$$\theta^0 = \frac{360}{0.0368} \left[1.157 \cdot \frac{0.07^2}{4} (0.577 + 1.732)^2 - 0.00212 \right]$$

$$= \frac{360}{0.0368} \times 0.00544 = 53.2^\circ$$

即ち中心角が $\theta^0 = 53.2^\circ$ 以下の位置では圓を形成することを得ないから、その部は幅を $b_1 = 7.0 \text{ cm}$ としたる適當の橢圓形たらしめねばならぬ。而して $\theta^0 = 53.2^\circ$ 以上種々なる中心角に對する x の値を、上式にて計算したる結果を次表に示す。圓部の各半径は

$$r = x \sin \frac{a}{2} = 0.5x$$

から直ちに定まる。

θ^0	53.2°	60°	90°	120°	150°	180°
$x \text{ cm}$	8.08	8.44	9.89	11.55	12.3	13.3
$r \text{ cm}$	4.04	4.22	4.945	5.775	6.15	6.65

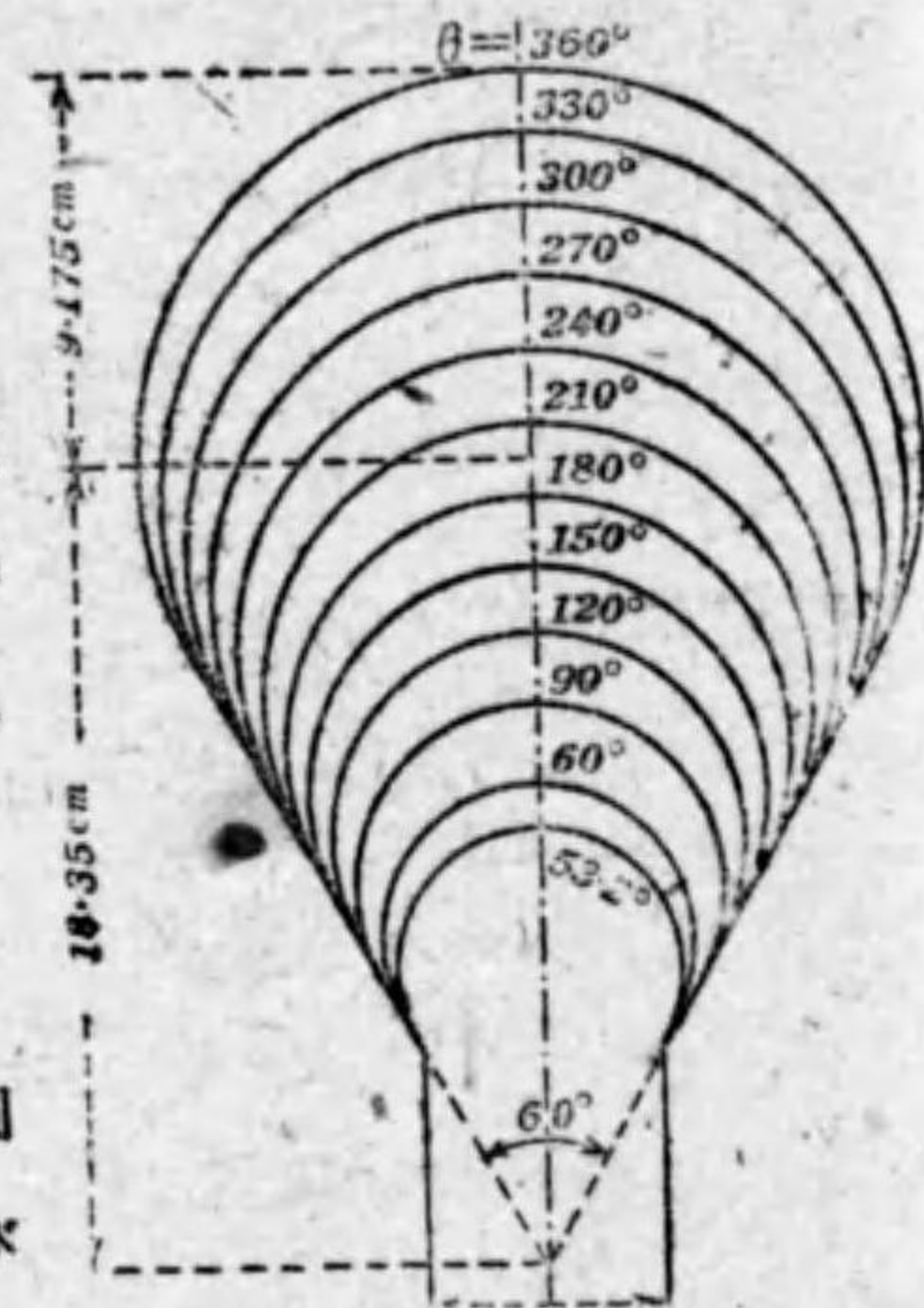
θ°	210°	240°	270°	300°	330°	360°
x cm	14.3	15.2	16.05	16.8	17.6	18.35
r cm	7.15	7.6	8.025	8.40	8.80	9.175

第99圖はこれ等各中心角 θ° に於けるそれ等の断面形を示す。 $\theta=360^\circ$ の断面は容器出口の断面で、これから圓形の送出管に接続するのであるから、兩者の間に特種形状の圓錐管を挿入しなければならぬ。

108. 断面の扇形なる容器

断面形が直線とこれに接する圓弧とより成る第106項(207頁)及び第107項(212頁)に述べたる渦形容器は、流體損失の最小なるべき點に於て理想形であるけれども、ポンプの外徑が他種の渦形容器を用ゐたるものよりもやゝ大きくなる缺點がある。この缺點を多少なりとも軽減するには、断面を扇形にするに若くはない(第100圖)。

扇形断面の渦形容器は流體損失に於て直線とこれに接す



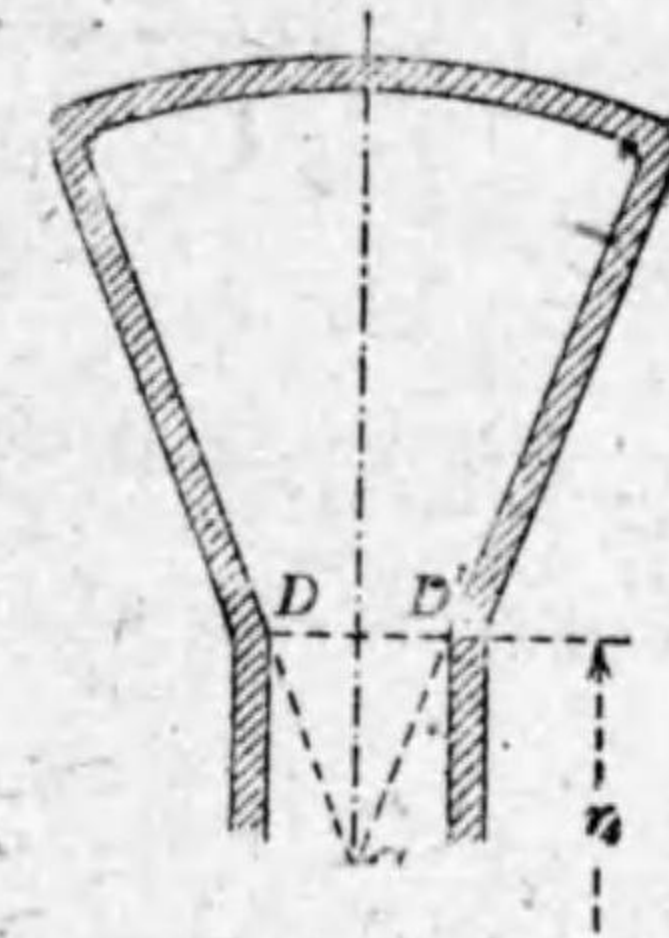
第 99 圖

風船形渦形容器の各断面形の實例

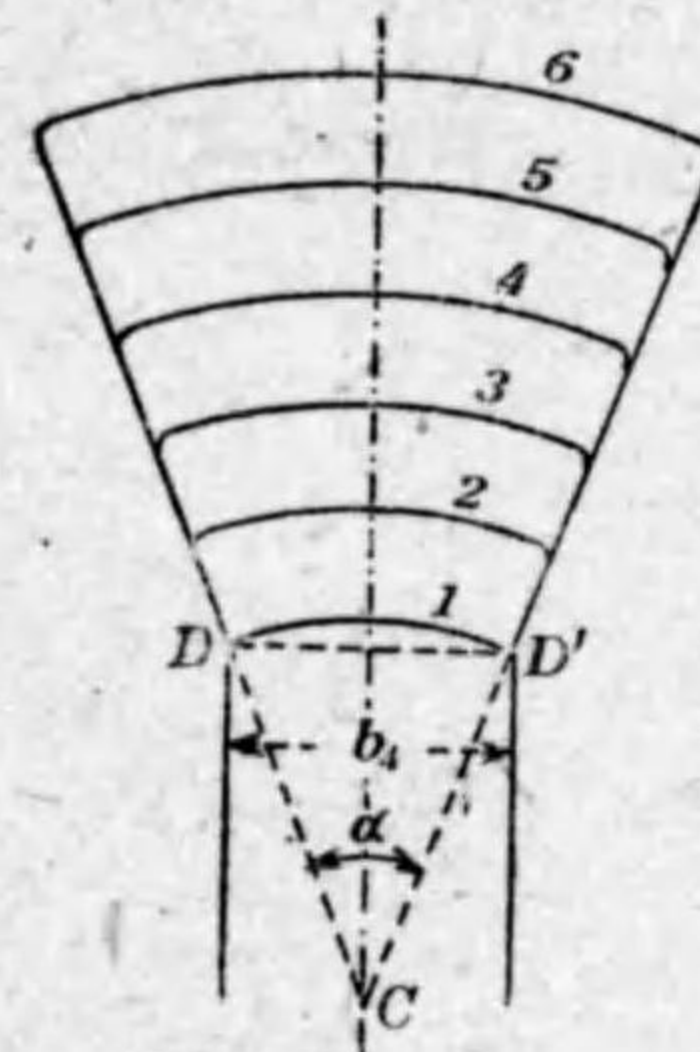
(1) 東北帝國大學工學報告第11卷第3號(昭和九年九月)著者の Notes on the Design of a Propeller Pump and of the Spiral Casing of a Centrifugal Pump (英文) 參照

る圓弧とより成るものに比して多少不利なる點はあるけれども、ポンプの外徑が幾分か小となる點に於て、理想的の容器たる資格を失はない。

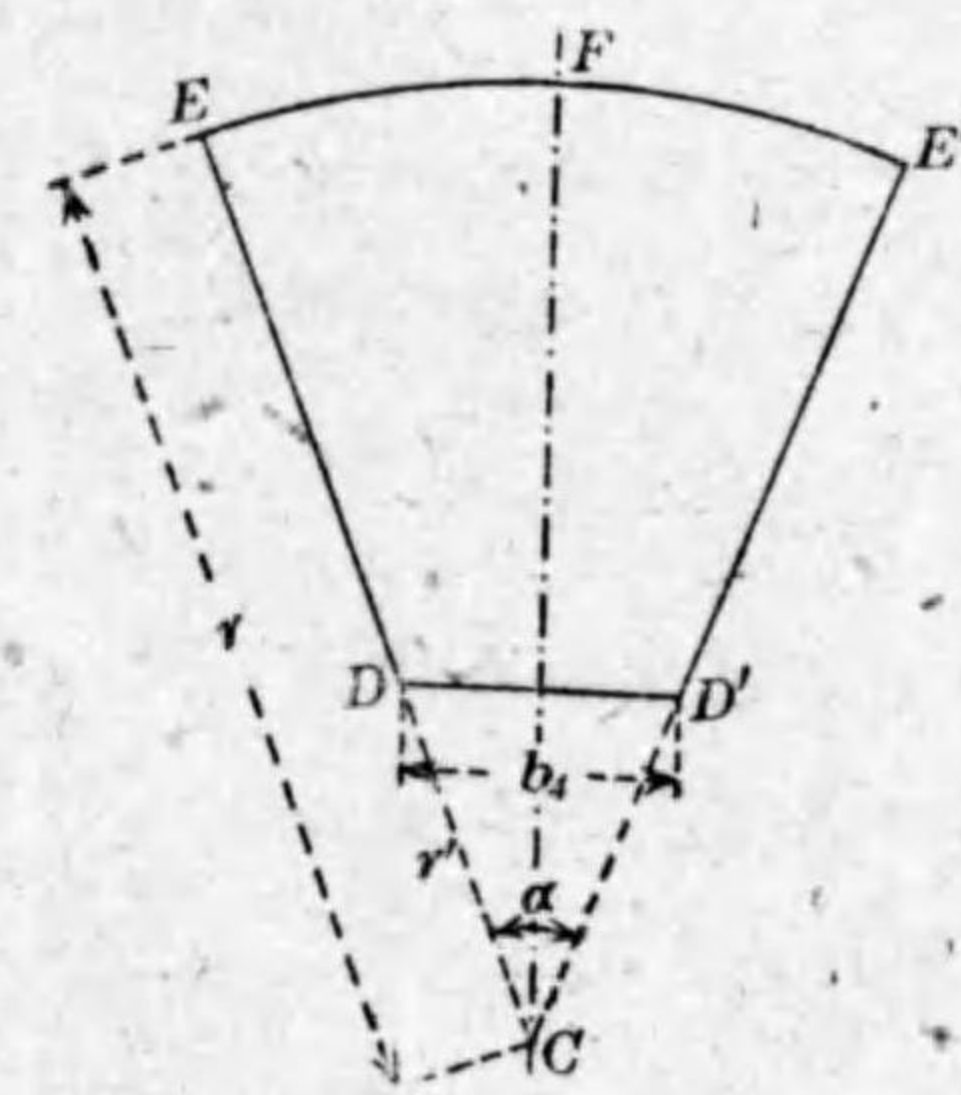
第101圖は斯くの如き扇形断面を1平面上に集めて示したるもので、DD'は導羽根又は渦室(この何れをも備へざるポンプならば羽根車)の外端、1, 2, 3, ...は一定點Cを頂點とする扇形である。



第 100 圖
断面扇形なる渦形容器



第 101 圖
断面扇形なる渦形容器の各断面形



第 102 圖
断面扇形なる渦形容器の断面面積の計算

斯くの如き扇形を呈する容器の断面積は DEE'D' であつて(第102圖)、この面積Aは、頂角を α ラジアンとし扇形の半徑を r とすれば、

$$A = \text{面}CEE' - \text{面}CDD'$$

$$= \frac{1}{2} r^2 a - \frac{1}{2} b_1 \cdot \frac{b_1}{2} \cot \frac{a}{2}$$

$$= \frac{1}{2} r^2 a - \frac{1}{4} b_1^2 \cot \frac{a}{2}$$

これを(192)式(202頁)に代入すれば、

$$\frac{1}{2} r^2 a - \frac{1}{4} b_1^2 \cot \frac{a}{2} = A_0 \frac{\theta^2}{360}$$

これより $r = \sqrt{\frac{A_0 \frac{\theta^2}{180} + \frac{1}{2} b_1^2 \cot \frac{a}{2}}{a}} \dots \dots \dots (204)$

任意の中心角 θ に於ける扇形の半径 r はこの式にて計算せらる。但し頂角 a が度にて與へられたるならば、それをラジアンに換算するために、それに $\frac{\pi}{180}$ を乗することを要し、 A_0 は容器出口の断面積で、

$$A_0 = \frac{Q_c}{c_c}$$

斯くの如き扇形断面の最小なる断面は、CD を半径とする扇形である。故に最小断面の半径を r' とすれば、

$$r' = \frac{b_1}{2 \sin \frac{a}{2}}$$

この r' を(204)式の r に代入して θ を求むれば、

$$\theta^2 = \frac{90}{A_0} b_1^2 \left(\frac{a}{2 \sin^2 \frac{a}{2}} - \cot \frac{a}{2} \right)$$

或は $\theta^2 = \frac{90}{A_0} b_1^2 \frac{a - \sin a}{2 \sin^2 \frac{a}{2}} \dots \dots \dots (205)$

この式にて算定せらるゝ中心角よりも小なる位置は上記の如き断面形が成り立たぬから、その部は容器の外形を、扇形を押しつぶしたる如き適當の形状に作らなければならぬ。

109. 計算の例 扇形断面の渦形容器の形状を定むる計算の例として、第107項(212頁)に掲げたと同じポンプを考へる。

$$Q_c = 140 \text{ l/s} = 0.14 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$c_c = 3.8 \text{ m/s}, \quad b_1 = 7.0 \text{ cm} = 0.07 \text{ m}$$

$$a = 60^\circ, \quad \sin a = 0.866, \quad \sin \frac{a}{2} = 0.5, \quad \cot \frac{a}{2} = 1.732$$

よつてこのポンプでは、

$$A_0 = \frac{Q_c}{c_c} = \frac{0.14}{3.8} = 0.0368 \text{ m}^2$$

$$a = \frac{\pi}{180} \times 60^\circ = 1.05 \text{ ラジアン}$$

θ の最小角は(205)式より、

$$\theta = \frac{90}{0.0368} \cdot 0.07^2 \cdot \frac{1.05 - 0.866}{2 \times 0.5^2} = 4.4^\circ$$

即ち中心角が $\theta = 4.4^\circ$ 以下は完全の扇形には出来ぬ。斯くて(204)式より、

$$r = \sqrt{\frac{0.0368 \frac{\theta^2}{180} + \frac{1}{2} \cdot 0.07^2 \times 1.732}{1.05}}$$

$$= \sqrt{0.000195 \theta^2 + 0.00404}$$

$\theta = 4.4^\circ$ 以上種々なる中心角に對する r の値をこの式にて

計算したる結果を次表に示す。

θ°	4.4°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
r cm	7.0	9.95	12.5	14.7	16.55	18.25	19.8
θ°	210°	240°	270°	300°	330°	360°	
r cm	21.2	22.55	23.8	25.0	26.15	27.25	

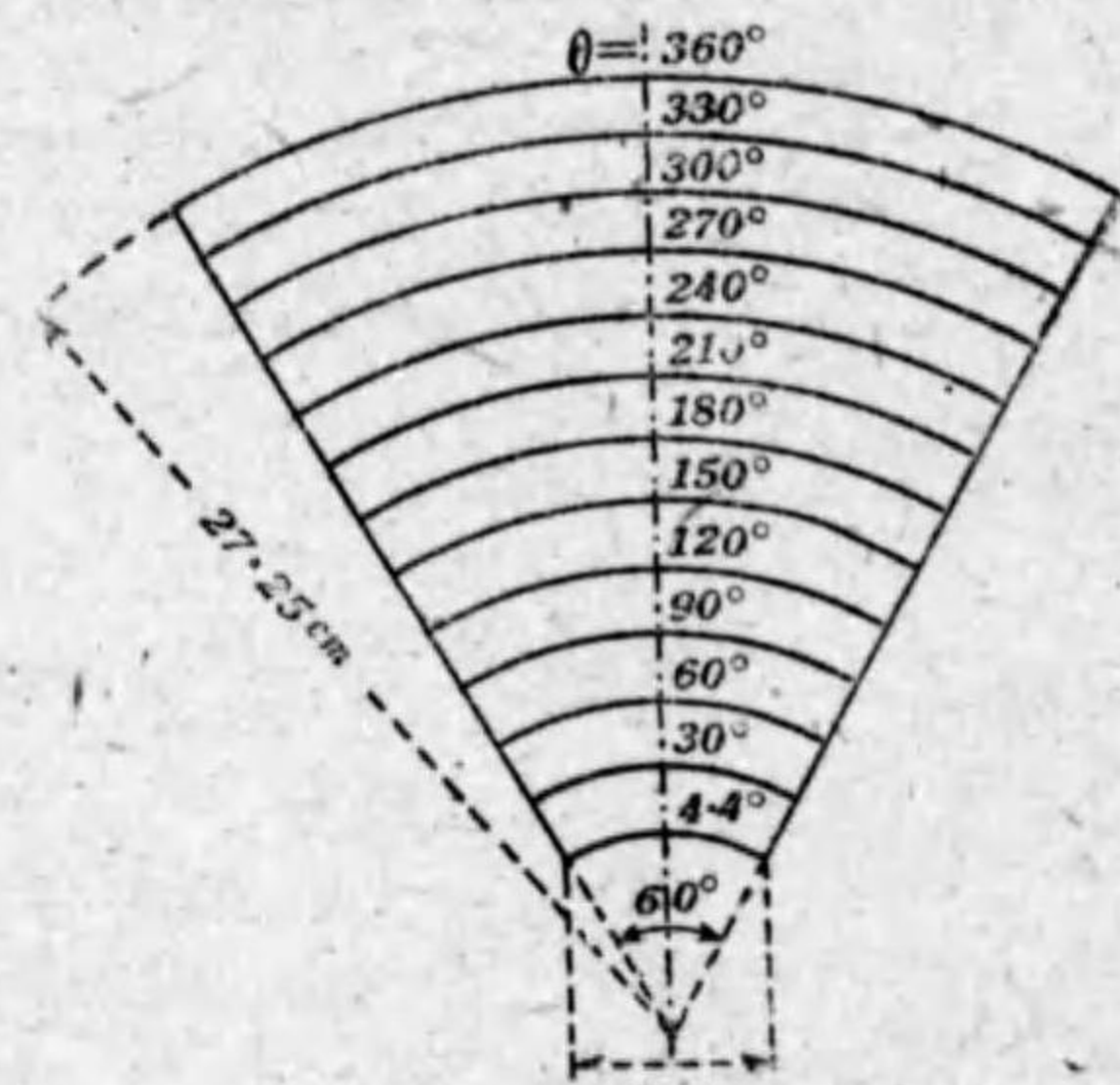
第 103 圖はこれ等各中心角 θ に於けるそれ等の断面形を示す。 $\theta=360^\circ$ の断面は容器出口の断面であつて、この断面に於ける扇形の高さは扇形の頂點から 27.25 cm であるけれども、第 107 項(212頁)の風船形容器ではそれが

$$x+r=18.35+9.175=27.525 \text{ cm}$$

で、これに對向する $\theta=180^\circ$ の所では、扇形の高さは 19.8 cm であるけれども、風船形容器ではそれが

$$13.3+6.65=19.95 \text{ cm}$$

で、凡て斯くの如く、同じポンプについて扇形断面の容器を用ゐたものゝ方が、ポンプの直徑が小となる。



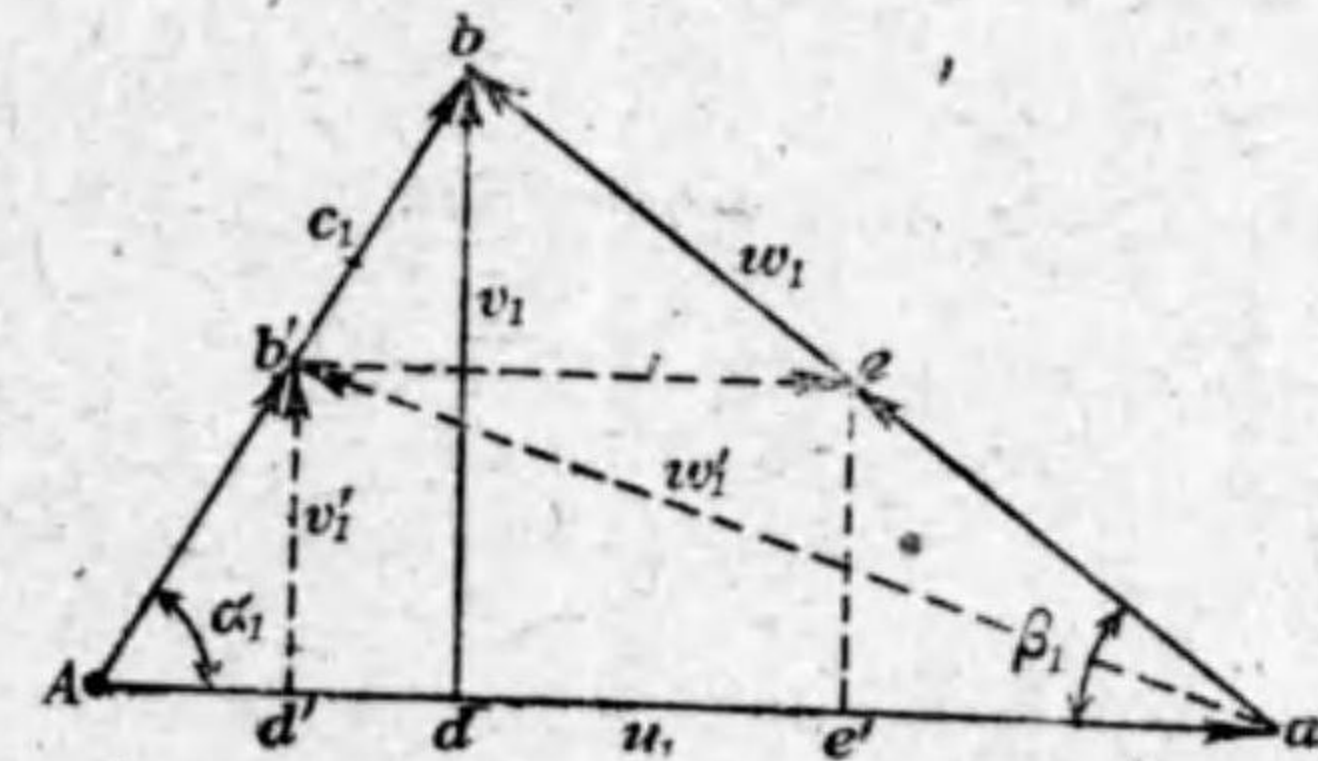
第 103 圖
扇形断面の渦形容器の
断面の實例

VII. ポンプの特性

110. 特性 凡て渦巻ポンプは、それが定格状態に於て運轉せらるゝ場合のみに最大効率を現はすべく設計し且つ製作せられてあるもので、揚水量、ヘッド、回轉度等が定格状態と異なる状態にあれば、それ等相互間に定格状態と異なる關係が起り、効率の低下がこれに伴つて發生するものである。而して揚水量、ヘッド、回轉度、効率等の相互間に起る變化の關係は、與へられたるポンプに對して特有なるものであつて、この關係をそのポンプの特性 (Characteristic) と云ひ、それ等の關係は線圖を以て圖面上に表せば最も見易く、その如き線圖を特性圖 (Characteristic diagram) と稱へる。

例へば揚水量又は回轉度に變化が起れば、水は羽根車及び導羽根の入口に衝突してヘッドの損失を起し(第 69 項, 122 頁, 第 75 項, 138 頁参照) そのために流體損失の最小なるべき各部の條件は打破れて、渦形

容器内の如きヘッド損失の増大を來し、それ等の合體したる結果として効率の低下を來すものである。

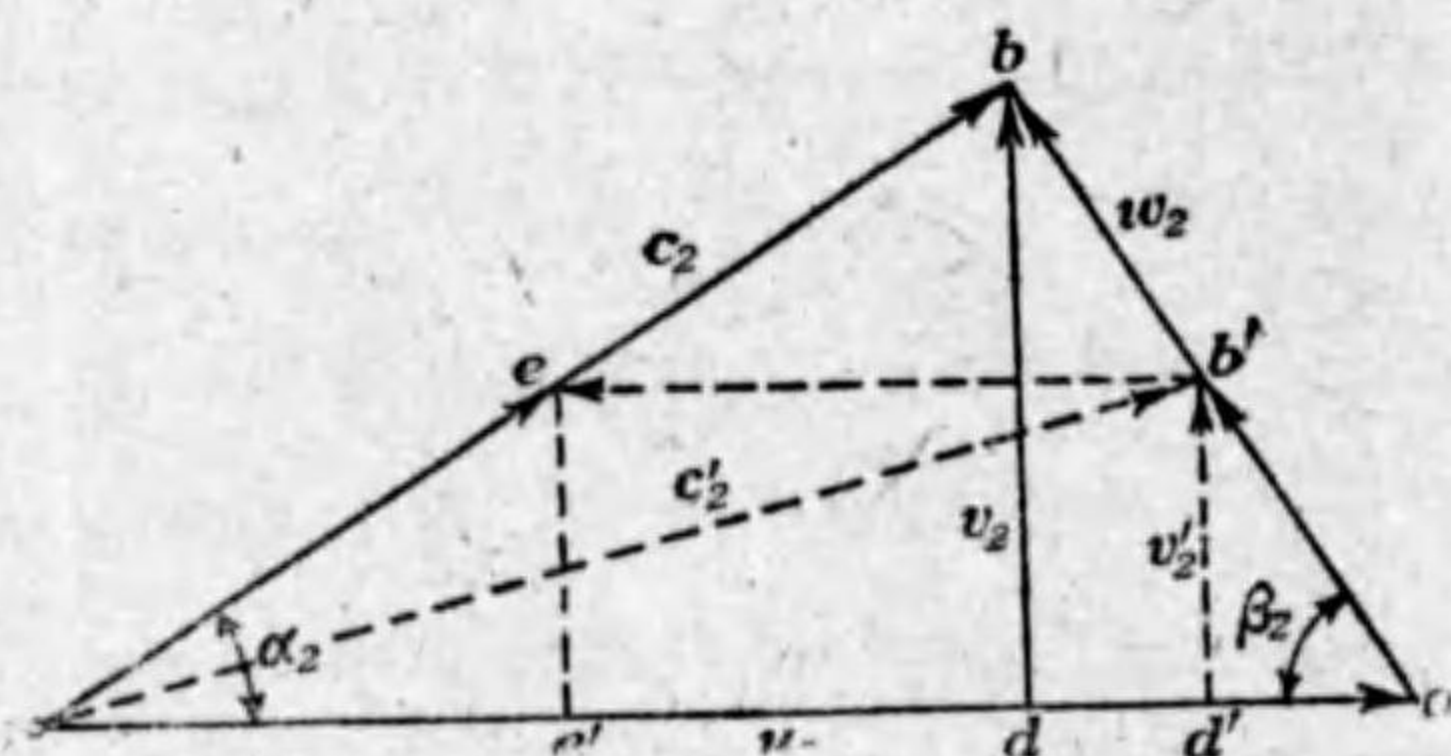


第 104 圖
羽根車入口に於ける水の衝突

111. 揚水量に對するヘッドの特性

揚水量がその定格揚水量と異なれば、羽根車及び導羽根の入口に水の衝突が起る。第104圖(219頁)は定格状態に於ける羽根車の放射流入速度 v_1 が、揚水量の變化に正比例して v'_1 に變はつた状態を示し(第46圖, 123頁参照)こゝに $\frac{\bar{b'e}^2}{2g}$ なるヘッドの損失を起す。

第105圖はこの場合導羽根入口に於て放射流入速度 v_2 が v'_2 に變はつた状態を示し(第58圖, 138頁参照)こゝにまた $\frac{\bar{b'e}^2}{2g}$ なるヘッドの損失を起す。



第 105 圖
導羽根入口に於ける水の衝突

さて第104圖(219頁)に於ては、

$$\begin{aligned} \bar{b'e} &= \bar{Aa} - \bar{Ad}' - \bar{ae} = u_1 - v'_1 \cot \alpha_1 - v'_1 \cot \beta_1 \\ &= u_1 - v'_1 (\cot \alpha_1 + \cot \beta_1) \end{aligned}$$

然るに $v_1 (\cot \alpha_1 + \cot \beta_1) = u_1$

故に $\cot \alpha_1 + \cot \beta_1 = \frac{u_1}{v_1}$

よつて $\bar{b'e} = u_1 - \frac{u_1 v'_1}{v_1} = u_1 \left(1 - \frac{v'_1}{v_1}\right)$

故に揚水量の變化による羽根車入口に起るヘッドの損失は、

$$\frac{\bar{b'e}^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} \left(1 - \frac{v'_1}{v_1}\right)^2$$

次に第105圖に於ては、

$$\begin{aligned} \bar{b'e} &= \bar{Ba} - \bar{Be}' - \bar{ad}' = u_2 - v'_2 \cot \alpha_2 - v'_2 \cot \beta_2 \\ &= u_2 - v'_2 (\cot \alpha_2 + \cot \beta_2) \end{aligned}$$

然るに $v_2 (\cot \alpha_2 + \cot \beta_2) = u_2$

故に $\cot \alpha_2 + \cot \beta_2 = \frac{u_2}{v_2}$

よつて $\bar{b'e} = u_2 - \frac{u_2 v'_2}{v_2} = u_2 \left(1 - \frac{v'_2}{v_2}\right)$

故にこの場合導羽根入口に於けるヘッドの損失は、

$$\frac{\bar{b'e}^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{v'_2}{v_2}\right)^2$$

揚水量の變化による損失は以上2つの損失の外種々の損失が各部に起るが、それ等は何れも v_2 が v'_2 に變はつたために起る損失の増加であるから、總括して $\zeta \frac{(v_2 - v'_2)^2}{2g}$ にて表し得る。但し ζ は損失係数である。

よつて損失ヘッドの總計を h とすれば、

$$h = \frac{u_1^2}{2g} \left(1 - \frac{v'_1}{v_1}\right)^2 + \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{v'_2}{v_2}\right)^2 + \zeta \frac{(v_2 - v'_2)^2}{2g}$$

定格状態に於ける實水量を Q 、理論水量を Q_0 、水量効率を η_0 とし、それが實水量が Q' に變へられた時の理論水量を Q'_0 、水量効率を η'_0 とすれば、

$$Q_0 = \eta_0 Q, \quad Q'_0 = \eta'_0 Q'$$

$\frac{Q'_0}{Q_0} = x$ と置けば

$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{\eta'_0 Q'}{\eta_0 Q} = x$$

故に $\frac{Q'}{Q} = \frac{\eta_v}{\eta_v'} x$

然るに $\frac{Q'}{Q} = \frac{v_1'}{v_1} = \frac{v_2'}{v_2} = \frac{\eta_v}{\eta_v'} x$

故に $h = \frac{u_1^2}{2g} \left(1 - \frac{\eta_v}{\eta_v'} x\right)^2 + \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{\eta_v}{\eta_v'} x\right)^2 + \zeta \frac{v_2^2}{2g} \left(1 - \frac{\eta_v}{\eta_v'} x\right)^2$

即ち $h = \frac{1}{2g} (u_1^2 + u_2^2 + \zeta v_2^2) \left(1 - \frac{\eta_v}{\eta_v'} x\right)^2 \dots\dots\dots(206)$

實水量が Q なる時の實ヘッドを H とすれば、實水量が Q' に變へられたる時の實ヘッドは H-h でなければならぬ。故にこれを H' にて表せば、

$H' = H - h$

$\frac{H'}{H} = y$ にて表せば、

$y = 1 - \frac{h}{H}$

故に $y = 1 - \frac{1}{2gH} (u_1^2 + u_2^2 + \zeta v_2^2) \left(1 - \frac{\eta_v}{\eta_v'} x\right)^2 \dots\dots\dots(207)$

定格状態では $x=1, \eta_v' = \eta_v$ であるから $y=1$ である。 x が 1 ならざる定格状態以外の總ての状態では、 y は常に 1 よりも小となり、(207)式は實水量に対する實ヘッドの特性を表し、これによつて x と y との關係を圖示すれば LMN の如き曲線を呈する(第106圖)。これ即ち揚水量に対するヘッドの特性圖であつて、 η_v' が x の函數であるために、この曲線の形ちは或る高次の拋物線形を呈する。

ON は $y=0$ なる x の値であるから、それは

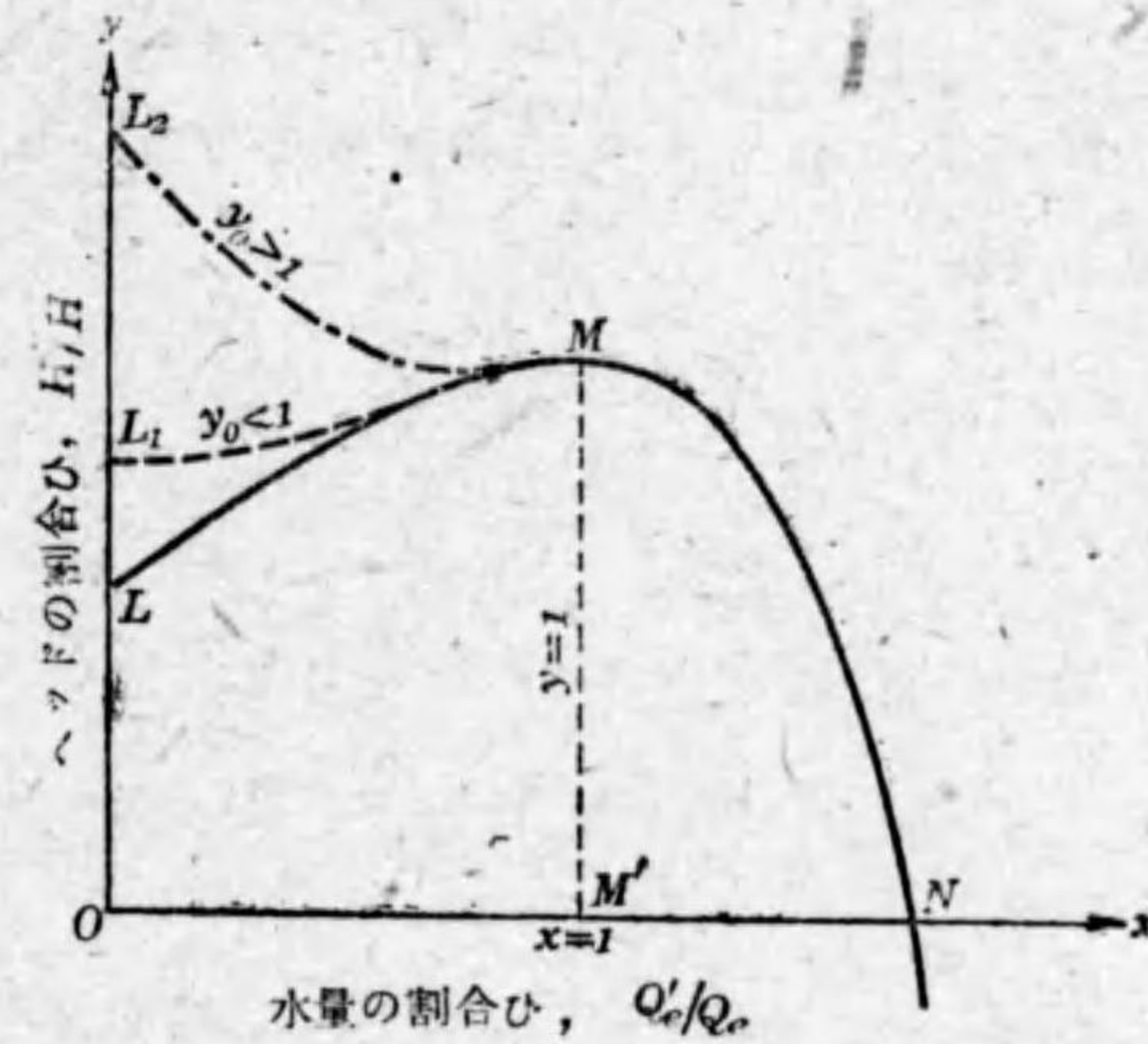
$\frac{1}{2gH} (u_1^2 + u_2^2 + \zeta v_2^2) \left(1 - \frac{\eta_v}{\eta_v'} x\right)^2 = 1$

としてこれより x を求むれば、

$x = \frac{\eta_v'}{\eta_v} \left[1 \mp \sqrt{\frac{2gH}{u_1^2 + u_2^2 + \zeta v_2^2}} \right]$

斯くの如く $y=0$

に對して x に 2 つの値がある。その内 1 は x が 1 よりも大なる値、1 は 1 よりも小なる値となるが、後者は事實に符合せぬから、 x が 1 よりも大なる場合のみを採れば、



第 106 圖

揚水量に對するヘッドの特性

それが ON に該當する理である。

即ち $ON = \frac{\eta_v'}{\eta_v} \left[1 + \sqrt{\frac{2gH}{u_1^2 + u_2^2 + \zeta v_2^2}} \right]$

u_2^2 は通例大凡 $2gH$ に等しい。故にこの式の右邊の括弧内の平方根號を有する値は 1 よりも甚だ小さい。故に M' を $x=1$ なる定格状態を表す點だとすれば、ON は $2 \times OM'$ よりも

小さい。即ち M'N は OM' よりも小さいのである。

OL は $x=0$ なる y の値であるが、この時 η_v もまた 0 となるから、OL を求めるには次の如くに計算せねばならぬ。即ち

$$\eta_v = \frac{Q_e}{Q}, \quad \eta_v' = \frac{Q_e'}{Q'}, \quad x = \frac{Q_e'}{Q_e}$$

であるから、

$$\frac{\eta_v}{\eta_v'} x = \frac{Q_e}{Q} \frac{Q'}{Q_e'} \frac{Q_e'}{Q_e} = \frac{Q'}{Q}$$

實水量が Q_e なる時の漏泄水量を q とし、それが Q_e' なる時のそれを q' とすれば、

$$Q = Q_e + q, \quad Q' = Q_e' + q'$$

故に
$$\frac{\eta_v}{\eta_v'} x = \frac{Q_e' + q'}{Q_e + q}$$

$x=0$ に於ては $Q_e' = 0$ であるから、

$$\frac{\eta_v}{\eta_v'} x = \frac{q'}{Q_e + q}$$

故に(207)式(222頁)より、

$$OL = 1 - \frac{1}{2gH} (u_1^2 + u_2^2 + \zeta v_2^2) \left(1 - \frac{q'}{Q_e + q}\right)^2$$

即ち漏泄水量 q' の大なるほど OL は大となる。

112. 揚水量に対する水馬力その他の特性 定格状態に於ける水馬力は $Q_e H$ に正比例し、揚水量が Q_e' に變つた時の水馬力は $Q_e' H'$ に正比例するから、 $\frac{Q_e' H'}{Q_e H} = z$ にて表せば、

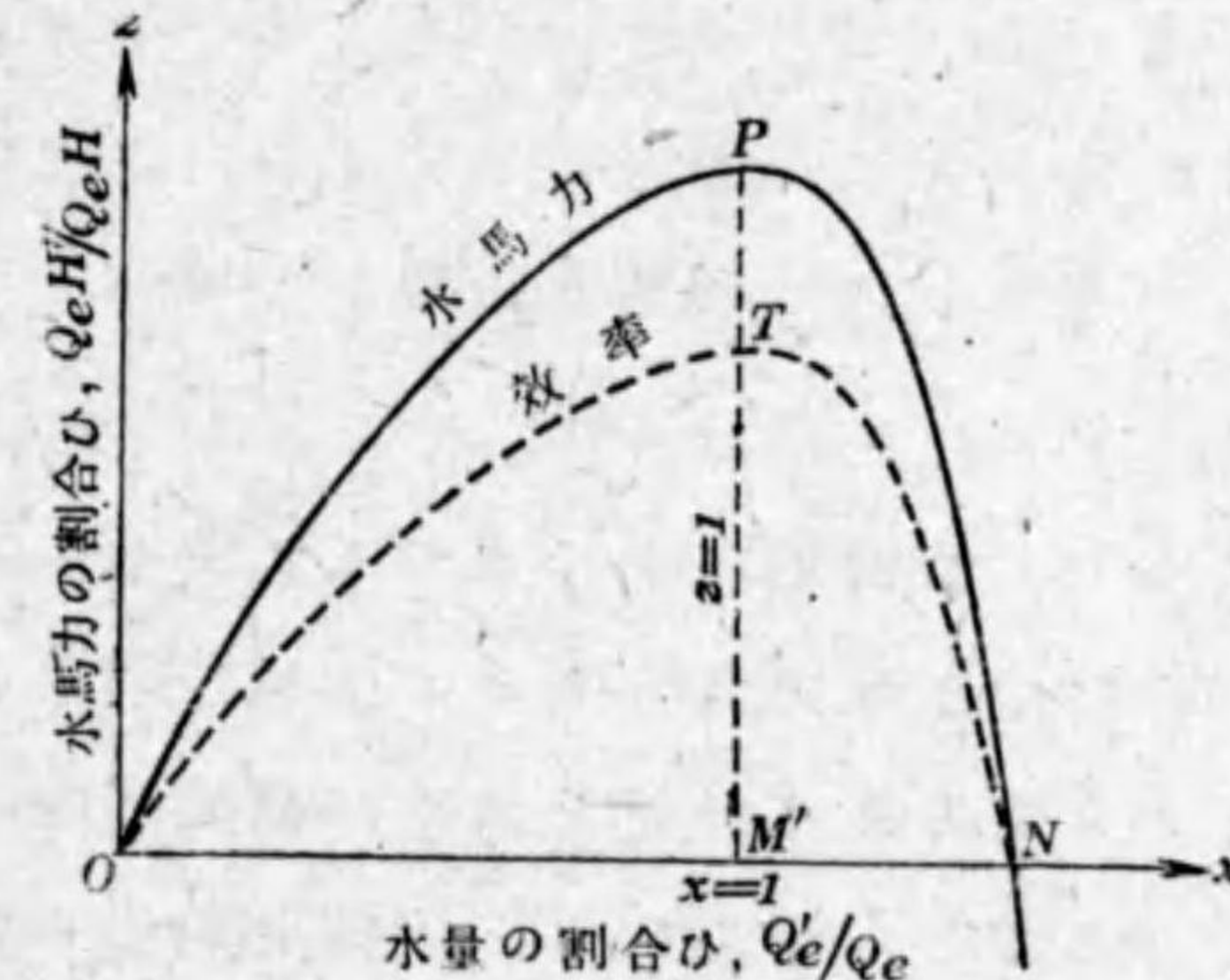
$$z = \frac{Q_e' H'}{Q_e H} = xy$$

これを(207)式(222頁)に徴すれば、

$$z = x - \frac{1}{2gH} (u_1^2 + u_2^2 + \zeta v_2^2) \left(1 - \frac{\eta_v}{\eta_v'} x\right)^2 x \dots \dots \dots (208)$$

これによれば揚水量 0 なる $x=0$ に於て $z=0$ で、定格状態 $x=1, \eta_v' = \eta_v$ に於て $z=1$ であつて、この式は揚水量に対する水馬力の特性を表す。而してそれを圖示すれば OPN の如き特性圖を表し(第107圖)、 $x=1$ なる M' なる點は第106圖(223頁)の M' と同點であり、又 H' = 0 即ち $y=0$ に於て $z=0$ であるから、 $z=0$ なる N 點は第106圖(223頁)の N と同點である。

次に效率は $x=1$ なる定格状態に於て最大で、 $Q_e' = 0$ 及び $H' = 0$ 即ち $x=0$ 及び $y=0$ に於て 0



第 107 圖
揚水量に対する水馬力及び
効率の特性

である。されば揚水量に対する効率の特性圖は、OTN の如き水馬力と同形の曲線を呈する。

しかし軸馬力は、水の循環や漏泄や機械的摩擦のために、 $Q_e' = 0$ に於ても、 $H' = 0$ に於ても、必ずしも 0 ではないから、揚水量に対する軸馬力の特性は、これ等と全く形態を異にする

ものである。

113. 揚水量小なる時の特性 第 111 項(219頁)に於ては $Q_c=0$ 即ち $x=0$ なる時に $y=OL$ なることを述べたが、揚水量が 0 或は甚だ小なる場合の羽根車内に於ける水の流れの状態は、それが甚だ大なる場合と著しく異なるものであるから、揚水量小なる時の特性圖は揚水量大なる場合を擴張したる理論には當てはめ難きものである。

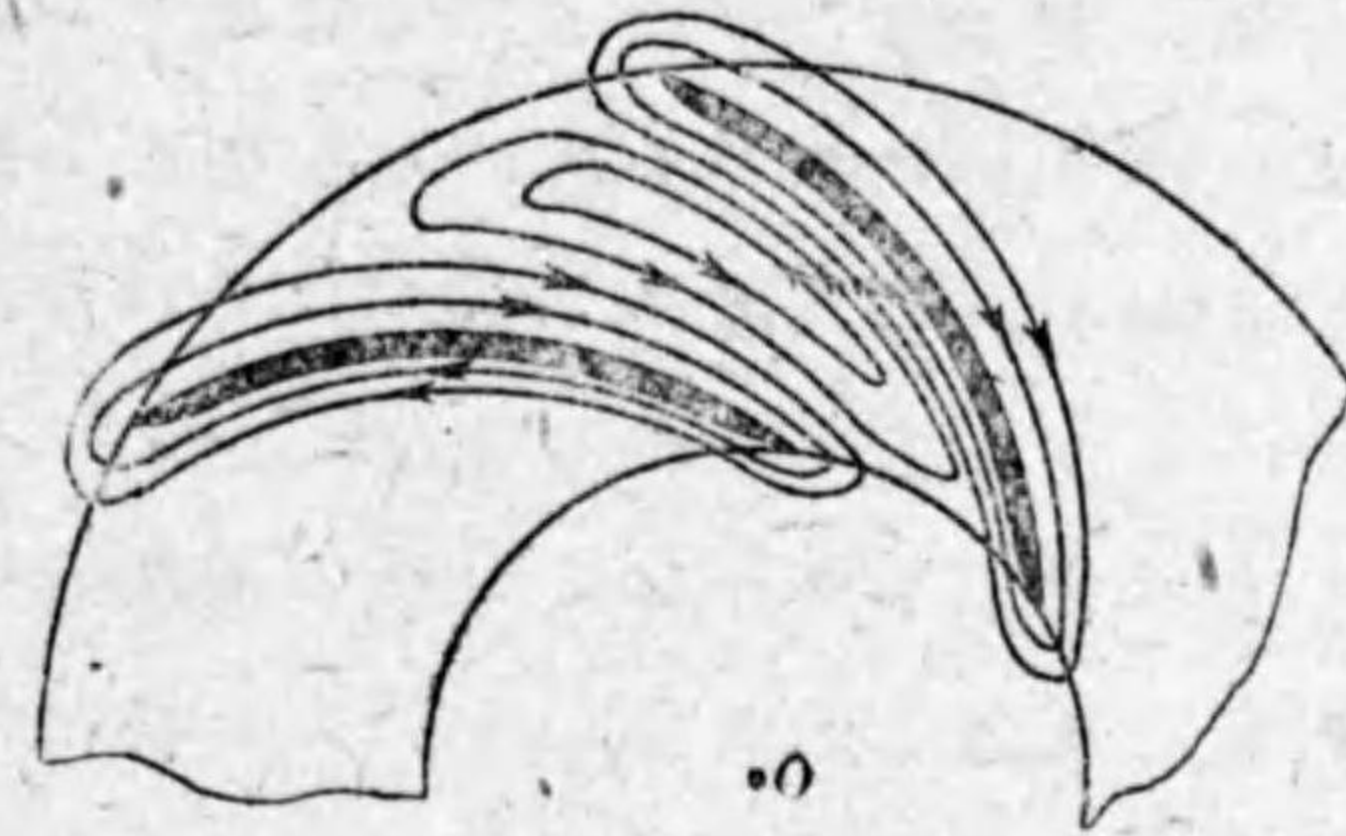
先づポンプと送出管とを接続する仕切瓣をしめ切り、 $Q_c=0$ 即ち $x=0$ なる運轉をなせば、羽根車内の水は羽根車と同一の角速度を以て固體的回轉をなすわけで、その場合のヘッドの上昇は $\frac{u_2^2}{2g}$ に等しい⁽¹⁾。

しかし實際羽根車によつて回轉せしめらるゝ水の流動は斯くの如き單純なるものではなく、羽根の前面は水を推しやるから壓力高く、後面では水が羽根に吸はれてついて廻るのであるから壓力低く、その結果羽根の前面には水が蓄積して流線が粗く分散し、後面では水の速度大となつて流線が密に接近し、その如き流線の分散と接近とを羽根の前後兩面に生ずるためには、羽根の前面から後面に向つて第 108 圖に示すが如き向きの水の一種の循環(Circulation)が発生せねばならぬ理となる。

この外漏泄のためにも水の循環があり、これ等水の循環は

(1) 水が固體的回轉をなす場合遠心力によるヘッドの上昇である。拙著近世機械學第四卷水力學(丸善發行)參照。

何れもエネルギーを必要とするから、そのために完全なる固體的的回轉はなし得ず、従つてヘッドの上昇は $\frac{u_2^2}{2g}$ よりも小さいのである。



第 108 圖

羽根をめぐる水の循環流

斯くの如く $x=0$ なる時のヘッドの上昇は $\frac{u_2^2}{2g}$ よりも小であるから、これに 1 よりも小なる或る係數 k を乗じて、實際のヘッドの上昇を $k \frac{u_2^2}{2g}$ にて表すことにすれば、

$$H' = H_s + k \frac{u_2^2}{2g}$$

但し H_s は吸上ヘッドである。

従つてこの時の y の値を y_0 とすれば、

$$y_0 = \frac{H'}{H} = \frac{H_s}{H} + k \frac{u_2^2}{2gH}$$

u_2^2 は通例大凡 $2gH$ に等しいから、大凡

$$y_0 = \frac{H_s}{H} + k$$

羽根がその回轉方向に對して著しく後方に彎曲し、角 β_2 が甚だ小なる場合には水の循環が起り易いから、 k は 1 よりも甚だ小さく、 β_2 が大なるに従つて k は 1 に近づき、前方に彎曲して β_2 が 90° よりも大なる羽根では水の循環は起りにくくなるから、 k は大凡 1 となる。

斯く考ふれば β_2 の小なる羽根では y_0 の値は $y=1$ よりも可なり小さいけれども、 β_2 が大となるに従つて次第に $y=1$ に近づき、 β_2 が甚だ大なる羽根では、それが大凡 $\frac{H_2}{H} + 1$ となつて $y=1$ よりも大とさへなる。

揚水量の甚だ小なる $x=0$ の近傍の状態では固體的回轉の影響が可なり大きいから、凡てこれと似たやうな現象によつて、實際の特性圖は曲線LMNよりも上方に位し(第106圖, 223頁参照)、 β_2 が小なる場合には L_1MN の如き曲線を呈するけれども、 β_2 が大なる時は L_2MN の如き曲線を呈して、 OL_2 が $y=1$ よりも大とさへなる。

第108圖(227頁に示すが如き羽根車周圍の水の循環は、仕切瓣をしめ切らざる場合にも起る。それは上述せる通り羽根の前面は後面よりも常に壓力が高いから、水の流れは前面に於て小さく、後面に於て大きい。従つて流線は前面に於て離散し後面に於て密集する。それは前面に於て速度が小さくあるためには、そこに本流に反對したる水の逆流がなければならず、後面に於て速度が大きいためには、そこに本流を促進する順流がなければならぬからである。

されば羽根をめぐつて圖に示すが如き向きの循環流が常に存在する理であり、それにつれて羽根と羽根との間の空所には、また圖に示すが如き一種の渦流的の循環流動が存在する理である。

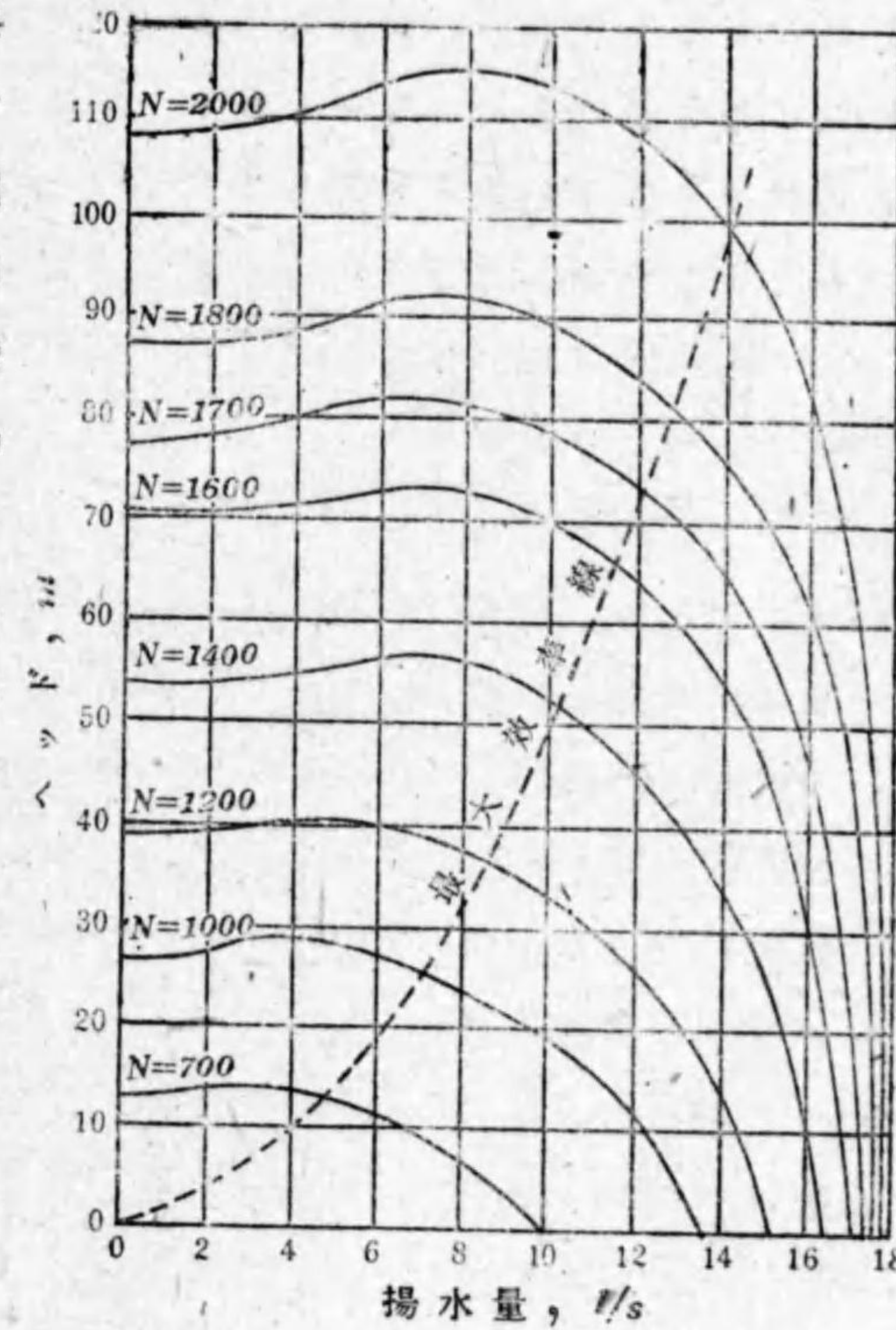
この如き循環流動は揚水量の少なきほど著しく、仕切瓣を

しめ切りて揚水を遮断したる時に最も著しく起る。

114. 特性圖の實例 以上述べたる所は特性圖に関する理論的考察であるが、與へられたるポンプの眞の特性圖は、實驗によりて定むるより外に確實なる方法はない。

その方法は、與へられたるポンプの揚水量を種々に變へ、或は回轉度を種々に變へ、その各々の場合に於てそれが發出するヘッド、馬力、効率等を測定し、斯くて揚水量に對するヘッド、馬力、効率、或は回轉度に對するそれ等の關係を圖面上に記録して特性圖を畫くのである。

第109圖は或るポンプを實驗し、



第 109 圖

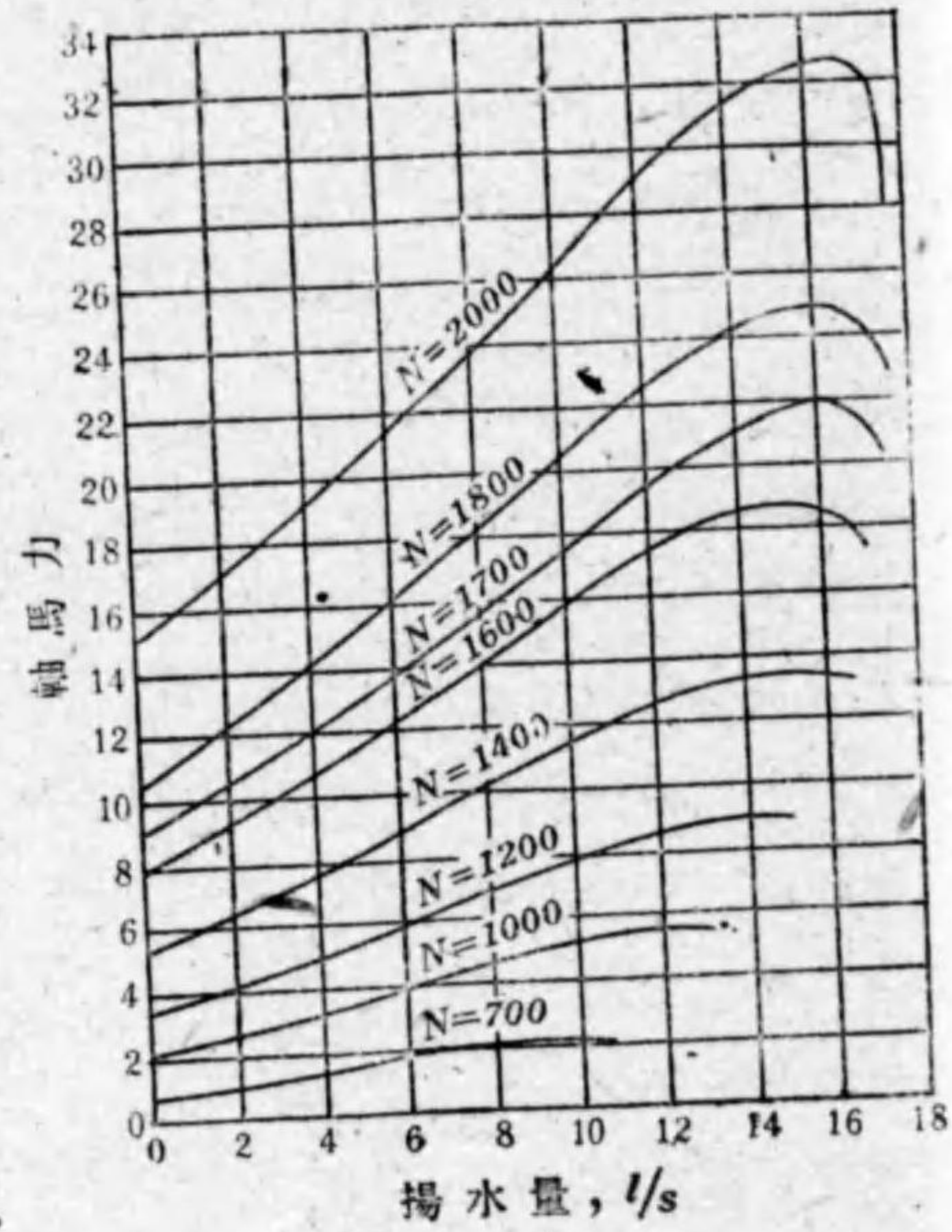
種々の回轉度に於ける揚水量に對するヘッドの特性

揚水量に対するヘッドの関係を、回転度 N 回毎分を種々に變へて得たる特性圖で、理論的には第 106 圖(23頁)の曲線 L, MN に該當するものであつて、揚水量 0 に於けるヘッドの大なるは、その時の漏泄水量が可なり大なることを示す。この圖中點線にて示したる曲線は、各回転度に於て効率の最大なる揚水量の點を連結したるものである。故にこの曲線によつて、各回転度に於て効率の最大なる状態、即ち定格状態の揚水量とヘッドとを知るこ

と出来る。

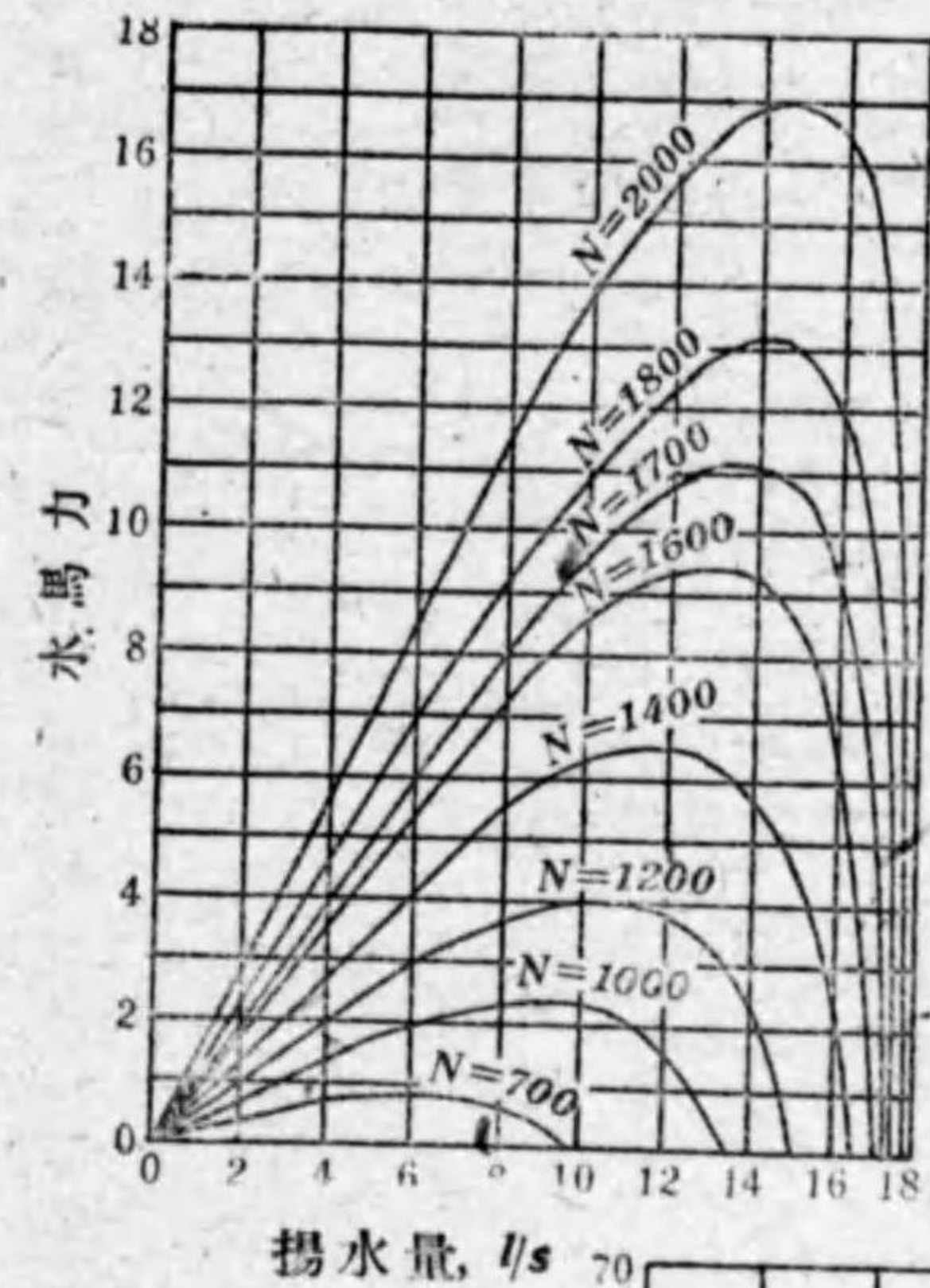
第 110 圖はその同じポンプの揚水量に対する軸馬力の関係を、回転度を種々に變へて得たる特性圖である。

第 111 圖はその同じポンプの揚水量に対する水馬力の関係を、回転度を種々に變へて得たる特性圖で、理論的には第 107 圖(225頁)の曲線 OPN に該當するものである。



第 110 圖

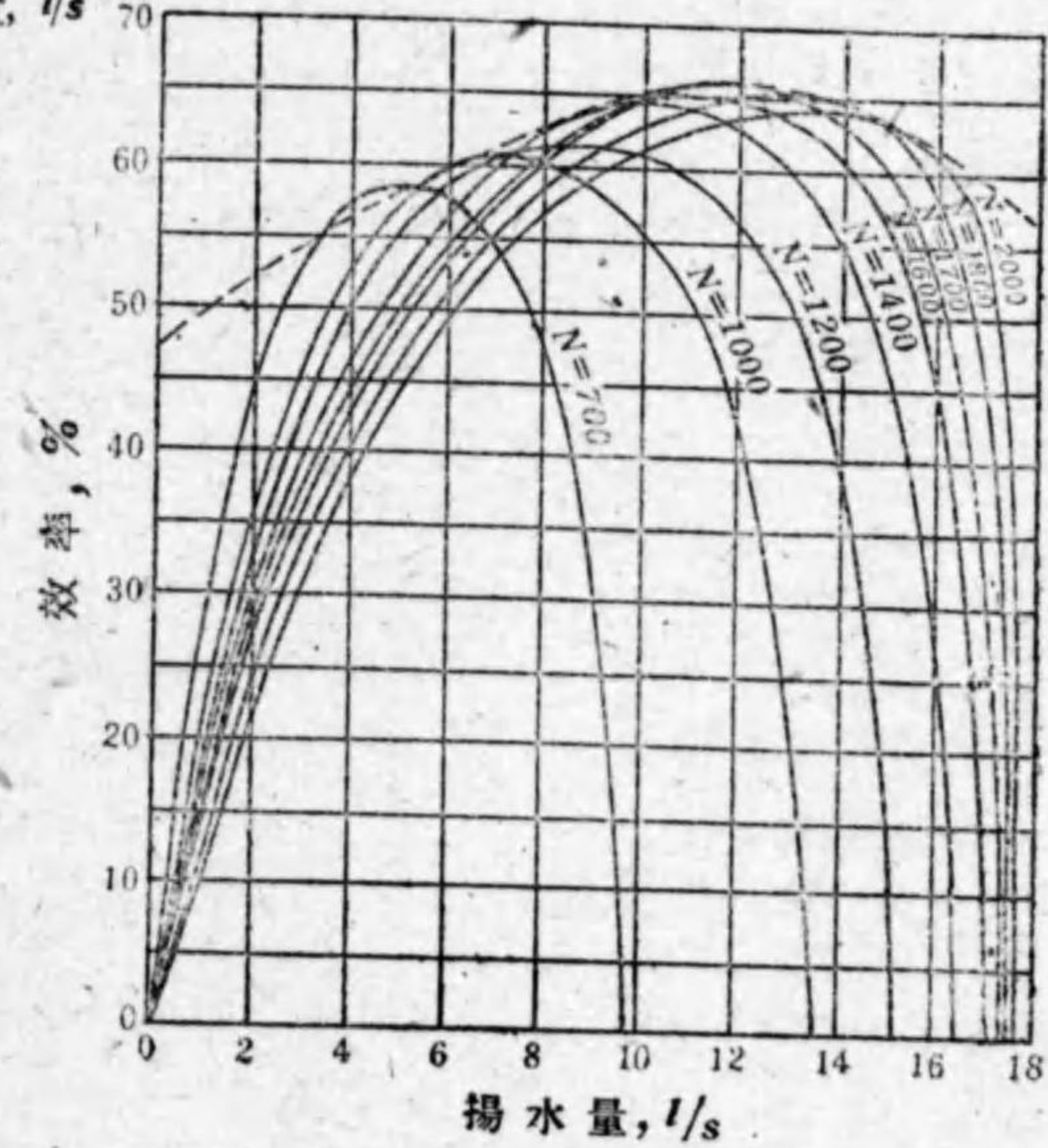
種々の回転度に於ける揚水量に対する軸馬力の特性



第 111 圖

種々の回転度に於ける揚水量に対する水馬力の特性

次に第 112 圖はその同じポンプの揚水量に対する全効率の関係を、回転度を種々に變へて得たる特性圖で、理論的には第 107 圖(225頁)の曲線 OTN に該當するものである。圖に點線にて示したる曲線は、各回転度に於て効率の最大なる點、即ち各効率曲線の頂點を順次に連結した



第 112 圖

種々の回転度に於ける揚水量に対する効率の特性

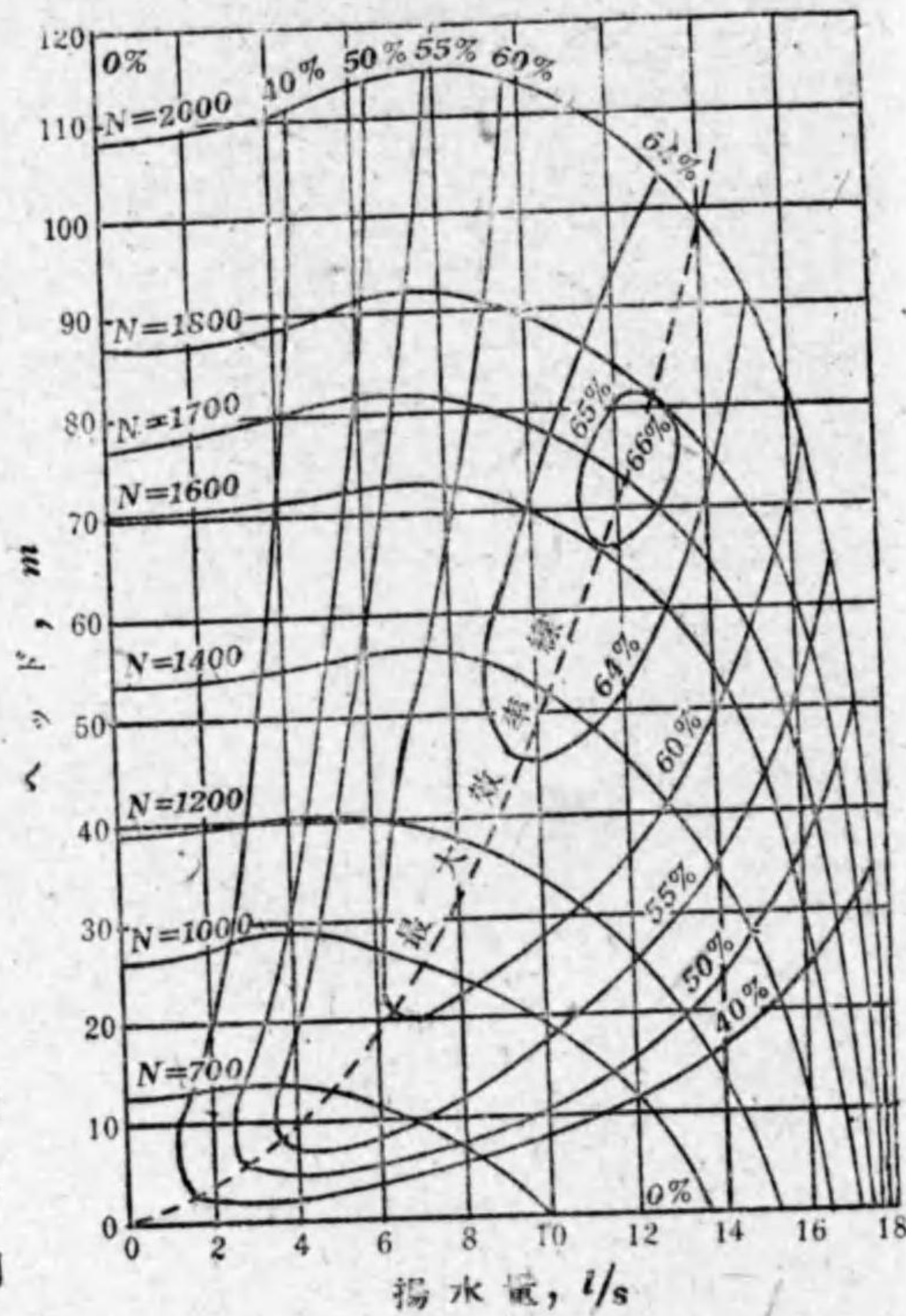
るものである。故にこの曲線によりて、各回轉度に於ける定格状態の揚水量と効率とを知ることが出来る。

115. 特性圖の組合せ

以上は與へられたる種々の回轉度に於ける揚水量に對するヘッド、軸馬力、水馬力及び効率の關係を、各別々の特性圖によりて示したるものである。しかし實用には、これ等は1の特性圖上一括して表すやうにした方が便利が多い。

これ等を一括するには種々の方法があつて、例へば揚水量に對するヘッドの特

性圖上一括するには、第109圖(229頁)の特性圖を用ゐる第113圖先づ第112圖より、或る回轉度に於て一定の効率を現はす



第 113 圖

揚水量に對するヘッドの圖面上一括されたる特性圖

揚水量を求め、それを第113圖に於てその回轉度の線上にその揚水量に相當する點を記録し、而してその點をその効率の點とする。

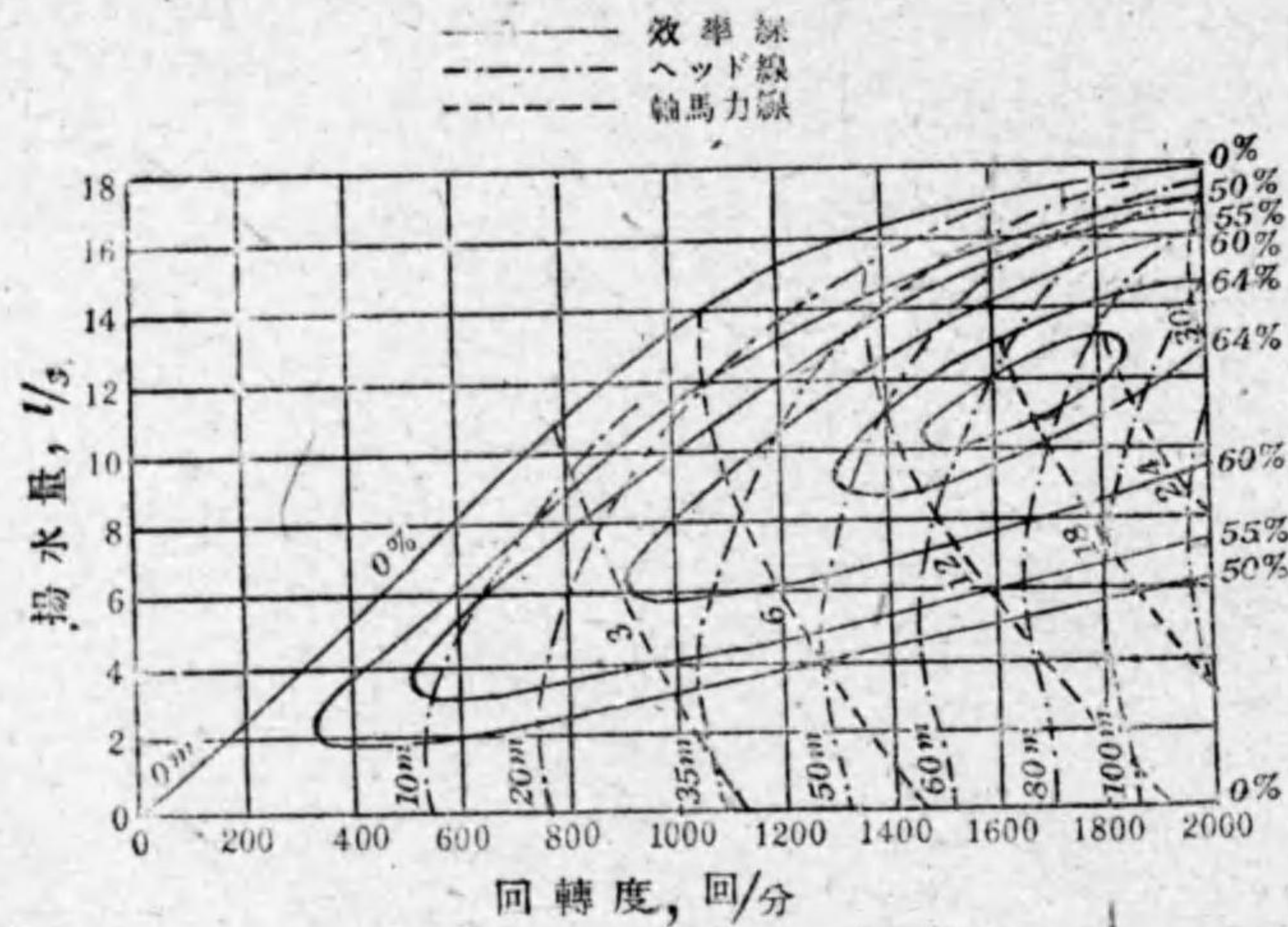
次に別な回轉度に於てその一定の効率を現はす揚水量を、同様に第112圖から求め、それを第113圖に於てその回轉度の線上に、その揚水量に相當する點を記録し、而してその點をその効率の點とする。

第112圖に見るが如く、與へられたる回轉度に於て、與へられたる効率を現はす揚水量には必ず2種あるからして、第113圖に示すが如く、一定の回轉度に於て、一定の効率を與へる點は必ず2點ある。されば一定の効率を現はす點を順次に接続すれば、第113圖に示すが如き渦形の曲線を呈する。而してこれ等渦形の曲線群は、揚水量とヘッドと効率とを同時に表し、渦の中心はこのポンプが發出する最大効率の状態を指定し、この點こそこのポンプの眞の定格状態を決定する。

第113圖に點線にて示したる曲線は、第112圖の各曲線の頂點に相當する點を連結したるものであつて、第109圖(229頁)に點線にて示したる曲線と同じ曲線である。

なほこれと同じ方法により、第110圖(230頁)及び第111圖を用ゐて第113圖の圖面上に、軸馬力及び水馬力の特性圖を畫き込むことは容易である。斯くすれば1枚の特性圖を以て揚水量、ヘッド、効率、軸馬力及び水馬力の間の複雑なる諸關係が、一目直ちに知ることの出来るものとなる。

第109圖(229頁)乃至第112圖(231頁)に示したるが如き特性圖があれば、第113圖(232頁)に示すが如き一括したる特性圖を得ることが出来る外に、なほ必要に応じて、各種の一括したる特



第 114 圖

回転度に対する揚水量の圖面上に一括されたる特性圖

性圖を得ることもまた頗る容易である。

第114圖に掲げたのはその例で、先づ第109圖(229頁)を用ゐてこのポンプの回転度に対する揚水量とヘッドとの特性圖を畫き、次に第110圖(230頁)及び第112圖(231頁)を用ゐてその上に一定の効率と一定の軸馬力とを與ふる點を順次に記録し、而してそれ等を曲線にて連結して得たるもので、効率線は渦形を呈し、渦の中心は効率最大なる定格状態を指定する。

116. ポンプの種屬 渦巻ポンプは揚水量、ヘッド及び回

轉度の種々なる値に對して、種々に設計し製作せらるゝものであるから、ポンプの大小、形態は種々雜多であり、且つそれ等特性もまた千差萬別であるが、その中で、特性圖の曲線の推移する状態の相等しきものある場合に、その如きポンプは、形態の大小に論なく同屬のポンプ (Similar pump) であると云ふ。

同屬のポンプは揚水量、ヘッド、回転度を一定の比率にして、それ等に對する効率曲線を畫く時は、それ等は全く同じ曲線を現出するものであるから、斯くして畫かれたる諸種の特性圖は、完全に重なり合ふものである。故に同屬のポンプに對しては總ての特性圖は共通であり、異種屬のポンプはそれ等が互に相異なる。

されば大小、形態の多種多様な渦巻ポンプを、その特性の同じきものを集めて1團とすれば、その1團中に屬するものは、大小の別こそあれ凡て同屬のポンプであるから、斯かる方法によつてそれ等を數種の種屬に分類することが出来る。

同屬のポンプは第一にポンプの各部が相似形なることを要し、第二に速度係数が互に相等しきことを要する。相似形でなければ特性圖が相似形とはならず、速度係数が互に相等しからねば効率が同じ値を與ふるものとはならぬ。されば相似形に造られたるポンプを同じ速度係数を以て運轉すれば、同じ特性を現はすものである。

1のポンプの圖面をその縮尺を種々に變へて造れば、大小無数のポンプが製出せられ、而してそれ等は悉く相似形であ

る。故に斯くの如きポンプは凡て同属のポンプであつて、若しそれ等が同じ速度係数を以て運轉せらるゝならば、それ等は皆同じ特性を現はすものである。されば同属のポンプは相似形のポンプに外ならぬ。

ポンプは必ずしも定格状態に於て使用せらるゝものではない。従つて常に必ずしも最高の効率を以て運轉せらるゝものではないが、出来得れば成るべく最高効率の近傍に於て使用することが最も望ましい。それがためには効率曲線は成るべく頂部の平坦なる特性を有するポンプがよい。斯くの如きポンプは揚水量、ヘッド或は回轉度に多少の相違があつても、いつも最高の効率に近き効率を以て運轉せらるゝものである。

同属のポンプは皆同じ特性を有するからして、或るポンプが或る目的に適合すれば、その種属に属するポンプは皆その目的に適合するものである。

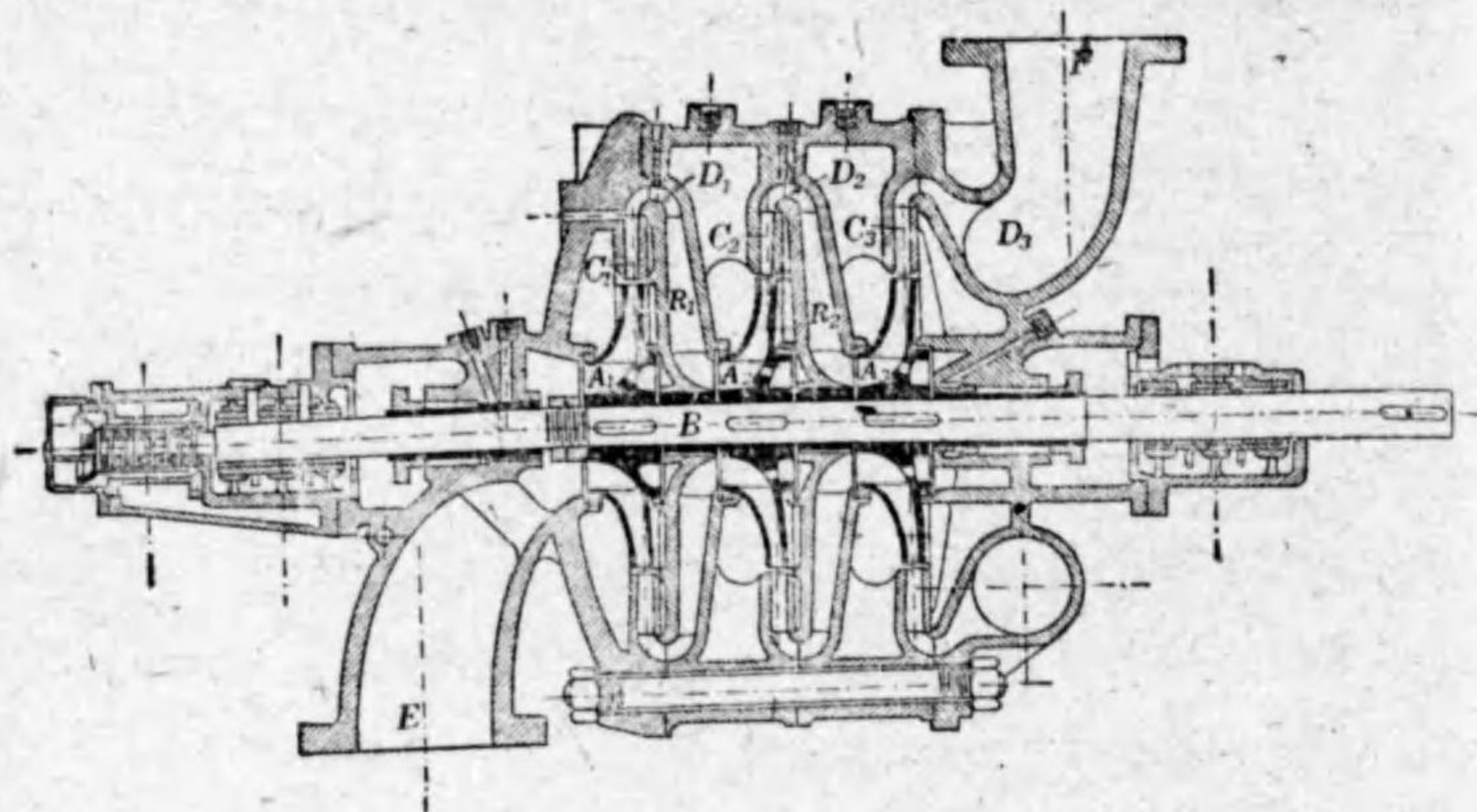
VIII. 羽根車の直列及び并列

117. 直列ポンプ ポンプはその種属に従つて揚水量、ヘッド及び回轉度の間に一定の関係があるが、與へられたる種属のポンプが、與へられたる回轉度に於て、與へられたる揚水量を送出するヘッドには一定の限度があつて、この限度を超えて送水することは出来ず、又たとひそれが出来たとしても効率を著しく低下し、大なる軸馬力を要することになるものである。

されば與へられたる種属のポンプを、それが限定されたるヘッドよりも高きヘッドに送水するには、同属のポンプを直列せしむる必要がある。即ち同属のポンプを2臺以上直列し、第一のポンプから送されたる水を、第二のポンプの吸込みに送つて再び送せしめ、それを更に第三のポンプの吸込みに送つて3度び送せしむるやうにすれば、ポンプはそのまま特性を變へることなしに、如何なる高ヘッドへも自由に水を送ることが出来る。

この目的を達するには、獨立のポンプの數臺を順次に并列して個々別々に運轉する代はりに、それ等を合體せしめて造り上げたる1臺のポンプを用ゐる方が遙かに便利である。それは1個の軸に、同じ種属に属する羽根車を2個或は2個以上固着して同時に回轉するやうにし、第一の羽根車から送せられたる水を第二の羽根車の吸込みに導き、第二の羽根

車から送出せられたる水を第三の羽根車の吸込みに導くやうに順次に水の通路を造ればよいので、斯くの如く造られたるポンプは羽根車が直列し、水の壓力が各羽根車を通過することに順次階段的に増加するからして、この如く造られたる渦巻ポンプを^{だん}段渦巻ポンプ (Stage pump: Series pump) と云ひ、羽根車が2個、3個等を有するに應じて二段渦巻ポンプ (Two-stage pump)、三段渦巻ポンプ (Three-stage pump) 等と呼び、總稱し



第 115 圖
三段渦巻ポンプ

て多段渦巻ポンプ (Multi-stage pump) と稱へる。さればたと \times 1個の羽根車を有するものは一段渦巻ポンプ (Single-stage pump) である。

斯くの如きポンプは、1個の羽根車の發出するヘッドがH、羽根車の數即ち段の數が n ならば、そのポンプ全體の發出す

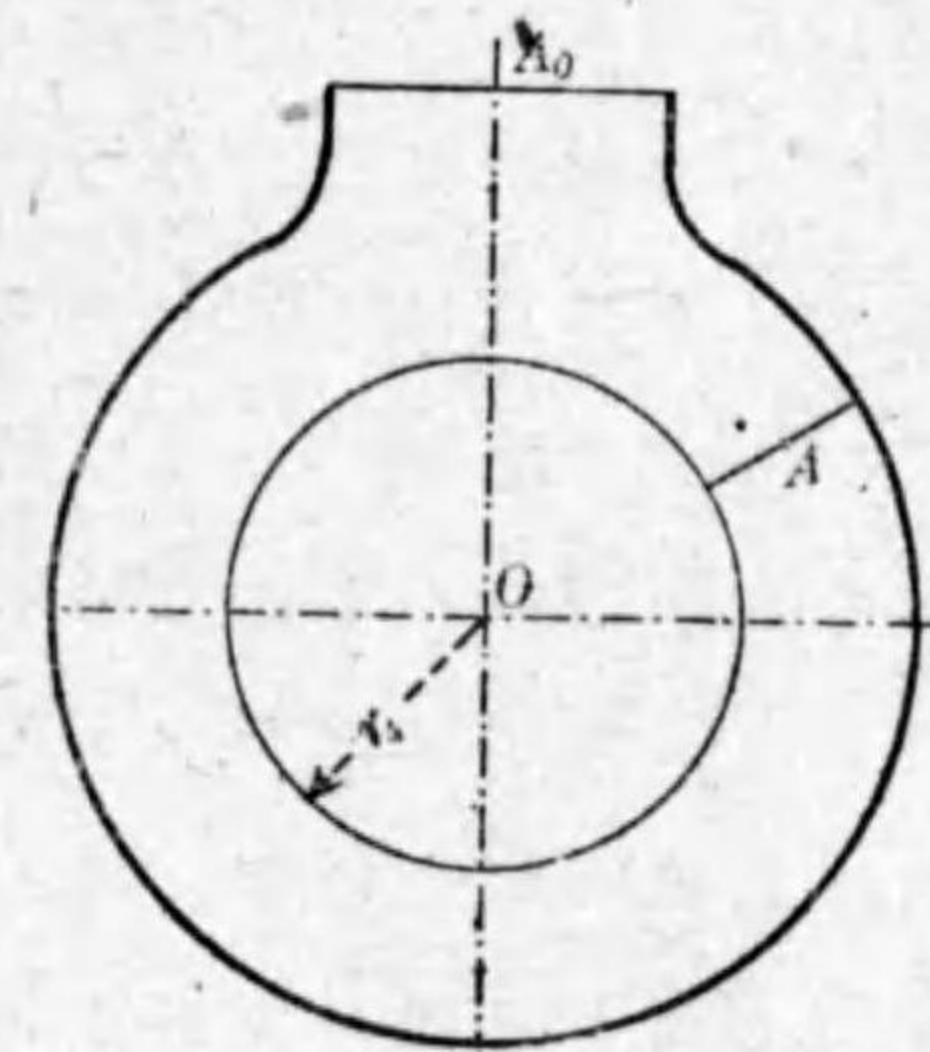
るヘッドは nH であり、揚水量と回轉度と效率とは、1個の羽根車のそれと同じである。

第115圖は三段渦巻ポンプを示す。A₁, A₂, A₃は同じ軸B上に固着されたる3個の同屬の羽根車、C₁, C₂, C₃はそれ等の導羽根或は渦室で、水は吸上管Eから先づA₁に吸込まれ、送出されて、C₁を經、D₁にて方向を變へ、R₁なる水路を通りてA₂の吸込みに向ひ、それが再びA₂によりて送出せられ、C₂を經、D₂にて方向を變へ、R₂なる水路を通りてA₃の吸込みに向ひ、更にそれより送出せられ、C₃を經、渦形容器D₃に集まつて送出管Fから目的の所に送らるゝ。

R₁及びR₂に於て水は眞直ぐに次の羽根車の吸込みに向つて集中せねばならぬから、C₁及びC₂の導羽根の形狀は第37圖(95頁)又は第63圖(146頁)に示すが如きものでなければならぬ。

最後の羽根車の導羽根C₃の形狀が第36圖(94頁)又は第62圖(144頁)に示すが如きものであるなら

ば、容器D₃は渦形容器でなければならぬけれども、それがC₁及びC₂と同じ形狀のものであるならば、容器は第116圖に示すが如き同心圓より成るものでなければならぬ。この場合偏心圓形の容器は水の混亂を招くので却つてよくない。



第 116 圖
圓形容器

この場合容器の出口即ち送出管に接続する所の断面積を A_0 とすれば、容器各部の断面積 A は悉く $\frac{A_0}{2}$ であればよい。

118. 段ポンプの効率 段ポンプは同属の羽根車を直列したるものである。而して第二、第三の順序に羽根車を通過することに圧力は次第に高くなるけれども、速度の関係は第一の羽根車を通過する場合と少しも變はりが無い。

それに凡て流體抵抗は速度によりてのみ變はり、壓力には無關係であるから、第一の羽根車の發出するヘッドが H ならば、第二、第三の羽根車の發出するヘッドもまた總て H であり、それに揚水量は各羽根車を通じて同一であるから、各羽根車の水馬力及び軸馬力は皆互に相等しい。従つて各羽根車の効率はまた互に相等しからねばならぬ。

ポンプ全體については、羽根車の數を n とすれば、全體のヘッドは nH であると同時に、水馬力及び軸馬力が共に各羽根車の水馬力及び軸馬力の n 倍である。さればポンプ全體の効率は各羽根車の効率に等しい。即ち段ポンプの効率は羽根車が1個ある場合も何個ある場合も同じである。

一般に導羽根又は渦室から渦形容器内に水が流入する時のヘッドの損失は比較的大なるものであるが、段ポンプでは、最後の羽根車を除き他の總ての羽根車は渦形容器を所屬しないから、ポンプ全體から云へば、同じ種属の一段ポンプよりも多段ポンプの方が、多少効率の大なるものである。

凡て段ポンプの最後の段は送出管に接続し、渦形容器を用

ゐて流體抵抗を最小ならしめ、時に或は同心圓形の容器を用ゐてポンプの外徑を小ならしむるけれども、送出管との接続には何れにしても無理があつて、他の段の羽根車に比較すると、流體抵抗が大きくなるのを免がれないから、従つて多段ポンプは同属の一段ポンプよりも、効率が概して大なるものである。

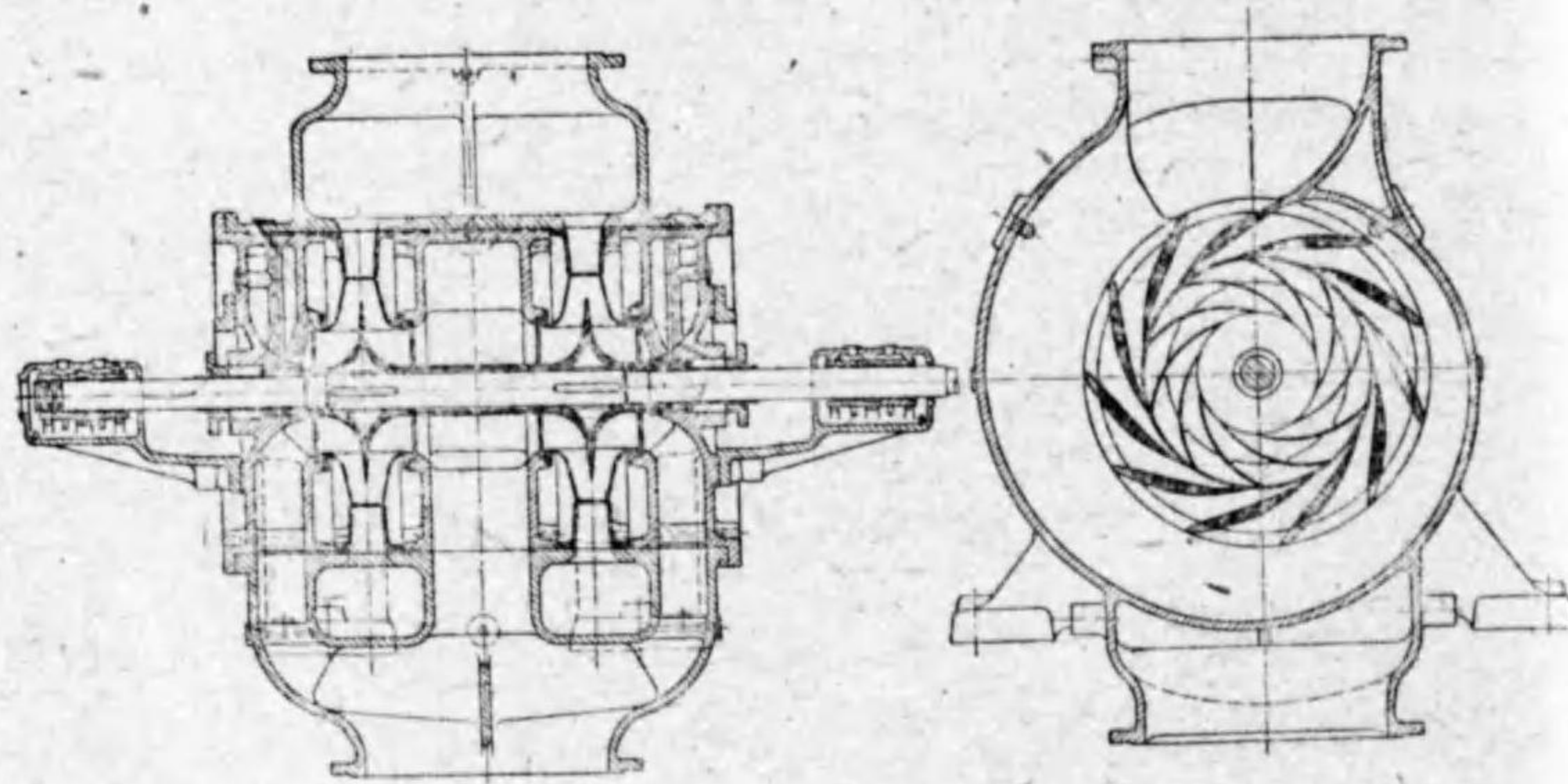
119. 并列ポンプ 與へられたる種属のポンプには、一定の揚水量及び一定の回轉度に對して一定のヘッドがあると、同じやうに、一定のヘッド及び一定の回轉度に對して一定の揚水量があつて、それよりも大なる水量を送らんとすれば、効率が著しく低下するものである。

されば與へられたる種属のポンプは、それが限定されたる揚水量よりも多量の水を送らんとするには、同属のポンプを并列する必要がある。それは同属のポンプを2臺又は2臺以上并列し、それ等を同時に運轉し、而してそれ等が同時に送出する水を1の送出管に集めて送るやうにすれば、ポンプの特性を變へることなしに、如何に多量の水でも自由に目的の所に送ることが出来ることになる。

この目的を達するには、獨立のポンプの數臺を并列し、それ等を個々別々に運轉する代はりに、それ等を合體して造り上げたる1臺のポンプを用ゐる方が遙かに便利である。それは1個の軸に同種に屬する羽根車の2個又は2個以上を固着して同時に回轉せしめ、共通の吸上管より同時に水を吸ひ、

それを共通の渦形容器に送出し、次で共通の送出管に導くやうに水の通路を造ればよいので、斯くの如く造られたるポンプを**并列ポンプ** (Parallel pump) と云ふ。

斯くの如きポンプは、1個の羽根車の揚水量が Q 、羽根車の数が n ならば、ポンプ全体の揚水量は nQ となり、ヘッド、回転度及び効率、1個の羽根車と同じである。但し水馬力及び



第 117 圖

兩吸込み羽根車2個を有する并列ポンプ

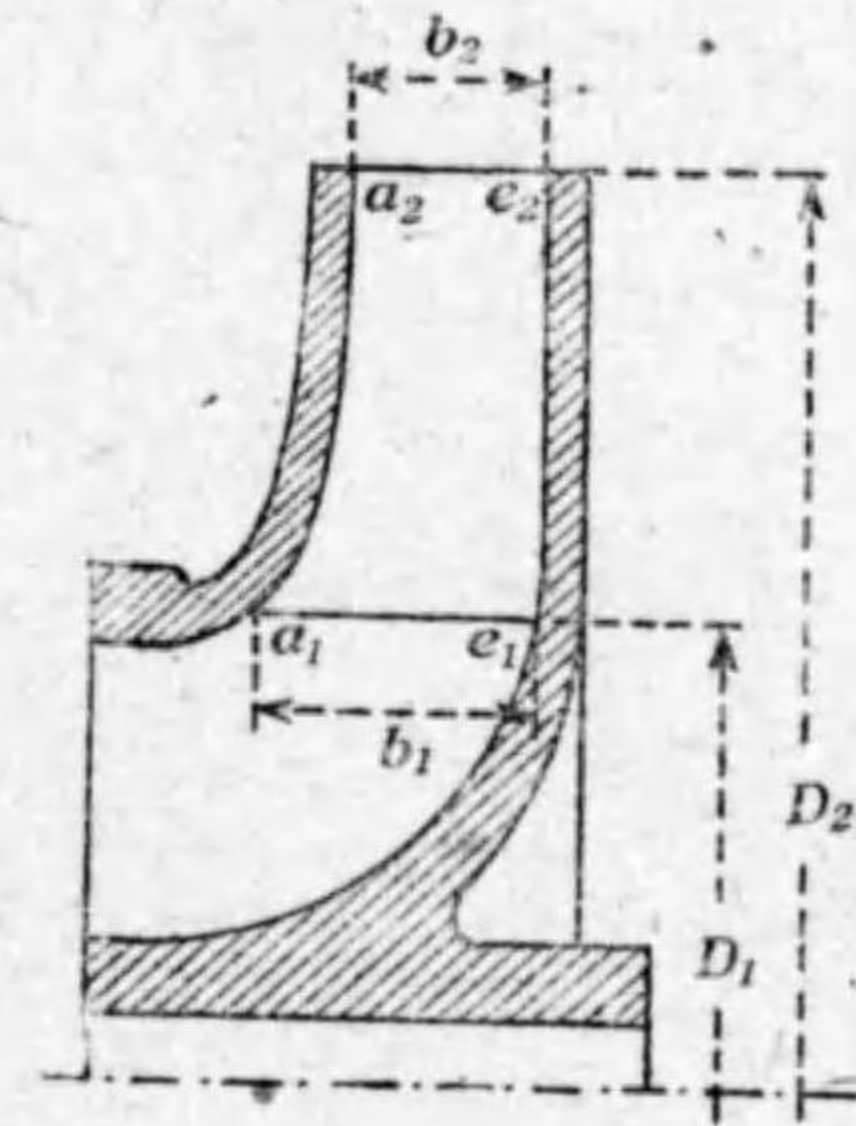
軸馬力は、1個の羽根車の n 倍である。

兩吸込みの羽根車は、片吸込みの羽根車を2個背合はせに并列したるものと見なされる。

第117圖は兩吸込みの羽根車を2個并列したるもので、片吸込みの羽根車を4個并列したる并列ポンプであると見なしてよい。

IX. 二重曲面の羽根車

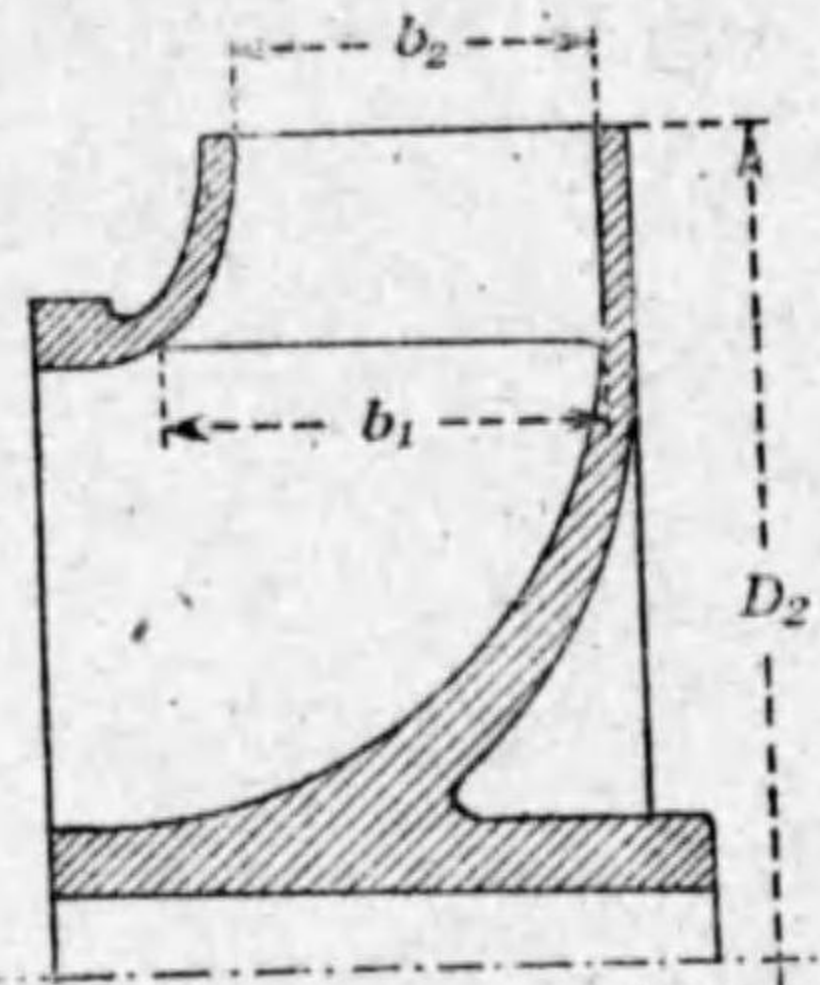
120. 二重曲面の羽根 羽根車の羽根の入口 $a_1 e_1$ 及び出口 $a_2 e_2$ を何れも軸に平行に造れば(第118圖)、回轉の圓周速度 u_1 及び u_2 が、 $a_1 e_1$ 及び $a_2 e_2$ 上の總ての點に於て夫々共通となるから、入口及び出口の速度三角形が夫々共通となり、羽根の入口及び出口角がまた共通となり、従つて羽根は1の簡單なる單一曲面を呈し、設計にも製作にも共に容易である。故にこの如き羽根車が最も普通一般に使用されてゐる。

第 118 圖
單一曲面の羽根車

さて同屬のポンプは互に相似形であるから、同屬のポンプは入口及び出口の幅 b_1, b_2 及び直徑 D_1, D_2 が互に一定の比率に造られてある。故に或る種屬のポンプを揚水量の大なる場合に適するやうに造らんとすれば、その種屬に固有なる一定の比率に従つて各部の寸法が悉く大きくなり、外徑 D_2 の大なる羽根車を要することになり、それにつれてポンプ全体の形態が大形となる。

然るに形態の大形なるポンプは萬事に不便であるから、羽根車の外徑 D_2 を大きくすることなしに、揚水量を大ならしめ

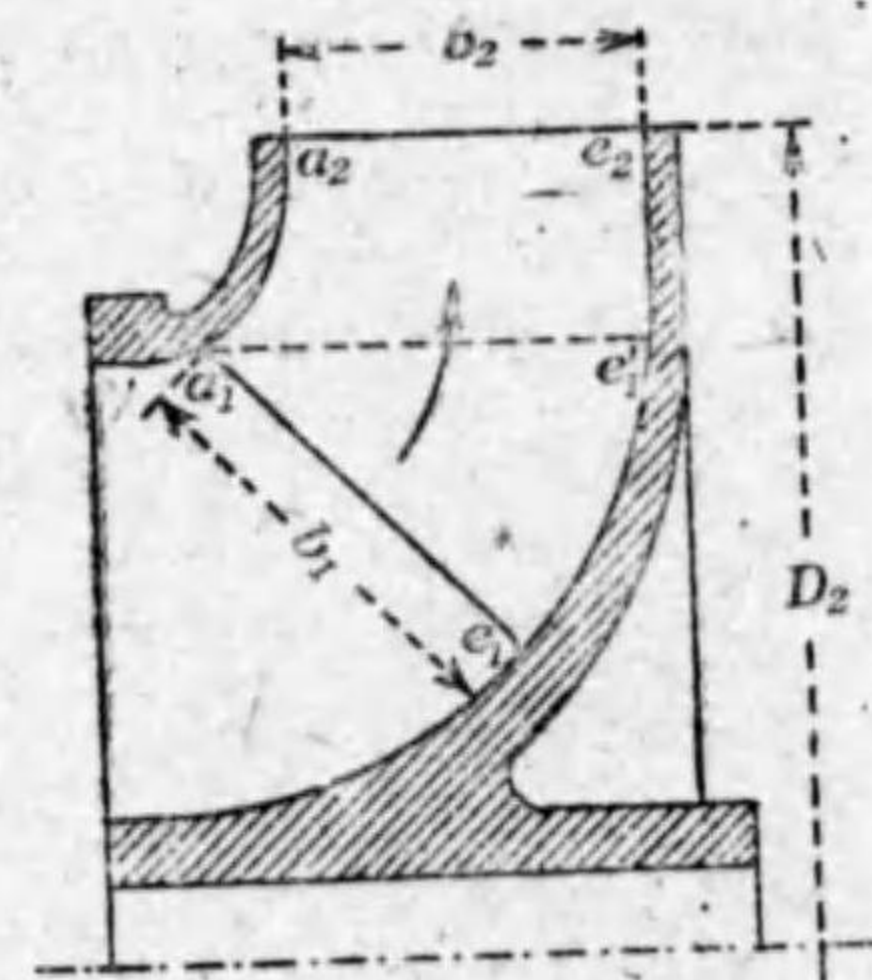
んとすれば、 D_2 に比して b_1 及び b_2 の甚だ廣き羽根車を要することになる(第119圖)。斯くの如き羽根車を有せしめたるポンプは第118圖(243頁)の如き羽根車を有するポンプと勿論別種屬のものとなるけれども、斯くの如き幅廣き羽根車は、水の通路の幅が廣過ぎるために、水の流れが不安定となつて渦流を生じ、效率が著しく低下するものである。



第119圖
幅廣き單一曲面の羽根車

これを安定ならしむるには、勢ひ羽根の数を多くしなければならぬ。然る時は摩擦抵抗が増し、同時に水の通過する有効面積が狭くなるから、何れから見てもこの如き幅廣き單一曲面の羽根車を有するポンプは、效率の小なることを免がれない。

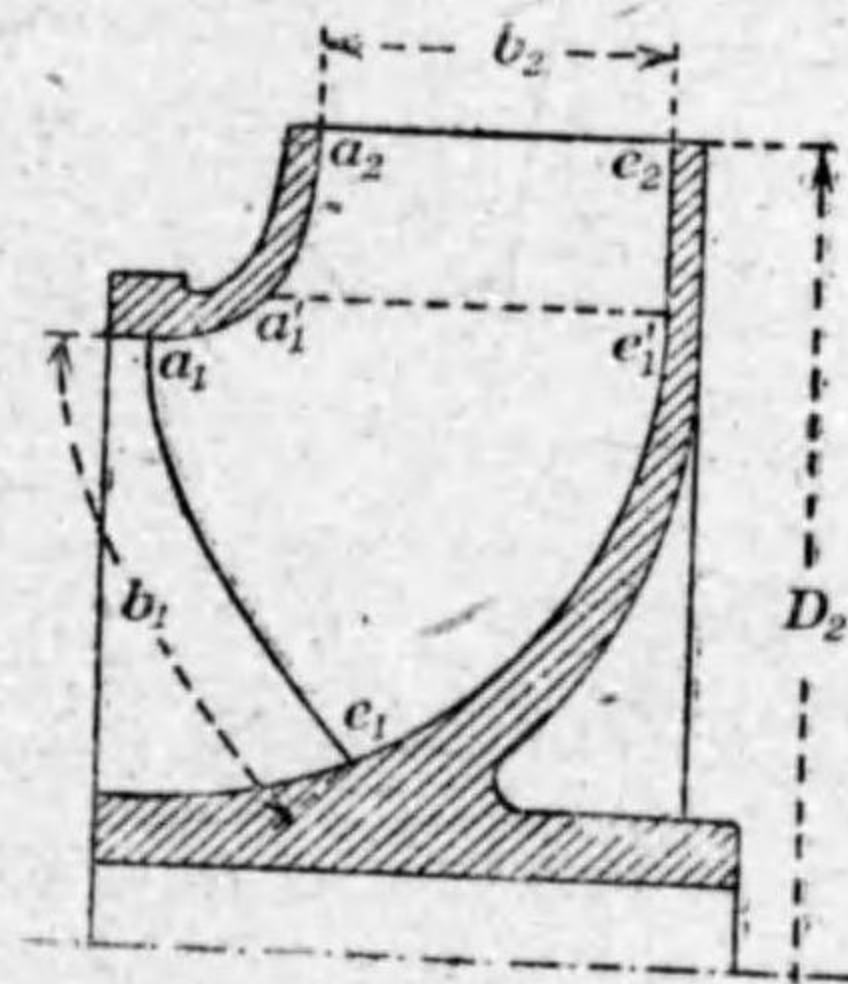
こゝに於て羽根の幅を廣くすると同時にそれを長くする必要が起り、羽根の入口 $a_1 e_1$ を軸に對して傾ける(第120圖)。斯くすれば羽根が幅廣くなると同時に長くなるから、羽根の数を増したりすることなしに直径 D_2 を小ならしむることが出来る。



第120圖
二重曲面の羽根車(その一)

この如き羽根は入口の各點に

於て半径が異なり、従つて圓周速度が異なるから、その各點に於て速度三角形は悉く異なり、延いて羽根の入口角が夫々異なるから、 $a_1 e_1 e_1'$ なる羽根の面は簡單なる單一曲面ではなく、前後にも左右にも共に彎曲せる所謂二重曲面を呈するものとなる。故にこの如き羽根車を二重曲面の羽根車 (Impeller of double-curve) と云ふ。



第121圖
二重曲面の羽根車(その二)

直径 D_2 を更に縮小する時は、羽根の長さがその幅に比して益々短くなるから、それを長くするために、羽根の入口を吸込部の中に深く延長せねばならなくなり(第121圖)、 $a_1 e_1 e_1' a_1'$ の廣い面が二重曲面たるものとなる。

121. 外流、内流、斜流、軸流及び混流ポンプ 渦巻ポンプ本來の型は、羽根車の羽根の入口が軸に平行で、水は羽根車の中に於て、軸に直角なる平面上を外方に流れて出口から流出するものである。故にこれを外流渦巻ポンプ (Outward-flow centrifugal pump) と云ふ。

羽根が二重曲面を呈する時は、羽根の入口に於て、水は軸に對して平行か又は或る傾きをなせる方向に羽根車の中に流入し、それから順次方向を外方に變へ、出口の近傍に於て方向が正に外方となる。故にこの如き羽根車を有するポンプを

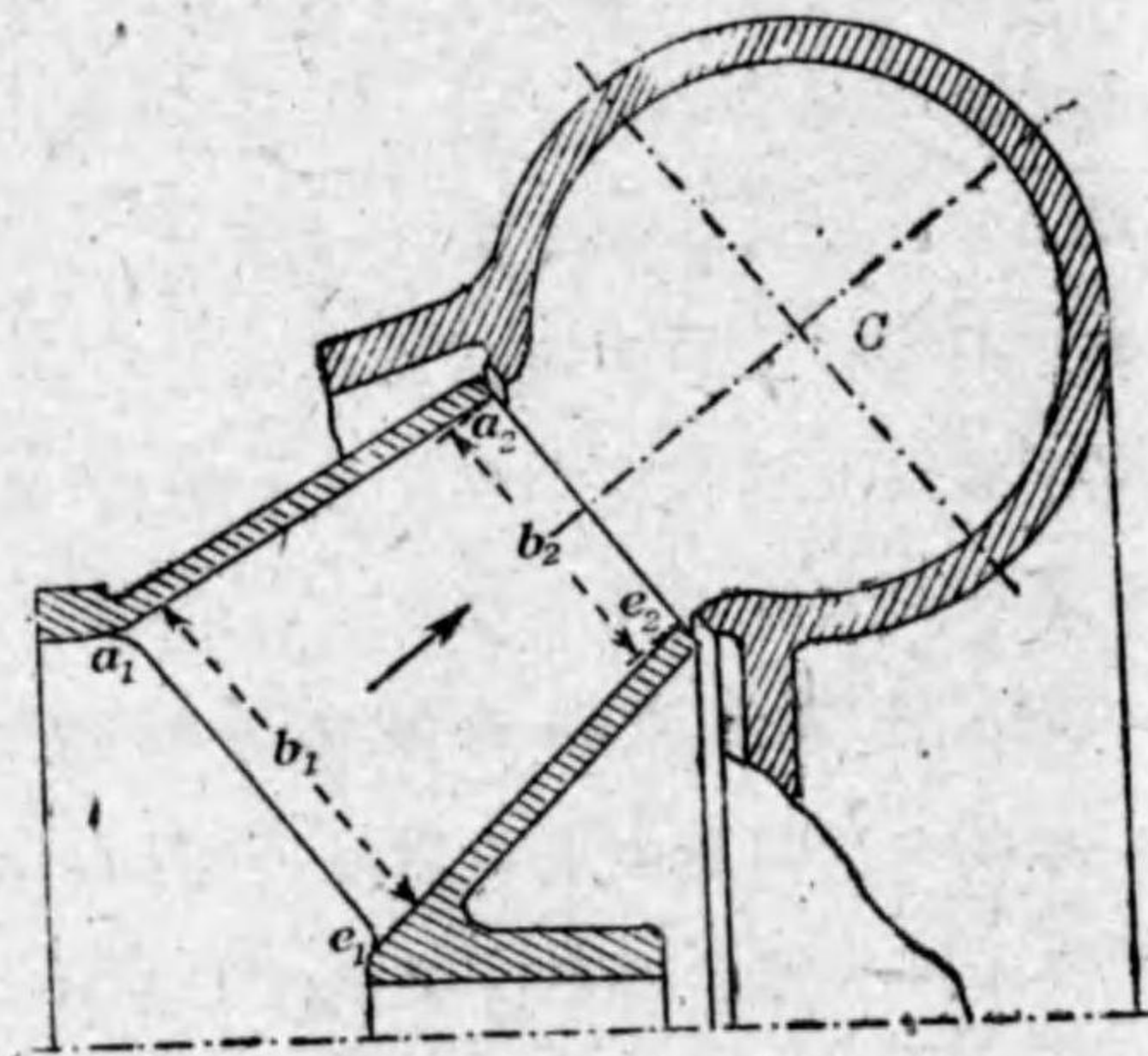
混流渦巻ポンプ (Mixed-flow centrifugal pump) と云ふ。

多くの渦巻ポンプは水が羽根車の内方より入りて外方に
出すものであるけれども渦巻ポンプは必ずしも斯くの如
き狭義のものではなく、羽根の形状によりては水を羽根車の
外方より入りて内方に出すやうにすることも出来る。そ
の場合それを内流渦巻ポンプ (Inward-flow centrifugal pump ;
Centripetal pump) と云ふ。

以上のポンプは羽根車の出口 $a_2 e_2$ が皆何れも軸に平行で、
そのまゝ導羽根渦室

又は渦形容器に接続
せしむる。然るに若
しそれを軸に對して
傾くるならば羽根車
は第 122 圖に示すが
如き形態を呈し、それ
につれて導羽根渦室
又は渦形容器 C を、何
れも軸に對して傾き
たる位置に設置せし

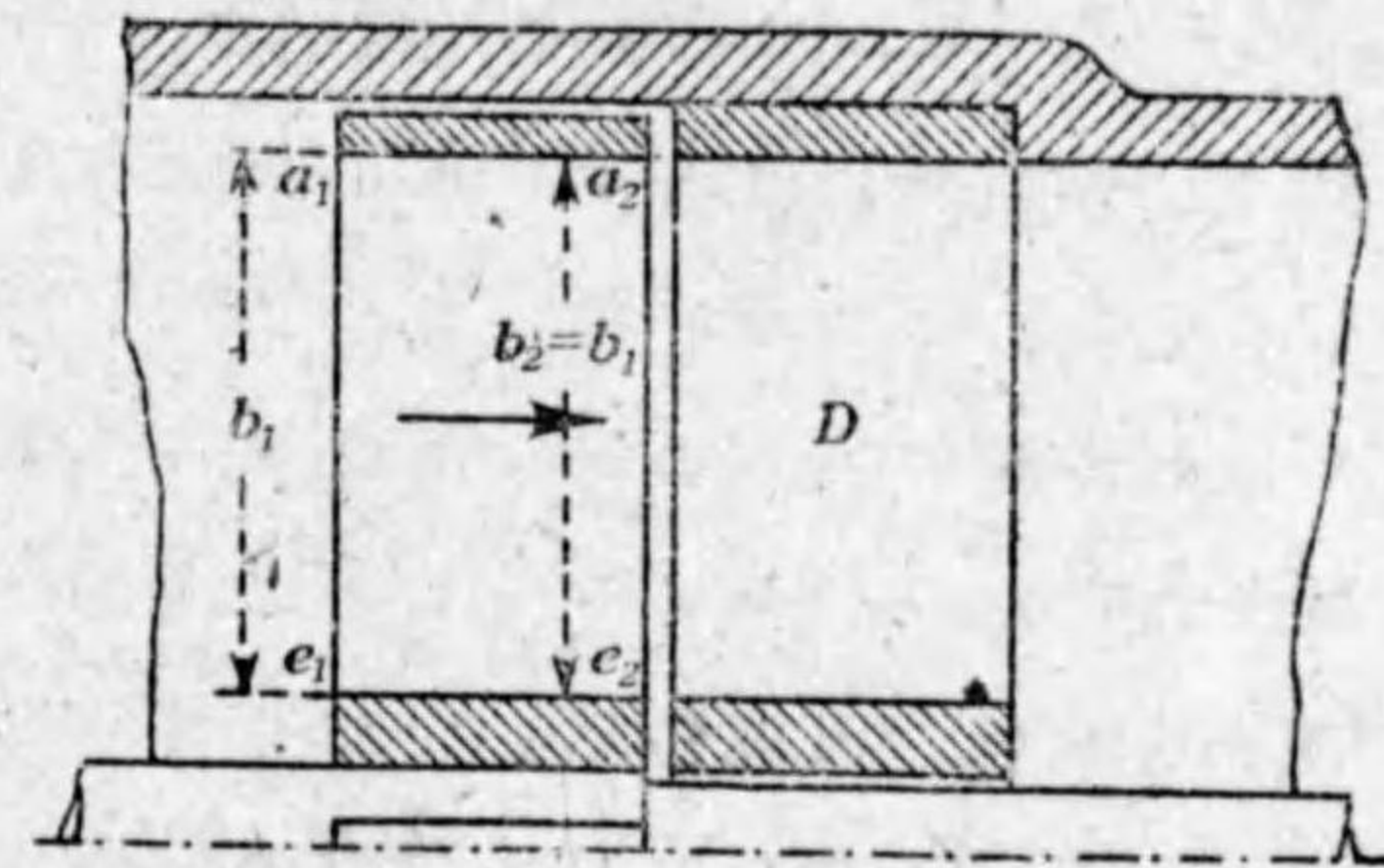
めたるものとなる。この如きポンプは羽根車の中にある間
水の流れが常に軸に傾いてゐるので、これを斜流渦巻ポンプ
(Diagonal-flow centrifugal pump) と云ひ、羽根の全面が完全に二重
曲面より成るものである。



第 122 圖
斜流渦巻ポンプ

羽根車の出口を更に傾けて遂に軸に直角ならしむれば羽
根車は第 123 圖に示すが如き形態となる。この場合には導

羽根又は渦室 D は
羽根車の直後に於
て、羽根車と一直線
上に装置せねばな
らぬ。この如きポ
ンプは羽根車の中
にある間水の流れ
が常に軸に平行で



第 123 圖
軸流渦巻ポンプ

あるから、これを軸流渦巻ポンプ (Axial-flow centrifugal pump) と
呼び、これまた羽根の全面が完全に二重曲面より成るもので
ある。

斯くの如く羽根車は夫々の事情によつて種々の形態に造
り得るけれども、多くは外流で、混流これに次ぎ、軸流と斜流と
は更にこれに次で用ゐられ、内流は極めて稀である。而して
これ等の相違はたゞそれ等の外觀の相違であつて、理論に於
ては總て一貫し何等異なる所がない。

122. 分割羽根車 二重曲面より成る羽根車は主として
ヘッドに比して揚水量の大なる場合に用ゐられ、ポンプの外
径が一般に大形となるのを避くるために、斯くの如き羽根を
用ゐるのであるから、總ての部分の寸法を小ならしむるため
に、吸上管中の水の速度、従つて羽根車に流入する水の速度を、

第118圖(243頁)に示すが如き普通型の単一曲面の羽根車の場合よりは大きらしめ、大凡次の如くにとる。

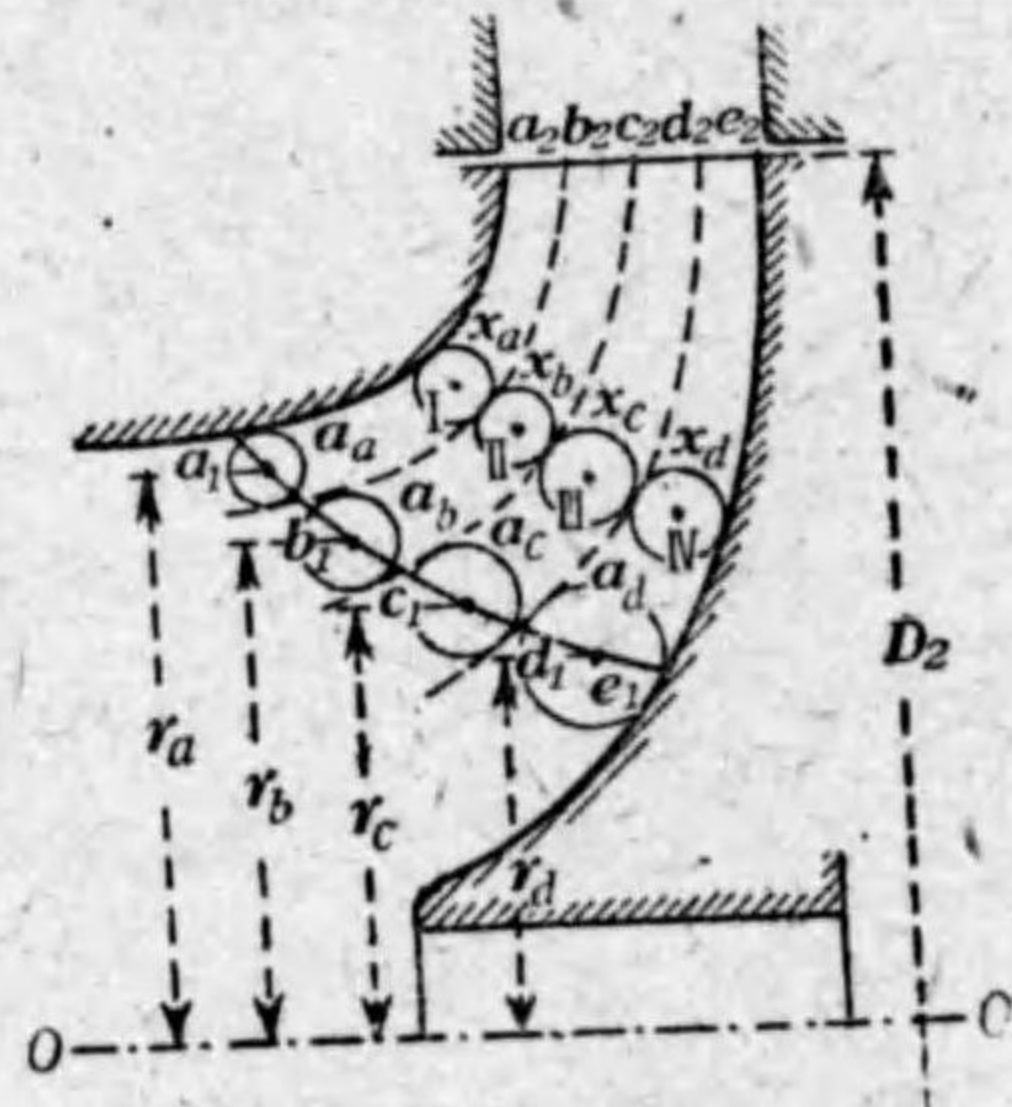
$$v_2 = 2.5 - 5.0 \text{ m/s} \text{ (第66項, 115頁参照)}$$

斯くて羽根車に流入する水の速度 v_1 は(123)式(122頁)によつて算定せらるゝ。

なほ羽根車の出口の幅 b_2 を成るべく小ならしむるために放射流出速度 v_2 は v_1 に等しきか、或はそれよりも幾分大ならしむる(第94項, 185頁参照)。

さて1の羽根車は多数の羽根車の集合して成るものと考へられる。今 $a_1 a_2, e_1 e_2$ は羽根車の兩側壁とし(第124圖), $b_1 b_2, c_1 c_2, d_1 d_2$ はその間を流るゝ水の流線を軸を含む平面上に表示したる曲線だとすれば、この羽根車はこれ等の流線によりて界せられたる I, II, III, IV なる小なる羽根車の集合して成れるものとして考へてよい。これ等の小なる羽根車を分割羽根車 (Partial impeller) と稱へる。

斯くすれば I, II, III, IV なる分割羽根車を各獨立の羽根車と見なして入口及び出口の各點の速度三角形を作り、それに該當する羽根の入口及び出口角を定め、而してそれ等を結合すれば完全なる羽根となる。



第124圖 羽根車の分割

それには先づ第一に各分割羽根車の境界となる流線を定めなければならぬが、この場合各分割羽根車は皆同じエネルギーを分擔するやうに分割すれば、爾後の計算が總て非常に簡單になる。

斯くてこのポンプの揚水量を Q 、ヘッドを H 、効率を η とし、I, II, III, IV なる分割羽根車の揚水量を順次に Q_a, Q_b, Q_c, Q_d とし、効率を順次に $\eta_a, \eta_b, \eta_c, \eta_d$ とすれば、ヘッドは共通に H に等しいから、分割羽根車の數を n とすれば、次の關係になる。

$$rQ_a H \eta_a = rQ_b H \eta_b = rQ_c H \eta_c = rQ_d H \eta_d = \frac{rQH\eta}{n}$$

各分割羽根車の效率は、嚴格に云へば互に異なるであらうけれども、それ等は等しと見なして大差はなく、何れも η に等しと假定し得るから、

$$\eta_a = \eta_b = \eta_c = \eta_d = \eta$$

よつて上式より次の結果を得る。

$$Q_a = Q_b = Q_c = Q_d = \frac{Q}{n} \dots \dots \dots (209)$$

即ち各分割羽根車は凡て $\frac{Q}{n}$ なる同じ水量を通ずるやうに分割すればよい。

斯くて假りに羽根の入口 $a_1 e_1$ は、 b_1, c_1, d_1 に於てこの條件に合ふやうに分割せられたりとし、それ等の分點を通る流線を點線にて示したるが如き曲線だとし、次に入口の各片 $a_1 b_1, b_1 c_1, c_1 d_1, d_1 e_1$ 上に中心を有し、相隣る流線に同時に接する圓を畫き、それ等の圓の直徑を順次に a_a, a_b, a_c, a_d とすれば、これ等は各

分割羽根車の入口の幅を表すから、軸心 OO からそれ等の圓の中心までの半徑を夫々 r_a, r_b, r_c, r_d とすれば、放射流入速度 v_1 は各分割羽根車に共通であり、 ϵ_1 はまた共通と考へて差支へないから、(177)式 (184頁) を各分割羽根車に適用すれば、それ等を通する水量は夫々

$$Q_a = \epsilon_1 2\pi r_a a v_1$$

$$Q_b = \epsilon_1 2\pi r_b a v_1$$

$$Q_c = \epsilon_1 2\pi r_c a v_1$$

$$Q_d = \epsilon_1 2\pi r_d a v_1$$

よつて (209) 式 (249頁) により、これ等が相等しきためには、

$$r_a a_a = r_b a_b = r_c a_c = r_d a_d \dots \dots \dots (210)$$

斯くの如く各分割羽根車の入口に畫かれたる斯くの如き圓の直徑は、軸心よりその中心までの半徑(又は直徑)に反比例しなければならぬ。されば各分割羽根車の入口の境界は、この條件に適するやうに分割されてゐなければならぬ。

羽根車内部の各分割羽根車の境界も皆悉くこの條件を満足してゐることが必要で、例へば羽根車内部の任意の位置に順次互に相接するやうに畫かれたる1聯の圓の直徑を順次に x_a, x_b, x_c, x_d とし、軸心 OO よりそれ等の中心までの半徑を夫々 r'_a, r'_b, r'_c, r'_d とすれば、

$$r'_a x_a = r'_b x_b = r'_c x_c = r'_d x_d \dots \dots \dots (211)$$

羽根の入口に畫かれたる直徑 a_a, a_b, a_c, a_d なる圓が順次互に相接して1聯の圓を形成する場合もある。この場合には

入口はそのまゝ各流線に順次に直角に横たはる曲線を呈し、各分割羽根車の入口の境界を定むることがやゝ容易となる。

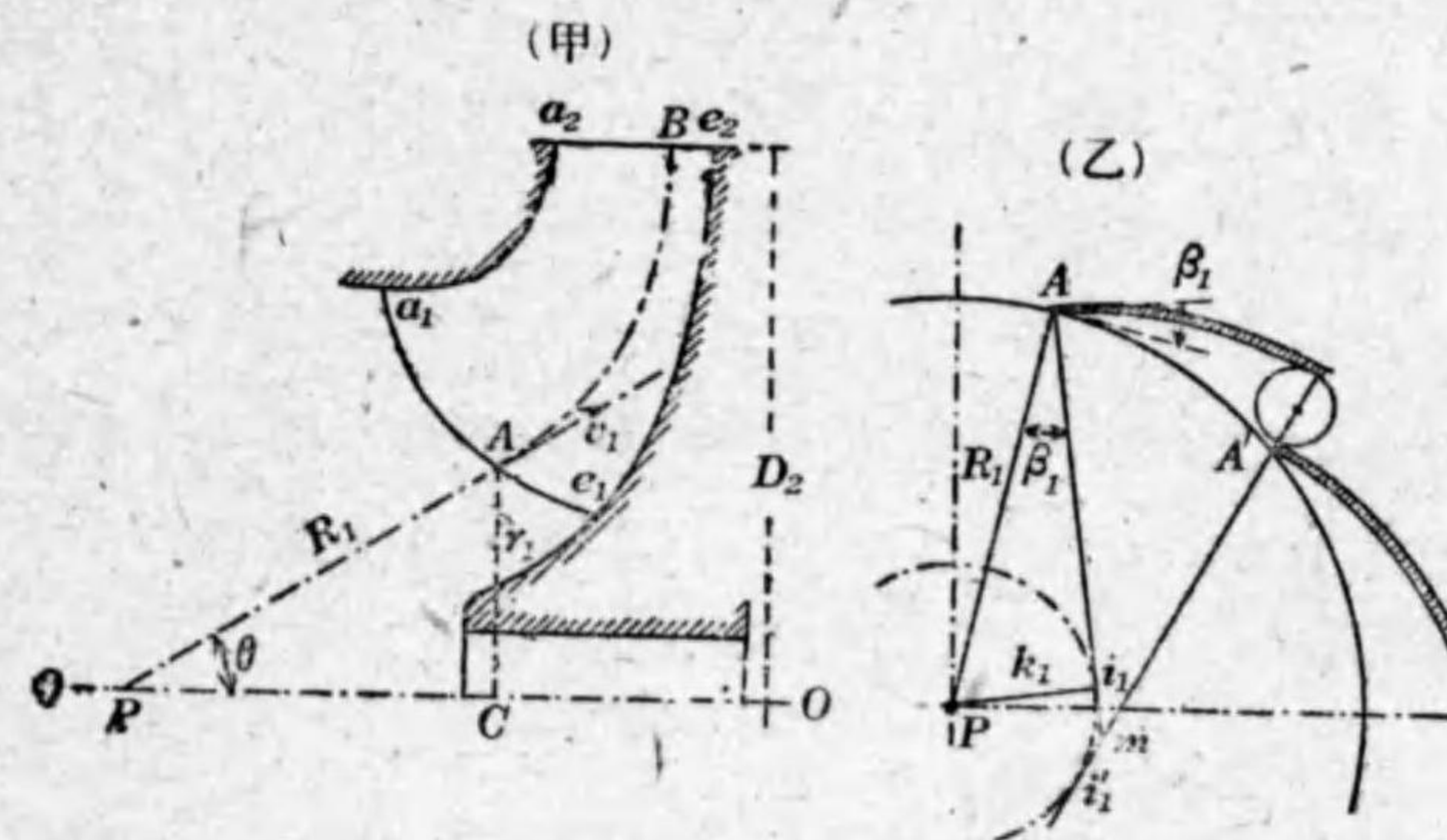
斜流渦巻ポンプの羽根車の出口の曲線 $a_2 e_2$ (第122圖, 246頁参照) は、斯くの如き1聯の圓の中心を連ぬる曲線より成る。

出口が軸心に平行なる混流渦巻ポンプでは、斯くの如く畫かれたる1聯の圓の中心が悉く軸心から等距離にあるから、出口 $a_2 e_2$ の分點を b_2, c_2, d_2 とすれば(第124圖)、

$$a_2 b_2 = b_2 c_2 = c_2 d_2 = d_2 e_2 \dots \dots \dots (212)$$

即ち斯くの如き出口は、たゞ分割羽根車の數だけそれを等分すればよい。

123. 羽根の構成 分割羽根車の中線を表す流線の1を AB とすれば(第125圖, 甲)、水の流れる方向は到る處に於て曲



第 125 圖
羽根車入口のインポルト

線 AB に接線的であるから、入口 A に於て放射流入速度 v_1 は、

A に於て AB に接線的である。而して水は軸心 OO を軸とし、AC を半径とする圓の全周から一様に流入するのであるから、A に於ける流線 AB の接線が軸心 OO と交はる點を P とすれば、A に於て水は OO を軸とし、PA を母線 (Generating line) とする圓錐面に沿うて、羽根車の中に流入するのである。

されば羽根の入口の曲線をインボルトたらしむるならば、それは斯くの如き圓錐面上のインボルトでなければならぬ。然るにこの圓錐面を平面上に展開するならば、それは P を中心とし PA を半径とする圓である。故に斯くの如き圓の上に現はるゝ羽根は、A に於ける羽根の眞の形狀を平面上に展開したるものである。

この理論に基づき、P を中心とし PA を半径とする圓を畫けば(第 125 圖, 乙)、この圓面上に現はるゝ羽根の形狀は羽根の眞の形狀であり、羽根の入口角 β_1 はこの面上にその眞の入口角を現出することになる。故にこの圓面上に於て、第 97 項 (189 頁) 及び第 98 項 (192 頁) に述べたる方法によつてインボルトを畫けば、それが羽根の入口の眞の形狀である。

よつて PA を R_1 とし、入口のインボルトの底圓の半径を k_1 とすれば、

$$k_1 = R_1 \sin \beta_1$$

軸心 OO に対する PA の傾斜角を θ とし、A の半径を r_1 とすれば、

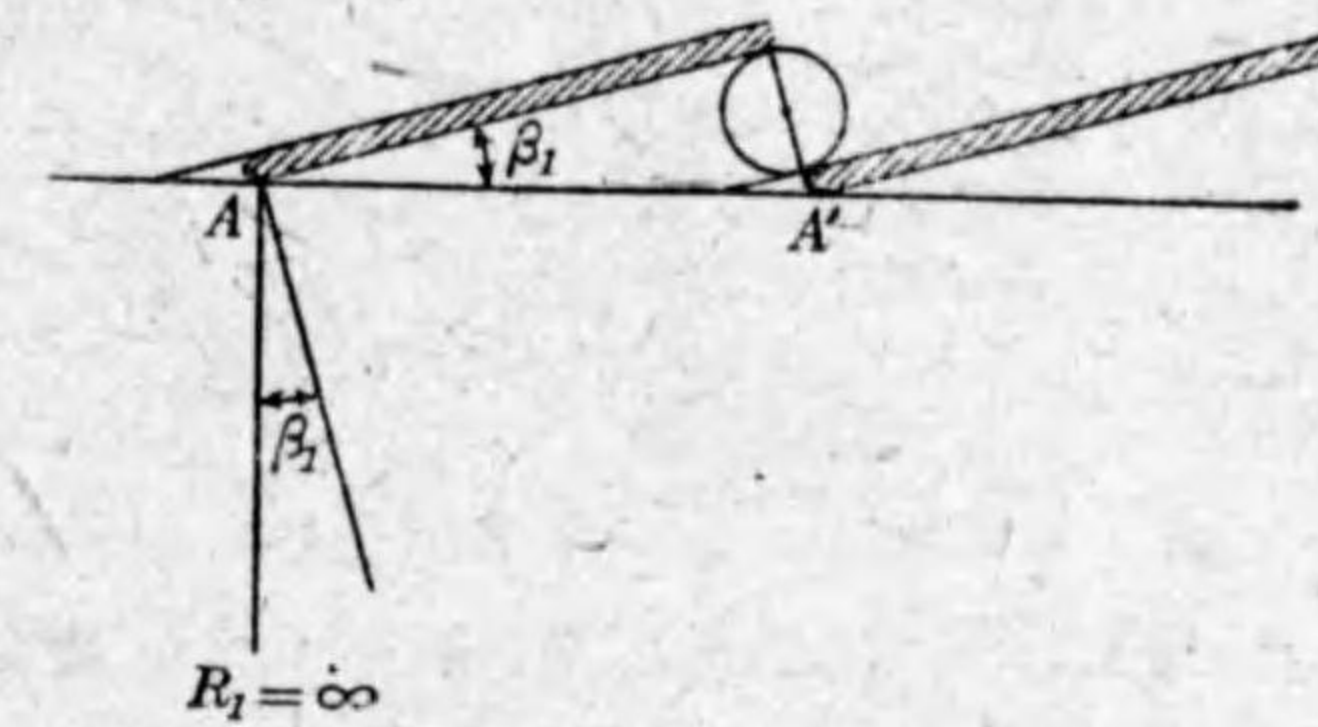
$$R_1 = \frac{r_1}{\sin \theta}$$

故に
$$k_1 = R_1 \sin \beta_1 = \frac{r_1 \sin \beta_1}{\sin \theta} \dots \dots \dots (213)$$

このやうにして總ての分割羽根車に對してそれ等の入口の羽根の形狀は定めらるゝ。

α_1 に於けるが如く、流線に接線的に引きたる圓錐の母線が軸心 OO に平行となれば、圓錐は圓錐となり、 R_1 は無限大となる。この場合のインボルトは直線となり、従つて入口に於ける羽根は第 126 圖に示すが如く直線を呈する。

斜流渦巻ポンプの各分割羽根車の出口の羽根の曲線は、また以上と同じ方法によつて定めらるゝこと論ずるまでもない。



第 126 圖

出口が軸心に平行なる混流渦巻ポンプでは、各分割羽根車の圓周速度 u_2 が共通であるから、出口の速度三角形は共通であり、従つて羽根の出口角 β_2 は共通であり、且つ $\theta = 90^\circ$ であるから、上式より、

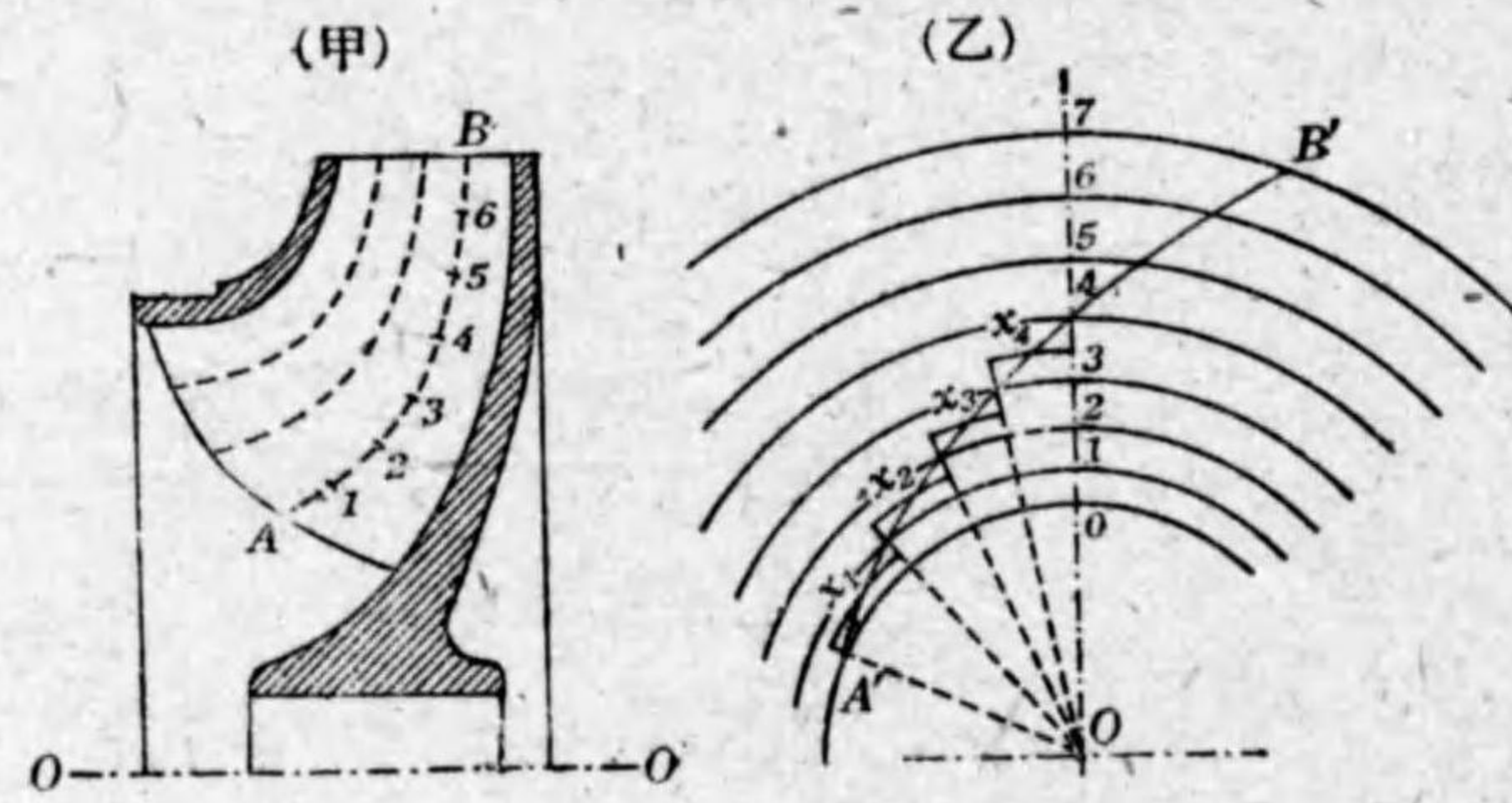
$$k_1 = \frac{D_2}{2} \sin \beta_1$$

となり、第 97 項 (189 頁) 及び第 98 項 (192 頁) に述べたるそのまゝの方法によつて、羽根の出口のインボルトの形狀は定まる。

以上の如くにして各分割羽根車の入口及び出口の形狀が

定まれば、第95項(186頁)に述べたる方法によつて中間の曲線を定むればよいので、新しく定められたる各分割羽根車の羽根を結合すれば、1の完全なる羽根が出来上る。

124. 羽根の投射圖及び展開圖 第127圖(甲)は軸を含む平面上に畫かれたる羽根で、ABは任意の流線だとする。(乙)



第 127 圖
羽根の投射圖

は軸に直角なる平面上に(甲)を投射したる圖面で、A'B'はABの投射圖であるとする。ABをAより始めてA1, 12, 23, 34, ...6Bを順次等距離に切りて1, 2, 3, ...6の各分點を得れば、これ等の分點を通る同心圓は、(乙)に於ては圖に見るが如くに現はれる。

次に(乙)に於てA'B'がこれ等同心圓と交はる點に向つて軸心Oより放射線を引き、これ等の放射線間に挟まれたるA'B'

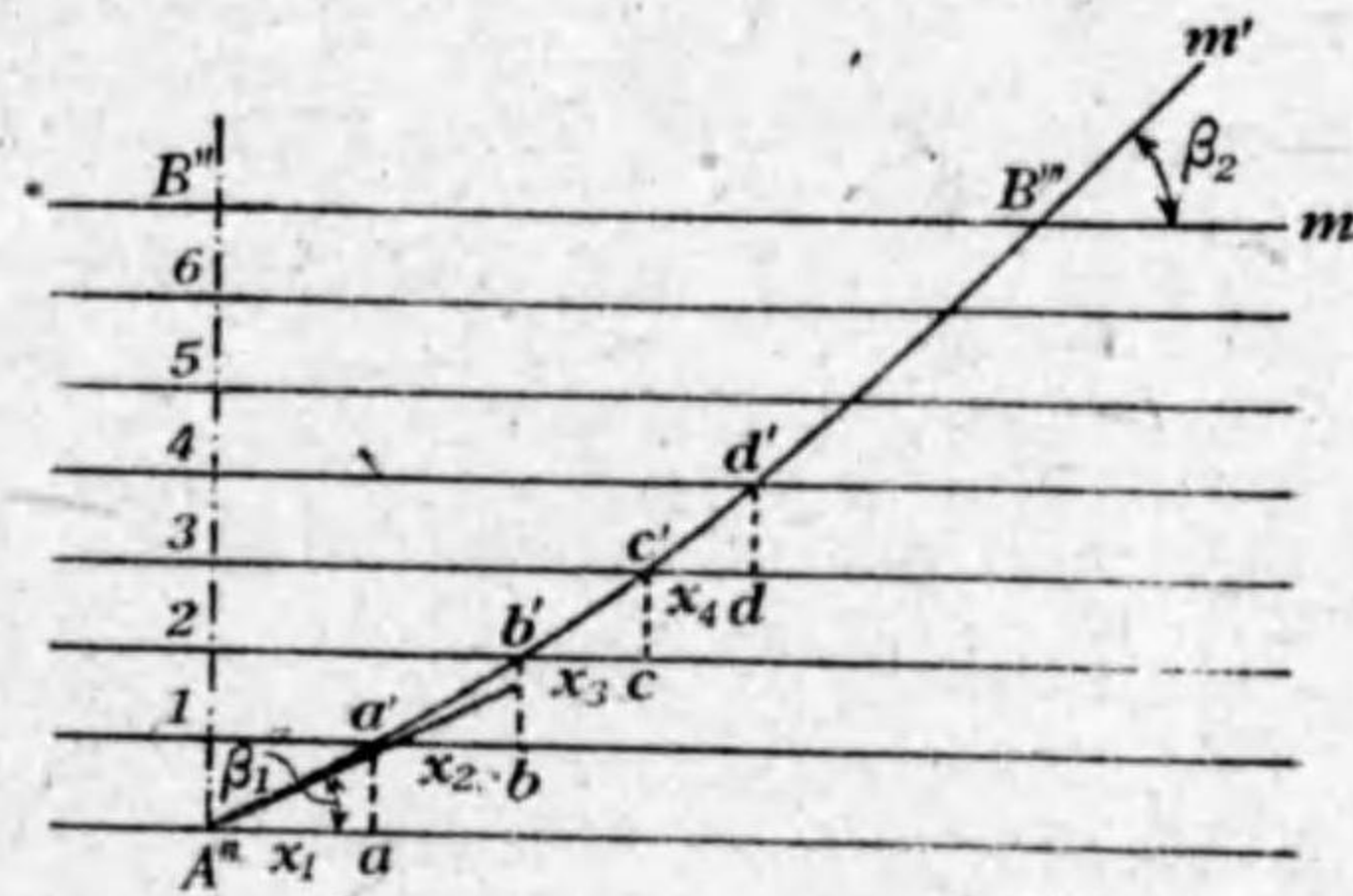
(1) ABを必ずしも等分しなくともよく、Bに達したる最後に、分點が半端の長さになつても差支へない。

の各微片を、01, 12, 23, 34, ...67の各中央に於て圓周に沿うて測りたるものを順次に $x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_7$ とする。

第128圖は第127圖(甲)の曲線A1234...Bを、直線A''1234...B''に展開したるもので、(甲)のA1, 12, 23, 34, ...6Bは、第128圖のA''1, 12, 23, 34, ...6B''に夫々相等しく、従つて直線A''B''の長さは、第127圖(甲)の曲線ABの長さに等しい。

新しくA''B''に直角にA'', 1, 2, 3, ...6, B''を通る直線を引く。

第127圖(甲)の曲線ABの各分點が等距離ならば、第128圖に畫かれたるこれ等の直線は、順次等距離なる平行線である。



第 128 圖
羽根の展開圖

次にA''より始めてA''aを第127圖(乙)の x_1 に等しくとりてa'を求め、a'bを x_2 に等しくとりてb'を求め、b'cを x_3 に等しくとりてc'を求め、c'dを x_4 に等しくとりてd'を求め、順次斯くの如くして求めたる諸點を順次に接続する曲線を畫けば、A''B'''なる曲線を得る。

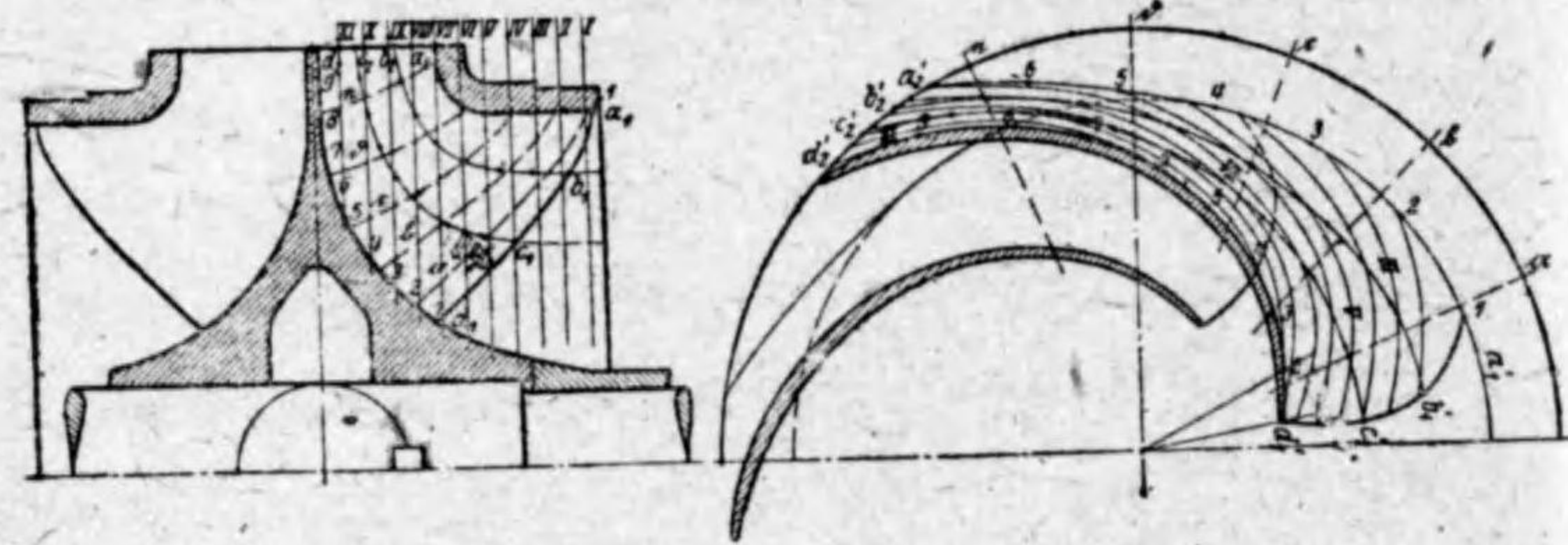
この曲線A''B'''は流線ABを1平面上に展開したるものであつて、この曲線の長さはその流線の實長を表し、且つ角 $\alpha A''a'$ は羽根の入口角 β_1 を、又角 $mB'''m'$ はその出口角 β_2 を

表す。この他凡て a', b', c', d' 等を頂點とする斯くの如き角はそれ等の諸點に於ける羽根の角を表す。

各分割羽根車の境界線たる $a_1a_2, b_1b_2, c_1c_2, \dots, e_1e_2$ (第124圖, 248頁参照)の流線の展開圖を凡て斯くの如き方法にて畫けば、それ等流線の實長が知られ、而してそれ等流線の實長は成るべく等しくあることが望ましい。

以上述べたる如くにして各分割羽根車の境界を表す各流線の形狀が定まり、それ等を結合したる圖面を作れば、更に軸に直角なる多くの平面を以て羽根を截斷したる圖面を作ることゝ容易である。

斯くして畫かれたる各種の圖面を1の圖面上に結合すれば、羽根の形狀は、それを有らゆる方面から觀たものとして完全に製圖せらるゝ。第129圖は斯くの如き製圖の1例で、兩吸

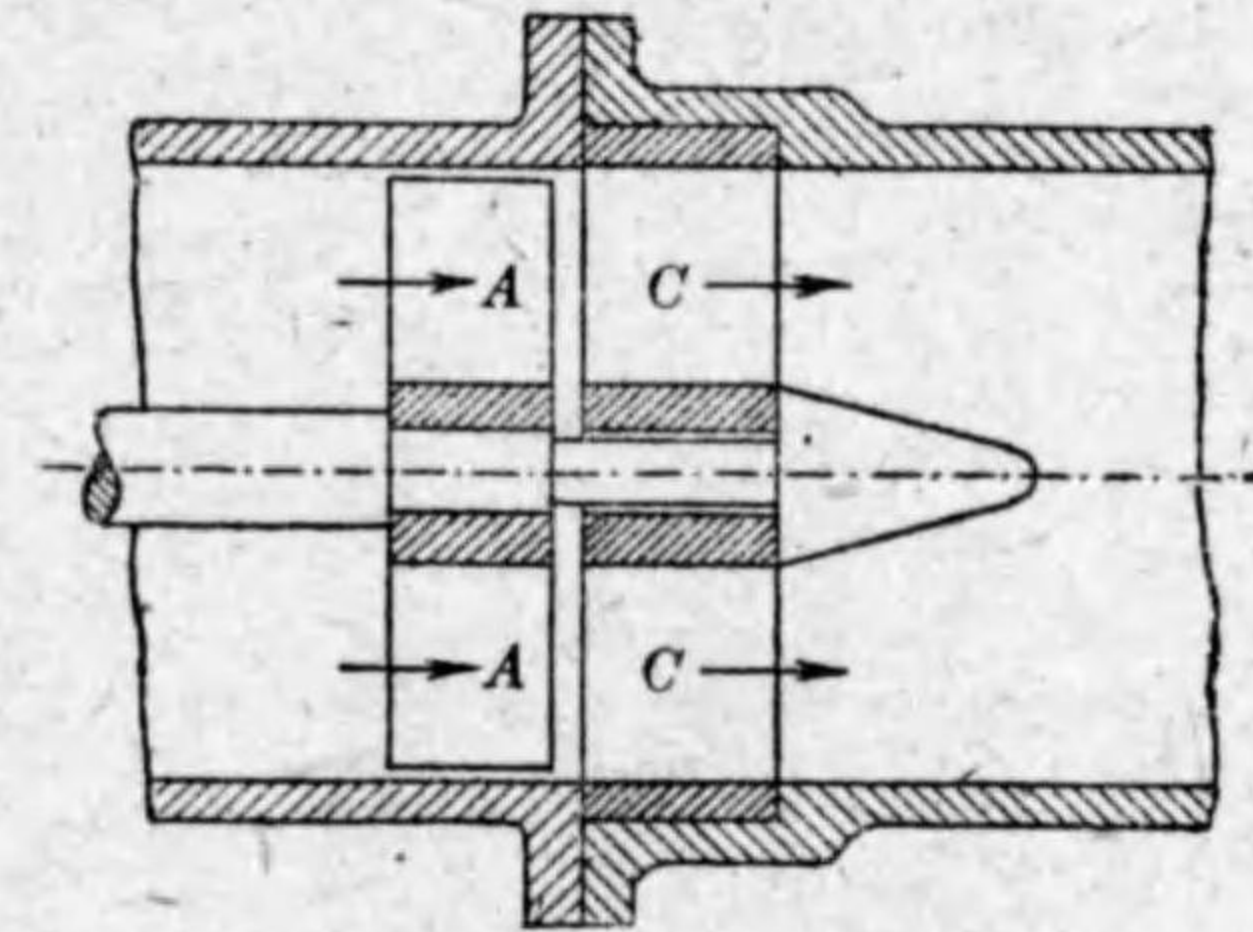


第 129 圖
羽根車の完全なる圖面

込みの二重曲面の羽根車を示す。

X. プロペラ型渦巻ポンプ

125. プロペラ型渦巻ポンプ 軸流渦巻ポンプの羽根車は、他の一般の渦巻ポンプのそれと同じく内外2つの側壁があつて、その間に羽根が配してある(第123圖, 247頁参照)。若しこの羽根車の外圍の側壁を取り去り、且つ又羽根の幅を狭くし、羽根の數も少くす



第 130 圖
軸流プロペラ・ポンプ

るならば、羽根車は船や航空機の推進に用ゐる「ねぢ形プロペラ (Screw propeller) と外觀が少しも異ならぬものとなる(第130圖)。故にこの如き羽根車を有する渦巻

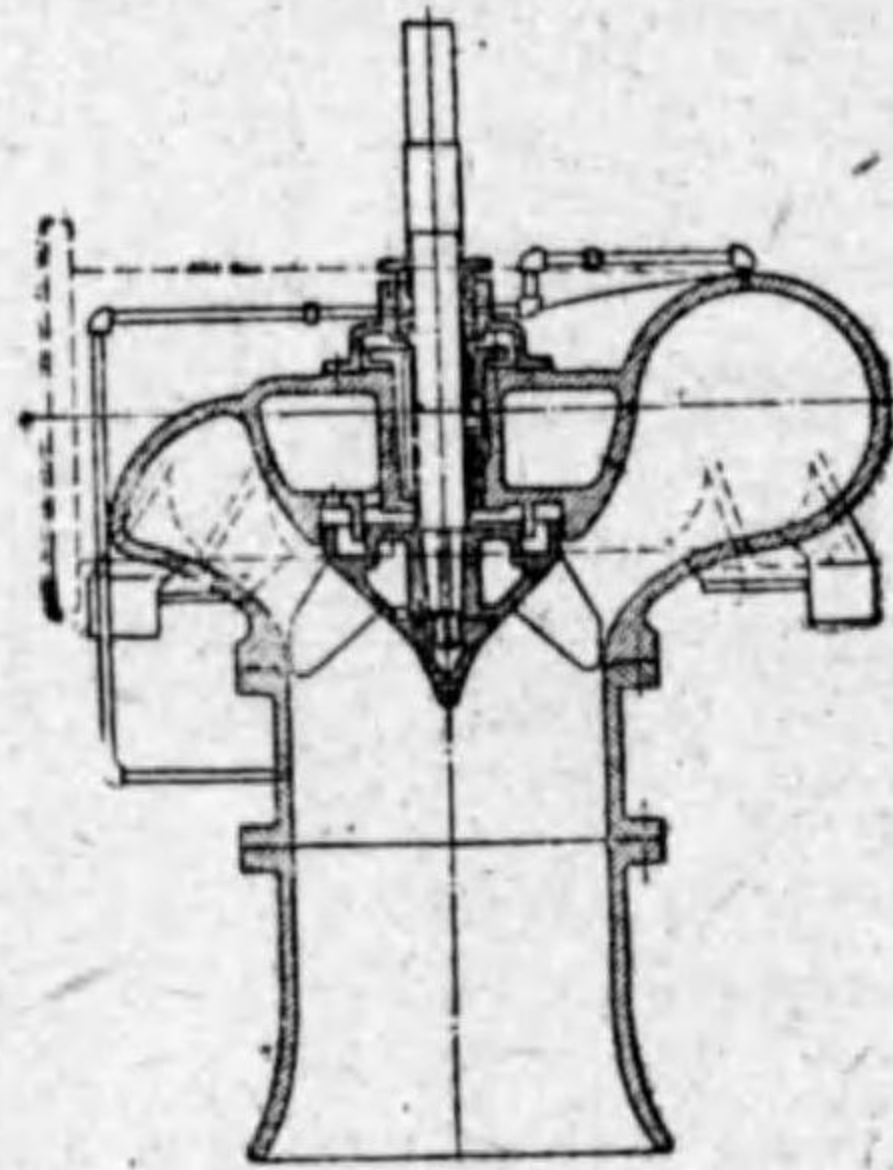
ポンプをプロペラ型渦巻ポンプ (Propeller-type centrifugal pump), 又は略してプロペラ・ポンプ (Propeller pump) と云ひ、これは1種の軸流ポンプで、羽根はねぢ形にねぢれたる二重曲面より成り、外圍に側壁なく、羽根が1枚1枚開放せるのが特長である。

水は吸上管から羽根車に向つて軸に平行に流れ、そのまゝ羽根車に流入し、羽根にかき廻はされ、出口に於て回轉流動の状態を呈するから、それを軸に平行ならしめたる後に送出管に送るために、羽根車の直後に通例導羽根を裝置し、渦形容器

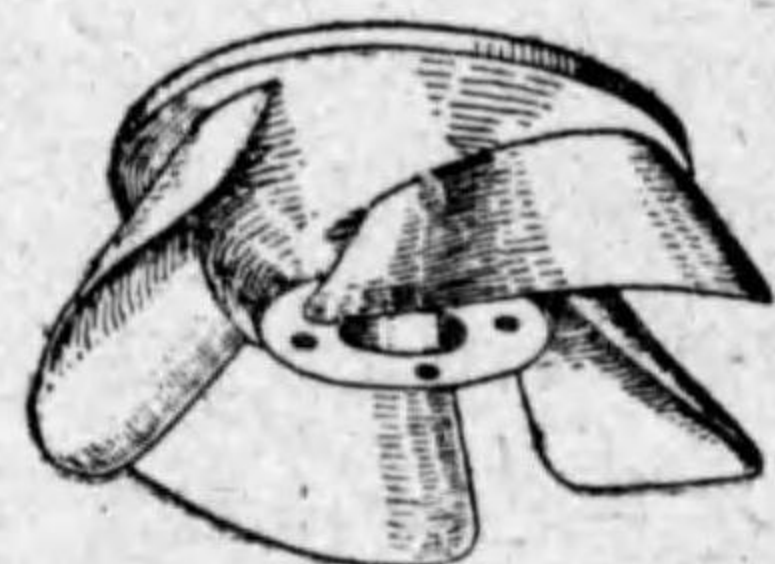
はこれを備へない。第130圖(257頁)に於てAは羽根車、Cは導羽根である。

斜流渦巻ポンプから導かれたるプロペラ・ポンプもある。それは斜流渦巻ポンプの羽根車の内外2つの側壁を、羽根を軸に取り附くる殻の部分だけを残して悉く取り去りて開放型にし、その上羽根を幅狭く且つ数を少くしたるもので、羽根が軸に對して或る傾斜をもつねち形プロペラに外觀が似て

ゐる(第131圖)。渦形容器を備ふるから導羽根は通例これを有しない。第132圖はこの種の斜



第131圖
斜流プロペラ・ポンプ



第132圖
斜流プロペラ・ポンプの羽根車の實景

流プロペラ・ポンプの羽根車の實景である。

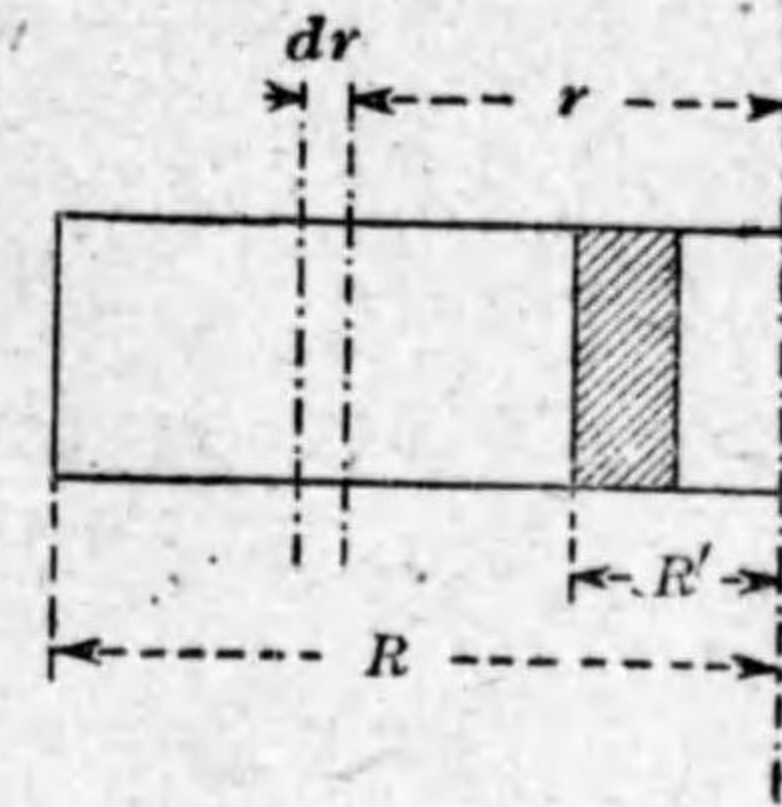
126. 理論⁽¹⁾ 軸流プロペラ・ポンプの羽根車を任意の半径 r の圓筒にて切り(第133圖)、それを1平面上に展開する時は、

(1) 東北帝國大學工學報告第11卷第3號(昭和九年九月)著者の Notes on the Design of a Propeller Pump and of the Spiral Casing of a Centrifugal pump (英文) 参照。

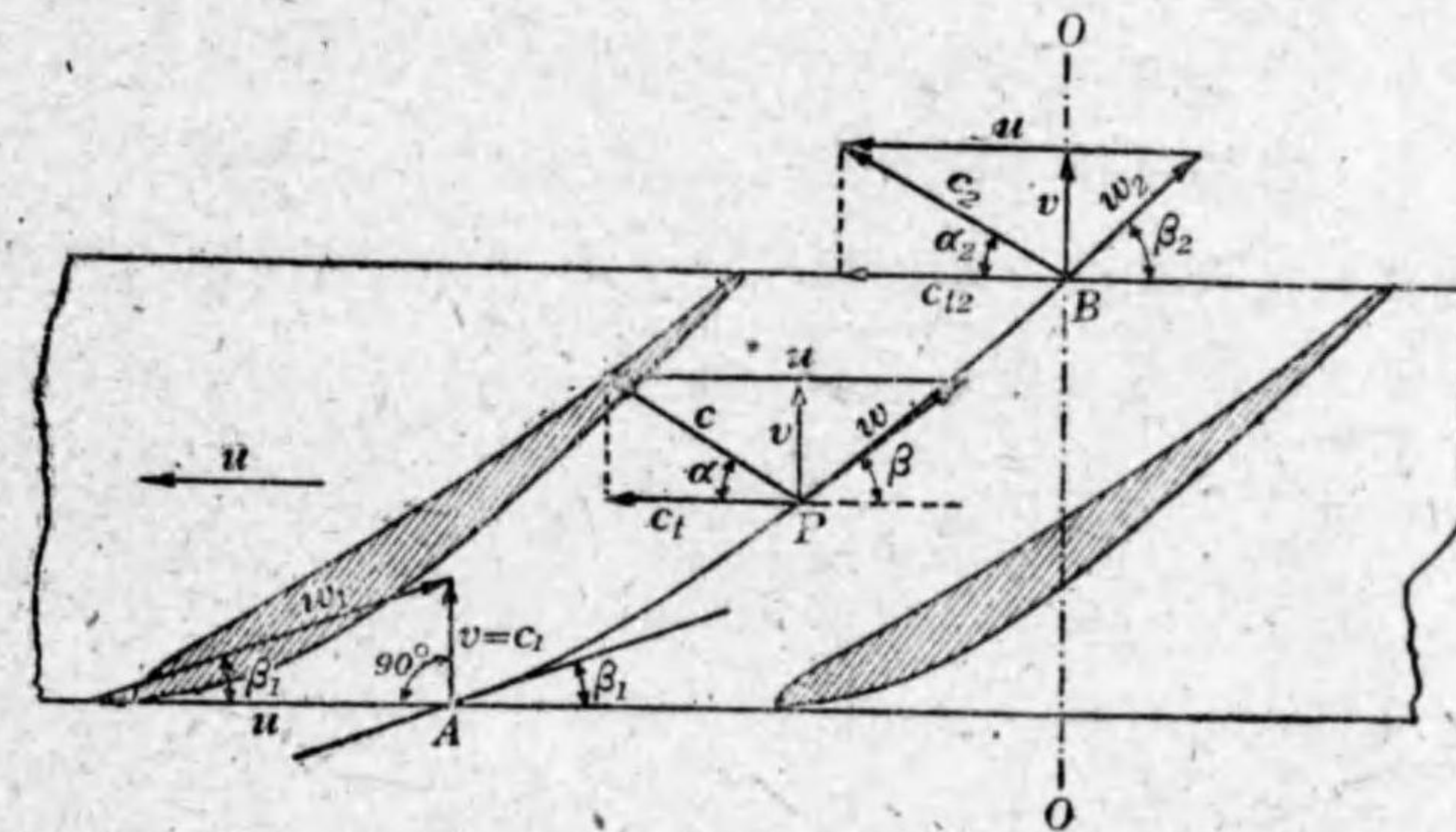
第134圖に示すが如き無限に連続する1聯の羽根の断面圖が出来る。

若し羽根の数が無限に多く密集すると假定すれば羽根の間を流るゝ水の流線は羽根の曲線と同じで、その1の流線をABだとし、その上の任意の點をPとすれば、(8)式(23頁)により、

$$dM = \frac{\gamma}{g} Q d(cr)$$



第133圖
軸流プロペラ・ポンプの羽根車正面断面圖



第134圖
軸流プロペラ・ポンプの羽根車の展開圖

軸流ポンプの場合には Q は全揚水量でなく、半径 r 、厚さ dr なる薄き圓環形の断面を流るゝ水量でなければならぬから、

$$Q = 2\pi r dr \cdot v$$

故に $dM = \frac{\gamma}{g} 2\pi r dr \cdot v \cdot d(cr)$

この場合 dM は、この圓環形の断面を流るゝ水量に該當するモーメントである。

なほ軸流ポンプであるから、流線の位置を表す半径 r は、羽根車の入口から出口まで、一定なる同じ半径である。よつて上式は、

$$dM = \frac{\gamma}{g} 2\pi r^2 dr \cdot v dc_t$$

羽根車の外半径を R 、内半径を R' とし、入口の c_t を c_1 、出口のそれを c_2 とすれば、羽根車全體のモーメント M は、 r を R' から R まで、同時に c_t を c_1 から c_2 まで上式を積分したるものである。但し粘性抵抗を極小ならしむるためには、流線相互間の速度を等しく、従つて軸流速度 v を羽根車の到る處で一様に等しくあるやうに造らねばならぬ。

$$\begin{aligned} \text{されば } M &= \frac{\gamma}{g} 2\pi v \int_{R'}^R \int_{c_1}^{c_2} dc_t \cdot r^2 dr \\ &= \frac{\gamma}{g} 2\pi v \int_{R'}^R (c_2 - c_1) r^2 dr \end{aligned}$$

水の粘性を考へぬならば、羽根車に流入する水の方向は軸に平行である。然る時は

$$\alpha_1 = 90^\circ \quad \text{よつて} \quad c_{t1} = c_1 \cos \alpha_1 = 0$$

$$\text{故に} \quad M = \frac{\gamma}{g} 2\pi v \int_{R'}^R c_2 r^2 dr \dots\dots\dots (214)$$

c_2 と r との函数的關係が與へらるゝならば、この式の積分は計算せらるゝ。さて

$$c_{t2} = u - v \cot \beta_2 = \omega r - v \cot \beta_2$$

$$\text{よつて} \quad \cot \beta_2 = \frac{\omega r - c_{t2}}{v}$$

$$\text{或は} \quad \tan \beta_2 = \frac{v}{\omega r - c_{t2}}$$

但し u は半径 r に於ける羽根車の圓周速度で、軸流ポンプではそれは入口から出口まで同じ速度である。

ω と v とは與へられたる羽根車に對して一定であるから、羽根の出口角 β_2 は ω と c_{t2} とによりてのみ變はり、 $c_{t2} = \omega r$ なる時、 $\tan \beta_2$ は無限大で、従つて $\beta_2 = 90^\circ$ となる。又 c_{t2} が ωr よりも大ならば、 $\tan \beta_2$ は負號の値となり、従つて β_2 は 90° よりも大となるから、羽根は回轉方向に彎曲したものとなるけれども、それは第86圖(195頁)に掲げた羽根車と同じ理由によつて效率が小さい。されば β_2 を常に 90° よりも小ならしめ、第85圖(194頁)に掲げた羽根車と同様のものたらしむるために、 c_{t2} を常に ωr よりも小ならしむる必要がある。

しかし c_{t2} を ωr よりも餘りに小ならしむれば、 $\tan \beta_2$ は甚しく小となり、 β_2 が極めて小なる角となるから、羽根は著しく長くなり、摩擦損失を増す。殊に半径 r の大なる羽根の外端に於て、それが最も著しい。故に羽根を回轉方向に對して後方に彎曲せしめ、しかもそれを適當なる長さたらしむるには、 c_{t2} を常に ωr よりも小ならしめ、且つ ωr の増減すると同じ割合ひに c_{t2} を増減せしめねばならぬ。

この理論に基づき、 c_{t2} を ωr に正比例せしむるものとし、次

の関係あらしむるものとする。

$$c_{t2} = k\omega r$$

但し k は或る正の定数で、 $k\omega$ を他の定数 a と置けば、

$$c_{t2} = ar \dots\dots\dots(215)$$

よつてこれを(214)式(260頁)に代入すれば、

$$M = \frac{\gamma}{g} 2\pi av \int_{R'}^R r^3 dr = \frac{\gamma \pi a v}{2g} (R^4 - R'^4)$$

然るに
$$v = \frac{Q}{\epsilon \pi (R^2 - R'^2)}$$

但し ϵ は(38)式(51頁)の ϵ_1 及び ϵ_2 と同じ意味の常に1よりも小なる係数で、 R' に於けるその値と、 R に於けるその値との平均値と見ればよい。而して吸上管内の水の速度 v と羽根車への流入速度 v との関係は、(123)式(122頁)により、

$$v = \frac{v_s}{\epsilon \eta_v}$$

斯くて
$$M = \frac{\gamma Q a (R^4 - R'^4)}{2g \epsilon (R^2 - R'^2)} = \frac{\gamma Q a}{2g \epsilon} (R^2 + R'^2)$$

然るに
$$c_{t2} = \omega r - v \cot \beta_2 = ar$$

故に
$$a = \omega - \frac{v}{r} \cot \beta_2$$

よつて
$$M = \frac{\gamma Q}{2g \epsilon} \left(\omega - \frac{v}{r} \cot \beta_2 \right) (R^2 + R'^2)$$

單位時間に羽根車が水に與ふるエネルギーは ωM に等しく、それを E にて表せば、

$$E = \omega M = \frac{\gamma Q}{2g \epsilon} \omega \left(\omega - \frac{v}{r} \cot \beta_2 \right) (R^2 + R'^2)$$

一方に於て實ヘッド H に對して理論ヘッドは ϕH であるから、

$$E = \gamma Q \phi H$$

故に以上2式より、

$$\omega \left(\omega - \frac{v}{r} \cot \beta_2 \right) (R^2 + R'^2) = 2g \epsilon \phi H$$

これより $\frac{\cot \beta_2}{r}$ を解けば、

$$\frac{\cot \beta_2}{r} = \frac{\omega}{v} - \frac{2g \epsilon \phi H}{\omega (R^2 + R'^2)}$$

この右邊の値は與へられたるポンプには定數であるから、それを $\frac{1}{\lambda}$ と置く、即ち

$$\frac{\omega}{v} - \frac{2g \epsilon \phi H}{\omega (R^2 + R'^2)} = \frac{1}{\lambda} \dots\dots\dots(216)$$

と置けば λ は定數であつて、上式は次の如くなる。

$$\frac{\cot \beta_2}{r} = \frac{1}{\lambda}$$

或は
$$\cot \beta_2 = \frac{r}{\lambda} \dots\dots\dots(217)$$

これはモーメント理論より導きたる軸流ポンプの基礎式で、任意の半径 r に於ける羽根の出口角 β_2 は、この式から計算せらるゝ。

次に入口角 β_1 は次の式から算出せらるゝ。

$$\tan \beta_1 = \frac{v}{u} = \frac{v}{\omega r} = \frac{v}{r} \dots\dots\dots(218)$$

(214) 式(260頁)を見るに、半径 r の一定なる所ではモーメント M は c_2 に比例する。然るに c_2 は(215) 式(262頁)によつて半径 r に正比例するから、この理論に従つて造られたる羽根車は、半径の大なる羽根の外端ほど揚水能力の大なる利のよきものとなる。

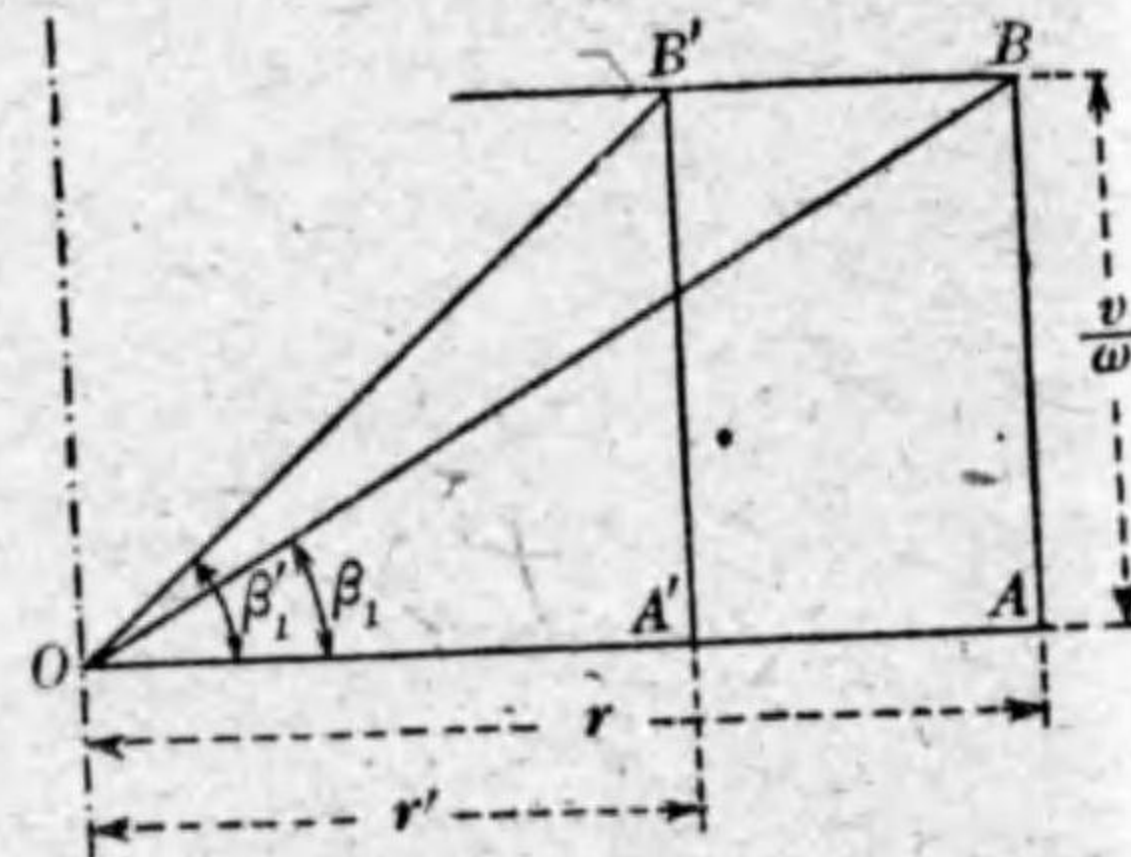
127. 羽根の圖式解法 速度 v のダイメンションは $[LT^{-1}]$ であり、角速度 ω のそれは $[T^{-1}]$ であるから、 $\frac{v}{\omega}$ のダイメンションは

$$\frac{[LT^{-1}]}{[T^{-1}]} = [L]$$

である。故に $\frac{v}{\omega}$ はこれを直線の長さを以て表すことが出来る。

さて軸心 O から直角に直線 OA を引き(第135圖)、適當なる尺度を用ゐてその長さを任意の半径 r に等しくとり、次に A より O へ A に直角に直線 AB を引き、 OA と同じ尺度を用ゐてその長さを $\frac{v}{\omega}$ の値に等しくとる。斯くて斜邊 OB を引けば、

$$\tan \angle AOB = \frac{AB}{OA} = \frac{v}{\omega r}$$



第 135 圖
プロペラ・ポンプの羽根の入口角
を求むる圖式解法

これを(218) 式(263頁)に照せば、斯くして畫かれたる直角三角形の角 $\angle AOB$ は、羽根の入口角 β_1 を表すことを知る。

$\frac{v}{\omega}$ は與へられたるポンプには定數であるから、直線 BB' を OA に平行に引き、例へば半径 $OA' = r'$ に於ける羽根の入口角を求むるには、 $A'B'$ を AB に平行に引き、 O, B' を結べば、角 $\angle A'OB' = \beta_1'$ がそれである。

斯くして r を R' から R まで種々に變へて同法をくり返せば、各半径に於ける羽根の入口角は極めて簡単に圖解することが出来る。

次に(216) 式(263頁)の左邊の第一項の $\frac{\omega}{v}$ のダイメンションは、上述せる所により

$$\frac{[T^{-1}]}{[LT^{-1}]} = \frac{1}{[L]} = [L^{-1}]$$

であり、従つてダイメンションの法則によりその第二項のダイメンションもまた $[L^{-1}]$ でなければならぬ。何となれば g, H, ω, v, R のダイメンションを夫々 $[g], [H], [\omega], [v], [R]$ とすれば、

$$[g] = [LT^{-2}], \quad [H] = [L],$$

$$[\omega] = [T^{-1}], \quad [v] = [LT^{-1}],$$

$$[R] = [L]$$

ϵ と ϕ とは比率であつて、ダイメンションを有しない。

故に(216) 式(263頁)の左邊の第二項のダイメンション式を書けば、

$$\frac{[g][H]}{[\omega][v][R]^2} = \frac{[LT^{-2}][L]}{[T^{-1}][LT^{-1}][L]^2} = \frac{[L^2T^{-2}]}{[L^3T^{-2}]} = \frac{1}{[L]} = [L^{-1}]$$

即ち $\frac{\omega}{v}$ の次元と等しく $[L^{-1}]$ に等しい。

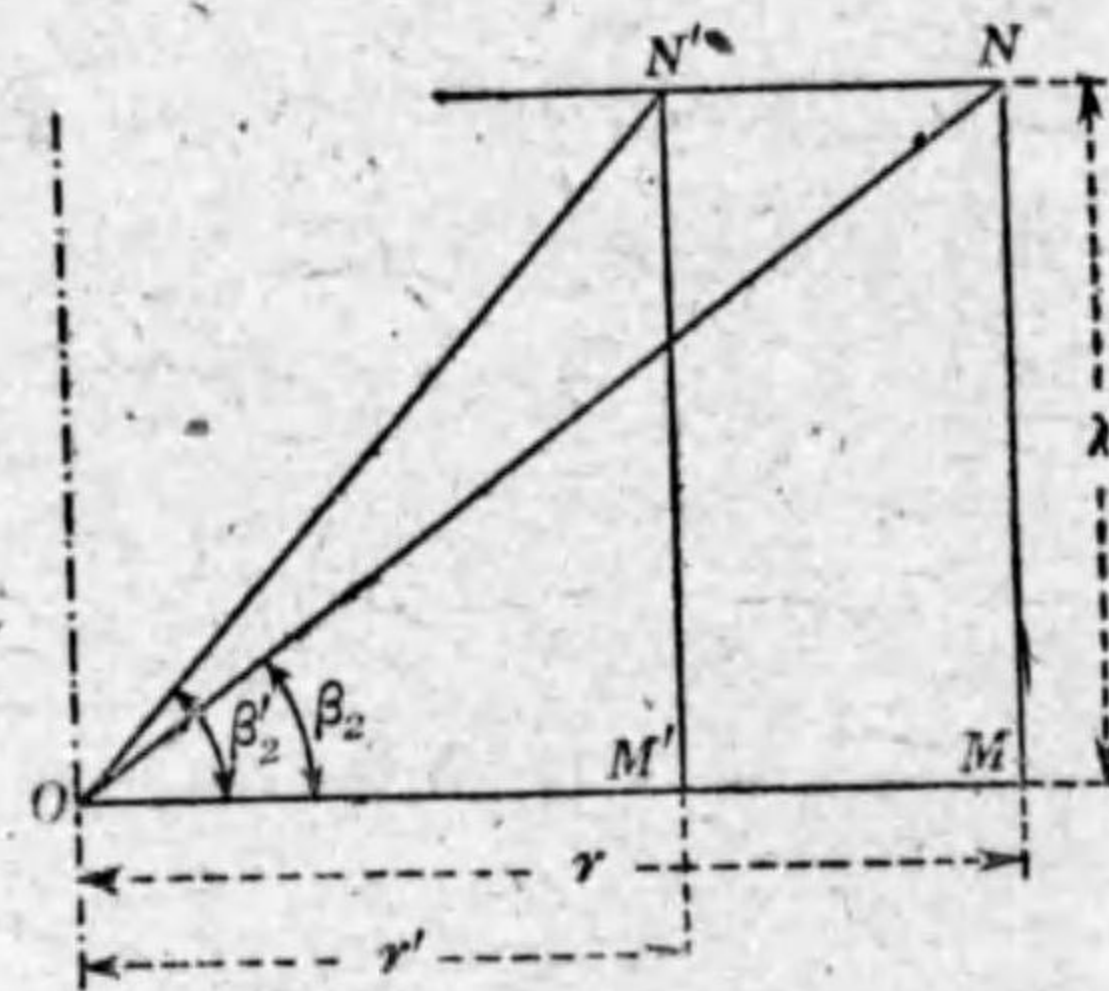
斯くて(216)式(263頁)の左邊の第一項、第二項共にその次元は $[L^{-1}]$ であるから、右邊の $\frac{1}{\lambda}$ のそれは當然 $[L^{-1}]$ でなければならぬ。従つて λ の次元は $[L]$ であるから、 λ はそれを直線の長さを以て表すことが出来る。

この理に基づき、軸心 O から直角に直線 OM を引き(第136圖)、適當なる尺度を用ゐてその長さを任意の半径 r に等しくとり、次に M より OM に直角に直線 MN を引き、その同じ尺度を用ゐてその長さを λ の値に等しくとる。斯くて斜線 ON を引けば、

$$\cot \text{MON} = \frac{OM}{MN} = \frac{r}{\lambda}$$

これを(217)式(263頁)に照せば、斯くて畫かれたる直角三角形の角 MON は、羽根の出口角 β_2 を表すことを知る。

λ は與へられたるポンプには定數であるから、直線 NN' を



第 136 圖
プロペラ・ポンプの羽根の出口角を
求むる圖式解法

OM に平行に引き、例へば半径 $OM' = r'$ に於ける羽根の出口角を求むるには、M'N' を MN に平行に引き、O、N' を結べば、角 $M'ON' = \beta'_2$ がそれである。

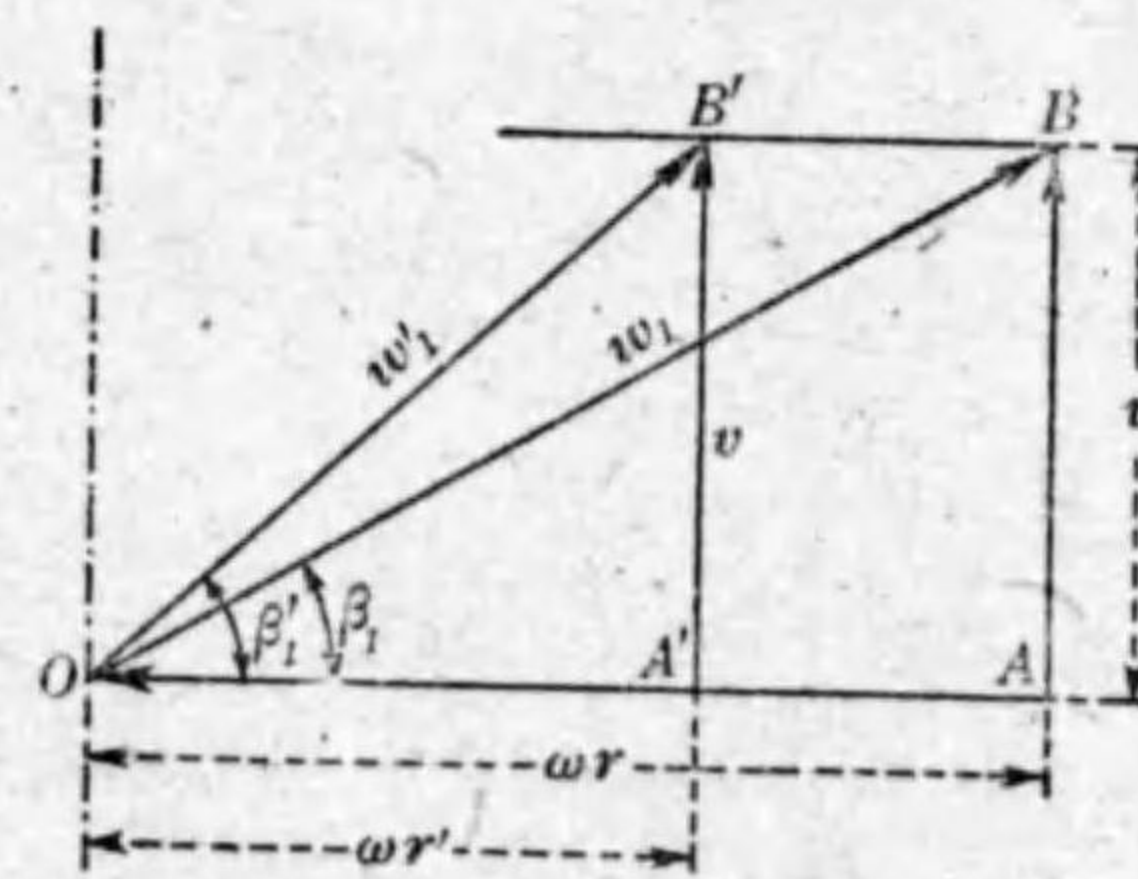
斯くて r を R' から R まで種々に變へて同法をくり返せば、その各半径に於ける羽根の出口角は極めて簡単に圖解することが出来る。

羽根の入口角と出口角とが斯くの如く各半径に於て定められたるならば、入口及び出口の近傍の羽根の形狀は凡て第136圖(253頁)の羽根に該當するから、その近傍の羽根は直線狀を呈する。而してそれ等を接續する中間の羽根の形狀は、第95項(186頁)に述べたる方法によつて定まる。

128. 速度三角形の圖式解法

第135圖(264頁)に於ては $OA = r$ に對して $AB = \frac{v}{\omega}$ である。故に $OA = \omega r$ とすれば、 $AB = v$ でなければならぬ(第137圖)。然るに ωr は半径 r に於ける羽根車の圓周速度であるから、 OA を速度の尺度を以て測

ることにすれば、 AB はその尺度を以て測りたる水の流入速度 v を表す。斯くすれば直角三角形 OAB はそのまま直ちに羽根車入口の速度三角形を表すことになる。従つて斜邊 OB は相對流入速度 w_1 を



第 137 圖
羽根車入口の速度三角形の圖式解法

表す。

同様に半径 r に於ては、 $OA' = \omega r$ とすれば、 OB' はその相対流入速度 w_1 を表す。つまり第137圖は、第135圖(264頁)の各邊を測る長さの尺度を速度の尺度に變へたさけのものである。

次に第136圖(266頁)に於ては $OM = r$ に對して $MN = \lambda$ である。故に $OM = \omega r$ とすれば、 $MN = \omega \lambda$ でなければならぬ(第138圖)。即ち速度の

尺度を以て OM を半径 r に於ける羽根車の圓周速度とすれば、 MN はそれに該當する $\omega \lambda$ なる速度を表す。然るに(216)式(263頁)より $\omega \lambda$ を計算すれば、

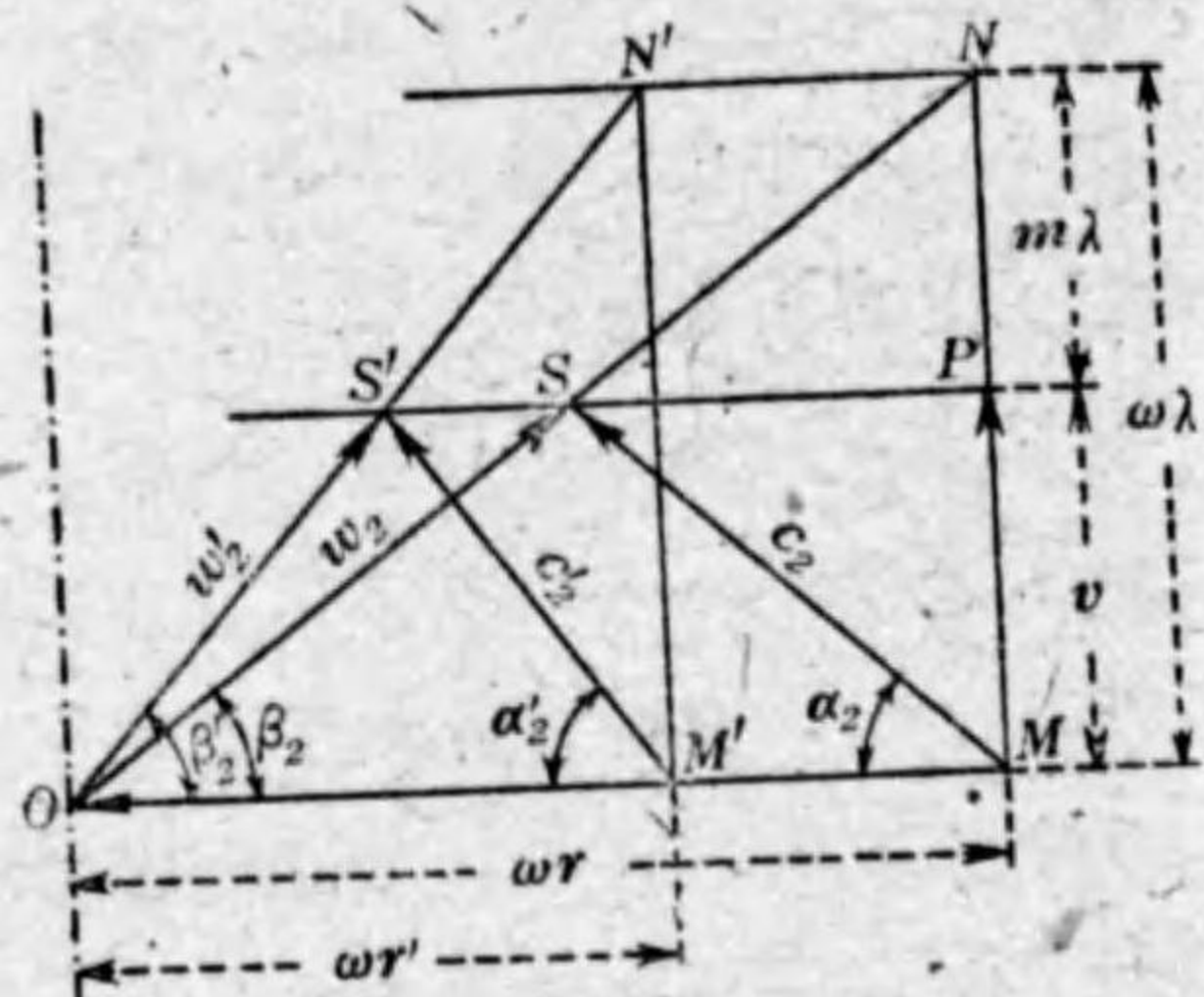
$$\omega \lambda = v + \frac{2g\epsilon\phi H}{\omega(R^2 + R'^2)} \lambda$$

或は $\frac{2g\epsilon\phi H}{\omega(R^2 + R'^2)} = m \dots \dots \dots (219)$

と置けば、

$$\omega \lambda = v + m \lambda$$

されば $NP = m \lambda$ にとりて直線 PSS' を OM に平行に引き、直角三角形 OMN の斜邊との交點を S とすれば、 MP は放射速度 v を表すことになるから、 M と S とを結びて三角形 OMS を



第 138 圖 羽根車出口の速度三角形の圖式解法

作れば、この三角形は半径 r に於ける羽根車出口の速度三角形を表すこと明白である。よつて MS はその絶對流出速度 c_2 、 OS は相對流出速度 w_2 を表し、角 OMS は水の流出角 a_2 を表す。

同様に半径 r に於ては、三角形 $OM'S'$ はその出口の速度三角形を表し、 OM' は圓周速度 ωr 、 $M'S'$ は絶對流出速度 c_2 、 OS' は相對流出速度 w_2 を表し、角 $OM'S'$ は流出角 a_2' を表す。

129. 導羽根 導羽根の入口角 α_2, α_2' 等は第138圖の圖式解法によつて定むることが出来るけれども次の如き方法によれば一層簡単にそれが定めらるゝ。

さて出口の速度三角形より(第134圖, 259頁参照),

$$c_{r2} = u - v \cot \beta_2$$

然るに $u = \omega r, \cot \beta_2 = \frac{r}{\lambda}$ [(217)式, 263頁]

故に $c_{r2} = \omega r - v \frac{r}{\lambda} = \left(\omega - \frac{v}{\lambda}\right) r$

又 $c_2 = \sqrt{c_{r2}^2 + v^2} = \sqrt{\left(\omega - \frac{v}{\lambda}\right)^2 r^2 + v^2}$

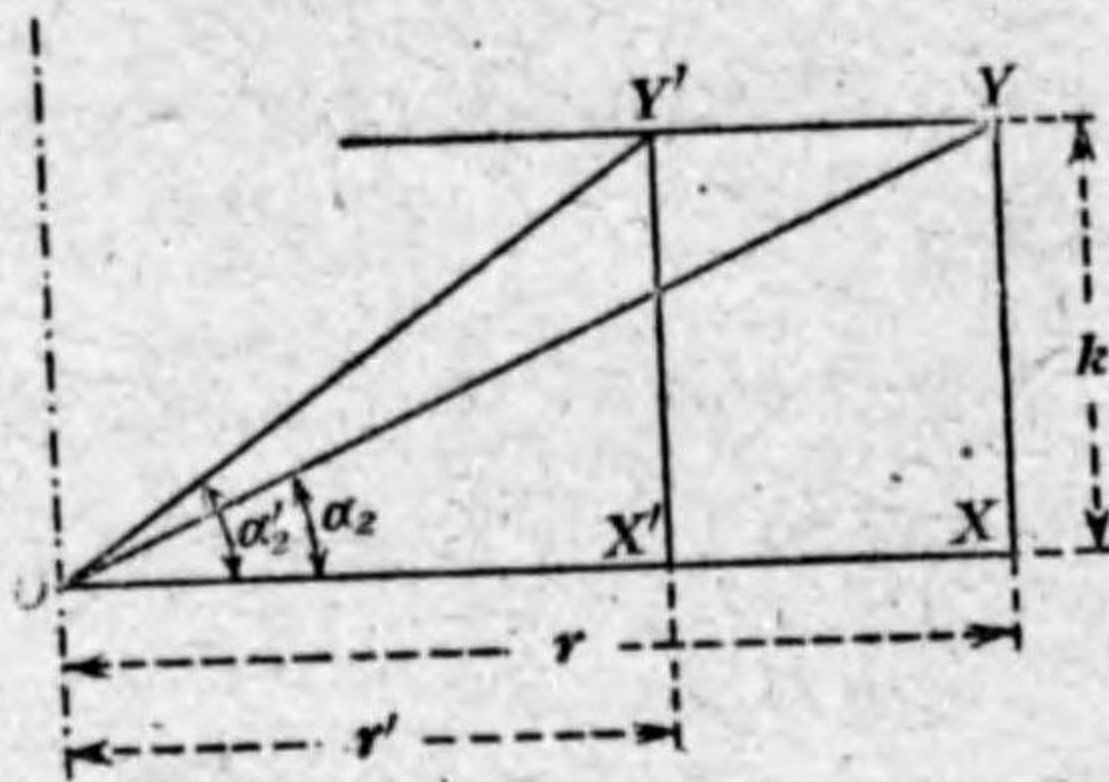
$$\tan a_2 = \frac{v}{c_{r2}} = \frac{v}{\left(\omega - \frac{v}{\lambda}\right) r} = \frac{1}{\left(\frac{\omega}{v} - \frac{1}{\lambda}\right) r}$$

故に $\frac{\omega}{v} - \frac{1}{\lambda} = \frac{1}{k} \dots \dots \dots (220)$

と置けば、 k は定數であつて、上式は次の如くなる。

$$\tan a_2 = \frac{k}{r} \dots \dots \dots (221)$$

斯くて k のゲイメンションは $[L]$ で、直線の長さを以てその値を表すことが出来るから、第 139 圖に於て軸心 O から軸に直角に直線 OX を引き、適當なる尺度を用ゐてその長さを任意の半径 r に等しくとり、次に X より OX に直角に直線 XY を引き、その同じ尺度を用ゐてその長さを k の値に等しくとる。斯くて直線 OY を引けば、



第 139 圖
導羽根入口角の圖式解法

$$\tan XOY = \frac{XY}{OX} = \frac{k}{r}$$

これを上式に照せば、斯くの如く畫かれたる直角三角形の角 XOY は導羽根の入口角 α_2 を表すことになる。

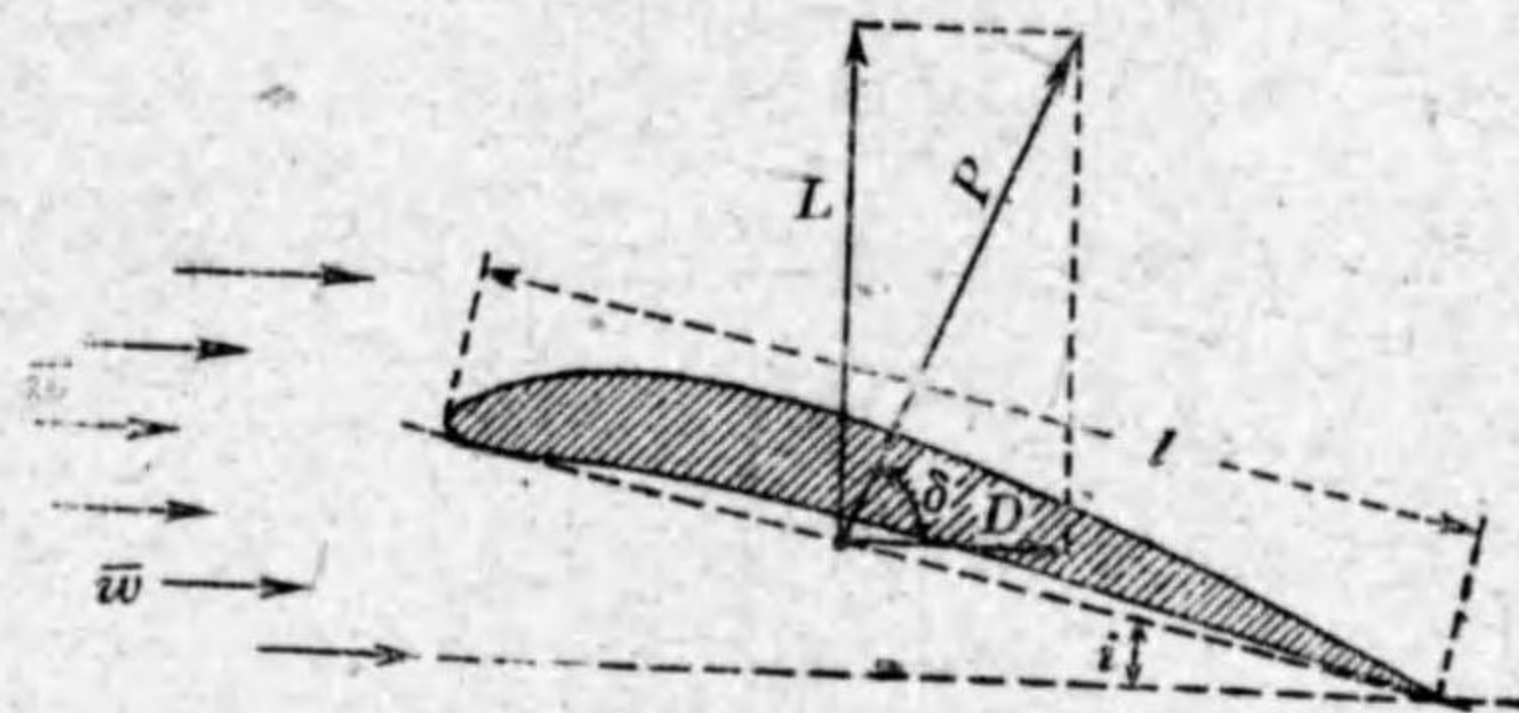
k は與へられたるポンプには定數であるから、直線 YY' を OX に平行に引き、例へば半径 $OX' = r'$ に於ける導羽根の入口角を求むるには、 $X'Y'$ を XY に平行に引き、 O, Y' を結べば、角 $X'OY' = \alpha_2'$ がそれである。

斯くして r を R' から R まで種々に變へて同法をくり返へせば、各半径に於ける導羽根の入口角は極めて簡単に求むることが出来る。

導羽根より流出したる水は、回轉流動の性質を帯ぶることなしに、軸に平行に整一なる速度を有せしめねばならぬから、

導羽根の出口の方向は凡て軸に平行に造らなければならぬ。

130. 翼の原理 奥行 l なる飛行機翼 (Aerofoil) が、 i なる迎角 (Angle of attack) を以て、速度 w なる平行流動の氣流の中に置かるゝ時は (第 140 圖)、翼は氣流の方向に直角に働く揚力 (Lift) L と、氣流の方向に働く抗力 (Drag) D とを受くる。揚力はそれによりて翼は上昇せしめられ、抗力は翼が氣流のためにその方向に吹きやられるゝ力である。



第 140 圖
翼に働く力の關係

揚力 L と抗力

D とは理論上からも實驗上からも常に次の如き公式によりて表さるゝ。

$$\left. \begin{aligned} L &= C_L \frac{\rho}{2} S w^2 \\ D &= C_D \frac{\rho}{2} S w^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (222)$$

C_L と C_D とは共に實驗上から定めらるゝゲイメンションなき係數で、翼の形狀、大きさ、迎角並に翼の奥行と間口との比によりて異なり、 C_L を揚力係數 (Lift coefficient) と云ひ、 C_D を抗力係數 (Drag coefficient) と名づくる。又 S は翼の面積即ち翼の間口と奥行との積、 ρ は流體の密度 (Density) である。

L と D とは互に直角に働く 2 力であるから、その合力を P とすれば、

$$P = \sqrt{L^2 + D^2} = \frac{\rho}{2} S \bar{w}^2 \sqrt{C_L^2 + C_D^2}$$

$\sqrt{C_L^2 + C_D^2}$ を C_P にて表せば、

$$P = C_P \frac{\rho}{2} S \bar{w}^2 \dots\dots\dots(223)$$

C_P は合力係数 (Resultant coefficient) で、 C_L と C_D とを知らば直ちに計算し得る係数である。

$\frac{\rho}{2} \bar{w}^2$ は $\frac{r \bar{w}^2}{2g}$ に等しく、これは速度 \bar{w} に相當する動圧力 (Dynamic pressure) で、これを q にて表せば、次の公式が出来る。

$$\left. \begin{aligned} L &= C_L S q \\ D &= C_D S q \\ P &= C_P S q \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(224)$$

速度 \bar{w} に對する合力 P の傾斜角を δ にて表せば、次の関係が成り立つ。

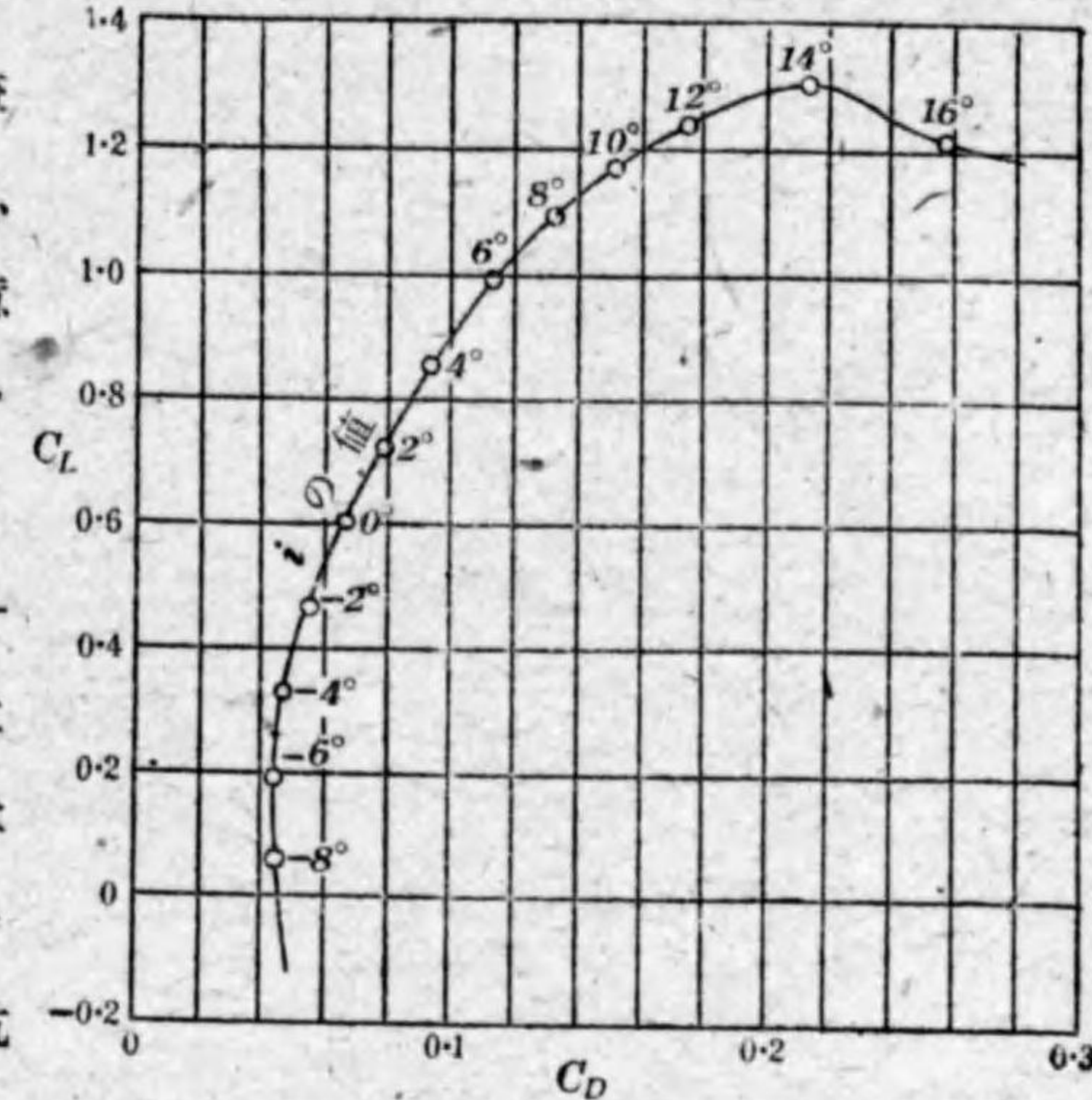
$$\frac{L}{D} = \frac{C_L}{C_D} = \tan \delta \dots\dots\dots(225)$$

即ち揚力と抗力との比はそれ等の係数の比に等しい。

與へられたる形狀、大いさ及び間口と奥行との比を有する翼を、迎角を種々に變へて實驗し、各迎角に於て C_L と C_D とを定め、それ等を C_D と C_L とを水平、垂直の 2 座標軸とする方眼紙上に順次記録する時は、第 141 圖に示すが如き線圖が出来る。この如き線圖を翼の極線圖 (Polar diagram) と云ひ、翼の異なるごとにそれに固有なる斯くの如き極線圖が得らるゝものである。

極線圖は C_L と C_D と i との關係を 1 圖面上に同時に表すもの

ので、若し C_D と C_L とが同じ尺度を以て畫かれてあるならば、この曲線上の任意の點と原點 O とを結ぶ直線が C_D 軸となす角の正切 (Tangent) の値は、 $\frac{C_L}{C_D}$ に等しいから、それは (225) 式によつてその迎角に於ける抗力に對する揚力の比 $\frac{L}{D}$ を表すことになる。

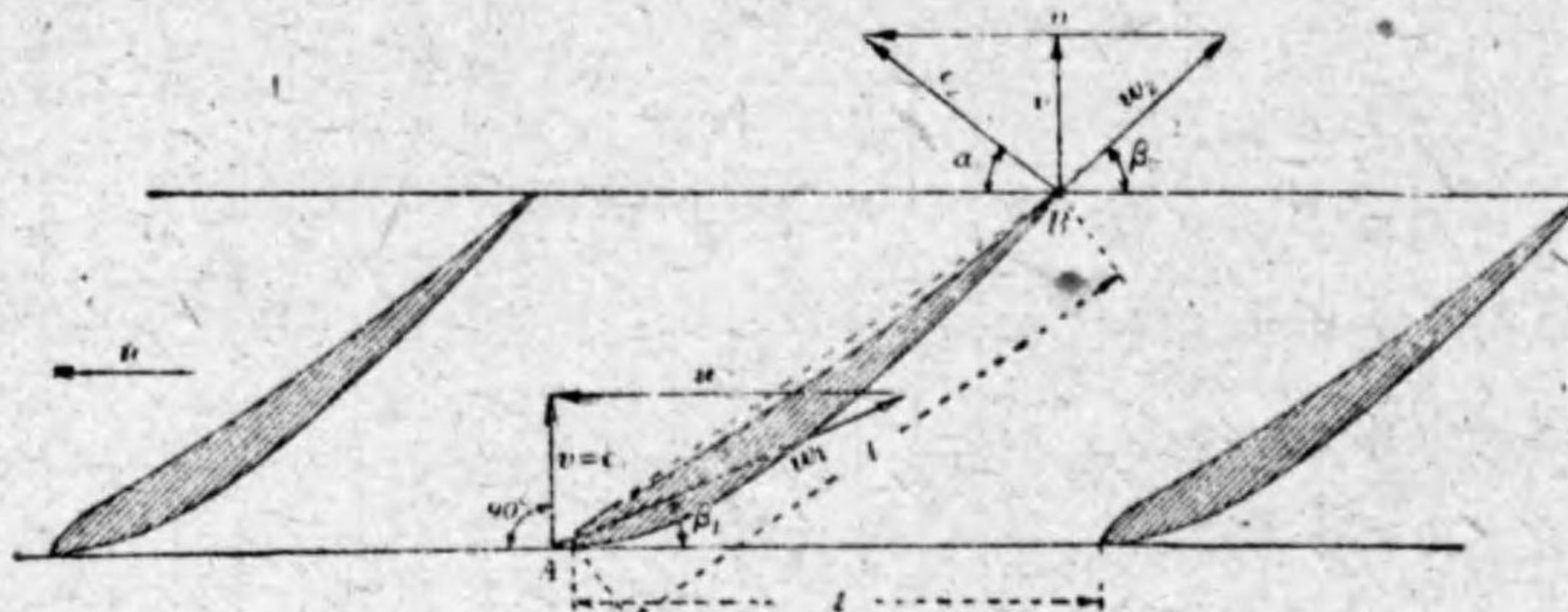


第 141 圖、翼の極線圖

131. 翼の原理を應用したる理論 プロペラ・ポンプの羽根車を任意の半径 r なる圓筒にて切り、それを 1 平面上に展開すれば、一定の距離を隔てゝ無限に連續する 1 聯の羽根の断面圖が出来る (第 142 圖、274 頁)。これ等の羽根は普通の渦巻ポンプの羽根車と異なり、羽根の彎曲が極めて少く、羽根に沿ふて流るゝ水の相對速度が w_1 から w_2 まで殆んど直線狀に進行し、しかも羽根の間隔が廣い割合ひに羽根の奥行が短い。

斯やうな羽根は普通の渦巻ポンプの羽根と見るよりは、飛行機翼と見た方が、寧ろ事實に合一したる結果を得ることが

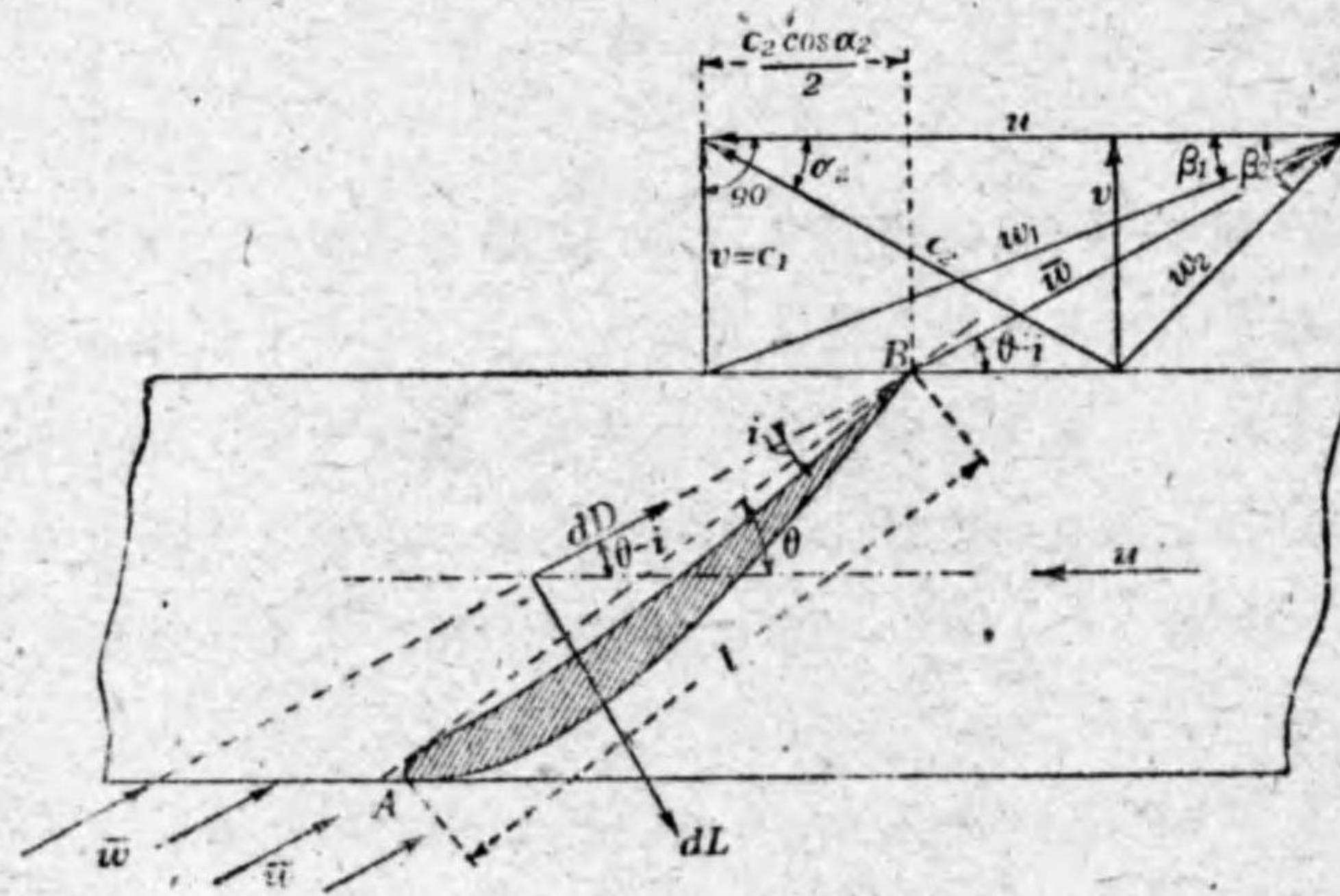
出来るに相違ない。この如き考へ方から、半径 r に於ける



第 142 圖
プロペラ・ポンプ羽根車の展開圖

プロペラ・ポンプの羽根車は翼の連続であるとして、その理論を立てんとするのである。

さて入口及び出口の速度三角形を結合する時は、第 143 圖



第 143 圖
プロペラ・ポンプの羽根の速度圖

に示すが如く、入口に於ける相対速度 w_1 は出口に於て w_2 となり、 w_1 と w_2 との中線に等しき相対速度を \bar{w} とすれば、 \bar{w} は羽根の前面と i なる角を作る。

さすればプロペラ・ポンプの羽根は、速度 \bar{w} なる水の平行流動の中に、 i なる迎角を以て置かれてあると見なすことが出来るやうになる。

よつて半径 r の位置に於て、羽根の奥行を l とし、間口は微小で dr とせねばならぬから、斯くの如き間口の微小なる翼と考へて揚力を dL 、抗力を dD とすれば、翼の面積は ldr であるから、(222)式 (271頁) により、

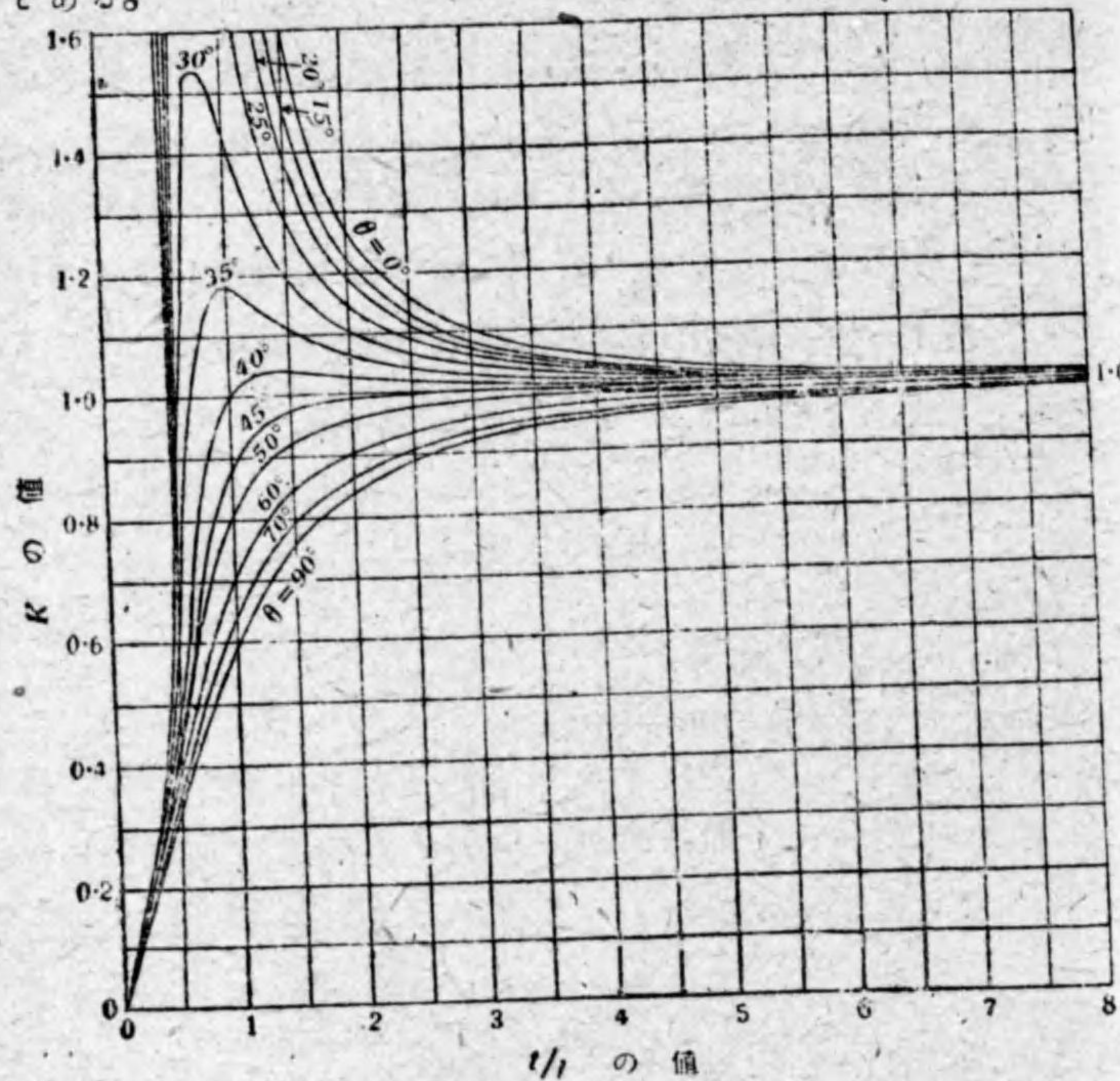
$$\left. \begin{aligned} dL &= C_L \frac{\rho}{2} l dr \bar{w}^2 \\ dD &= C_D \frac{\rho}{2} l dr \bar{w}^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (226)$$

プロペラ・ポンプの羽根は 1 枚ではなく、一定のピッチ t (第 142 圖参照) を隔て、順次無数に排列するのであるから、たゞ 1 枚の翼が存在する場合と異なり、1 の翼の働きが、その前後の翼の干渉を受けて翼の働きが多くの場合互ににぶくなる結果、揚力係数 C_L が、たゞ 1 枚の翼を實驗して得たる値と異なるものとなる。

その異なる度合ひは、 $\frac{t}{l}$ なる比によると同時に羽根の傾斜角 θ にも影響し、 θ が約 45° よりも大なる場合には、 $\frac{t}{l}$ の小なるほど相互干渉は大きくなり、その結果 C_L が次第に小と

なる。しかし $\frac{t}{l}$ が約 4 以上であると、總ての場合に相互干渉は殆んど起らないことになる。

相互干渉の最も烈しく起るのは、 $\frac{t}{l}$ が約 2.5 以下の場合である。



第 144 圖
翼の相互干渉により揚力係数の變化する關係を示す線圖

(1) 翼の原理を應用したるプロペラ・ポンプ及びプロペラ・タービンに關する詳細なる理論は東北帝國大學工學報告第 8 卷第 3 號(昭和四年六月)に工學博士沼田三郎氏の Aerofoil Theory of Propeller Turbines and Propeller Pumps with Special Reference to the Effects of Blade Interference upon the Lift and the Cavitation (英文) 及び同第 9 卷第 2 號(昭和五年三月)に同氏の On the Hydraulic Efficiency of Propeller Turbines and Propeller Pumps, Report 2 (英文) 並に On Two-stage Propeller Pumps, Report 3 (英文) 參照。

第 144 圖は θ が $0^\circ-90^\circ$ の間の種々なる角度に於て、 $\frac{t}{l}$ と K との相互關係を示す。但し K は相互干渉のために揚力係數の變化する割合ひ、即ち相互干渉なき羽根 1 枚だけの揚力係數に對する相互干渉ある場合の揚力係數の倍數を示す。つまり $K=1$ は相互干渉なき状態であつて相互干渉ある場合の揚力係數は、相互干渉なき場合の揚力係數の K 倍である。

さて羽根車の回轉方向に働く力は、その方向に於ける dL 及び dD の分力であるから、その力を dP とすれば(第 145 圖)、

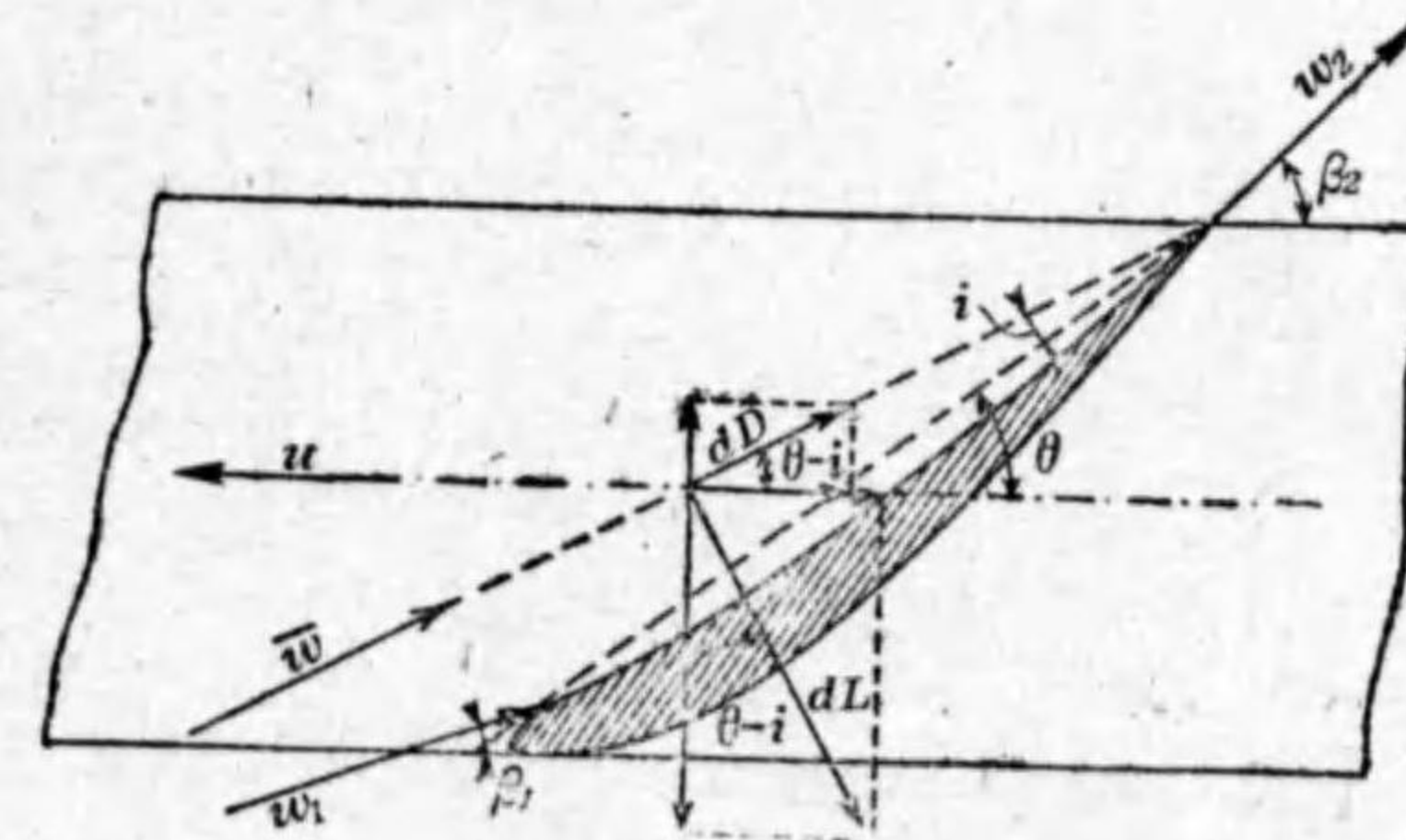
$$dP = dL \sin(\theta - i) + dD \cos(\theta - i)$$

$$= dL \left[\sin(\theta - i) + \frac{dD}{dL} \cos(\theta - i) \right]$$

或はこれに(225)式(272頁)の關係を用ゐれば、

$$dP = dL [\sin(\theta - i) + \cot \delta \cos(\theta - i)]$$

この力に打ち勝ちつゝ、半徑 r の位置に於て羽根の微片は u なる圓周速度を以て走るのである。故にこの微片の回轉のエネルギー



第 145 圖
翼と見なしたるプロペラ・ポンプの羽根に働く力の關係

は udP である。

よつて羽根の數を n とすれば、半徑 r に於ける羽根車の微

片の全体の回轉エネルギーは $nudP$ である。これを dE にて表せば、

$$dE = nudI [\sin(\theta - i) + \cot \delta \cos(\theta - i)]$$

或は (226) 式 (275頁) の値をこれに代入すれば、

$$dE = nuC_L \frac{\rho}{2} l dr \bar{w}^2 [\sin(\theta - i) + \cot \delta \cos(\theta - i)]$$

羽根車のこの微片の間を單位時間に通過する水量は $n \cdot t dr \cdot v$ であるから、この重量は $\gamma n t dr \cdot v$ である。然るに dE をこの重量にて除したるものは理論ヘッド ϕH に等しき理であるから、

$$\begin{aligned} \phi H &= \frac{dE}{\gamma n t dr \cdot v} \\ &= \frac{C_L \rho l u \bar{w}^2}{2 \gamma t v} [\sin(\theta - i) + \cot \delta \cos(\theta - i)] \end{aligned}$$

なほ $\gamma = g \rho, \quad u = \omega r$

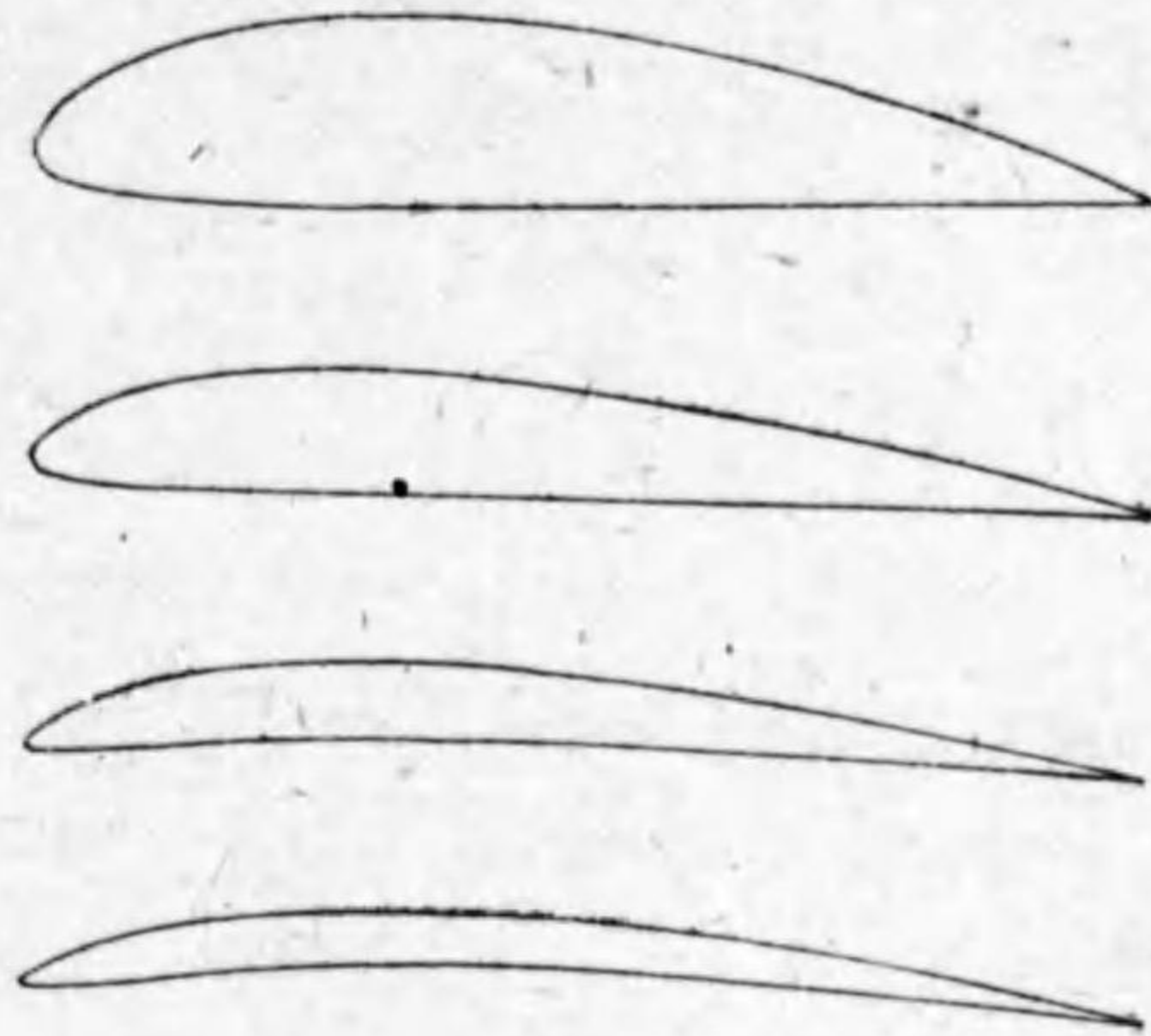
よつて
$$\phi H = \frac{C_L l \omega r \bar{w}^2}{2 g t v} [\sin(\theta - i) + \cot \delta \cos(\theta - i)] \dots \dots (227)$$

これより
$$C_L \frac{l}{t} = \frac{2 g v \phi H}{\omega r \bar{w}^2 [\sin(\theta - i) + \cot \delta \cos(\theta - i)]} \dots \dots (228)$$

但し
$$t = \frac{2 \pi r}{n}$$

上述の如く C_L の値は $\frac{l}{t}$ によりて變はり、而してこの式によつて $\frac{l}{t}$ に對する C_L の値の適否を判定することが出來ると同時に、與へられたるヘッド H と回轉速度 ωr とに對し、如何なる形狀の翼がそれに適するかを決定することが出來る。

1 の羽根車の各半徑につきて斯くの如き方法をくり返へし、それ等の位置に於ける翼の形狀を順次に定め、而してそれ等を 1 つに集むるならば、その羽根車の全形が完成することになる。



第 146 圖はプロペラポンプの羽根の断面形として最も適切なる數種の翼の形狀を示す。

第 146 圖
プロペラポンプの羽根の断面形に適當したる翼の各種形狀

モーメント理論の基礎式 (25) (40頁) によれば、

$$\begin{aligned} g \phi H &= u c_2 \cos \alpha_2 = u(u - v \cot \beta_2) \\ &= \omega r (\omega r - v \cot \beta_2) \end{aligned}$$

これと (227) 式とより ϕH を除去して $\cot \beta_2$ の式を作れば、

$$\cot \beta_2 = \frac{\omega r}{v} - \frac{C_L l \bar{w}^2}{2 t v^2} [\sin(\theta - i) + \cot \delta \cos(\theta - i)] \dots \dots (229)$$

而して
$$\tan \beta_1 = \frac{v}{u} = \frac{v}{\omega r}$$

故に
$$\cot \beta_2 = \cot \beta_1 - \frac{C_L l \bar{w}^2}{2 t v^2} [\sin(\theta - i) + \cot \delta \cos(\theta - i)] \dots (230)$$

入口及び出口の速度三角形に於て(第 143 圖, 274頁参照), \bar{w} は

w_1 と w_2 との中線に等しき速度であるから、

$$\begin{aligned} \bar{w}^2 &= v^2 + \left(u - \frac{c_2 \cos \alpha_2}{2}\right)^2 \\ &= v^2 + \left(\omega r - \frac{c_2 \cos \alpha_2}{2}\right)^2 \end{aligned}$$

又
$$\tan(\theta - i) = \frac{v}{u - \frac{c_2 \cos \alpha_2}{2}} = \frac{v}{\omega r - \frac{c_2 \cos \alpha_2}{2}}$$

然るに
$$c_2 \cos \alpha_2 = \frac{g\phi H}{u} \neq \frac{g\phi H}{\omega r}$$

故に
$$\left. \begin{aligned} \bar{w}^2 &= v^2 + \left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r}\right)^2 \\ \tan(\theta - i) &= \frac{v}{\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(231)$$

これ等の式を用ゐて \bar{w} と $\theta - i$ とを計算し、斯くて(227)式(278頁)乃至(230)式(279頁)の諸式は計算せらるゝ。

132. モーメンタム理論と翼の原理を應用したる理論との比較

モーメンタム理論は羽根の数が無限に多く密着せるものと假定し、従つて羽根の間を流るゝ時、流線が羽根の曲線と同じであるとして理論を立て、翼の原理では羽根は1枚ごとに個々獨立のものと考え、理論と實驗との結合から導かれたる實驗公式を用ゐてその作用を解かうとするので、これ等2つの理論の出發點は全く相反してゐる。

實際の羽根車の羽根は決して無數に多く密着せるものではなく、また決して1枚づゝ個々獨立せるものでもない。故

にこの2つの理論の何れも事實に合一せざるものである。さればこれ等の理論を羽根車の實際の狀態に合一せしむるために、モーメンタム理論では第24項(40頁)及び第25項(45頁)に述べたる如き修正を行ひ、翼の理論では翼間の相互干涉による揚力の變化を考慮して計算を行ふのである。

モーメンタム理論では羽根車を初めから回轉性のものとして取扱つてゐるに反し、翼の原理では翼は一定の迎角を以て直線上を進行するものとし、少しも回轉性を考へてゐない。しかも翼は間口が或る長さを有するものについて實驗されてあるのであるから、その實驗結果をそのまま間口 dr 奥行 l なる極めて間口の狭い翼片に應用し、羽根車は斯くの如き翼片の集合と假定して羽根車の計算を行ふのであるから、數學上からはそれで良いとしても、實際上からはモーメンタム理論よりも確實性に乏しいと云はなければならぬ。

尤も $\frac{l}{r}$ が4以上であると翼は殆んど相互干涉を起さない。この如き羽根車は羽根の数が極めて少い場合であつて、このやうな場合にはモーメンタム理論は殆んど確實性がないので、翼の原理を應用したる理論の方が事實に合一したるものである。

$\frac{l}{r}$ が2.5以下であると翼の相互干涉は著しい。この如き羽根車は羽根の数が比較的多く且つ密集するので、このやうな場合には翼の理論は殆んど確實性がなく、モーメンタム理論の方が事實に合一したるものである。

さればプロペラポンプの羽根車の計算は翼の原理のみが必ずしも確實ではなく、羽根の数が比較的多い場合或は羽根の奥行が甚だ長い場合には、一般渦巻ポンプと同じくモーメント理論の方が眞實に近い結果を與へる。

翼の原理を應用する場合に、 C_L 、 C_D 及び δ は翼ごとに異なり、しかもそれ等は悉く實驗的數値を知ることが必要であるので、従つて任意の半径 r に於ける各断面形を定むる適確なる計算をなすことは頗る困難なることで、この點實際の計算に當りて特に至大の注意を要する所である。

モーメント理論より導かれたる第126項(258頁)乃至第128項(267頁)の理論によりて羽根の入口及び出口角を定め、それ等を接續するに第146圖(279頁)に掲げたやうな翼の断面形を以てすれば、プロペラポンプの羽根として可なり確實性のものが造らるゝことになるであらう。

プロペラポンプの或るものは、羽根の数は少いが奥行の甚だ長い幅廣ろの羽根を具ふるものがある。斯くの如きはプロペラポンプと云ふよりは寧ろスクルーポンプ(Screw pump)或はヘリコイダルポンプ(Helicoidal pump)であつて、羽根はねち形を呈して重なり合へるものである。この種のポンプの羽根は當然モーメント理論によつて計算せらるべきものである。

XI. 渦巻ポンプの規格統一

133. 同屬間の關係 同屬のポンプは特性の同じなるポンプで、それは各部が相似形に造られ、且つ同じ速度係数を以て運轉せらるゝポンプである。故に構造形態揚水量、ヘッド及び回轉度の種々に異なる各種のポンプの規格統一(Standardization)をなすには、特性を同じうするものを集めて1團とし、各種屬に従つて分類するに若くはない。

この場合同じ種屬に屬する揚水量、ヘッド及び回轉度を異にする大小種々なるポンプの間には、如何なる關係があるかを先以て檢出して置く必要がある。

(I) 速度の關係

羽根車の圓周速度、水の絶對速度及び相對速度等、凡て速度 c は實ヘッド H に對して次の如き關係にある(第35項、58頁参照)。

$$c = C_v \sqrt{2g\phi H}$$

C は速度係數、 ϕ は損失係數であるが、同屬のポンプならば、ポンプの大小に關係なくそれ等は互に相等しき値である。

故に例へば1なるポンプと0なるポンプとが同屬であるとし、前者の實ヘッドが H_1 、その速度が c_1 であるならば、後者の實ヘッド H_0 、速度が c_0 ならば、次の如き關係になければならぬ。

$$\frac{c_1}{c_0} = \sqrt{\frac{H_1}{H_0}} \dots \dots \dots (232)$$

即ち同属のポンプの任意の速度は、凡てヘッドの平方根に正比例する。

されば $\frac{c_1}{\sqrt{H_1}} = \frac{c_0}{\sqrt{H_0}} = \text{一定} \dots\dots\dots (233)$

即ち同属のポンプでは、任意の速度とヘッドの平方根との比は一定である。

同属のポンプが $\frac{c_1}{\sqrt{H_1}} = \frac{c_0}{\sqrt{H_0}}$ なる関係にある時、それ等は對等速度 (Corresponding velocity) の状態にあると稱へる。

(II) 回轉度の關係

1 なるポンプの羽根車の圓周速度を u_1 、その外徑を D_1 、回轉度を n_1 回毎分とし、それと同属なる 0 なるポンプのそれ等を夫々 u_0 、 D_0 及び n_0 回毎分とすれば、

$u_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60}, \quad u_0 = \frac{\pi D_0 n_0}{60}$

故に $\frac{n_1}{n_0} = \frac{u_1 D_0}{u_0 D_1} \dots\dots\dots (234)$

即ち回轉度は圓周速度に正比例し、直徑に反比例するものである。

然るにそれ等が同属ならば、(232)式(283頁)及び(234)式より、

$\frac{u_1}{u_0} = \sqrt{\frac{H_1}{H_0}}$

$\frac{u_1}{u_0} = \frac{n_1 D_1}{n_0 D_0}$

故に $\frac{n_1 D_1}{n_0 D_0} = \sqrt{\frac{H_1}{H_0}}$

或は $\frac{n_1}{n_0} = \frac{D_0}{D_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_0}}$

又は $\frac{n_1 D_1}{\sqrt{H_1}} = \frac{n_0 D_0}{\sqrt{H_0}} = \text{一定} \dots\dots\dots (235)$

即ち同属のポンプでは、回轉度と直徑との積はヘッドの平方根に正比例する。これによると、ヘッドが大で直徑の小なる従つて小形のものほど回轉度が高い。

(III) 揚水量の關係

1 なるポンプの羽根車出口の幅を b_1 、その水の放射速度を v_1 とし、それと同属なる 0 なるポンプのそれ等を夫々 b_0 及び v_0 とし、なほ水量效率を前者は η_{e1} 、後者は η_{e0} とすれば、それ等の實水量 Q_1 及び Q_0 は夫々

$Q_1 = \epsilon_1 \pi D_1 b_1 v_1 \eta_{e1}$

$Q_0 = \epsilon_0 \pi D_0 b_0 v_0 \eta_{e0}$

ϵ_1 及び ϵ_0 は(38)式(51頁)に示したる如き係數で、同属のポンプならばそれ等は互に相等しく、又水量效率も互に相等しい理であるから、

$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{D_1 b_1 v_1}{D_0 b_0 v_0}$

然るに同属のポンプは相似形であるから、(235)式により次の關係がある。

$\frac{D_1}{D_0} = \frac{b_1}{b_0} = \frac{n_0}{n_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_0}}$

且つ又(232)式(283頁)より、

$$\frac{n_1}{n_0} = \sqrt{\frac{H_1}{H_0}}$$

故に
$$\frac{Q_1}{Q_0} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2 \frac{H_1}{H_0} \sqrt{\frac{H_1}{H_0}} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2 \left(\frac{H_1}{H_0}\right)^{\frac{3}{2}} \dots\dots\dots(236)$$

即ち同属のポンプの揚水量は、回転度の2乗に反比例し、ヘッドの $\frac{3}{2}$ 乗に正比例する。

又は(235)式(285頁)から、

$$\frac{n_0}{n_1} = \frac{D_1}{D_0} \sqrt{\frac{H_0}{H_1}}$$

これを上式に代入すれば、

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 \frac{H_0}{H_1} \left(\frac{H_1}{H_0}\right)^{\frac{3}{2}}$$

即ち
$$\frac{Q_1}{Q_0} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 \sqrt{\frac{H_1}{H_0}} \dots\dots\dots(237)$$

されば同属のポンプの揚水量は、直径の2乗とヘッドの $\frac{1}{2}$ 乗とに正比例する。

(IV) 軸馬力の関係

ポンプの實水量をQ、全効率を η_e とすれば、軸馬力は一般に次の式で表される。

$$\text{軸馬力} = \frac{\gamma Q H}{75 \eta_e}$$

同属のポンプは全効率が互に相等しい。されば1なるポンプの軸馬力を(B. H. P)₁とし、それと同属なる0なるポンプのそれを(B. H. P)₀とすれば、

$$\frac{(B. H. P)_1}{(B. H. P)_0} = \frac{Q_1 H_1}{Q_0 H_0}$$

これに(236)式(286頁)の値を代入すれば、

$$\frac{(B. H. P)_1}{(B. H. P)_0} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2 \left(\frac{H_1}{H_0}\right)^{\frac{3}{2}} \frac{H_1}{H_0}$$

即ち
$$\frac{(B. H. P)_1}{(B. H. P)_0} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2 \left(\frac{H_1}{H_0}\right)^{\frac{5}{2}} \dots\dots\dots(238)$$

されば同属のポンプの軸馬力は、回転度の2乗に反比例し、ヘッドの $\frac{5}{2}$ 乗に正比例する。

又は(235)式(285頁)から

$$\frac{n_0}{n_1} = \frac{D_1}{D_0} \sqrt{\frac{H_0}{H_1}}$$

これを上式に代入すれば、

$$\frac{(B. H. P)_1}{(B. H. P)_0} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 \frac{H_0}{H_1} \left(\frac{H_1}{H_0}\right)^{\frac{5}{2}} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 \left(\frac{H_1}{H_0}\right)^{\frac{3}{2}} \dots\dots\dots(238 a)$$

即ち同属のポンプの軸馬力は、直径の2乗とヘッドの $\frac{3}{2}$ 乗とに正比例する。

134. 比回転度

同属のポンプには速度、回転度、揚水量及び軸馬力が、ヘッドに對して夫々以上述べたるが如き関係にあるけれども、種属を異にするものゝ間には、相互に斯くの如き関係がない。故に異種属間の規格を相互に聯絡づけて統一するには、有りと有らゆるポンプを悉く一定規格のポンプに換算したるものについて、それ等の速度、回転度、揚水量或は軸馬力を計算するならば、同種属に屬するポンプは悉く同じ値を與へ、異種属に屬するものは必ずや異なる値を與ふるに相違ないから、斯くの如く計算したる値が同じであるか異な

るかによつて、同種属のものであるか異種属のものであるかを区分けずることによつて、相互の統一を計ればよい譯である。

然らば何を以て一定規格となすかといふに、本来ポンプの目的は、與へられたるヘッドに與へられたる水量を上ぐるにあるのであるから、ヘッドと揚水量とは固より一定規格に置かねばならぬ。次に回転度もまた必要なる規格の1であらねばならぬから、斯くヘッドと揚水量と回転度とを一定の規格に統一するならば、他の總ては計算によりて自ら決定せらるゝものである。

さて(236)式(286頁)より、

$$\frac{n_0}{n_1} = \sqrt{\frac{Q_1}{Q_0} \left(\frac{H_0}{H_1}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

これは同種属のポンプ間に存立するヘッド、揚水量及び回転度の結合したる關係である。

されば規格を統一するために、同種属に屬する0なるポンプはヘッドが1m、揚水量が1m³/分、回転度がn₀回/分だとすれば、上式に於て

$$Q_0=1, \quad H_0=1, \quad n_0=n_s$$

とすれば、

$$n_s = \frac{n_1 \sqrt{Q_1}}{H_1^{\frac{3}{4}}}$$

或は一般形にするために附標1を除去すれば、

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \dots \dots \dots (239)$$

これは實水量 Q, ヘッド H, 回転度 n なる與へられたるポンプがある場合に、それと同種属に屬する實水量 1, ヘッド 1 (單位は何に、てもよい) なる一定規格を有する標準ポンプ (Standard pump; Unit pump) の回転度 n_s を求むる公式である。

斯く求められたる n_s は、ポンプが同種属ならば必ずや同一の値を與ふる筈であるから、若しそれが互に異なる値を與へたならば、それ等は必ず異種属のものであるに相違ない。

されば斯くして算出せられたる n_s の値を相互に比較し對照することによつて、ポンプが或は同種属であり、或は異種属であるかを、科學的の適確さを以て判然と辨別することを得るばかりでなく、更にその値の大小によつて、與へられたるポンプが如何なる特性を有するものであるかを、極めて明確に推知し得るものである。

斯くの如き一定規格の標準ポンプの回転度 n_s を名づけて比回転度⁽¹⁾ (Specific speed) と云ひ、各種の渦巻ポンプを、その特性に従つて彼我互に比較對照するに頗る重要な且つ便利なる値である。

(1) 水力タービンでは比回転度を計算するに通例次の如き公式を用ゐる。

$$n_s = \frac{n \sqrt{B. H. P}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

これ水力タービンはポンプと異なり、その目的が動力たる軸馬力を得るにあるから、水量 Q の代りに軸馬力 B. H. P を用ゐて計算するので、この公式は(238)式(287頁)から容易に導き得る。

こゝにはヘッド、揚水量及び回転度の単位を便宜上夫々 m , $m^3/分$ 及び 回/分 とする。よつて比回転度を定義すれば次の如くである。

ヘッド $1m$ に容積毎分 $1m^3$ の水を上げるポンプの回転度(回毎分)をその比回転度と云ふ。

135. 高回転、低回転等の別 比回転度 n_s は有らゆるポンプを悉く同一規格の標準ポンプに變換したるその回転度であるから、その値の大なるものはその小なるものよりも**高回転** (High speed) であり、小なるものは大なるものよりも**低回転** (Low speed) であると云ふことが出来る。

この理に基づき、有らゆる渦巻ポンプを比回転度の値の大小を以て通例 3 種の範囲に分類し、その最も小なる範囲に属するものを**低回転ポンプ** (Low speed pump) とし、その最も大なる範囲に属するものを**高回転ポンプ** (High speed pump) とし、兩者の中間の範囲に属するものを**中回転ポンプ** (Medium speed pump) とする。なほ高回転のものゝ内特に高回転のものを**特高回転ポンプ** (Extra-high speed pump) と呼ぶことがある。

(239)式(289頁)によれば、ヘッドが小で揚水量の大なるものは n_s が大となるから高回転であり、ヘッドが大で揚水量の小なるものは n_s が小となるから低回転である。

羽根車出口について考ふれば、

(1) 高回転を高速度と云ひ、低回転を低速度と云ふが如きは誤まりである。速度は回転度と物理的意義が全然違ふからである。

$$n = \frac{60u_2}{\pi D_2}, \quad Q = \varepsilon_2 \pi D_2 b_2 v_2 \eta_0$$

$$u_2 = U_2 \sqrt{2g\phi H} \quad \text{或は} \quad H = \frac{u_2^2}{2g\phi U_2^2}$$

但し U_2 は u_2 の速度係数である。

これ等の値を(239)式(289頁)に代入すれば次の結果を得る。

$$n_s = 60(2g\phi)^{\frac{3}{4}} U_2^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{\varepsilon_2 \eta_0}{\pi} \cdot \frac{v_2}{u_2} \cdot \frac{b_2}{D_2}}$$

同属のポンプには ϕ , U_2 , ε_2 , η_0 は何れも共通であるから、

$$60(2g\phi)^{\frac{3}{4}} U_2^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\varepsilon_2 \eta_0}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} = \lambda \quad \dots\dots\dots(240)$$

と置けば、 λ は同属のポンプには定数である。されば

$$n_s = \lambda \sqrt{\frac{v_2}{u_2} \cdot \frac{b_2}{D_2}} \quad \dots\dots\dots(241)$$

即ち v_2 が u_2 に比して大であり、同時に b_2 が D_2 に比して大であるほど、ポンプは高回転である。

出口の速度三角形によつて明らかなる通り(第147圖)、流出角 α_2 についてのみ考ふれば、與へられたる u_2 に對して α_2 の大なるほど v_2 は大きい。故に α_2 の大なるほどポンプは高回転である。但し α_2 は常に 90° よりも小なる角でなければならぬことは第100項(194頁)に述べた通りである。

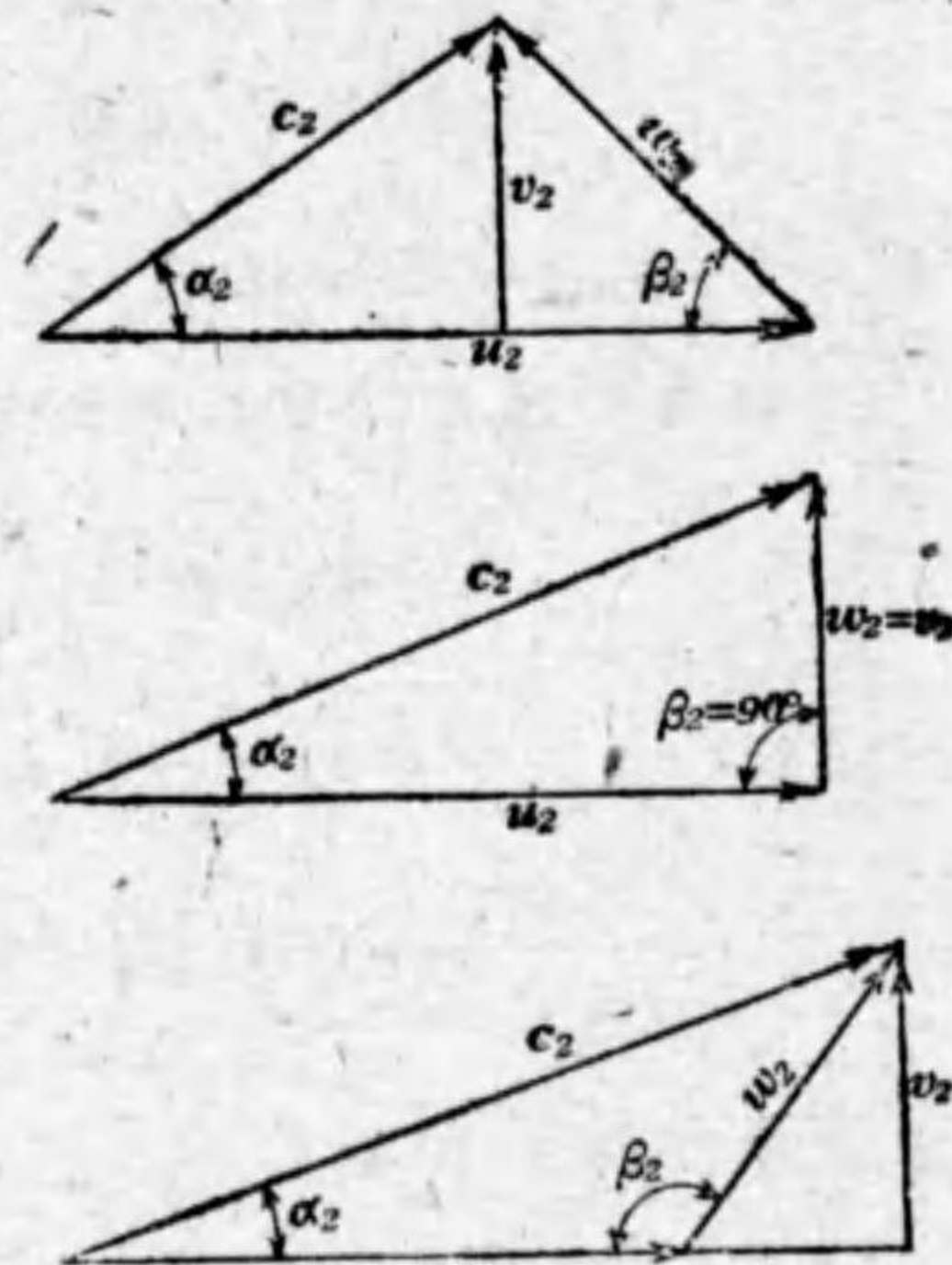
羽根の出口角 β_2 のみについて考ふれば、與へられたる u_2 と α_2 とに於て、 β_2 の大なるほどまた v_2 は大きい。故に羽根は回転方向に對して後方に多く彎曲するほど低回転であり(第

85圖, 194頁参照)それが放射方向に立つほど高回轉となり(第87圖, 195頁参照)回轉方向に向つて前方に多く彎曲するほど更に一層高回轉となる(第86圖, 195頁参照)。

されば比回轉度によりてポンプを3種に分類するに當り、羽根車の羽根の形狀から云へば、羽根の出口の近傍の曲線が回轉方向に對して著しく後方に彎曲せるものは低回轉ポンプであり、出口の近傍の彎曲がそれよりも小なるものは中回轉ポンプであり、その彎曲が更に小で大凡放射方向に向くやうになれるものは高回轉ポンプである。従つてそれが前方に彎曲すれば、それは勿論高回轉ポンプである。

次に羽根車の形態から云へば、第148圖(甲)の如きは $\frac{b_2}{D_2}$ が甚だ小なるが故に低回轉ポンプであり、(乙)の如きは中回轉ポンプであり、(丙)の如きは $\frac{b_2}{D_2}$ が甚だ大なるが故に高回轉ポンプである。

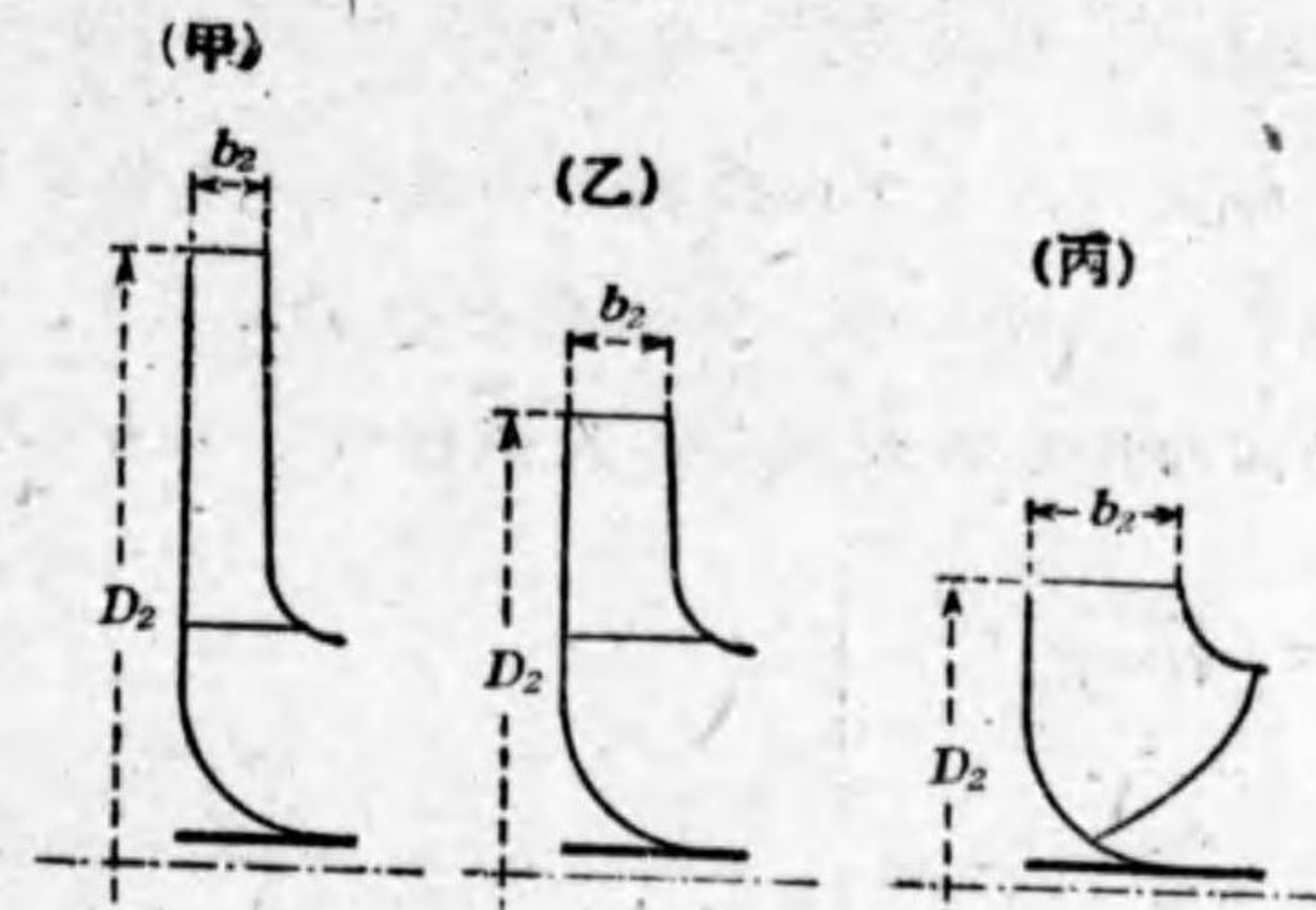
高回轉ポンプは直徑 D_2 に比して幅 b_2 が著しく廣いから、羽根に必要な長さを與へるために往々それを二重曲面に造



第 147 圖
低回轉, 中回轉及び高回轉羽根車の出口の速度三角形

る。故に二重曲面の羽根を有するものは高回轉ポンプであると云ひ得る。

軸流ポンプ例へばプロペラポンプの羽根車の如きは、 D_2 に對して b_2 を著しく大ならしめんがために、(丙)の羽根車を變形せしめ



第 148 圖
低回轉, 中回轉及び高回轉ポンプの羽根車の形態

たるものである。故にそれは特高回轉ポンプに相當する。

136. 直列及び并列ポンプの比回轉度 直列ポンプ即ち段渦巻ポンプは同じ羽根車の數個を直列したるもので、1個の羽根車の揚水量を Q 、ヘッドを H とし、羽根車の數を z_1 とすれば、このポンプ1臺の揚水量は Q 、ヘッドは $z_1 H$ であるから、このポンプ1臺分の比回轉度を n_{st} とすれば、(239)式(289頁)より、

$$n_{st} = \frac{n\sqrt{Q}}{(z_1 H)^{\frac{3}{4}}} = \frac{n\sqrt{Q}}{z_1^{\frac{3}{4}} H^{\frac{3}{4}}}$$

然るに $\frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$ は羽根車1個分の比回轉度である。故にそれを n_s にて表せば、

$$n_{st} = \frac{n_s}{z_1^{\frac{3}{4}}} \dots \dots \dots (242)$$

即ち直列ポンプ1臺分の比回轉度は、羽根車1個分の比回轉度の $\frac{1}{z_1^3}$ に當る。

今直列ポンプの段數 z_1 の種々なる値に對し、この式にて計算したる n_s と n_{st} との關係を次表に示す。凡て直列ポンプの比回轉度は、各羽根車の比回轉度よりも小なるものである。

直列ポンプの 段の數 z_1	2	3	4	5	6	7
$\frac{n_{st}}{n_s} = \frac{1}{z_1^3}$ の値	0.595	0.439	0.353	0.299	0.261	0.232
直列ポンプの 段の數 z_1	8	9	10	11	12	
$\frac{n_{st}}{n_s} = \frac{1}{z_1^3}$ の値	0.210	0.192	0.178	0.166	0.155	

次に並列ポンプは、同じヘッドの下に同じ羽根車を並列したるものである。故に羽根車の數を z_2 とすれば、ヘッド H は共通であるけれども、揚水量は羽根車1個の揚水量の z_2 倍となる。されば並列ポンプ1臺分の比回轉度を n_{st} とし、羽根車1個分の比回轉度を n_s とすれば、(239)式(289頁)より、

$$n_{st} = \frac{n_s \sqrt{z_2} Q}{H^{\frac{3}{2}}} = \sqrt{z_2} \frac{n_s \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{2}}} = \sqrt{z_2} n_s \dots \dots \dots (243)$$

即ち並列ポンプ1臺分の比回轉度は、羽根車1個分の比回轉度の $\sqrt{z_2}$ 倍に當る。

今並列ポンプの羽根車の數 z_2 の種々なる値に對し、この式

より計算したる n_s と n_{st} との關係を次表に示す。凡て並列ポンプの比回轉度は、各羽根車の比回轉度よりも大なるものである。

並列ポンプの 羽根車の數 z_2	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{n_{st}}{n_s} = \sqrt{z_2}$ の値	1.41	1.73	2.00	2.24	2.45	2.65	2.83	3.00	3.16

兩吸込みの羽根車は片吸込みの羽根車の2個を並列したるものであるから、その比回轉度は、片吸込みのもの、1.41倍である。

以上論ずるが如く、片吸込みの羽根車1個の比回轉度は一定であつても、それを直列し又は並列すれば、その1臺分の比回轉度は異なるものとなるけれども、羽根車個々の比回轉度が同一ならば、そのポンプの特性はその羽根車個々の特性と同じである。

1臺のポンプが羽根車の直列と並列とを同時に含む場合、例へば兩吸込みの羽根車を直列したやうな場合には、片吸込みの羽根車の總數を z とし、その内 z_1 列を直列し z_2 個を並列するとすれば、

$$z = z_1 z_2 \dots \dots \dots (224)$$

斯くの如きポンプ1臺分の比回轉度を n_{st} とすれば、ヘッドは片吸込み羽根車1個の z_1 倍となり、揚水量は z_2 倍となるから、それは明らかに、

$$n_{st} = \frac{\sqrt{z_2}}{z_1^{\frac{3}{4}}} n_s \dots\dots\dots(245)$$

例へば兩吸込みの羽根車の5個を直列したる場合には、 $z_1=5, z_2=2$ であるから、上の表から、

$$\frac{1}{z_1^{\frac{3}{4}}} = 0.299, \quad z_2 = \sqrt{2} = 1.41$$

故に $n_{st} = 0.299 \times 1.41 n_s = 0.422 n_s$

又例へば片吸込みの羽根車5個を并列し、斯くの如き并列ポンプの2基を直列したる場合には、 $z_1=2, z_2=5$ であるから、同じ表から、

$$\frac{1}{z_1^{\frac{3}{4}}} = 0.595, \quad z_2 = \sqrt{5} = 2.24$$

故に $n_s = 0.595 \times 2.24 n_{st} = 1.33 n_{st}$

これ等の場合片吸込み羽根車の總數は何れも

$$z = z_1 z_2 = 10$$

である。

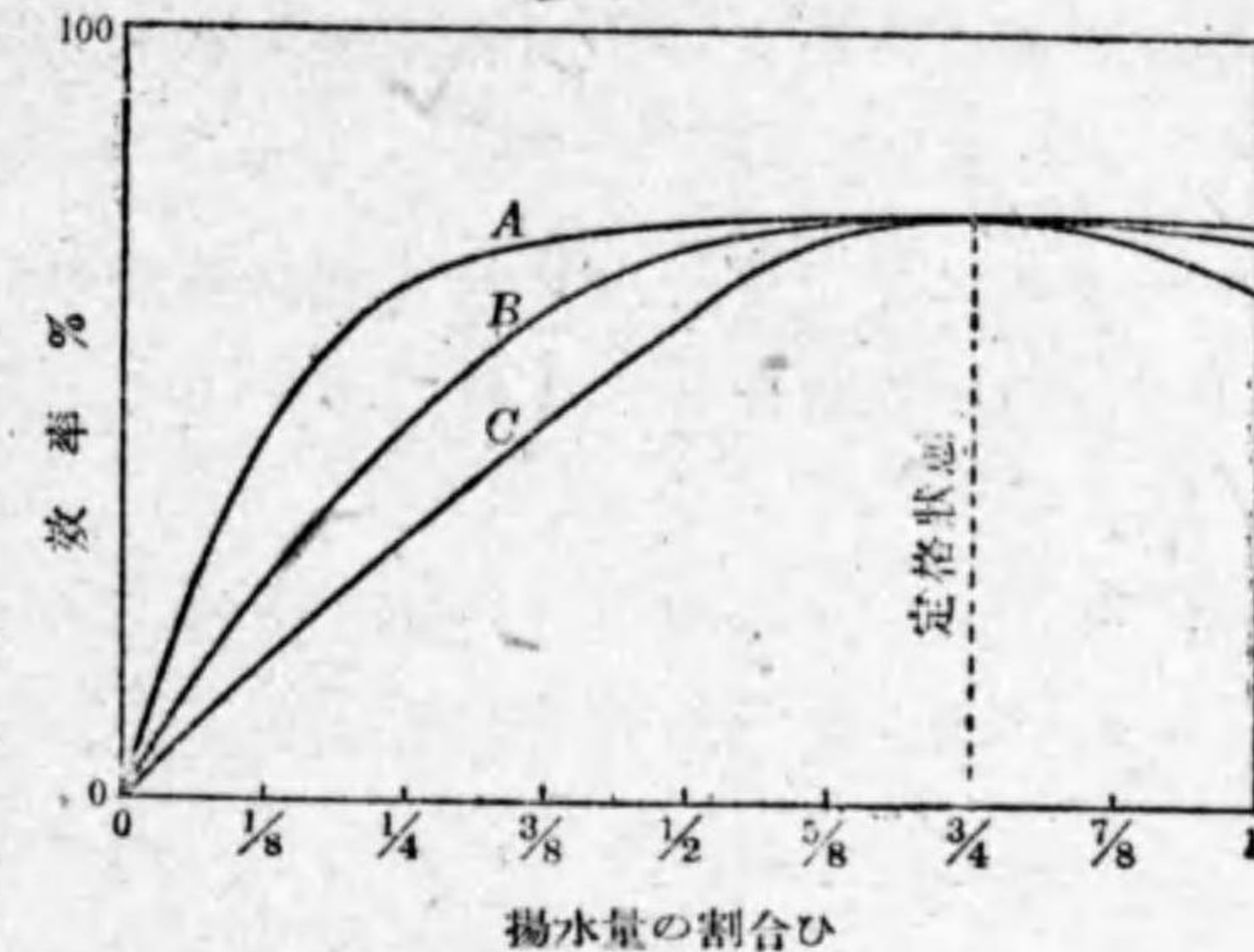
137. 比回轉度と特性との關係 比回轉度の小なる低回轉ポンプは、 b_2 が小さく D_2 が大きい(第148圖, 293頁参照)。それに羽根が回轉方向に對して後方に彎曲する。従つて羽根は狭くして長く、羽根と羽根との間の擴大率が小さい。故に水の流れは安定し、擾亂を起すことが少い。しかし摩擦抵抗が大きいから、効率はずしも大きくないけれども、揚水量の變化に對して効率の低下することが餘り著しくない。故に揚水量に對する効率曲線は大凡第149圖Aに示すが如く、曲

線の頂部が甚だ平坦で、効率に激變がない。

このポンプの缺點は、羽根車の外徑が大きく、その割合ひに多量の水を上ぐ

る能力のないことである。

中回轉ポンプはこれに比較すると、揚水量に對する効率曲線が大凡Bに示すが如く、曲線の頂部



第 149 圖

比回轉度と特性との關係を表す曲線

の彎曲がやゝ急で、揚水量の變化に對する効率の低下がやゝ著しい。

高回轉ポンプは D_2 が小さく b_2 が甚だ大きい。しかも羽根が回轉方向に對して後方に彎曲すると云ふよりは寧ろ前方に彎曲するから、羽根は短くして幅が廣い。故に羽根と羽根との間の擴大率が大きく、流れは不安定となり、擾亂を起し易く、定格状態と少しにても異なる状態となれば、可なり大なる効率の低下を來し、揚水量に對する効率曲線がCに示すが如く、急激なる變化を示す。プロペラポンプの如きでは、効率の變化がなほ一層甚しい。

定格状態の場合でも、凡てポンプは高回轉であるほど効率は小さい。これ流れの擾亂が効率を減小せしむるによる。

又餘りに低回轉であつても效率が小さい。それは摩擦抵抗が大きき働くからである。效率の最も大なるポンプは中回轉に屬するものであつて、羽根が餘りに後方に彎曲せざる程度のものである。

高回轉ポンプの唯一の特長は、羽根車の外徑従つてポンプの外徑が小なる割合ひに、多量の水を上ぐる能力あることである。

プロペラ・ポンプの羽根は外圍に周壁を有せず、従つて羽根を1枚づゝ個々獨立に造り得るから、それ等を各獨立に製作して殼に取り付け、殼を中空に造つてその中に適當なる仕掛けを施し、これ等の羽根の總てを揚水量の變化につれて幾分旋回せしむるやうに製作することが出来る。

このやうに装置されたるプロペラ・ポンプの羽根は、揚水量の變化につれて羽根の入口をその時の相對流入速度の方向に向くるやうにし、従つて水が入口に衝突するために起す流體抵抗を除き得るから、揚水量の變化したる場合の效率が甚しく低下せず、そのために羽根車自體は著しく高回轉でありながら、中回轉或は低回轉ポンプと同様な特性を現すものとなる。この如きプロペラ・ポンプを可動翼プロペラ・ポンプ (Variable-blade propeller pump) と云ふ。

138. 比回轉度の限度 ポンプは高回轉なるほど外徑小となり、小形であつてしかも揚水能力が大きい。故に多くのポンプは出来るだけ高回轉たらしめんとすることが一般の

傾向であるけれども、如何に高回轉たらしめんとしても、羽根車の型式に應じてそれには或る一定の限度があつて、際限なく高回轉にすることは不可能のことである。

何となれば(40)式(54頁)によれば、

$$u_2 = \frac{g\phi H}{v_2} \tan \alpha_2$$

即ちヘッド H が大ならば、それに應じて羽根車の圓周速度 u_2 を大ならしめねばならぬ。例へば多くの渦巻ポンプでは、H に對して u_2 を大凡次の關係に造る。

(a) 導羽根又は渦室を有するポンプ、

$$u_2 = (0.95 - 1.04) \sqrt{2gH}$$

(b) これを有せざるポンプ、

$$u_2 = (1.0 - 1.2) \sqrt{2gH}$$

これより速度係數 U_2 を求むれば、

(a) 導羽根又は渦室を有するポンプ

$$U_2 = \frac{1}{\sqrt{\phi}} (0.95 - 1.04)$$

(b) これを有せざるポンプ

$$U_2 = \frac{1}{\sqrt{\phi}} (1.0 - 1.2)$$

斯くの如く凡て羽根車はその型式によつて U_2 には一定の限度があり、 ϕ は效率の逆數であるから、これにもまた一定の限度がある。従つて(240)式(291頁)の λ の値には一定の限度があつて、際限なくその値を大ならしむることは出来ぬ。且

つ又 u_2 に對して v_2 を、又 b_2 に對して D_2 を、何れも際限なく大ならしむることは構造上不可能のことであるから、(241)式(291頁)により、總てのポンプはそれを際限なく高回転たらしむることは出来ぬもので、羽根車の型式に應じて、比回転度の値には夫々一定なる最高限度があることになる。

比回転度の大きなポンプは、形態が小なる割合ひにそれに接続する吸上管及び送出管の直径が大きく、従つてポンプ内に保有する水量が大きい。ポンプの運転を開始する場合には、静止せるこの大量の水に運動を起させるために大なる加速力が必要で、そのために大なる軸馬力を必要とする。

又ポンプは高回転であるほど羽根の出口角 β_2 が大きい。従つて揚水量 0 なる運転開始の時のヘッドが大きい(第113項, 226頁)。そのためにポンプは高回転であるほど、運転開始に於て大なる軸馬力を要する。

運転開始の際には、ポンプと送出管とを接続する仕切弁を豫め閉鎖し、送出管中に水を送らぬやうにして軸馬力の激増を防ぐやうにするけれども、高回転であるほど運転開始に於て大なる軸馬力を要することは免かれ難き現象である。

運転開始に於ける軸馬力の増大は、ポンプの運転開始を困難ならしむるもので、この困難は比回転度が大きなほど大なるものである。この事實からしても、ポンプを餘りに高回転ならしむることは、最も好ましからざるものである。

139. 種々の単位にて表されたる比回転度 本書に

は比回転度 n_s を表すに、 n は回毎分、 Q は m^3 毎分、 H は m を以てするけれども、 Q は往々 l 毎秒にて表さるゝものである。この場合には次の如き換算を行はねばならぬ。

$$\text{さて} \quad 1 \text{ m}^3/\text{分} = \frac{1000}{60} \text{ l/s}$$

故に Q を l/s の単位にて表したる比回転度を n'_s にて表せば、

$$n'_s = \sqrt{\frac{1000}{60}} \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \sqrt{\frac{1000}{60}} n_s$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{即ち} \quad n'_s = 4.08 n_s \\ \text{或は} \quad n_s = 0.245 n'_s \end{array} \right\} \dots\dots\dots(246)$$

英國及び米國式では、比回転度を表すに Q を ft^3 毎分、 H を ft の単位を以てする。この場合には、

$$1 \text{ m}^3/\text{分} = 35.3 \text{ ft}^3/\text{分}$$

$$1 \text{ m} = 3.28 \text{ ft}$$

故に Q を $ft^3/\text{分}$ 、 H を ft にて表したる比回転度を N_s にて表せば、

$$N_s = \frac{\sqrt{35.3}}{3.28^{\frac{3}{4}}} \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{\sqrt{35.3}}{3.28^{\frac{3}{4}}} n_s$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{即ち} \quad N_s = 2.44 n_s \\ \text{或は} \quad n_s = 0.41 N_s \end{array} \right\} \dots\dots\dots(247)$$

斯くの如く比回転度は、それを計算するに用ゐたる単位の異なるによりてその値を異にする。今 n 、 Q 及び H のダイメンションを夫々 $[n]$ 、 $[Q]$ 及び $[H]$ にて表し、 n_s のそれを $[n_s]$ にて表せば、

$$[n] = \frac{1}{[T]} = [T^{-1}]$$

$$[Q] = \frac{[L^3]}{[T]} = [L^3 T^{-1}]$$

$$[H] = [L]$$

故に

$$[n_s] = \frac{[T^{-1}][L^3 T^{-1}]^{\frac{1}{2}}}{[L]^{\frac{3}{4}}} = [L^{\frac{3}{4}} T^{-\frac{3}{2}}]$$

即ち比回轉度は長さとの單位に對して斯くの如き關係にあるもので、長さの單位に對してはその $\frac{3}{4}$ 乗に正比例し、時間の單位に對してはその $\frac{3}{2}$ 乗に反比例して夫々値を異にするものである。

140. 比回轉度によるポンプの分類 比回轉度の大小によりてポンプを分類することが科學的に最も確實であり、且つ最も嚴正である。

プロペラ・ポンプは渦巻ポンプの一種ではあるが、プロペラ・ポンプ以外の所謂普通型渦巻ポンプよりも一般に比回轉度が大きいから、渦巻ポンプ全體を先づ普通型渦巻ポンプとプロペラ型渦巻ポンプとに2大別する。然るにその各々には比回轉度に大凡一定の限度があるから、それ等をまた比回轉度の大小によつて夫々3種に分類して低回轉、中回轉及び高回轉とする。

斯くすれば渦巻ポンプ全體は總計6種に分類され、その各種別に屬するポンプの比回轉度の値の範圍を示せば、大凡次の通りである。

I. 普通型渦巻ポンプ

低回轉型 $n_s = 98 - 200$

中回轉型 $n_s = 200 - 650$

高回轉型 $n_s = 650 - 980$

II. プロペラ型渦巻ポンプ

低回轉型 $n_s = 580 - 900$

中回轉型 $n_s = 900 - 2000$

高回轉型 $n_s = 2000 - 2500$

これ等 n_s の値は凡て片吸込みの羽根車1個の比回轉度の値である。又ここに掲げたる n_s の値よりも大なる比回轉度を有するものがあるならば、それは特高回轉型である。

効率には中回轉型最も高く、低回轉型と高回轉型とは何れも低い。即ち低回轉型と高回轉型とは効率何れも大凡60%以上72%以下であり、中回轉型のそれは大凡72%以上である⁽¹⁾。

普通型渦巻ポンプの高回轉型は二重曲面の羽根車を有するものに相當する。それとプロペラ型渦巻ポンプの低回轉型とが大凡同一なる特性を有することは、 n_s の値が兩者殆んど同一であることから推察することが出来る。

普通型渦巻ポンプの低回轉型よりも更に小なる n_s を必要とする場合に、渦巻ポンプを使用することは、効率が非常に小なる點に於て甚しき不利益がある。この場合には往復ポン

(1) これ等の値は大體の標準である。構造宜しきを得れば効果は更にこれ等よりも高し、構造宜しきを得ざれば直ちに効率の減少を來すものである。

ブ或は他のポンプを使用するのが至當である。

141. 比回轉度によるポンプの型式決定法 渦巻ポンプを設計するには先づその型式(Type)を定め、而して後細部の計算に移るのが正當なる順序であつて、型式の決定には比回轉度によるのが最も嚴正確實である。

この方法によつて型式を決定する計算の順序、并にこれに關係ある重要な計算の方法を各種の場合を例にとつてここに述べることにする。

- (1) 7.5mのヘッドに毎分85m³の水を上ぐるに、毎分500回轉をなす電動機を以て直結運轉せんとす。このポンプの型式を定む。

(239)式(289頁)より、

$$n_s = \frac{500 \sqrt{85}}{7.5^3} = 840$$

$n_s=840$ は普通型渦巻ポンプとすれば高回轉型であり、プロペラポンプとすれば低回轉型であつて、何れにしても片吸込みの一段ポンプとしてそのまゝ設計すれば、60%以上ぐらゐの効率を得ること請合ひである。但し普通型ポンプとすれば、羽根車は二重曲面を有するものに造らなければならぬ。

- (2) 450mのヘッドに毎分23m³の水を上ぐるに、毎分3000回轉をなす電動機を以て直結運轉せんとす。このポンプの型式を問ふ。

(239)式(289頁)より、

$$n_s = \frac{3000 \sqrt{23}}{450^3} = 46.6$$

これは片吸込みの普通型一段ポンプを用ゐるとしては餘りに低回轉で、60%以上の効率を得る望みがないから、往復ポンプの如き渦巻ポンプ以外のポンプを用ゐるのが正當であるけれども、往復ポンプの如き凡て瓣を有するポンプを毎分3000回轉の如き高回轉を以て直結運轉することは、瓣の活動上不可能であるから、瓣を有せざる種類のポンプを用ゐなければならぬ。

若し強ひて瓣を有するポンプを用ゐなければならぬならば、直結運轉を斷念し、回轉度を3000回轉から100回轉以下ぐらゐに低減せしむる所謂減速装置を用ゐて、間接運轉たらしめねばならぬ。

しかし強ひて渦巻ポンプを用ゐなければならぬならば、次の如き計算によつてその型式を定むればよい。

さて n_s の小なる場合にそれを大ならしむるには、羽根車の數個を直列して段渦巻ポンプにすればよい。

以上計算したる $n_s=46.6$ はそれを羽根車1個分の比回轉度とせず、それを段渦巻ポンプ1臺分の比回轉度と考へれば、

$$n_{st} = 46.6$$

これを段渦巻ポンプの(242)式(293頁)に代入して段數 z_1 を計算すれば、

$$z_1^{\frac{3}{4}} = \frac{n_s}{n_{st}} = \frac{n_s}{46.6}$$

$n_s=46.6$ は甚だしく低回転であるから、プロペラ・ポンプを用ゐることは無論不適當である。故に普通型ポンプを用ゐることとし、中回転型は効率が高いからそれを採用することにすれば、 $n_s=200-650$ である(第140項, 303頁参照)。

よつて $n_s=200$ とすれば、

$$z_1 = \left(\frac{200}{46.6}\right)^{\frac{4}{3}} = 6.97 \quad \text{即ち 7 段}$$

又 $n_s=650$ とすれば、

$$z_1 = \left(\frac{650}{46.6}\right)^{\frac{4}{3}} = 33.8 \quad \text{即ち 34 段}$$

即ち同じ中回転型羽根車の7個乃至34個を直列したる段渦巻ポンプを用ゐればよいので、そうすれば優に72%以上の効率を請合ふけれども、34段は餘りに段の数多く、構造上に困難があるから、7段以上10段ぐらゐのものを用ゐればよいであらう。

7段でもまだ段の数が多きに過ぎ、ポンプが高價となる嫌ひがあるならば、中回転型を廢して低回転型を用ゐなければならぬ。低回転型 $n_s=98-200$ を用ひれば、段の数は7段以下に減ずるけれども、効率が72%以下に降ることは止むを得ぬ。

(3) 毎分1700回転を以て9mのヘッドに毎分85m³の水を上げんとす。ポンプの型式如何。

(239)式(289頁)より、

$$n_s = \frac{1700\sqrt{85}}{9^{\frac{3}{4}}} = 3020$$

これは片吸込みの羽根車1個としては餘りに高回転で、プロペラ・ポンプでさへそれに適應しない。

斯くの如き n_s の大なる場合にそれを小ならしむるには、羽根車の數個を并列して并列渦巻ポンプにすればよい。

されば $n_s=3020$ を片吸込み羽根車1個分の比回転度とせず、并列ポンプ1臺分の比回転度と考へれば、

$$n_{st} = 3020$$

これを并列ポンプの(243)式(294頁)に代入して羽根車の數を計算すれば、

$$z_2 = \left(\frac{n_{st}}{n_s}\right)^2 = \left(\frac{3020}{n_s}\right)^2$$

プロペラ・ポンプは并列することも不可能ではないが、運轉開始に非常に大なる軸馬力を要し、始動に或る困難があるから、それを豫想して安全のために、普通型ポンプを用ゐ、その高回転型 $n_s=650-980$ を採用するとして、先づ $n_s=650$ とすれば、

$$z_2 = \left(\frac{3020}{650}\right)^2 = 21.6 \quad \text{即ち 22 個}$$

又 $n_s=980$ とすれば、

$$z_2 = \left(\frac{3020}{980}\right)^2 = 9.50 \quad \text{即ち 10 個}$$

つまり片吸込みの普通型羽根車を10個乃至22個、兩吸込みならば5個乃至11個を并列したるポンプを用ゐればよいので、60%乃至72%の効率を請合ひ得る。

羽根車の多いほど特性が中回転型に近づき、効率は増すけ

れども、ポンプは大形となり、価格がそれだけ高くなることを免かれぬ。

(4) 毎分 1700 回転をなし 12 m のヘッドに毎分 4 m^3 の水を上げる渦巻ポンプあり。これと同じ特性を有し同じ型式のポンプを造らんとするに、ヘッド 8 m、回転度毎分 1200 回ならしめんとせば、その揚水量は如何。

先づ(239)式(289頁)によつて與へられたるポンプの n_s を求むれば、

$$n_s = \frac{1700 \sqrt{4}}{12^{\frac{3}{4}}} = 527$$

特性が同じならば n_s は同じ値であるから、この値を用ゐてその同じ(239)式(289頁)から揚水量 Q を求むればよい。即ち

$$Q = \left(\frac{n_s H^{\frac{3}{4}}}{n} \right)^2 = \left(\frac{527 \times 8^{\frac{3}{4}}}{1200} \right)^2 = 4.36 \text{ m}^3/\text{分}$$

(5) 前例に於て、與へられたるポンプの羽根車は直径 20 cm ならば、新たに造らんとするポンプの直径を問ふ。

(235)式(285頁)により、

$$\frac{D_1}{D_0} = \frac{n_0}{n_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_0}}$$

然るに

$$n_0 = 1700, \quad n_1 = 1200$$

$$H_0 = 12 \text{ m}, \quad H_1 = 8 \text{ m}$$

$$D_0 = 20 \text{ cm}$$

故に

$$D_1 = D_0 \frac{n_0}{n_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_0}} = 20 \frac{1700}{1200} \sqrt{\frac{8}{12}} = 23.1 \text{ cm}$$

これ求むる直径である。

同属のポンプは各部悉く相似形であるから、羽根車の内外径、幅、厚さ等悉く

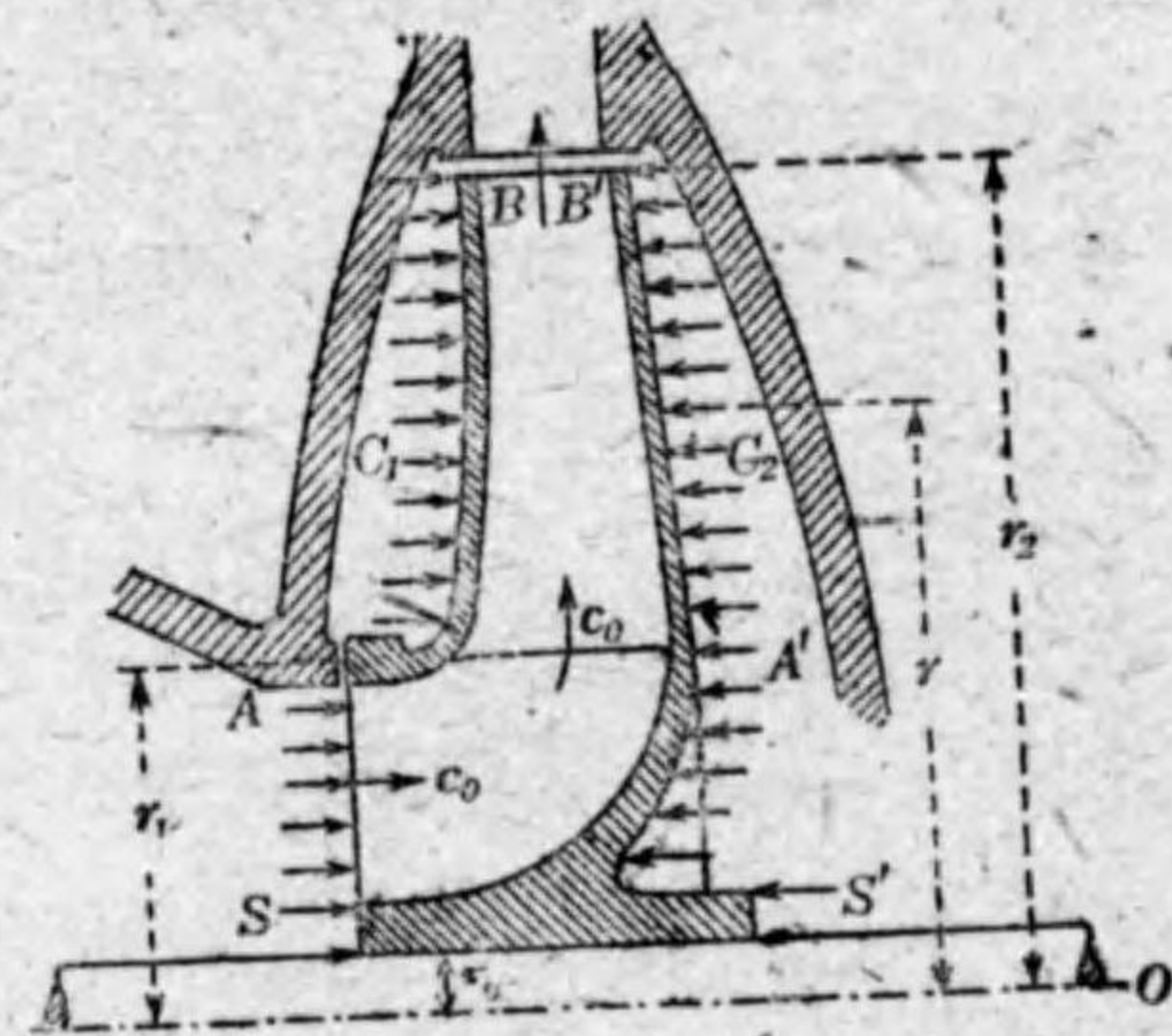
$$\frac{D_1}{D_0} = \frac{23.1}{20} = 1.155$$

の比に造られなければならぬ。つまり新たに造らるゝポンプは各部の寸法が 1.155 倍大である。但し羽根の形態並に各角度は相互に同一でなければならぬ。

XII. 軸 推 力

142. 軸推力 第150圖に於てSAは羽根車の吸込口、ABは隙間C₁に面する羽根車側壁の外面、S'B'は隙間C₂に面する羽根車の反対側の側壁の外面であつて、これ等の面には夫々或る壓力が働いて羽根車を左右から推し、その合力は羽根車の軸をその軸の方向に推しやる。この力を軸推力 (Axial thrust) と稱へる。

羽根車の内部の水の流れと、隙間C₁及びC₂の中に於ける水の流れとは必ずしも左右對稱的



第 150 圖

軸推力の原因となる羽根車に働く壓力

ではないけれども、これを左右對稱的だとすれば、盤面ABに働く壓力の分布と、それと對向の位置にある盤面A'B'に働く壓力の分布とは相等しいと考へてよい。故にこの2つの面に働く壓力は互に打ち消し合ふから、軸推力に影響を與へない。

されば軸推力を起す主なる原因は、SA'に働く吸込口の壓力と、それと對向の位置にある盤面S'A'に働く壓力とが等しからざるためであつて、SAに働く壓力は吸込みの壓力であ

るから大氣壓よりも常に低く、S'A'に働く壓力は隙間C₂内の壓力で、それは常に大氣壓よりも高い。故にこの2つの壓力の差によつて羽根車は吸込側の方に向つて推される。よつて軸推力は送出側から吸込側の方に向つて働くものである。

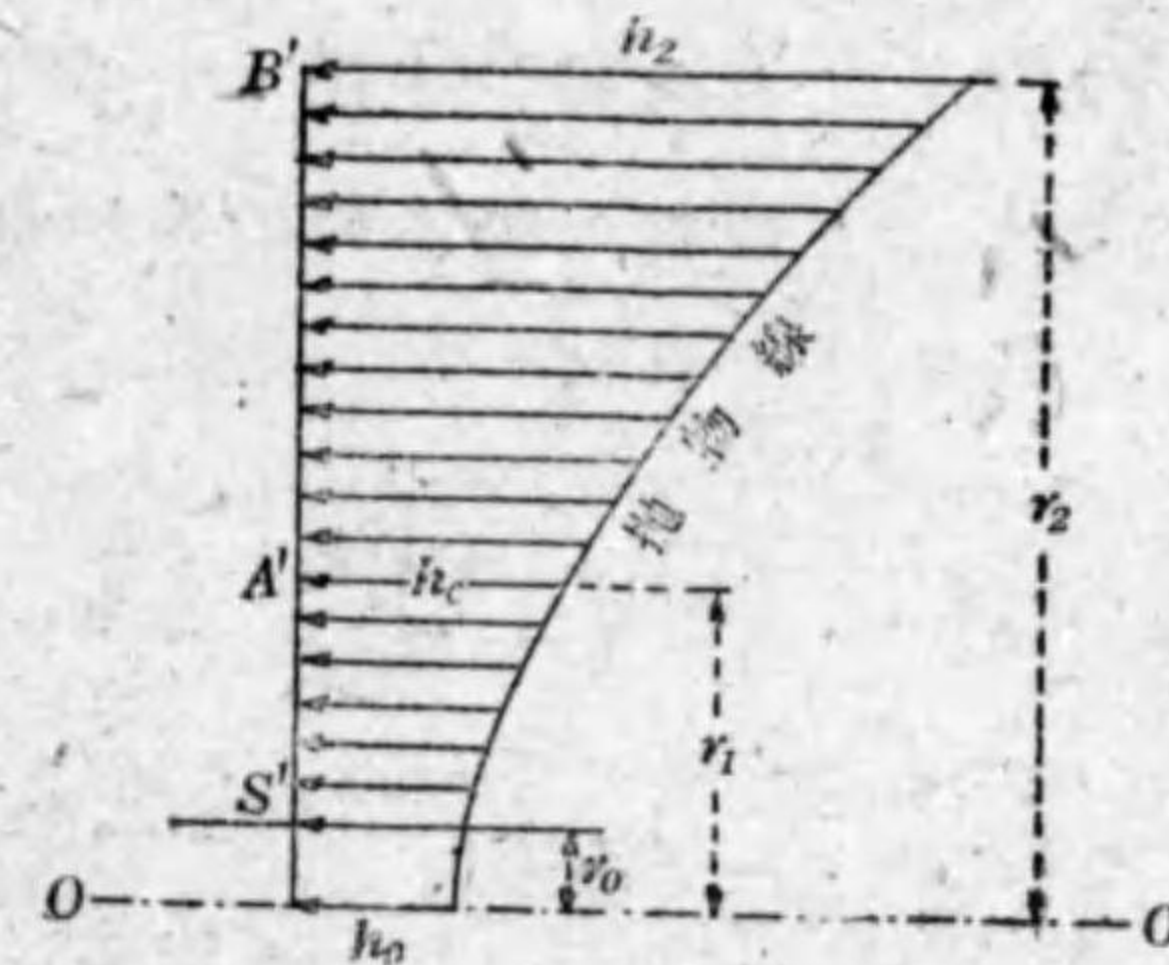
143. 軸推力の大きさ 隙間の中の水は羽根車の回轉する角速度の約0.88に等しき平均角速度を以て回轉すると考へらるゝ〔(164)式、168頁参照〕。この場合壓力分布は軸線OO上に頂點を有する拋物線體を以て表され(第151圖)、回轉する水の平均角速度を ω_m とし、軸線OOの位置に働く壓力ヘッドを h_0 とすれば、任意の半径 r の位置に働く壓力ヘッドは

$$h_0 + \frac{(\omega_m r)^2}{2g}$$

に等しい。故に壓力分布は半径の2乗に従つて増すので、羽根車の外端B'に働く壓力ヘッドが最も大きく、その大きさ

$$h_0 + \frac{(\omega_m r_2)^2}{2g}$$

に等しい。



第 151 圖

羽根車側壁外面に働く壓力の分布

B'に働くこの壓力ヘッドは(170)式(174頁)の h_2 に等しからねばならぬから、

$$h_0 + \frac{(\omega_m r_2)^2}{2g} = h_2 = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_2 \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g}$$

26 40

故に
$$h_0 = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_a^2}{2g} + \zeta_2 \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{(\omega_m r_2)^2}{2g} \dots \dots (248)$$

次に A' の位置に働く圧力ヘッドを h_c とすれば、

$$h_c = h_0 + \frac{(\omega_m r_1)^2}{2g} \dots \dots (249)$$

S'A' 上の任意の半径 r に働く圧力は、

$$\gamma \left[h_0 + \frac{(\omega_m r)^2}{2g} \right]$$

であるから、半径 r 、厚さ dr なる極めて薄い圓環形の盤面に働く圧力の力は、

$$\gamma \left[h_0 + \frac{(\omega_m r)^2}{2g} \right] 2\pi r dr$$

である。これを軸の半径 r_0 から半径 r_1 まで積分したるものは、S'A' なる圓盤が吸込側の方に推さるゝ力である。故にこの力を T_1 とすれば、

$$\begin{aligned} T_1 &= 2\pi\gamma \int_{r_0}^{r_1} \left[h_0 + \frac{(\omega_m r)^2}{2g} \right] r dr \\ &= 2\pi\gamma \left(h_0 \frac{r_1^2 - r_0^2}{2} + \frac{\omega_m^2}{2g} \cdot \frac{r_1^4 - r_0^4}{4} \right) \\ &= \gamma\pi(r_1^2 - r_0^2) \left[h_0 + \frac{\omega_m^2(r_1^2 + r_0^2)}{4g} \right] \end{aligned}$$

吸込側の隙間 C_1 内の水の回轉は送出側の隙間 C_2 内のそれと同じであると考えらるゝから、壓力分布は A'B' 上のそれと同じ拋物線である(第 152 圖, 312 頁)。両者は互に相等しく且つ反對に作用し軸推力を起さない。然るに吸込口 SA に働く壓力

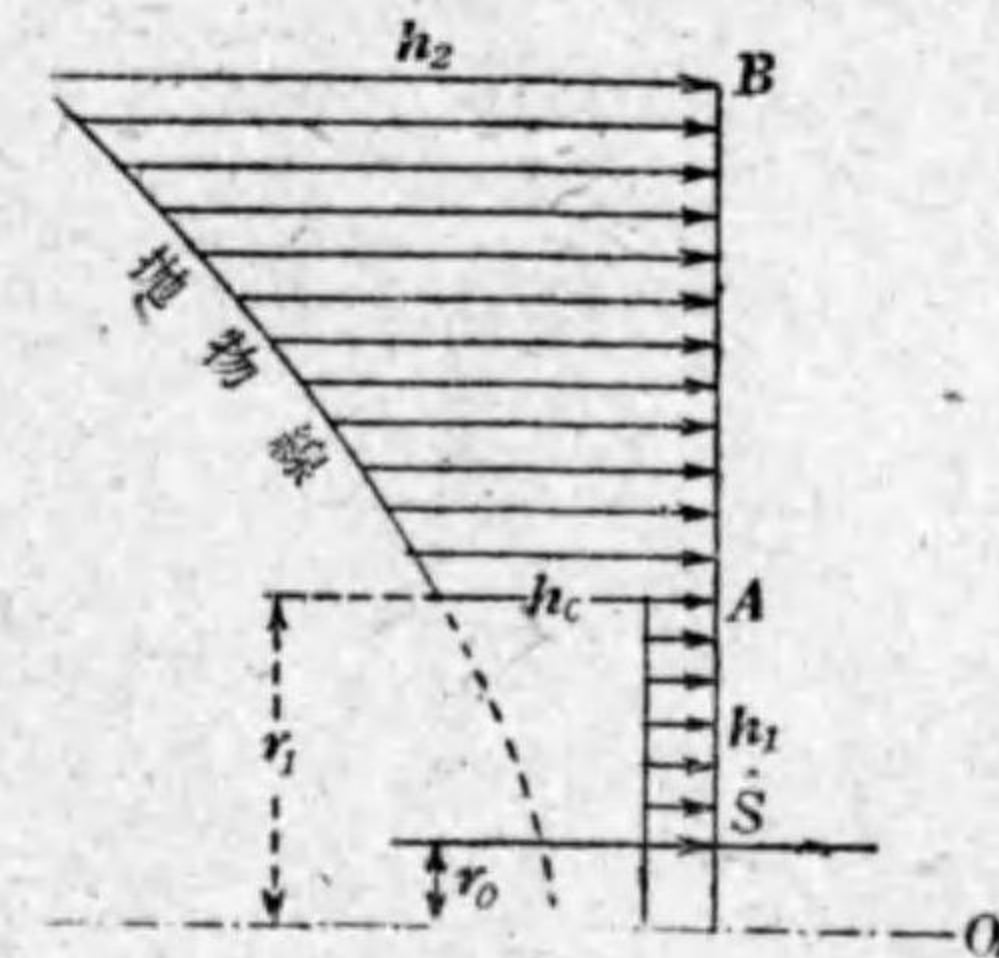
は、そこに働く壓力ヘッドを h_1 とすれば、(171)式(174頁)から、

$$h_1 = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_a^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} - \zeta_1 \frac{c_1^2}{2g} \dots \dots (i)$$

これに相當する壓力は γh_1 で、この壓力は吸込口に均等に働くと考へて大差がないからそれから起る壓力の力を T_2 とすれば、

$$T_2 = \gamma h_1 \pi (r_1^2 - r_0^2)$$

$T_1 - T_2$ は羽根車が送出側から吸込側に向つて推さるゝ力であつて、これが軸推力を起す



第 152 圖

羽根車吸込側に働く壓力の分布

主なる力であるけれども、こゝにもう 1 つの力を考へなければならぬ。それは水が速度 c_0 を以て羽根車の吸込口に流入する時その方向が軸流であるけれども(第 44 圖, 117 頁参照)、羽根車を通過する時放射方向に向きを變へ、その結果吸込側から送出側に向つて軸推力を輕減するやうな反動力が働く。

この反動力は、揚水量 Q なる流れの方向が直角に向きを變へるために、運動量の變化によつて起る力であつて、その力を T_3 とすれば、

$$T_3 = \frac{\gamma}{g} Q c_0$$

斯くて軸推力は結局 $T_1 - T_2 - T_3$ に等しい。故にこれを T にて表し、それ等の値を夫々代入すれば、

$$T = \gamma \pi (r_1^2 - r_0^2) \left[h_0 + \frac{\omega_m^2 (r_1^2 + r_0^2)}{4g} \right] - \gamma h_1 \pi (r_1^2 - r_0^2) - \frac{\gamma}{g} Q c_0$$

$$= \gamma \pi (r_1^2 - r_0^2) \left[h_0 + \frac{\omega_m^2 (r_1^2 + r_0^2)}{4g} - h_1 \right] - \frac{\gamma}{g} Q c_0 \dots \dots (250)$$

(248)式(311頁)及び(j)式より、

$$h_0 - h_1 = \frac{p_a - p_s}{\gamma} + \frac{v_a^2 - v_s^2}{2g} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} - \frac{(\omega_m r_2)^2}{2g} + \zeta_2 \frac{c_2^2}{2g} + \zeta_1 \frac{c_1^2}{2g}$$

然るに(2)式(12頁)によれば、

$$\frac{p_a - p_s}{\gamma} + \frac{v_a^2 - v_s^2}{2g} = H - a$$

又

$$\zeta_1 \frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g} + \zeta_2 \frac{c_2^2}{2g}$$

はポンプの吸上管に接続する所から送出管に接続する所まで、ポンプ内部全体の損失ヘッドに等しいと考へることが出来る(第88項, 173頁参照)。故にこれを h にて表せば、

$$h_0 - h_1 = H - a + h - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{(\omega_m r_2)^2}{2g}$$

a は H に比較すると通例極めて小なる値である(第2圖, 11頁参照)。故にこれは省略しても大差はなく、而して $H + h = \phi H$ であるから(第11項, 25頁参照)、

$$h_0 - h_1 = \phi H - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{(\omega_m r_2)^2}{2g}$$

これを(250)式に代入して計算すれば次の結果となる。

$$T = \gamma \pi (r_1^2 - r_0^2) \left[\phi H - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{\omega_m^2 (2r_2^2 - r_1^2 - r_0^2)}{4g} \right] - \frac{\gamma}{g} Q c_0$$

r_0 は r_1 若しくは r_2 に比して極めて小なる値であるから、そ

れは省略しても大差はなく、然る時は

$$T = \gamma \pi r_1^2 \left[\phi H - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{\omega_m^2 (2r_2^2 - r_1^2)}{4g} \right] - \frac{\gamma}{g} Q c_0$$

或は羽根車の角速度を ω とし、(164)式(168頁)の $\omega_m = 0.88\omega$ をこれに代入すれば、

$$T = \gamma \pi r_1^2 \left[\phi H - \frac{c_2^2}{2g} - 0.387 \frac{\omega^2 (2r_2^2 - r_1^2)}{2g} \right] - \frac{\gamma}{g} Q c_0$$

又は

$$\omega r_2 = u_2, \quad \omega r_1 = u_1$$

を以てこれを書き變へれば、

$$T = \gamma \pi r_1^2 \left(\phi H - \frac{c_2^2}{2g} - 0.387 \frac{2u_2^2 - u_1^2}{2g} \right) - \frac{\gamma}{g} Q c_0 \dots \dots (251)$$

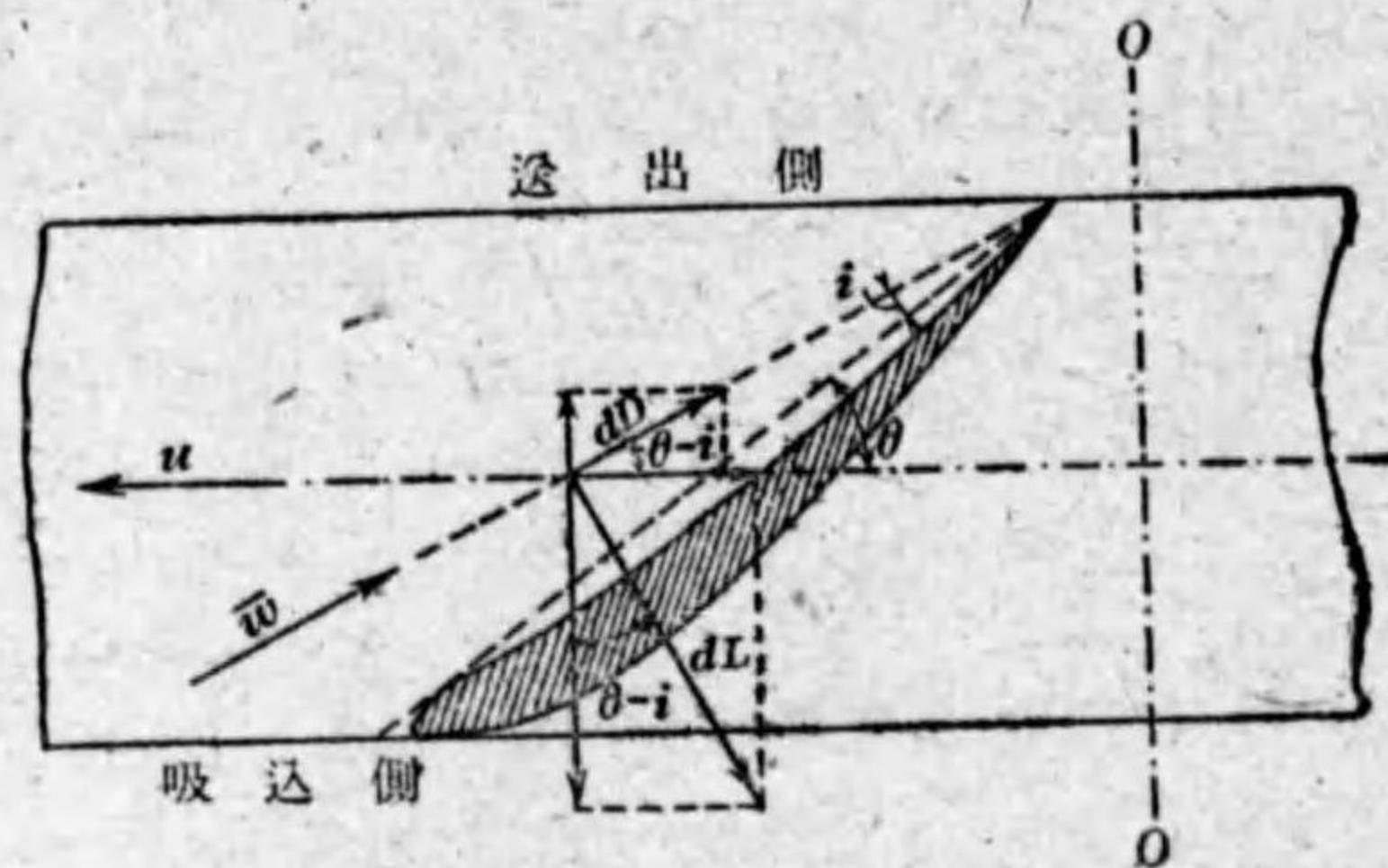
これによりて軸推力は算定せらるゝ。この算式は羽根車1個分の軸推力を與へるものであつて、 H は羽根車1個分のヘッドである。

z 個の羽根車を有する直列或は並列ポンプの羽根車が悉く吸込口を同じ方向に向けてゐる場合には、そのポンプ1臺分の合成軸推力は大凡この z 倍即ち zT に等しい。

以上計算したる軸推力 T は、横型ポンプにも縦型ポンプにも共通に働く軸推力である。縦型ポンプではこの T なる力の外吸上管、送出管及びポンプ内に保有する全體の水の重量、それに羽根車及びそれに所屬する軸の重量を加算したる總重量が悉く軸にかゝり、時に軸推力を著しく増大せしむるものである。

144. プロペラ・ポンプの軸推力 半径 r の圓筒を以て

切りたるプロペラ・ポンプの羽根の微片に働く揚力を dL 、抗力を dD とすれば(第 153 圖)、これが OO なる軸方向に働く分力は軸推力 dT 起す原因でなければならぬ。故に羽根 1 枚のこの微片が送出側から吸込側に向つて推さるゝ軸推力を dT とすれば



第 153 圖
プロペラ・ポンプに働く軸推力

$$dT = dL \cos(\theta - i) - dD \sin(\theta - i)$$

$$= dL \left[\cos(\theta - i) - \frac{dD}{dL} \sin(\theta - i) \right]$$

或はこれに(225式(272頁)及び(226式(275頁)の関係を用れば、

$$dT = C_L \frac{\rho}{2} l dr \bar{w}^2 [\cos(\theta - i) - \cot \delta \sin(\theta - i)]$$

然るに(231式(230頁)によれば、

$$\bar{w}^2 = v^2 + \left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} \right)^2$$

$$\cos(\theta - i) = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2(\theta - i)}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{v^2}{\left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} \right)^2}}}$$

$$\begin{aligned} \sin(\theta - i) &= \frac{\tan(\theta - i)}{\sqrt{1 + \tan^2(\theta - i)}} = \frac{\frac{v}{\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r}}}{\sqrt{1 + \frac{v^2}{\left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} \right)^2}}} \\ &= \frac{v}{\sqrt{v^2 + \left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} \right)^2}} \end{aligned}$$

よつてこれ等の値を上式に代入して計算すれば、

$$dT = C_L \frac{\rho}{2} l dr \sqrt{v^2 + \left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} \right)^2} \left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} - v \cot \delta \right)$$

これを羽根車の内半径 $r=R'$ から、その外半径 $r=R$ まで積分したるものは、羽根 1 枚分の軸推力である。故に羽根 n 枚を有する羽根車 1 個分の軸推力を T にて表せば、

$$T = n C_L \frac{\rho}{2} \int_{R'}^R l \left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} - v \cot \delta \right) \sqrt{v^2 + \left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} \right)^2} dr \dots (259)$$

l も $\cot \delta$ も共に r の函数であるから、この積分を一般的に計算することは簡単でない。この如き積分の計算を行ふには圖法積分(Graphic integration)の方法によるのが最も適切である。その方法を次に述ぶる。

さて羽根の形状及び大いさは豫め與へられてある筈であるから、 ω 、 v 及び ϕH は勿論、 r に對する l も、 r に對する $\cot \delta$ も、その與へられたる羽根車に對しては總て既知の値である。故に上式の積分記號内の値を Y と置く、即ち

$$Y = l \left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} - v \cot \delta \right) \sqrt{v^2 + \left(\omega r - \frac{g\phi H}{2\omega r} \right)^2}$$

と置けば、 r の種々なる値に對して Y は一々計算によつて定め得るものである。

斯くて r を R' から R まで種々に變へ、それに該當する Y の値を一々計算し、 r と Y とを2軸とする直角座標上にそれ等を記録すれば、 BC の如き或る曲線が畫かれる(第154圖)。然る時はこの曲線下の面積 AB

CD は $\int_{R'}^R Ydr$ なる値を表す

こと、數學上から明白なる事實である。

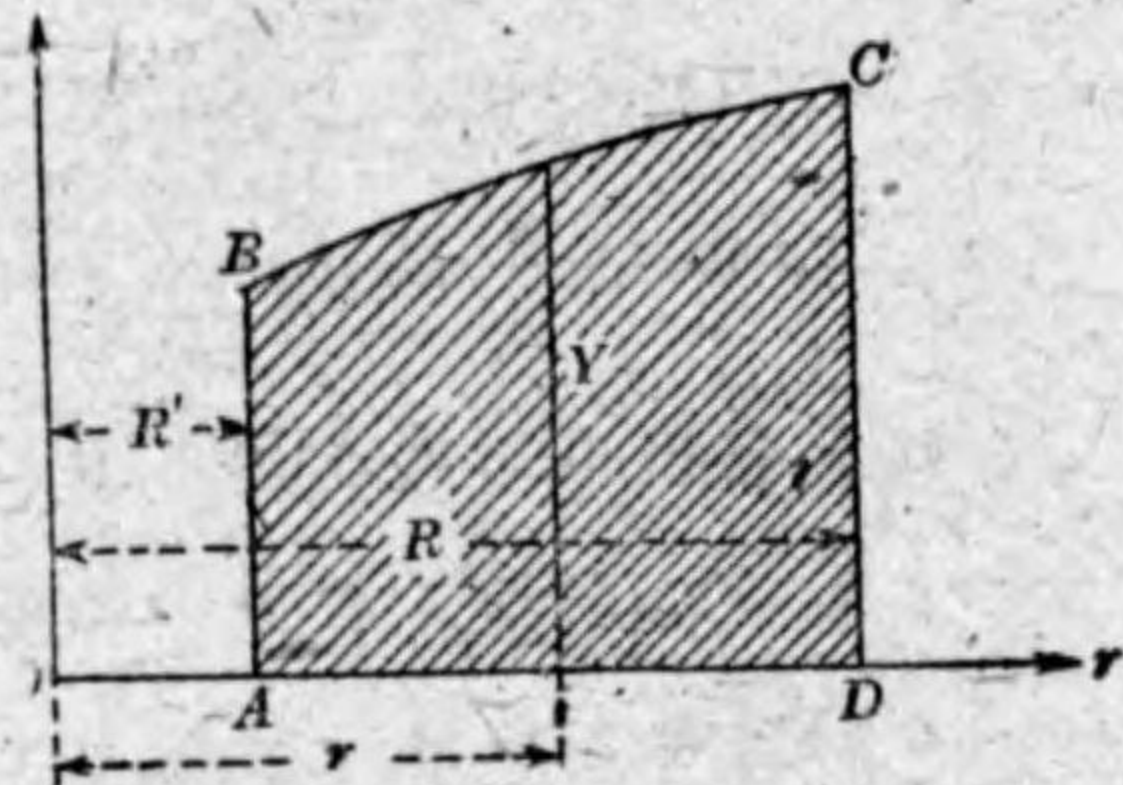
この如き圖法積分を行ふには、圖面は r と Y とを豫め一定の尺度を定めて記録せねばならぬ。然る

時は面積の尺度はこの2つの尺度の積を以て表さるゝことになる。

面積を測るにはプランメーター(Planimeter)と名づくる器具を用ゐてもよし、又はシムプソンの法則(Simpson's rule)によつて計算してもよい。何れにしても斯くして測りたる面積を S とすれば、

$$S = \int_{R'}^R Ydr$$

であるから、この面積に $n C_L \frac{\rho}{2}$ を乗すれば、その結果は(252)式



第 154 圖
圖 法 積 分 法

によつて軸推力 T を表す。即ち

$$T = n C_L \frac{\rho}{2} S \dots \dots \dots (253)$$

145. 軸推力對策 軸推力のために羽根車は送出側から吸込側の方向に推しやらるゝ結果、羽根車はその方向に移動し、羽根車はこれに接近せる周圍の固體壁と直接々觸を起して烈しき固體摩擦を生じ、羽根車出口と導羽根入口とが喰ひ違ひて甚しき水の擾亂を惹起するなど、凡て恐るべき害を誘致するに至るもので、これがために効率著しく低落し、同時に甚しき摩滅を來し、短時日にして使用に適せざるものとなる。

されば効率の低落を防ぎ且つポンプの生命を永からしめんとせば、羽根車は如何なる事情があつても、常に一定不易の位置を保有し、左右何れにも決して移動することのないやうに、適切なる手段を講じなければならぬ。

それには軸推力はあつてもそのために軸が移動せらるゝことのないやうに、軸に或る適當なる装置を施すか、又は全然軸推力を生じないやうに構造を考案するか、2途の内必ずその1を採用してこれが對策を考究せねばならぬものである。

前者は軸推力はあるがそれを支持する方法であつて、これには大凡次の3方法が考へられる。

- (1) 軸端にスラスト軸受を裝置すること。
- (2) 軸端にバランス盤を裝置すること。

(3) 以上の外種々の対策。

又後者は初めから軸推力の働かぬやうにするか、然らずんばそれを著しく微弱ならしむる方法であつて、これには大凡次の4方法が考へられる。

- (1) 羽根車にバランス孔を穿つこと。
- (2) 兩吸込みの羽根車を用ゐること。
- (3) 2個又は一般に偶數個の羽根車を都合よく組合はすこと。
- (4) 以上の外種々の対策。

以上列挙したる總計7種の対策につき、以下順次それ等の概要を述ぶる。

146. スラスト軸受 軸端に1個以上數個の環を造り、それをスラスト軸受(Thrust bearing)によつて支へしむる。

この方法は軸推力を支持する方法としては云はゞ直接法で、軸推力の支へ方が甚だ完全で、軸がたとひ水平に据ゑられてなくとも、或は垂直に据ゑられてあつても、羽根車の移動は完全に防がる。

たゞこの方法の缺點は、軸受面に固體摩擦を生じたとひ充分に潤滑方法は講ずるにしても、摩擦損失が相當に大なることである。従つてこれは最善の方法であるとは云ひ難い。

147. バランス盤 軸端にバランス盤(Balancing disc; Balancing piston)と名づくる圓盤或は圓筒を装置し、若し軸が左方に移動せんとすれば右方に引き戻し、右方に移動せんとす

れば左方に押し戻すやうにし、以て自動的に羽根車が常に一定の位置に抑留せらるゝやうに動作せしむる。

この方法は自動釣合はせ法であつて、スラスト軸受を用ゐる直接法に對して、これは間接法である。又この方法は通例ポンプによりて押し上げられつゝある水の動壓力を利用せるものであるから、水力釣合はせ法であり、これに對してスラスト軸受を用ゐる方法は、機械的釣合はせ法である。

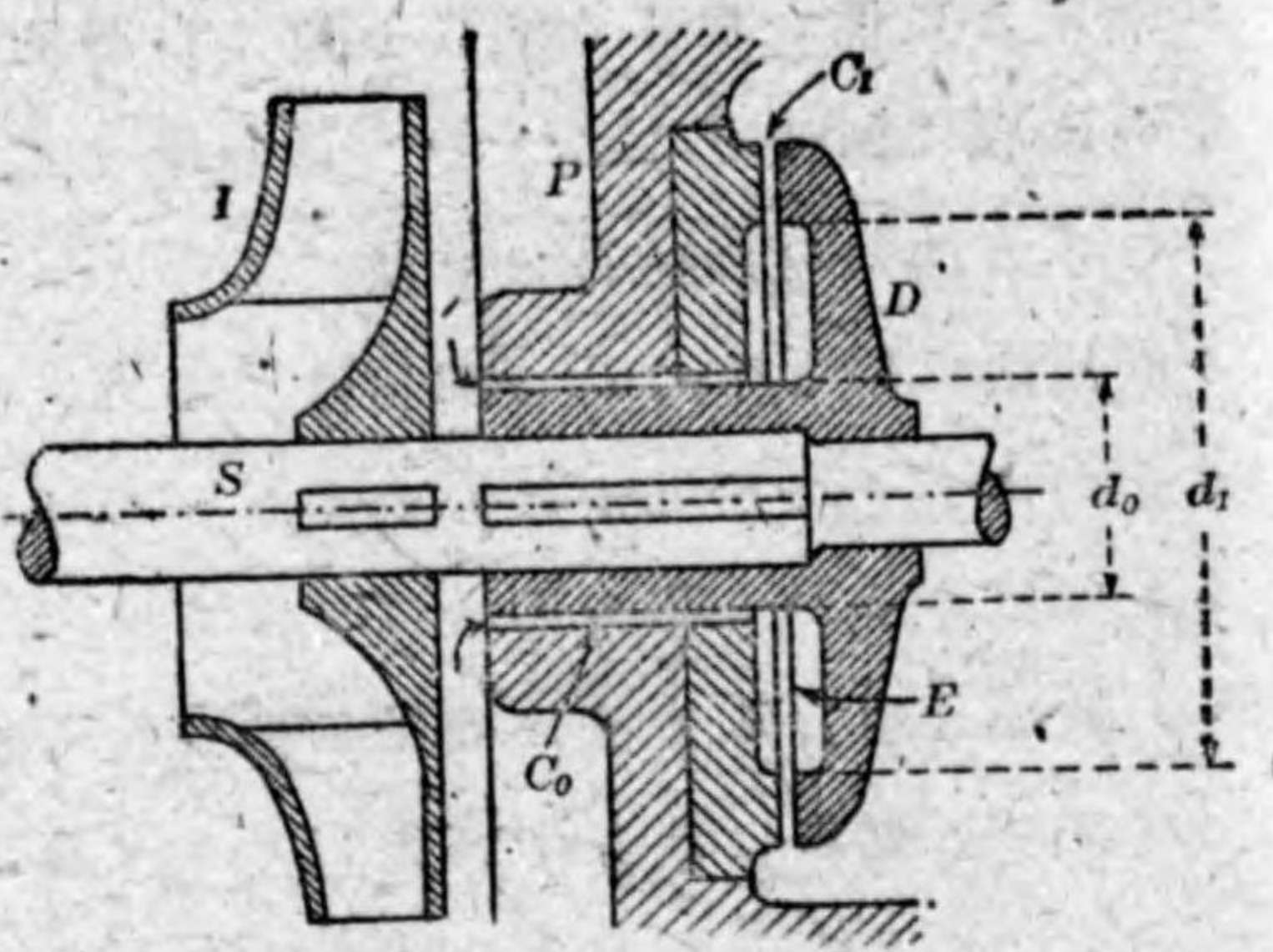
バランス盤には諸多の装置があり、又種々異なる考案工夫があるけれども、それ等は凡て緻密なる構造上並に活動上の問題であつて、原理は大同小異殆んど異なる所がなく、總て軸の方向に對して直角なる狭き間隙より成り、その間隙の廣さが軸の移動と共に變動するやうに造らるゝ。

この狭き間隙を通して壓力を有する水を流通せしむれば、間隙の廣さの變動につれて壓力が變化し、その壓力がバランス盤に働いて所定の目的を達し、軸が常に一定の位置に自動的に浮いた状態に於て抑留せらるゝことになるのである。

バランス盤に通例2種の別がある。1はその働きが一方的で、これを單働バランス盤(Single-acting balancing disc)と云ひ、1はその働きが兩方的で、それを複働バランス盤(Double-acting balancing disc)と云ふ。次にそれ等の梗概を述ぶる。

148. 單働バランス盤 第155圖は單働バランス盤の大要を示す略圖である。Iは羽根車、Sはその軸、DはSに固着してそれと共に回轉するバランス盤で、1面を外氣に開く。

P はポンプの固定せる容器の一部、 C_0 は軸に平行に造られたる間隙、 C_1 はこれに直角に造られたる間隙である。故に間隙 C_0 は軸の移動すると否と



第 155 圖
単 働 パ ラ ン ス 盤

に關らず常に一定の廣さを保つけれども、間隙 C_1 は軸の移動と共に或は廣くなり又は狭くなる。E はバランス盤の内側に造られたるや、廣き隙間である。

羽根車から送出せられたる高壓の水は C_0 を抜けて E 内に充満し、 C_1 を抜けて外界に流出して棄てらるゝ。この棄てらるゝ漏水の量は、間隙 C_1 の廣さによるもので、 C_1 が廣く開けば漏水の量は多く、従つて E 内の壓力は降る。又 C_1 の開きが狭ければ漏水の量は少く、水は E 内に沈滞してその壓力が昇る。又 D が P に接着して C_1 の間隙が消失すれば、E 内の水の速度は 0 となり、その壓力は靜壓力となり最も高き壓力を示す。

斯くの如く E 内の壓力は間隙 C_1 の廣狭によつて變はり、最も高き靜壓力から順次壓力が降る。その間に漏水の量は 0 から或る量まで増すのである。

さて羽根車の軸推力はバランス盤 D を左方に押し寄り、間隙 C_1 を狭小ならしめんとする。然る時は E 内の壓力が昇り、それが D の内面に働いてそれを右方に押し戻す。しかし餘りに多く右方に戻さるれば、 C_1 の開きは甚だしく廣くなるから、E 内の壓力は大に降り、D はその外面に働く大氣壓に推されて左方に移動する。

斯かる動作が自動的に且つ微妙にくり返へさるゝ結果、D は或る一定の位置に保たれ、これに固着する羽根車は、豫め定められたる一定の位置に浮游状態に保たれて抑留せらるゝことになる。

されば完全にバランス盤がその働きを成し遂ぐるには、隙間 E の外徑を d_1 、内徑を d_0 とし、E 内に流入する水の靜壓力を p_0 とし、軸推力を T とすれば、次の條件によつて造られてあることが必要である。

$$p_0 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_0^2) > T \dots\dots\dots (254)$$

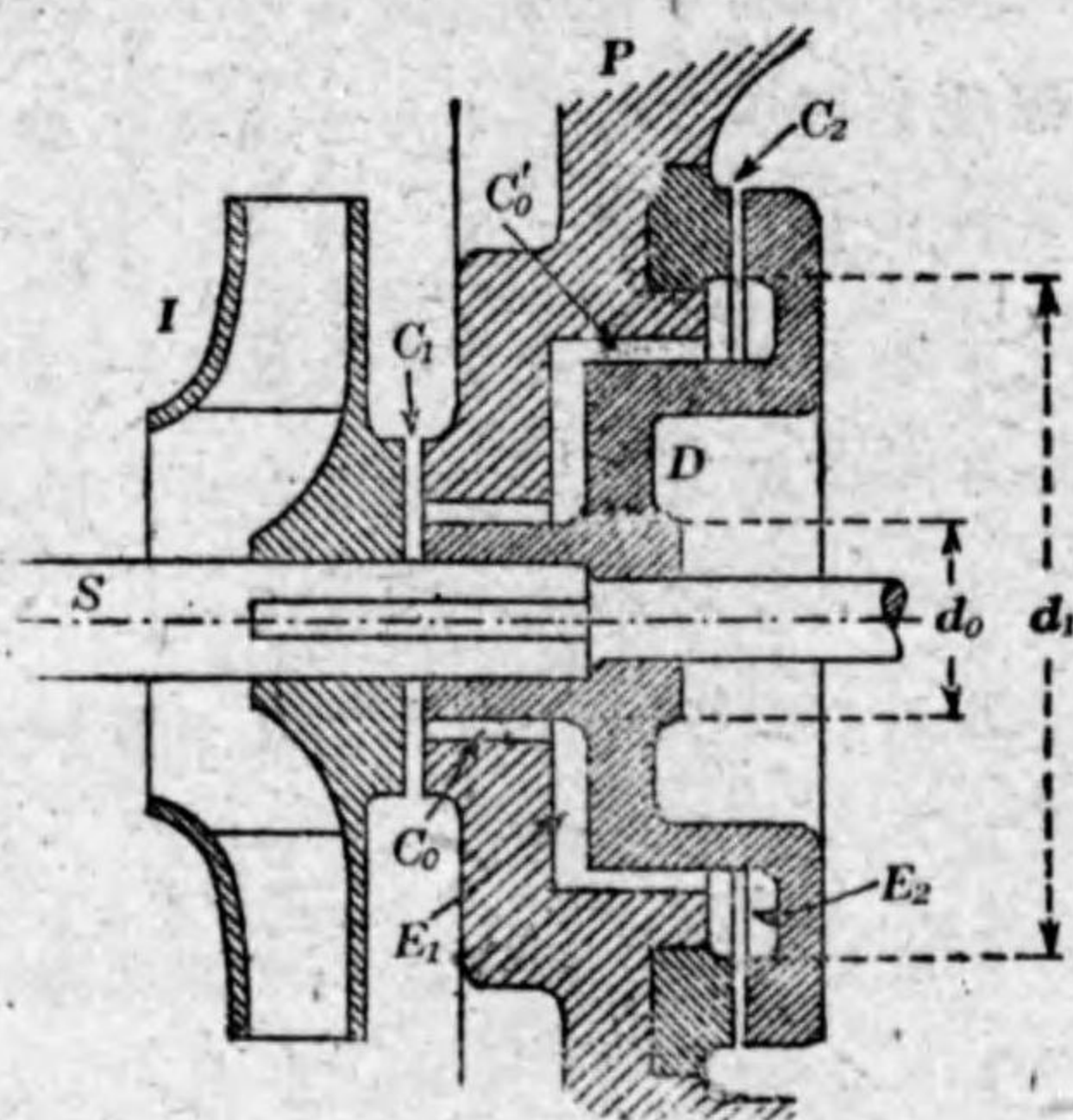
149. 複働バランス盤 第 156 圖は複働バランス盤の概要を示す略圖である。I は羽根車、S はその軸、D は S に固着してそれと共に回轉するバランス盤で、1 面は外氣に開く。P はポンプの固定せる容器の一部、 C_0 と C_0' とは何れも軸に平行に造られたる間隙、 C_1 と C_2 とはそれに直角なる間隙である。故に C_0 と C_0' とは常に一定の廣さに保たるゝけれども、 C_1 と C_2 とは軸の移動につれて廣さが變はり、一方が廣くなれば一方

が狭くなるやうな關係にある。 E_1 と E_2 とはバランス盤の内側に造られたるやうな隙間である。

羽根車から送出せられたる高壓の水は、 C_1 より C_0 を通りて E_1 内に入り、更に C_0' を経て E_2 内に入り、 C_2 を抜けて外界に流出して棄てらるゝ。

さて羽根車の軸推力はバランス盤Dを左方に推しやり、隙間 C_2 は狭く隙間 C_1 は廣くなる。故に多量の水が C_1 から E_1 及び E_2 内に流入せんとするけれども、 C_2 が狭きために E_1 及び E_2 内に沈滞してその中の壓力が増し、そのためにDは右方に推し戻さるゝ。DがPに接着すれば C_2 は消失し C_1 は最も廣く開くから、壓力は最も高き靜壓力として働きをなし、その場合Dを右方に推し戻す働きが最も強い。

又若しDが右方に推しやらるれば、 C_1 は狭く C_2 は廣くなるから、 E_1 及び E_2 内に流入せんとする水は抑制され、 C_2 が廣きために E_1 及び E_2 内の壓力が大凡大氣壓まで降り、バランス盤の働きは消失するから、羽根車は軸推力に推されて左方に戻さ



第 156 圖
複働バランス盤

れ、斯くて羽根車はバランス盤と共に、豫め定められたる一定の位置に浮遊状態に抑留せらるゝことになる。

斯くの如く複働バランス盤は軸に直角なる2種の隙間を有し、一方が廣く開けば一方は狭く閉づるやうな關係に造られてあるために、その活動能力が單働バランス盤よりも大きく、且つ一層その働きが微妙である。

C_2 が狭くなればその瞬間 E_2 内の壓力は昇り、次で E_1 内の壓力が昇る。又 C_2 が廣くなればその瞬間 E_2 内の壓力は降り、次で E_1 内の壓力が降る。これ C_0' のために幾分その作用が相互に後れるので、その働きが一層微妙となる所以である。 E_1 及び E_2 内の壓力が同時に昇り又同時に降る時は、その作用餘りに活潑で撃突を起す恐れがある。

このバランス盤が完全にその働きを成し遂ぐるために必要な條件は、(254式(322頁))と同じである。

凡てバランス盤を使用して軸推力を支ふる方法は、一旦ポンプが送出したる水の一部を漏出せしめて棄てるのであるから、流量效率を減小せしむることになるけれども、水力釣合はせ法は機械的釣合はせ法に比し、一般に流體摩擦は固體摩擦よりも甚だ小なるが故に、スラスト軸受を用ゐて機械的効率を減小せしむるよりは、バランス盤を用ゐて水量效率を減小せしむる方が結局利益であると云ふ結果になる。故に多くのポンプは、バランス盤を使用する釣合はせ法を採用する。

150 軸推力を支ふる他の方法 スラスト軸受及びバ

ランス盤は軸推力を支ふる最も完全なる方法であるけれども、この外軸推力を支ふるにたとひそれが完全でなくとも、それを支ふる助けとなる方法は種々に考へらるゝ。

導羽根入口の先端を第 157 圖に示すが如く斜めに切つて置くと、例へば羽根車が左方に移動すれば、羽根車より流出する水は左方の隙間 E_1 内に向つて多量に突入するから、 E_1 内の壓力はその反対側の隙間 E_2 内の壓力よりも高くなり、その結果羽根車は右方に押し戻さるゝ。

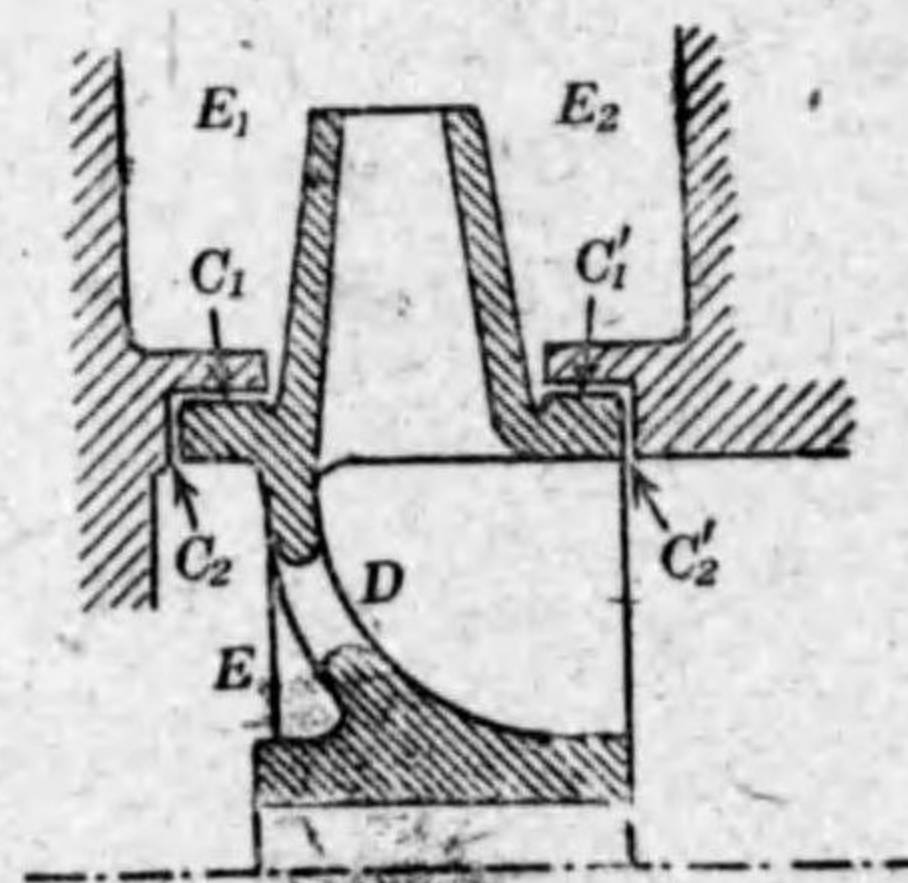


第 157 圖
軸推力を軽減する一方法

羽根車が右方に移動すれば、これと反対に E_2 内の壓力は増し、それが E_1 内の壓力よりも高くなるから、羽根車は左方に押し戻さるゝ。斯くて羽根車は E_1 及び E_2 内の壓力が平均する中央の位置に抑留せらるゝことになるのである。

漏泄止めを羽根車の前後に備ふるものでは第 158 圖に示すが如く、それを軸に平行なる間隙 C_1 及び C_1' と、軸に直角なる間隙 C_2 及び C_2' とを具ふるやうに造る。

斯くすれば羽根車から流出し



第 158 圖
軸推力を軽減する他の方法

たる水の一部は左方の隙間 E_1 及び E_2 内に入り、漏泄止めを通り、吸込側に向つて逆流する。若し羽根車がその中央の位置にあれば、 C_2 と C_2' との開きは等しいから逆流量は左右互に相等しく、従つて E_1 及び E_2 内の壓力は互に相等しいから、羽根車はその位置を保つけれども、若し羽根車が左右何れかに移動すれば、 C_2 及び C_2' の内何れか廣く何れか狭くなるから、逆流量が一方に多く一方に少くなり、 E_1 及び E_2 内の逆流量の多い方の壓力は降り、その少い方の壓力は昇り、その結果逆流量の少い方からその多い方に向つて羽根車は押しやられ、結局羽根車はその中央の位置に浮游状態に抑留せらるゝことになる。

151. バランス孔 第 74 圖(172頁)及び第 158 圖(325頁)に示すが如く、漏泄止めを羽根車の両側に具ふるものには、吸込側の正面の側壁に D なる孔を穿ちて、 E なる隙間と吸込側とを交通せしめなければならぬ。この孔は通例圓形で、それを側壁面に數個適當の間隔を置いて穿つ。

この孔は軸推力を軽減するに大效がある。それは第 143 項(310頁)の理論によつて甚だ明白で、この孔のために羽根車の隙間に働く壓力分布が共に第 152 圖(312頁)に示すが如くなり、兩々互に平衡して軸推力を残さないからである。故にこの孔を**バランス孔**(Balancing hole)と稱へる。

バランス孔のために羽根車両側の隙間内の壓力は互に平衡することになるけれども、水の流れが軸流から放射流に方

向變換をなすために吸込側から送出側に向つて羽根車を推しやる軸推力は依然として残るから、軸推力が完全に消滅せしめられた譯ではない。

しかしバランス孔を穿てば軸推力は甚だ輕微なるものとなるから、通例極めて簡單なる構造のラスト軸受又はバランス盤を以てそれを支へしむる。

152. 羽根車の組合はせ 凡て軸推力は羽根車の送出側から吸込側に向つて働くものであるから、片吸込みの羽根車を2個背合はせに或は向き合ひに1の軸の上に固著したる直列或は並列ポンプには、軸推力が兩々互に打ち消し合ふ結果結局軸推力を残さないものである。

されば一般に偶數個の羽根車を有する直列或は並列ポンプに於て、羽根車の半數と残りの半數とを互に背合はせに、或は向き合ひに排列すれば、軸推力は發生せざるものである。

兩吸込みの羽根車は、片吸込みの羽根車の2個を背合はせに結合したるものに外ならぬから、兩吸込みの羽根車には軸推力を生じない。故に兩吸込みの羽根車を有するポンプは、それが一段ポンプであつても、二段以上何段の直列ポンプであつても、或はそれが任意の並列ポンプであつても、總て軸推力を發生せざるものである。

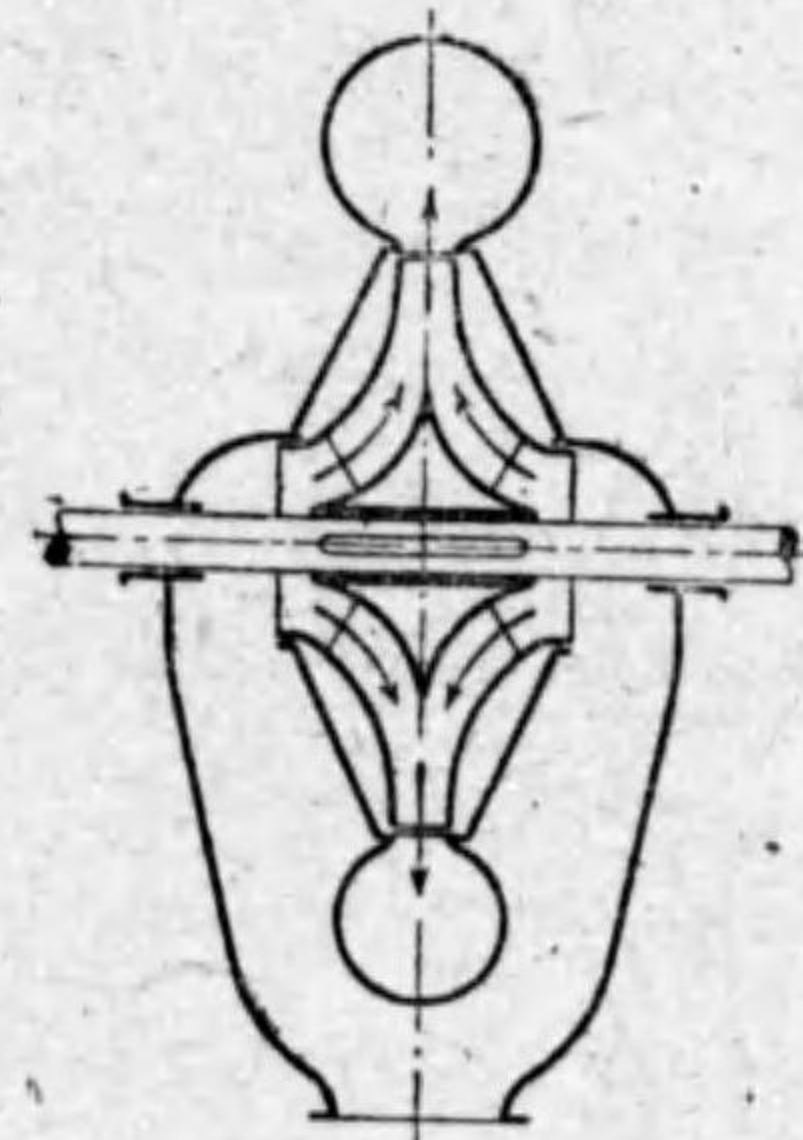
しかし實際には羽根車に對する水の働きは極めて輕妙微細なるものであつて、流れの狀況が少しにても左右對稱を缺き、羽根車の形狀及び構造が少しにても左右相違せる時は、そ

れがために幾分の軸推力を發現し、軸はその力の働く方向に推しやるゝことになるものである。殊に軸が完全に水平に設置せられざる場合の如きには、その影響が更に著しい。

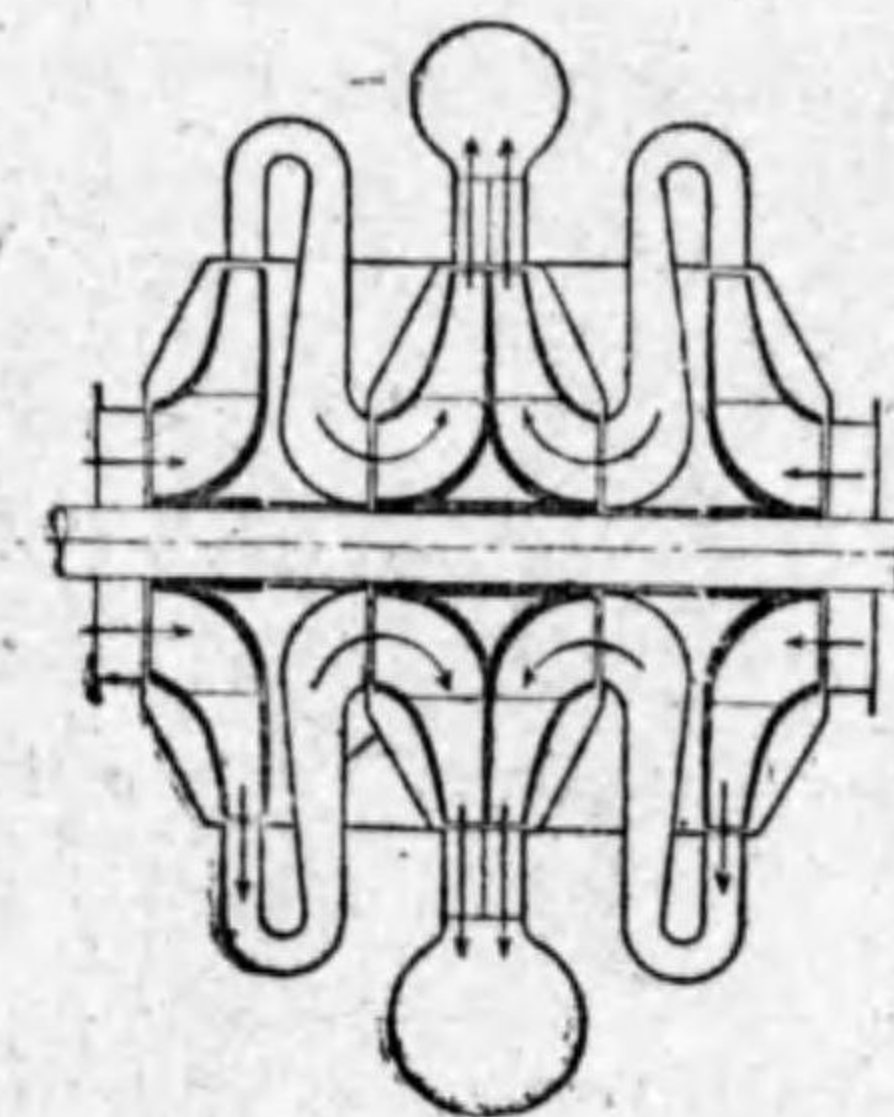
さればこの種のポンプには、安全のために通例軸端に簡單なるラスト軸受、或はバランス盤を裝備して、この不測の軸推力の發現に備へる。

羽根車を組み合はせて軸推力を消滅せしむるその組合はせの方法には、別に一定の方式とてはないが、1の羽根車から次の羽根車へ水を送る通路は、それが餘りに入り組まないやうにすることが肝要である。

羽根車の數餘りに多き場合には、それを2つの獨立のポンプに分割し、兩者の中央に運轉装置を仕掛け、而して兩者の吸



第 159 圖
兩吸込み一段渦巻ポンプ

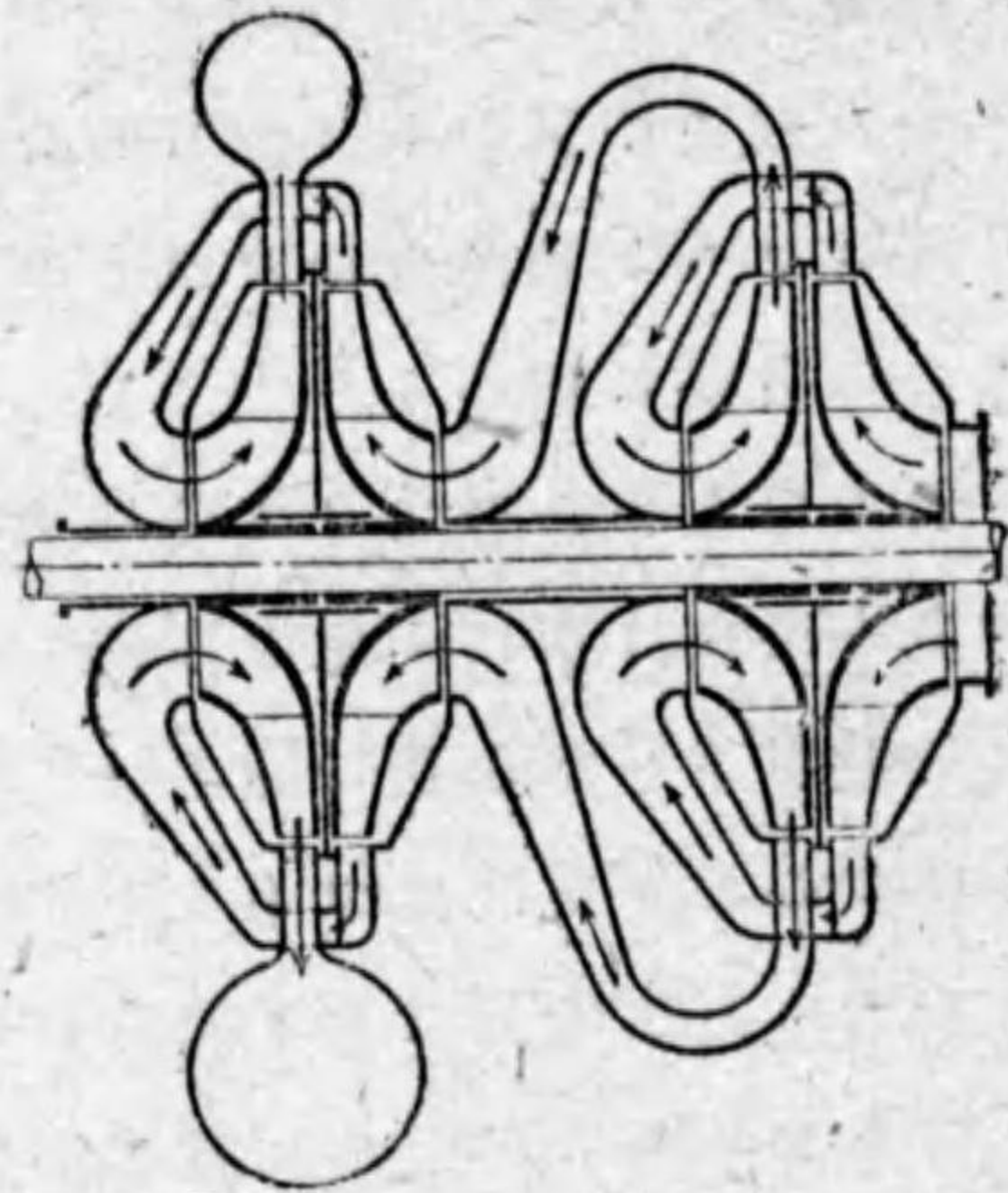


第 160 圖
并列二段ポンプ

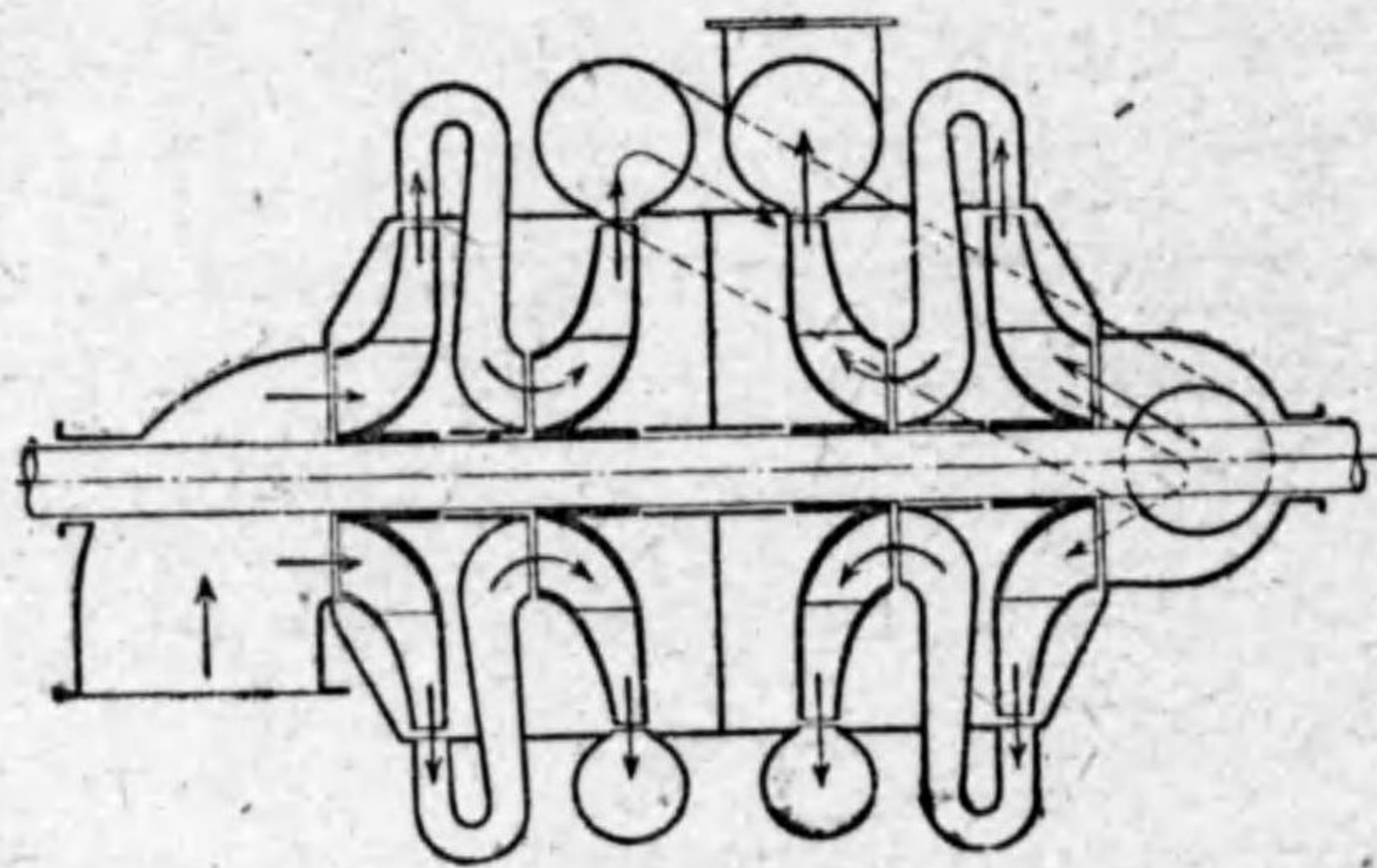
込側を互に向き合ひに、或は背合はせにするやうにすることも、軸推力を消滅せしむる一方法である。斯くすれば軸受の間隔が短くなり、軸の強さを増し、振動を軽減せしむる上にも利益である。

第 159 圖乃至第 162 圖は軸推力を消滅せしめんがために、羽根車を互に組み合はする種々の實例を、略圖を以て示したるものである。

第 159 圖は 1 個の兩吸込み羽根車を有するもの、
第 160 圖は 2 個の片吸込



第 161 圖
四段渦巻ポンプ



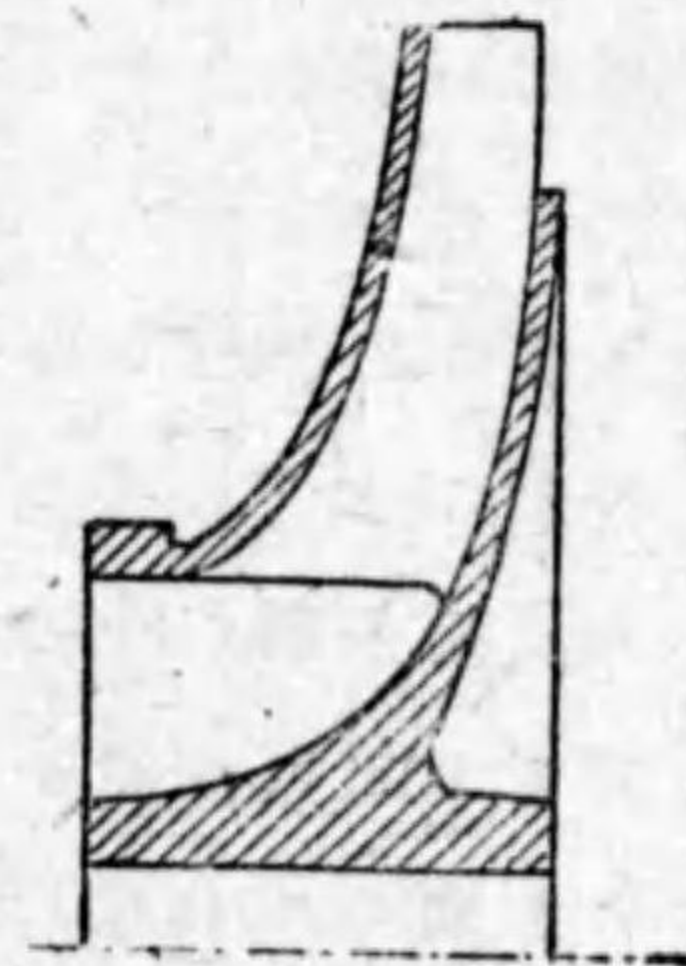
第 162 圖
四段渦巻ポンプ

み羽根車を兩端に、而して 1 個の兩吸込み羽根車を中央に置きて互に對向せしめ、吸込みは兩端に設け、中央に於て共通なる渦形容器に送出せしめたるもので、二段ポンプの 2 個を並列したるものである。

第 161 圖は 4 個の片吸込み羽根車を 2 個づゝ互に對向せしめ、吸込みは 1 端に設け、著しく迂曲せる通路によつて順次に水を導きたる四段渦巻ポンプである。

第 162 圖は 4 個の羽根車を折半し、各 2 個を 1 團として互に對向せしめ、吸込みは 1 端に設け、その渦形容器より送出する水を他の 1 團の吸込みに導き、その渦形容器より送出管に導く構造で、従つて同形同大の 2 組みの渦形容器を備ふる四段渦巻ポンプである。

153. 他の方 法 以上の外軸推力を消滅し又はそれを輕微ならしむる方法は種々考へらるゝであらう中に、ラトー (Rateau) の法と云ふのがある。それは第 163 圖に示すが如く羽根車の送出側側壁の外縁の一部を切り去る方法で、斯くすれば第 151 圖 (310 頁) に示す壓力分布の外縁の一部の壓力が失はるゝから吸込側に向つて推しやる力は減じ、それを第 152 圖 (312 頁) に示す吸込側の壓力分布によりて送出側に向つて推しやる力と、更に流れの方向變



第 163 圖
軸推力を消滅せしむる
ラトーの法

換による力との和に等しからしむれば、軸推力は完全に消滅することになる。

しかしこの方法は切り取るべき側壁の廣さを正しく定むることが非常に困難であること、揚水量や回轉度が變れば壓力分布は變はるから、或る揚水量と或る回轉度とに於て軸推力は消滅するとしても、他の揚水量や回轉度に於ては軸推力を發現することを免がれぬこと、更に側壁の切り取られたる部は羽根が隙間に向つて露出して、扇形羽根車(第54圖、132頁参照)に於けると同じ大なる流體抵抗を起す等の缺點が頗る多い。従つてこの方法は推奨することが出来ぬ。

以上は總て横型ポンプにも豎型ポンプにも共通に應用せらるゝ軸推力を支へ又はそれを消滅せしむる方法であるが、豎型ポンプには横型ポンプと異なり、吸上管、送出管並にポンプ内に存在する總ての水、それに羽根車並に軸、その他總ての運動部の重量が悉く軸にかゝつてそれだけ餘分に軸推力を増大せしむるから、それに適應するだけのスラスト軸受、バランス盤等の装置を施さなければならぬこと勿論である。

豎型ポンプにありては、片吸込みの羽根車を用ゐる吸込側が上方に送出側が下方になるやうに構造すれば、軸推力は上方に働き、上記重量の一部又は全部を支ふることになるから、軸推力を却つて有効に利用したことになる。

構造が簡單となり、据ゑ付けが容易で且つ堅固であるために、ポンプは多く横型に造るけれども、深井戸又は鑛山の豎孔

の如き細長き孔の中にポンプを据ゑて水を上げる如き場合、或は温度の高き水例へば地下の温泉を汲み上げる場合のやうに、ポンプを水の中に浸し又はそれを水面近く置き、軸を垂直に立てゝそれを回轉せねばならぬやうな場合には、豎型ポンプは必要缺くべからざるものである。

XIII. ポンプの實驗并に模型試驗

154. ポンプの實驗 ポンプを製作しそれが完成したる時は、必ずそれが試験或は實驗(Experiment; Testing)を行はねばならぬ。設計の際に使用したる種々の假定及び種々の理論的計算が如何なる程度に正確なりしかを覺り、同時にその特性を知り、將來その種のポンプを設計し製作する場合に、重ねて使用せねばならぬ種々の假定及び計算を、如何に改善し如何に變更すべきかの確信を得るには、一にこの實驗によりて判定せらるゝものである。

各種型式を異にする多數のポンプを製作し實驗したる經驗ある人にして、初めて優秀なる設計者たり製作者たり得るものであつて、實驗の疎かにすべからざることは、多言を要せずして明白である。

ポンプの**大いさ**(Size)は、ポンプが送出管に接續する管の内徑によりて表示するのが通則である。例へばその管の内徑20cmならば、それを20cmの渦巻ポンプと云ふのである。

155. 實驗の種別 目的によつて實驗すべき装置及び實驗方法の異なることは當然で、この意味に於てポンプの實驗は次の4種に區別し得る。

(1) 揚水量、ヘッド及び回轉度の内何れか2つを一定に保ち、それに應じて現はるゝ種々の値を定むる實驗。

この實驗はたゞ1状態に適合するポンプの1特性を知る

に過ぎざるもので、各種實驗中に於て最も簡單なるものである。多くはヘッドと回轉度とを一定に保ち、而して揚水量、軸馬力及び効率を定むる。

この實驗はポンプ販賣者がポンプを販賣せんとする場合に行ふものである。

(2) 揚水量、ヘッド及び回轉度の内何れか1を一定に保ち、残る2つの内何れかを種々に變へ、それに應じて現はるゝ總ての値を定むる實驗。

この實驗は揚水量、ヘッド及び回轉度の内何れか1を一定に保ち、而して他の1を變數とし、それに應じて現はるゝ種々の状態に適合するポンプの特性を知るものであつて、多くは回轉度を一定に保ち、而して揚水量を種々に變へ、その一々に對して現はるゝヘッド、軸馬力及び効率を定むる。

この實驗は1状態に適合するポンプの有らゆる特性を知るに必要なるものである。

(3) 揚水量、ヘッド及び回轉度の何れも皆變數とし斯くて現はるゝ總ての値を定むる實驗。

これは(2)の實驗中一定に保ちたるものを更に種々に變へて同様の實驗を何回となく反復する實驗であつて、例へば回轉度を或る一定の値に保ちて(2)の實驗を行ひ、次に回轉度を他の一定の値に保ちて再び(2)の實驗を行ひ、順次斯くの如く回轉度を變へつゝ(2)の實驗をくり返へすやうな實驗である。

この實驗は有らゆる状態に適合するポンプの特性圖を作

るに必要なものである。

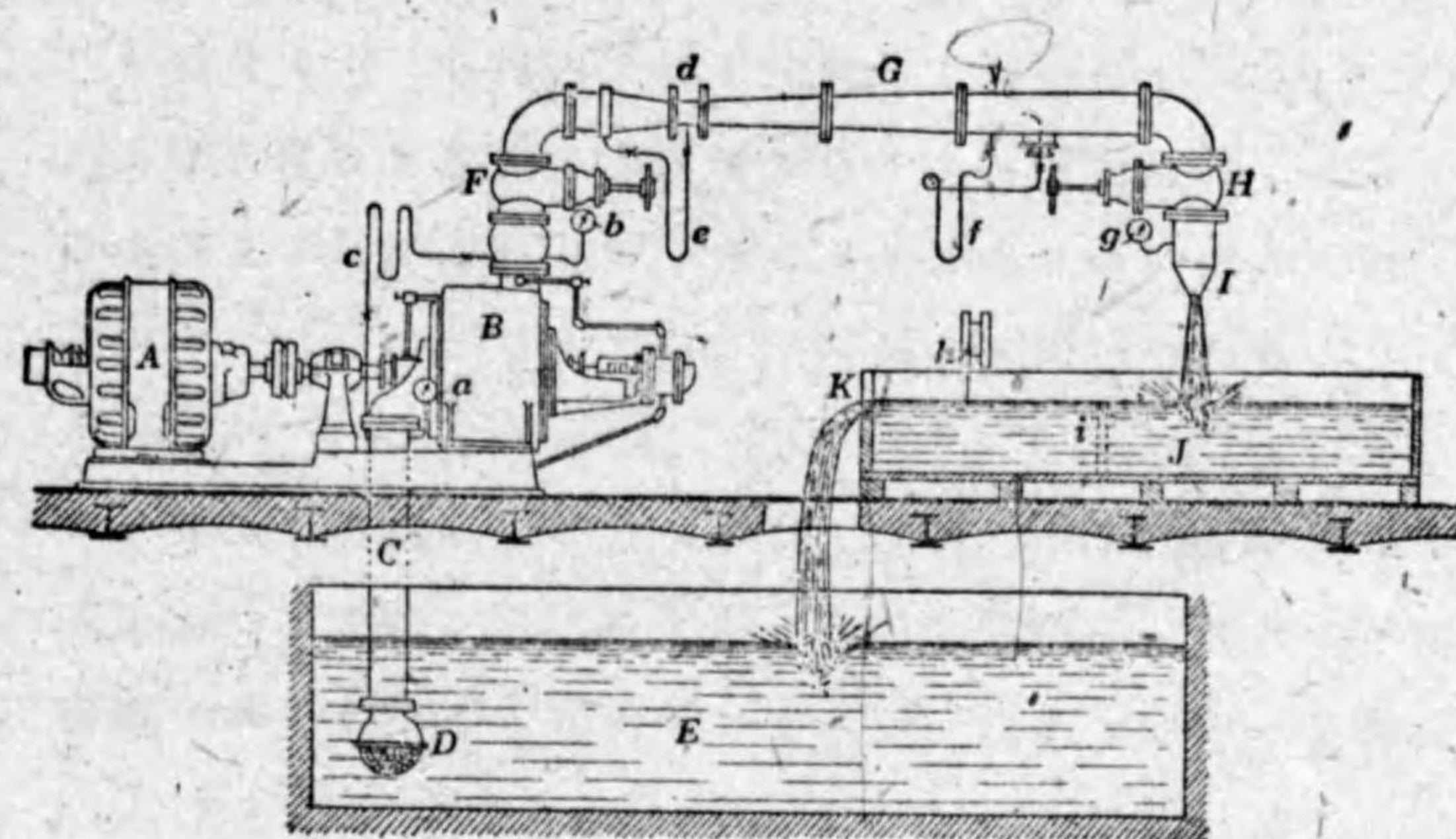
(4) (3)の實驗を行ひつゝ、同時にポンプ内各部を流動する水の速度及び壓力、又場合によりては溫度等をも併せ測定する實驗。

この實驗はポンプの特性圖を作ると同時に、吸込部、送出口、隙間の中、羽根車及び導羽根の入口、出口及びその内部、渦形容器内の各點、その他必要に応じてポンプ内部各點の水の速度を測り、壓力を知り、場合によりてはそれ等の溫度をも測り、以て如何なる自然的現象が水力學的に機械學的に、又は熱力學的にポンプ内に醸製されてゐるかを覺り、而してそれに對する理論的解釋は如何等につき、徹頭徹尾詳密なる研究的態度を以て實驗を完成し、ポンプの機能を充分に知らんとする實驗である。

156. 實驗裝置 第164圖(336頁)はやゝ完備せる實驗裝置の一例を示す。Aは電動機、BはAによりて運轉せられそれが實驗を行はんとするポンプ、Cはそのポンプの吸上管、その末端Dは塵除で、Eは貯水槽である。

FはポンプBが送出口に接続する部に裝置せられたる仕切瓣、Gは送出口、Hはまた仕切瓣、Iは水を噴出するノズル(Nozzle)で、これから水は大氣中に噴出して排水槽Jに入り、Kなるノッチ(Notch)を越して貯水槽Eに戻り、同じ水が反復して實驗に供せらるゝ。

aはポンプの吸込口即ち吸上管の上端に裝置してその



第 164 圖

ポンプ實驗裝置の一例

壓力を測るべき真空計 (Vacuum gauge), bは送出口の接続部に裝置してその壓力を測るべき壓力計 (Pressure gauge), cはaとbとを接続する示差壓力計 (Differential manometer), dは揚水量を測定すべきゼンチュリ管 (Venturi-meter), eはそれに所屬する示差壓力計, fはピトー管 (Pitot tube) に接続する示差壓力計, gはノズル上端の壓力を測るべき壓力計, hはノッチKのヘッドを測る鈎形ゲージ (Hook gauge), iは排水槽J内の水面を靜平ならしむる波止めである。

この實驗裝置はやゝ完全なるものを示したのであつて、aとbとの外に同時にcを裝備するけれども、簡單なる實驗にはcはなくともよく、又揚水量を測るにゼンチュリ管、ピトー管、ノズル及びノッチを同時に裝備するけれども、簡單なる目

的には、この4種の揚水量測定装置の内何れか1を裝備すれば足る。普通はノッチを以て揚水量を測定する場合が多い。

然る時は *d, e, f, g* 及び *I* は悉く不用となり、*H* もまた必要がなく、送出管が何等の裝備をも施こされてないたゞの平凡なる管となる。

157. 實驗方法 實驗を行ふに當りては、測定に必要な總ての装置を周密なる注意を以て遺漏なく取りつけ、潤滑油の狀況その他に注意し、測定上に手落ちなきやうに豫め綿密なる手順を定むる。

先づポンプ内に充分に呼水を入れ、次で仕切瓣を閉鎖し、斯くて揚水量なき状態に於てポンプに回轉を與へる。

ポンプが回轉を起して回轉度が豫定の値に落ちついた所で、真空計や壓力計の讀みを取り、運轉に電動機を用ゐたるならばその電壓及び電流を記録する。回轉度は回轉計にて測るのである。

凡てこれ等の讀みは、手落ちなきやうに豫め必要な條項を順序よく排列記載したる表を作り、それに記録するやうにすればよい。電壓計及び電流計の讀みをとるのは、後に軸馬力を計算せんがためであり、真空計及び壓力計の讀みをとるのは、後にヘッドを算出せんがためである。

斯くて効率等が算定せらるゝのであるが、それ等總ての計算は、實驗を終りたる後に一括して慎重に行ふべきものである。

次に仕切瓣を靜かに且つ少しばかり開き、回轉度を豫定の値に保ち、總てが沈靜の状態に落ちつくまで暫く放置したる後、真空計、壓力計、電壓計、電流計等の讀みを前と同様にとり、更に鈎形ゲージの讀みをとる。これヘッド及び軸馬力を計算する必要ある外に、揚水量を定むる要あるがためである。

次で仕切瓣を更に靜かに前よりもやゝ多く開き、回轉度を前の通りの値に一定に保ち、總ての状態が沈靜するを待つて前同様真空計、壓力計、電壓計、電流計、鈎形ゲージ等の讀みをとる。

斯くて順次仕切瓣の開きを大きくし、同様の手順をくり返へしつゝ、終に仕切瓣が全開となるに至るまでそれを續ける。

凡て特別なる場合の外は、運轉開始の際には仕切瓣は閉鎖してあることを要し、次でそれが開閉は成るべく靜かに行はねばならぬ。

以上は第155項(333頁)の(2)の實驗をくり返へす方法を述べたのであるが、他の目的に應ずる實驗は、必要を見計らひつゝ、これと大體相似たる方法をとればよい。

若し仕切瓣の全開から實驗を始めて順次閉鎖し、最後に全閉にて終るやうに實驗を行ふとするには、前の如く仕切瓣を閉鎖して運轉を開始し、それより靜かに全開まで仕切瓣を開き、そこで第一回目の實驗を行ひ、それより順次仕切瓣を閉鎖したる状態に於て同じ實驗をくり返へし、最後に全閉の實驗を行へばよい。

電動機を以てポンプを回轉する場合に、その軸馬力を測るに電壓計と電流計とを以てするには、電動機は豫めその效率試験を行ひ、電動機自體の特性を知つて置く必要がある。

蒸汽機關、蒸汽タービン、内燃機或は調革を以て運轉する場合には、ポンプを回轉するその軸馬力を測るために適當なる動力計(Dynamometer)を用ゐる必要がある。

158. ヘッドの測定 ヘッドは通例真空計、壓力計或は示差壓力計にて測る。即ち實驗中に得たるこれ等の計器の讀みを整理し、それを基としてマノメトリック・ヘッドを計算するのである。

吸上管に接続するポンプの吸込側の成るべくポンプ主體に近接せる所で、流線が大凡平行なる直線狀を呈する所に、管壁に對して直角に小なる孔をあけ、それに真空計 a を取りつくる(第 164 圖、336 頁参照)。吸込側の壓力は常に大氣壓よりも低いから、こゝには真空計を用ゐるので、U 字管に水銀を入れたる水銀壓力計を用ゐてもよい。

又送出管に接続する送出側には、これも成るべくポンプ主體に近接せる所で、流線が大凡平行なる直線狀を呈する所に、前と同様の孔をあけてそこに壓力計を取りつける。

斯くて吸込側の真空計と送出側の壓力計との讀みを以てマノメトリック・ヘッドは算定せらるゝのである。

凡て壓力計の讀みはその目盛板の中心點の壓力を指示するものである。故にポンプの管壁と壓力計とを接続する細

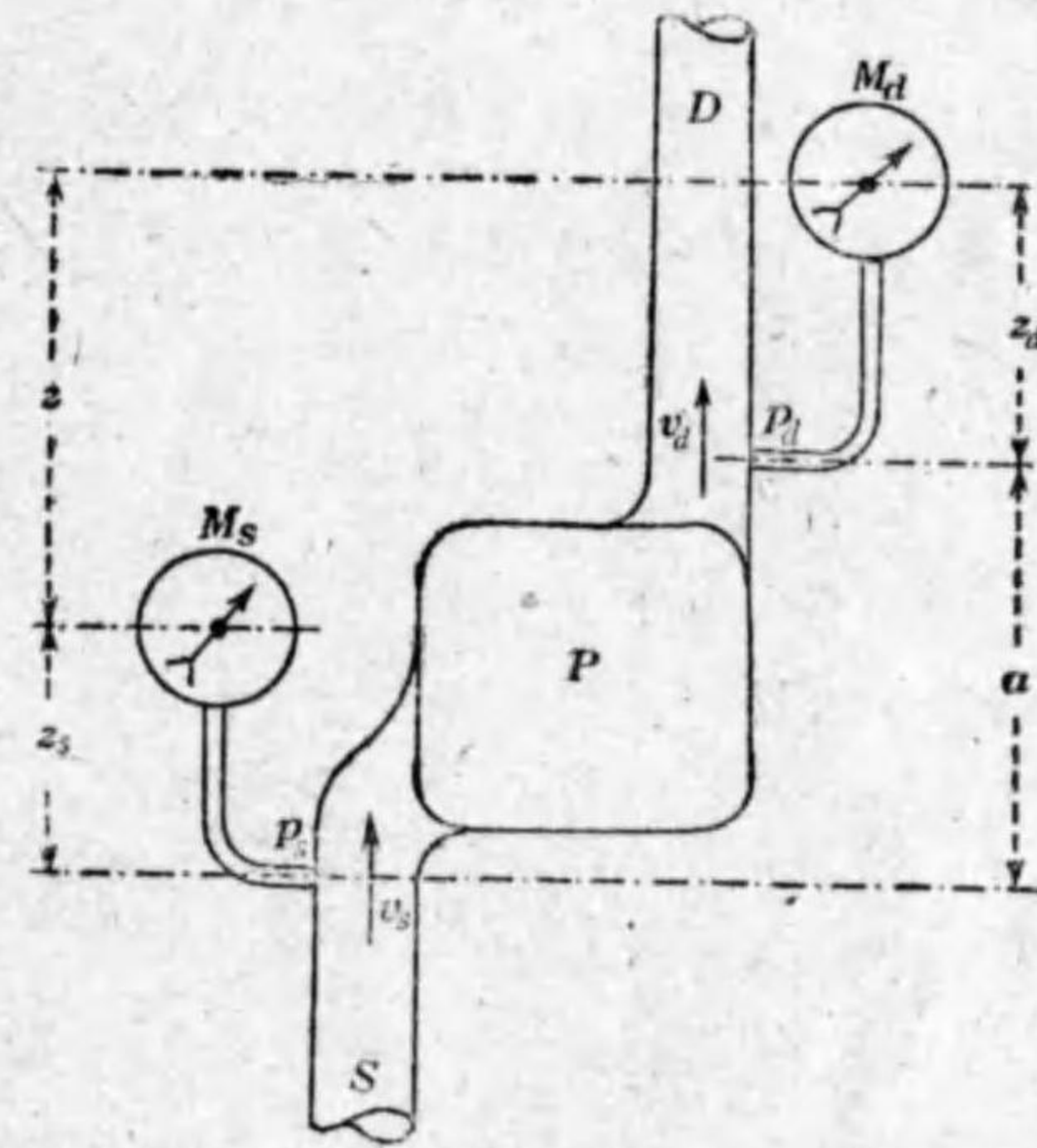
管には豫め水を充滿せしめ、その中に少しも空氣を残留することのないやうにせねばならぬ。これ空氣と水とはその重量を甚しく異にし、空氣を残留する時は壓力計の讀みが正確を缺くことになるからである。

水銀壓力計では、管壁に接続する方の U 字管中に現はるゝ水銀面の壓力を指示するものであるから、壓力を指示する位置が水銀の移動と共に變動するものである。

第 165 圖に於て P はポンプ、S は吸上管、D は送出管、 M_s は真空計、 M_d は壓力計とし、それ等を管壁に取りつけたる孔の間の垂直距離を a 、それ等の

目盛板間の垂直距離を z とし、それ等を管壁に取りつけたる孔と目盛板中心との夫々の垂直距離を z_s 及び z_d とする。

なほ吸上管内の水の平均流速を v_s 、送出管内のそれを v_d とし、求むるマノメトリック・ヘッドを H とすれば、(2) 式(12 頁)より、



第 165 圖
真空計と壓力計とを以てヘッドの測定

$$H = a + \frac{p_d - p_s}{\gamma} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \dots \dots \dots (i)$$

但し p_s は真空計 M_s を取りつけたる孔の所の吸上管内の壓力、 p_a は壓力計 M_a を取りつけたる孔の所の送出管内の壓力である。

真空計は凡て大氣壓を基準としてそれ以下の壓力を表す。故にその時の大氣壓を水銀氣壓計にて讀みたる讀みを A cm とすれば、 A cm を以て真空を表し、大氣壓は 0 とし、大氣壓よりも低き壓力は大氣壓を基準とし、順次壓力の低き方に向つて大氣壓の 0 から真空の A cm までの目盛りを以て表さるゝやうに造られてある。されば例へば 30 cm 真空と讀めば、それは水銀柱の $A - 30$ cm に相當する絶對壓力を表すのである。

よつて M_s cm を以て真空計の讀みを表すものとすれば、絶對壓力は水銀柱の高さ $A - M_s$ cm 即ち $\frac{A - M_s}{100}$ m に等しく、従つてこれを水柱の高さに換算するには、これに水に對する水銀の比重 13.6 を乗すればよい。しかも真空計を取りつけたる孔は目盛板の中心より z_s だけ下方にあるから、 z_s を m の單位にて表せば、

$$\frac{p_s}{\gamma} = 13.6 \frac{A - M_s}{100} + z_s = 0.136(A - M_s) + z_s \text{ m}$$

次に壓力計は凡て大氣壓以上の壓力を表すもので、その讀みは通例 kg/cm^2 にて表すから、絶對壓力はそれに大氣壓を加へなければならぬ。然るに壓力 1 kg/cm^2 は水柱の高さ 10 m に相當し、しかも壓力計を取りつけたる孔は目盛板の中心より z_a だけ下方にあるから、 M_a を以て壓力計の讀み $M_a \text{ kg/cm}^2$ 又は

$M_a \text{ atm}$ を表すものとし、大氣壓 A cm はこれを水柱の高さに換算すれば 13.6 A cm 或は 0.136 A m であるから、 z_a を m の單位にて表せば、

$$\frac{p_a}{\gamma} = 10M_a + 0.136A + z_a \text{ m}$$

されば

$$\begin{aligned} \frac{p_a - p_s}{\gamma} &= 10M_a + 0.136A + z_a - 0.136(A - M_s) - z_s \\ &= 10M_a + 0.136M_s + z_a - z_s \end{aligned}$$

然るに z と a とを共に m の單位にて表せば、

$$z = a + z_a - z_s$$

故に $z_a - z_s = z - a$

これを上式に代入すれば、

$$\frac{p_a - p_s}{\gamma} = 10M_a + 0.136M_s + z - a$$

よつてこれを (i) 式(340頁)に代入すれば、

$$H = 10M_a + 0.136M_s + z + \frac{v_a^2 - v_s^2}{2g} \dots \dots \dots (255)$$

この公式によつてマノメトリックヘッド H m は算定せらるゝ。これで見るとヘッドの算定には大氣壓が關係しない。これ大氣壓は真空計と壓力計とに同一に働き、互に打ち消し合ふからである。

v_s と v_a とは別に揚水量を測定し、それを各管の斷面積にて除したるものを m/s の單位にて表したるもの、又 g は 9.8 m/s^2 として計算すればよい。故に吸上管と送出管とが同じ直徑ならば、この公式の最後の項は消失する。

この公式によるに、マノメトリックヘッドは真空計と壓力計との各目盛板の中心間の垂直距離のみに關係し、その各々の位置 z_s 及び z_d には何の關係もない。故に真空計と壓力計とは、任意の長さの管を以てポンプと離れたる任意の位置に取りつけて置いても何等差支へがない。なほその場合、それ等の目盛板の中心が同じ水平面上にあるやうに取りつけて置くならば、 $z=0$ となるから、この公式は非常に簡單となる。

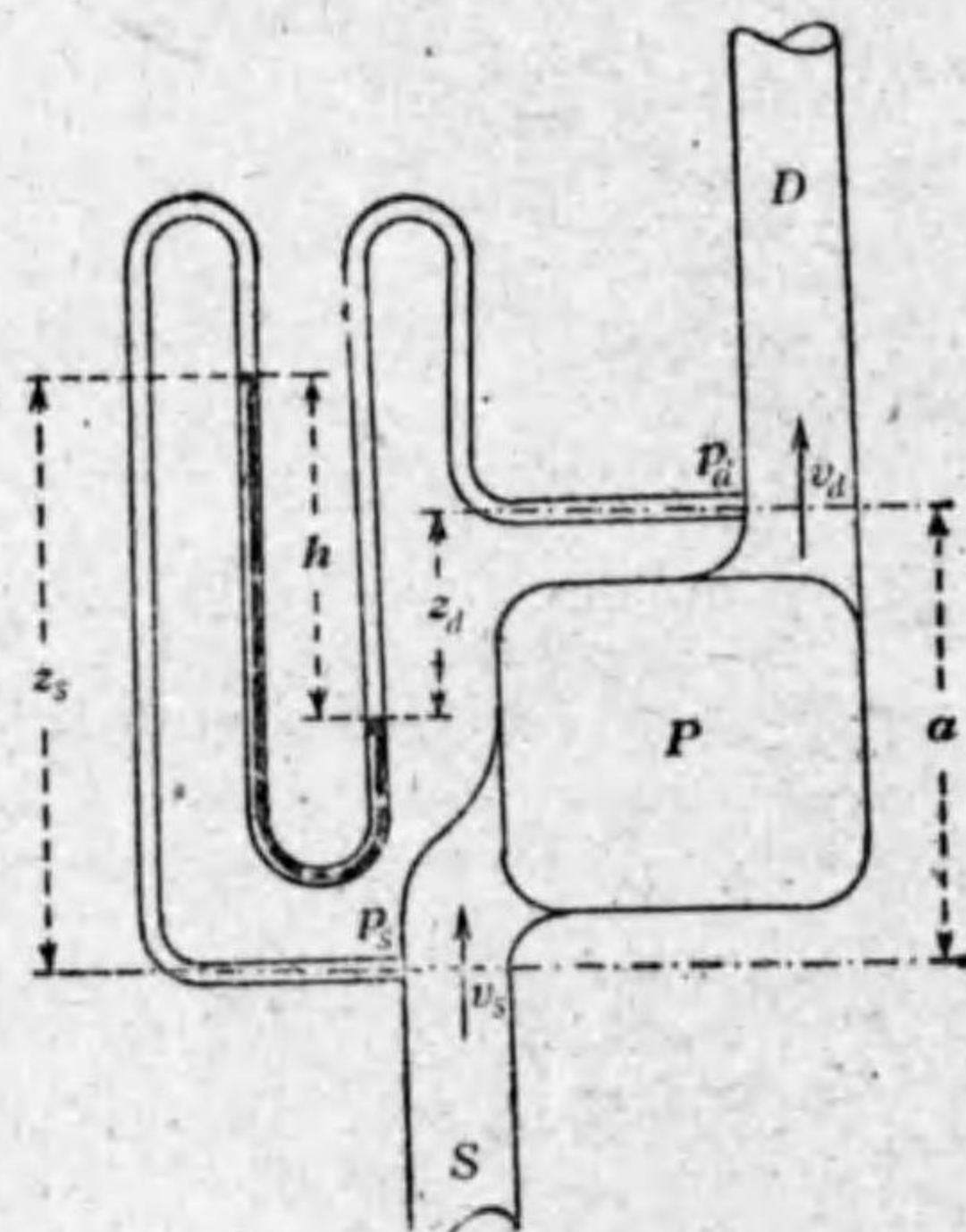
壓力計には、大氣壓以上の壓力を直接水柱の高さに換算したる値を以て目盛りたるものがある。この如き壓力計を用ゐれば、その讀みを R_d m とすれば、

$$R_d = 10M_d \dots \dots \dots (256)$$

よつて上式は直ちに次の如くなる。

$$H = R_d + 0.136M_s + z + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \dots \dots \dots (257)$$

159. 示差壓力計にてヘッドの測定 ヘッドが甚しく大ならざる場合には、真空計と壓力計との2つの計器を用ゐる代はりに、吸込側と送出側との壓力の差を直ちに測定せしむる e の如き



第 166 圖 示差壓力計を以てヘッドの測定

示差壓力計を用ゐれば便利である(第 164 圖, 336 頁参照)。

その簡單なるものは U 字管に水銀を入れ、兩水銀面間の高さの差を測ることによつて、直ちに壓力の差を定むるものである(第 166 圖, 343 頁)。

今兩水銀面間の高さを h cm とし、吸込側及び送出側の管壁に造られたる孔の間の垂直距離を a m、それ等の孔から各水銀面までの垂直距離を z_s 及び z_d m とすれば、

$$\frac{p_d}{\gamma} + z_d = \frac{p_s}{\gamma} - z_s + 13.6 \frac{h}{100}$$

故に
$$\frac{p_d - p_s}{\gamma} = 0.136 h - z_d - z_s$$

然るに
$$a - z_d = z_s - \frac{h}{100}$$

故に
$$z_d + z_s = a + \frac{h}{100} = a + 0.01 h$$

よつて
$$\begin{aligned} \frac{p_d - p_s}{\gamma} &= 0.136 h - a - 0.01 h \\ &= 0.126 h - a \end{aligned}$$

これを (i) 式(340 頁)に代入して次の結果を得る。

$$H = 0.126 h + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \dots \dots \dots (258)$$

160. 揚水量の測定 ポンプが送出する揚水量を測定するには、場所の廣狹、設備費の多少、精密度の如何等によつて、種々の装置及び方法を採用する。

水量測定の直接法は、容積の正確に知られたる水槽或は池

に定時間水を流し入れて、單位時間に流入したる水の容積を測る方法であるけれども、これは概して多額の設備費を要するから、一般には採用し難い。

極めて小なるポンプの實驗には、小なる水槽に定時間水を流し入れ、その容積或は重量によつて、單位時間に流入したる量即ち揚水量を測ることがある。

しかしこれ等の直接法は一般のポンプには應用し難いから、間接法ではあるけれども、モンチュリ管、ピトー管、ノズル、ノッチのやうな装置を以て揚水量を測る。

間接法は直接法と異なり、必ず或る實驗式を用ゐて計算を行ひ、それには必ず實驗的係数を含むから、この係数が適確でないと揚水量に誤差を起す。故に成るべくこれ等水量測定法の2種或は2種以上を併用し、同じ流れの水を同時に測り、その平均を以て求むる揚水量と定むることにするのがよい(丸善發行、拙著近世機械學第四卷水力學參照)。

161. ポンプの模型試驗 未だ曾て製作したる經驗なき新型ポンプ、或は特種の目的に用ゐらるゝポンプを製作せんとする場合、若しくは研究の目的を以てポンプの特性を知らんとする場合の如きには、最初から實物大のものを製作して實驗に供するよりは、それと同屬の比較的小形の模型ポンプを造つて、それを實驗した方が總ての入費が少くして足り、好ましからざる結果を得たるためにそれを改造せんとするにも容易であり、實驗そのものもまた甚だ手輕である。この如

き試験を**模型試驗**(Model experiment)と呼ぶ。

模型を製作する費用は犠牲となるけれども、最初から大形實物を製作する不安と、大形實物を以て詳細なる實驗を行ふ莫大の費用とを考慮するならば、模型製作の費用の如きは極めて微々たるものに屬する。

模型を造るには、與へられたるポンプの圖面の尺度を一定の尺度に縮め、實物の尺度1に對して模型の尺度は $\frac{1}{\lambda}$ に造る。 λ は模型に對する實物の倍率である。

然る時は實物のヘッドを H_1 、模型のそれを H_0 とし、實物ポンプの直徑を D_1 、模型のそれを D_0 とすれば、 $\frac{D_1}{D_0} = \lambda$ であるから、實物の回轉度を n_1 、模型のそれを n_0 とすれば、(235)式(285頁)より

$$n_0 = n_1 \frac{D_1}{D_0} \sqrt{\frac{H_0}{H_1}} = n_1 \lambda \sqrt{\frac{H_0}{H_1}} \dots \dots \dots (259)$$

即ちこの如き回轉度を以て模型ポンプを運轉してその實驗を行ふのである。

斯くして模型ポンプの實驗を行ひ、回轉度 n_0 に於けるヘッド H_0 を定め、揚水量 Q_0 を測り、軸馬力(B. H. P) $_0$ を求むる時は、實物ポンプの回轉度 n_1 、揚水量 Q_1 及び軸馬力(B. H. P) $_1$ は、(259)式、(287)式(286頁)、(238a)式(287頁)より夫々次の如く推算せらるゝ。

$$n_1 = \frac{n_0}{\lambda} \sqrt{\frac{H_1}{H_0}} \dots \dots \dots (260)$$

$$Q_1 = Q_0 \lambda^2 \sqrt{\frac{H_1}{H_0}} \dots \dots \dots (261)$$

$$(B. H. P)_1 = (B. H. P)_0 \lambda^2 \left(\frac{H_1}{H_0}\right)^{\frac{3}{2}} \dots \dots \dots (262)$$

模型と實物とは同種屬であるから、實物の效率は模型の效率と等しく、それに特性圖は互に共通であるから、模型の特性圖の尺度を變へるだけで、それを直ちに實物の特性圖に通用することが出来る。

嚴格に云へば實物の效率は模型の效率よりは幾分か大きいのが當然で、倍率 λ の大なるほど兩者の相違は増すものである。これは模型試験に使用する流體が、實物に使用すると同じ水を通例用ゐるために起る誤差に外ならない。

理論的に嚴正なる模型試験を行ふには、模型の寸法を實物の寸法の $\frac{1}{\lambda}$ に造るならば、模型試験に用ゐる流體の粒子の寸法は實物に用ゐる水の粒子の寸法の $\frac{1}{\lambda}$ のものでなければならぬ理であるけれども、實際斯かる流體を用ゐて模型試験を行ふことが不可能であるために、兩者に共通なる水を用ゐるから斯くの如き誤差を發生するので、従つてこの誤差は止むを得ざる當然の結果である。故にこの誤差を小ならしめんとせば、模型試験は成るべく實物に近き大なる模型を用ゐてそれを行ふべきものである。

XIV. ポンプの腐蝕、浸蝕、その他

162. 腐蝕と浸蝕 天然自然に存在する水は、如何にそれが外見上清淨であつても、必ず空氣を混有し、従つて空氣中に存在する酸素、炭酸ガス、甚しきは硫酸の如き酸類を含み、それが水と共にポンプに吸はれ、これに接觸する金屬材料に腐蝕作用(Corrosive action)を及ぼす。この作用甚しき時は金屬面に凹入を生じ、缺損を來し、間隙部は擴大し、流體抵抗及び漏泄を増し、效率を著しく減退せしむるのみならず、材料の強さを減じ、甚しきは製出後旬日にして使用し難きものとさへなる。

凡て腐蝕(Corrosion)は材料の變質を意味し、變質による材料の脱落が斯くの如き害を及ぼすものであつて、その原因は主として水中に含有する酸類の化學作用と、電流作用と、更に兩者の合成作用とによるものであると考へらるゝ。

電流作用は異種の金屬が互に水を以て接觸すれば、兩金屬間に電流を生じ、電氣分解を起して腐蝕せらるゝ作用であつて、水が酸類を含有すれば、化學作用と相援けてこの腐蝕作用は殊に著しく起る。

しかし電流作用も實は電氣化學的の作用であるから、腐蝕は一に化學作用によるものであると考へることが出来る。

水が砂土の如き固形物を混有する時は、水に接觸する金屬面を磨り減らし、ポンプに浸蝕作用(Erosive action)を及ぼす。この作用は本來機械的或は物理的作用であるけれども、浸蝕

(Erosion) のために金属面が常に清浄なる面を水に露出すれば、腐蝕作用もまた甚しく起り、兩作用相援けて益々激烈なる脱落凹入を來すものである。

浸蝕作用は水の速度大なるほど、且つ又水が汚濁せるほど烈しく起ることは明白で、従つてヘッド小なるポンプにはこの作用少く、ヘッド大なるものにそれが著しい。これポンプ内の水の速度は、凡てヘッドの平方根に正比例して製作せられてあるからである。

空気がたとひ如何に強烈なる酸類を含有するとしても、それに接觸する金属面が乾燥してゐるならば、金属のそれに侵さるゝことは甚だ微々たるものであるけれども、それが濕潤してゐるならば、直ちに烈しく腐蝕せらるゝものである。これ化學作用は水の存在によつて著しく促進せらるゝによる。されば常に水を以て満たされたるポンプ内部の金属面は、たとひ如何に微量なりとも酸類の存在によりて侵され、しかも絶えず吸ひ上げらるゝ水の流れが、同一場所を間斷なく通過して酸類の供給を持続すれば、そこに烈しき腐蝕作用を來すことは當然の理である。

163. キャビテーション 水はその壓力が或る値以下に降れば蒸發して氣化し、そこに空所を作る。この現象を**キャビテーション**(Cavitation)と名づくる。水が空気を混入すれば、水自身が氣化する前空気が發散し膨脹して、**キャビテーション**の現象を早める。

壓力高ければ水は氣化することなく、水のまゝの状態を存し、たとひ空気を混有してもそれが微粒の状態を保ち、金属面に接觸しても殆んどそれに害を與へることはないけれども、壓力低ければ空気が膨脹して空所を生じ、金属面に廣く展開して接觸するから、その中に含有する酸類はこれに腐蝕作用を與へる。されば腐蝕作用は壓力低下によつて著しくその害を高むるものである。

ポンプの中には壓力の高き部と低き部とがある。壓力高き部には従つて腐蝕は殆んど起らぬけれども、壓力低き部には腐蝕が甚しい。羽根車の羽根の前面は水を推しやるために壓力高く、後面の水はこれについて廻るのであるから壓力低く、揚水量が定格量よりも小なるほど、後面の壓力降下は一層甚しい。故に羽根の腐蝕は羽根の前面よりは後面に於て著しく、しかも揚水量がその定格量よりも甚しく小なる状態に永く運轉せらるゝ場合に、それが特に著しく起る。

羽根車の羽根の入口は元來吸込側の壓力低き所に露出するものであるから、羽根の後面の壓力降下は羽根の入口に於て殊に甚しく、従つてそこに容易に空所を生じ、この部の腐蝕は格別甚しきものである。

凡て揚水量がその定格量よりも小なる時は、羽根車の入口及び出口、導羽根の入口等に空所を生じ易く、腐蝕作用を起し易きものである。故に大なるポンプを少量の水を上ぐるに用ゐるが如きは禁止すべきことで、斯くの如きはポンプの生

命を甚しく短縮せしむるものである。

段渦巻ポンプに於ては第一段に於て腐蝕作用が最も著しい。これ第一段は壓力の最も低き段で、第二段以下は壓力が總てそれよりも高いからである。

なほポンプはそれが高回轉であるほど、羽根は幅が廣く長さは短かく、その結果流線が不安定となつて混亂し、空所を生じ易い。されば高回轉のポンプは低回轉のものよりも腐蝕を起し易い。

電流作用による腐蝕は電流の流るゝ道筋に當つて起るので、キャビテーションには殆んど關係がないから、これによつて起る腐蝕は殆んど全面的で、空氣の存在によつて起る腐蝕と概してその位置が違ふ。

酸性の水を汲むポンプは勿論腐蝕せらるゝ。しかしこの場合の腐蝕はまた全面的で、水に接觸する總ての面が一様に侵され、空氣の存在によつて起る腐蝕の如き局部的のものではない。

温度高ければ水は氣化し易く、従つてキャビテーションを生じ易い。又温度高ければ化學變化の進行も速いから、腐蝕は温度によつて促進され、温度高き水を汲むポンプは腐蝕が一層甚しい。温泉を汲むポンプの如きがそれである。

164. 氣泡の潰滅による浸蝕 羽根車の羽根の後面は壓力低く、前面は壓力が高い。従つて水は羽根の入口では壓力の高い前面から後面に向つて羽根の先端を迂回し、出口では

後面から前面に向つてその先端を迂回し、羽根をめぐりて水の一種の循環が起る(第108圖, 227頁参照)。揚水量がその定格量よりも甚しく小なる時は、この循環作用は殊に著しい。

されば、羽根の入口では壓力高き方より低き方に循環流を生じ、出口では壓力低き方より高き方に空れを生ずる。故に入口では、水中に存在する空氣の微粒子は、羽根の前面より後面に出するや直ちに膨脹して空所を生ずるけれども、出口では空所にあつて膨脹してゐる比較的大なる空氣の泡が、羽根の後面から前面に出するや直ちに收縮して微粒子に潰滅する。

然るに空氣の泡が急に收縮して微粒子に潰滅する時には、恐るべき大なる打撃力を發生するもので、例へば泡の直徑が急にその $\frac{1}{10}$ に潰滅する時は大凡 3.8 t/cm^2 の表面打撃力を發生し、 $\frac{1}{100}$ に潰滅する時は驚くなかれ大凡 120 t/cm^2 の表面打撃力を發生するものである。

この現象たる空氣の泡が急突に收縮すれば、周圍の水がそこを目がけて同時に集中し、所謂水槌作用 (Water hammering action) を起すによるのであつて、これに接觸する金屬面はこの絶大なる打撃力に逢へば、恰も先端の鋭く尖れる金槌にて撃たれたやうに、そこに凹入陥没を生ずるものである。

この現象は氣泡の潰滅による機械的現象によつて起る浸蝕作用の一原因であつて、氣泡内の酸類は同時にこれに働きをなし、浸蝕と腐蝕と兩々同時に相援けて腐蝕作用を著しく

促進せしむるものである。

この現象による浸蝕及び腐蝕は主として羽根車の羽根の出口に起るものであるが、導羽根の入口又は出口にもこれと同様の現象が起る。

165. 内力と腐蝕との関係 物体は外力を受ければ、材料の内部に必ずこれに抵抗する内力 (Stress) を誘發し、同時に歪み (Stress) を起す。材料の弾性界限 (Elastic limit) 内では、歪みは内力に正比例するものであるから、内力が大なれば歪みもまたそれに應じて大である。

歪みは材料の變形を意味し、單位の長さの間に起る變形、それが即ち歪みの量である。

材料が水に逢へば化學作用を受け、その時發生したる化學的生成物は材料の表面に附着し、材料は恰も薄き皮膜を以て被包せられたやうな状態になる。この皮膜は材料と水との直接々觸を遮斷し、化學變化の更に進行することを妨ぐるから、新鮮なる材料面が水に直接々觸する時よりは、化學變化の進行即ち腐蝕の進行が緩慢となる。つまり一旦化學變化を受けたる面は、腐蝕に對して恰も保護膜を以て被はれたる状態を呈し、腐蝕の進行を著しく阻害するものである。

保護膜は化學作用の生成物で一般に甚だ脆弱なるもので、容易に離脱剥落するものである。故に水中に存在する材料は、たとひ一旦保護膜を以て被はれたとしても、その材料が外力を受けて變形を起し、若しその變形がこの保護膜を破壊す

る程度以上であるならば、保護膜は龜裂を生じて剥落し、新鮮なる面が水に直接々觸することになるから、表面の化學變化は次第に材料の内部に進み、腐蝕の進行が促進せらるゝことになる。

外力を受けても、その外力が一定量に保持せられてあるならば、一定量の變形を受けたるまゝ保護膜にて被はるゝから、腐蝕に對するその結果は外力を受けざる場合と同じであるけれども、外力が働いたり除かれたり、甚しきは交番型式の外力が、くり返へしくり返へし斷續して働けば、保護膜が出来ては剥がれ出来ては剥がれ、常に新鮮なる面を水に露出することになるから、その部は特に著しく腐蝕せらるゝことになる。

外力が交番型式を以て如何にくり返へされても、それによつて起る變形が保護膜を破壊する程度に達せざるならば、その結果は外力を受けざる場合と同じく、腐蝕の進行の微弱であることは勿論であるけれども、内力に對する歪みの量は材料の種類によつて異なるものであるから、保護膜の破壊せらるゝその極限度の内力、従つてその外力は材料の種類によつて夫々に異なるものである。

凡て斷面形の急に變化する部は内力の働きが大きく、従つて變形が大きい。故に斯くの如き部は殊に腐蝕の作用が烈しい。羽根車の羽根がその轂に接續する部、羽根がその側壁に接續する部の如きがそれで、この如き部はやゝもすると甚しき腐蝕を起して凹入陷没を生ずるものであつて、プロペラ

ポンプの羽根がその轂に接続する部は、特にこの原因による腐蝕が起り易いものである。

166. 腐蝕及び浸蝕の防止 腐蝕及び浸蝕を防止するには、これ等の原因となる總ての機會を與へぬやうにすることが要旨である。今この目的を達するために、以上述べたる諸多の事實を参照し、これが防止の方法を叙列すれば大凡次の通りである。

- (1) 酸性の水を汲まぬこと。
- (2) 空氣が水に混入する度合ひは水面に近きほど大なるものであるから、吸上管は成るべく水中深く挿入して、空氣がポンプ内に吸込まれる量を成るべく少くすること。
- (3) 混亂せる水は空氣を混入すること一層大なるものであるから、斯くの如き水は直接それを汲まず、一旦それを貯水池に導き、沈靜せしめたる後にそれを汲むやうにすること。
- (4) 土砂の如きを混有する水は汲まぬこと。若し止むを得ざる場合にはそれもまた一旦貯水池に導き、混有する固形物をよく沈澱せしめたる後に汲まねばならぬ。
- (5) 吸上管の下端は地層に餘り接近せしめざること。
- (6) 常に成るべく定格狀態又はその近傍の狀態に於てポンプを使用し、定格狀態よりも遙かに小なる水量を永く汲むが如きことのないやうに心掛くこと。
- (7) 吸上ヘッドは出来るだけ小なるやうにポンプを設置すること。

(8) 高回轉ポンプ及び温度高き水を汲むポンプは殊に吸上ヘッドを小にし、出来得ればポンプ自體を水中に浸し、吸込側のポンプ内の壓力が常に大氣壓以上であるやうに計畫すること。

(9) 羽根の後面に壓力の大なる降下を生じないやうに、羽根の形狀を考案工夫すること。

(10) 材料の断面形に急突なる變化なきやう、羽根と轂との接続部、羽根と側壁との接続部等の設計に注意すること。

167. ポンプの材料 腐蝕及び浸蝕は、天然水を汲むポンプである以上、絶對完全に防止することは不可能である。殊に電流作用の如きは前項の注意を悉く遵奉するとも、ポンプの各部が異種の金屬の集合を以て造られてある以上、絶對に防止することを得ないものである。

さればポンプ各部は腐蝕及び浸蝕に抵抗する能力の大なる材料を以て造り、これ等の作用を最小限度に止むるやうにしなければならぬ。殊に最もこれに侵され易き羽根車、導羽根、渦室、漏泄止め、軸類、瓣類、バランス盤の如きはそうである。

ヘッド大なれば水の速度は大きい。速度が大きければ腐蝕も浸蝕も共に烈しく、且つヘッド大なれば壓力高く、壓力高ければ氣泡の潰滅による打撃力も甚しく、それに材料の強さもそれに應じて必要であり、更に漏泄作用も起り易いから、ヘッド大なれば殊に材料の選擇並にその構造に大なる注意を要する。

ヘッド低ければ水の速度は小さく、圧力低く、従つて腐蝕、浸蝕、漏泄共に輕微であるから、羽根車の如きも鑄鐵製でよく、漏泄止め、詰物箱等の構造も簡單でよいけれども、ヘッドや、高ければ羽根車、導羽根の如きは少くとも砲金にて造り、ヘッド更に高ければ磷青銅、マンガン青銅の如き、力強き且つ腐蝕に對する抵抗力の大なる合金を以て造り、軸類にはニッケル鋼の如きを用ゐ、水に接觸する全面はこの種の合金を以て被包する必要がある。

化學工業に於ける水、或は温泉の如き酸性の水を汲むポンプは、たとひヘッド小なりともこれに接觸する總ての部は不銹金屬、モネルメタルの如き特種の金屬を以て造り、又はそれを以て被包して腐蝕に對して充分なる保護を加へねばならぬ。又場合によりては鉛を用ゐ、時に或は陶磁器、ガラス、硬ゴムの如き非金屬を用ゐなければならぬこともある。

168. 比回轉度と吸上ヘッドとの關係 比回轉度 n_s が大ならば、羽根車の圓周速度 u_2 に對して水の放射流出速度 v_2 が大きい〔(241)式、290頁参照〕。 v_2 が大ならば従つて放射流入速度 v_1 が大きく、 v_1 が大ならば羽根車に向つて吸上管中を流れ上る水の速度 v が大きい。然るに v_2 が大ならば吸上ヘッド H_s は小ならねばならぬ〔(7)式、17頁参照〕。

さればポンプは高回轉であるほど吸上ヘッドを小ならしめねば、羽根車入口にキャピテーションを生じ、腐蝕、浸蝕共にこれを生じ易い。

さて吸上管の直徑を d_s 、實水量を Q 、回轉度を n とすれば、

$$Q = \frac{\pi}{4} d_s^2 v_s$$

故に(239)式(288頁)より、

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{n d_s \sqrt{\pi v_s}}{2 H^{\frac{3}{4}}}$$

これより $\frac{v_s^2}{2g} = \frac{8 n_s^4 H^3}{\pi^2 g n^4 d_s^4}$

これを $v_s = k_s \sqrt{2gH}$ の形に書いて係數 k_s を求むれば、

$$k_s = \frac{H}{\pi} \sqrt{\frac{8}{g} \left(\frac{n_s}{n d_s} \right)^2} \dots \dots \dots (264)$$

故に m 單位を以てすれば、

$$k_s = 0.288 H \left(\frac{n_s}{n d_s} \right)^2 \dots \dots \dots (264a)$$

但し $v_s = k_s \sqrt{2gH}$

斯く吸上管内の水の速度 v は H, n_s, n 及びその直徑 d に關して定めらるべきものである。

次に $\frac{v_s^2}{2g} = k_s^2 H$

これを(7a)式(18頁)に代入すれば、

$$H_s < \frac{\frac{p_a - p_v}{\gamma} - k_s^2 H}{1 + 0.03 \frac{k_s^2 H}{d_s}} \dots \dots \dots (265)$$

n_s 大ならば k_s は大となり、従つて吸上ヘッドの最大値 H_s は小となる。

今1年間の最高氣温を以て 40°C とすれば、 $\frac{p_v}{\gamma} = 1.875 \text{ m}$ (第7項、14頁参照) 或は約 1.9 m であり、 $\frac{p_a}{\gamma}$ は大凡 10 m であるから、

$$H_s < \frac{8.1 - k_s^2 H}{1 + 0.03 \frac{k_s^2 H}{d_s}} \dots \dots \dots (265a)$$

吸上ヘッドは事情の許す限り小なるほど、總ての點に於て効果が大きい。

169. 管の太さ (264a)式によりて v を定むるには、先づ吸上管の直徑 d_s を定むることが第一要件である。

吸上管に限らず凡て管は、流體抵抗を小ならしむる點に於ては直徑の成るべく大なるをよしとし、設備費及び經營費からすれば直徑は成るべく小なるをよしとする。

斯くの如く目的の互に相反する2つの條件を共に満足せしむる場合には、その2つの條件の和が最小なるやうにすることが最も良好なる結果を與へるものである。

さて管内の流體抵抗は摩擦抵抗のみと考へて差支へがないから、今吸上管と送出管との全體を考へたる管の全長を l 、その直徑を d 、水の速度を v とすれば、損失ヘッド h は、

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

λ は流體の種類と管壁の粗滑状態とによりて異なる摩擦係數で、常溫の水ならば大凡 $\lambda = 0.02 - 0.03$ である。

實水量を Q とすれば、單位時間内に流體抵抗のために管内にて失はるゝエネルギーは rQh で、單位を m, kg, s を以てすれば、それは

$$rQ\lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = r \frac{\pi}{4} d^2 v \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = r \lambda \frac{\pi}{8g} l d v^3$$

$$= 1000 \lambda \frac{\pi}{8g} l d v^3 \text{ mkg/s}$$

このポンプを毎日 t 時間運轉し、1年間に y 日使用するとすれば、1時間は3600秒であるから、1年間に失はるゝエネルギーの總額は、

$$1000 \lambda \frac{\pi}{8g} l d v^3 \cdot 3600 t y \text{ mkg}$$

或はこれを馬力時の單位にて表すならば、1馬力時は 75×3600 mkg であるから、

$$\frac{1000 \pi \lambda}{75 \times 8g} l d v^3 t y \text{ 馬力時}$$

ポンプの效率を η とすれば、ポンプを運轉するために要する1年間の動力の總額は、それ故

$$\frac{1000 \pi \lambda}{75 \times 8g \eta} l d v^3 t y \text{ 馬力時}$$

ポンプを運轉するに假りに電動機を以てするとすれば、1馬力は0.736 KW であるから、1年間の使用電力の總額は、

$$\frac{1000 \times 0.736 \pi \lambda}{75 \times 8g \eta} l d v^3 t y \text{ KW時}$$

故に1KW時の電力料金を a 圓とすれば、1年間のポンプ運轉費は、それを X にて表せば、

$$X = \frac{1000 \times 0.736 \pi \lambda}{75 \times 8g \eta} l d v^3 t y a \text{ 圓}$$

然るに $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$

故に $X = \frac{1000 \times 0.736 \times 64 \lambda}{75 \times 8 \pi^2 g \eta} \frac{l Q^3}{d^5} t y a \text{ 圓}$

即ち $X = 0.812 \frac{\lambda l Q^3}{\eta d^5} t y a \text{ 圓} \dots \dots \dots (266)$

X は小なるほど經濟的である。故にこの結果だけからす

れば、管は直径の大なるほどよいことになる。

しかし管の直径大ならばそれだけ多くの設備費と経費がかゝるから、次にこの方面の利害得失を考へて見なければならぬ。

さて管の厚さを s m とすれば、管材の総容積は $\pi(d+s)sl$ m³ であるから、1 m³ につき材料の重さを w kg とすれば、管材の総重量は

$$\pi(d+s)slw \text{ kg}$$

である。

今管を購入してそれを据ゑ付けるまでの総設備費は、管材の重量 1 kg につき i 圓とし、その総設備費の元利償却金の年率を β だとすれば、1 年間に償却すべき金額は、それを Y にて表せば、

$$Y = \pi(d+s)slwi\beta \text{ 圓}$$

水圧を p kg/m² とし、管材の常用内力を σ kg/m² とすれば、

$$s = \frac{pd}{2\sigma}$$

然るに $p = \gamma H = 1000H$ kg/m²

故に
$$s = \frac{500Hd}{\sigma} \text{ m}$$

よつて
$$Y = \pi \left(d + \frac{500Hd}{\sigma} \right) \frac{500Hd}{\sigma} lwi\beta \text{ 圓}$$

即ち
$$Y = \frac{500\pi(\sigma+500H)H}{\sigma^2} ld^2wi\beta \text{ 圓} \dots\dots\dots(267)$$

Y もまた小なるほど経済的である。故にこの結果だけか

らすれば、管は直径の小なるほどよいことになる。

以上の如く運轉費からすれば管の直径は大なるほどよく、設備費からすればそれは小なるほどよい。故に経済上から見て管は太きに失せず細きに過ぎざるをよしとし、 X と Y との或る中間に最も経済的なる管の太さが存立するに相違なく、それは $X+Y$ なる和が最小なるべき条件に合致する直径でなければならない。

斯くてこの条件を数学的に書けば、

$$\frac{\partial}{\partial d} (X+Y) = 0$$

この X と Y とに(266),(267)兩式の値を代入して計算すれば、

$$-4.06 \frac{\lambda Q^3}{\eta d^6} tya + \frac{1000\pi(\sigma+500H)H}{\sigma^2} l d w i \beta = 0$$

これより管の直径 d を求むれば、

$$d = \left[\frac{4.06 \lambda \sigma^2 Q^3 tya}{1000 \pi \eta (\sigma+500H) H w i \beta} \right]^{\frac{1}{7}}$$

或は
$$d = 0.387 \left[\frac{\lambda \sigma^2 Q^3 tya}{\eta (\sigma+500H) H w i \beta} \right]^{\frac{1}{7}} \dots\dots\dots(268)$$

この公式によつて計算せらるゝ d は最も経済的なる管の直径である。これによりて見るに、経済的なる管の直径はヘッド H には関係するけれども、管の長さには関係がない。且つ又ヘッド大ならば管は細きを要し、揚水量大ならば管は太きを要するものであることが判かる。

$\lambda, \sigma, t, y, a, \eta, w, i, \beta$ は多くの場合に既定の値であつて、管の直径を定むる主なる事項は Q と H とであるから、上式は次の如くに書けば一層便利である。

$$d = M \left[\frac{Q^3}{(\sigma + 500H)H} \right]^{\frac{1}{7}} \dots \dots \dots (269)$$

但し

$$M = 0.387 \left(\frac{\lambda \sigma^2 t \gamma a}{\eta w i \beta} \right)^{\frac{1}{7}} \dots \dots \dots (270)$$

或る経済的條件に適する設備があつて、そのMの値が(270)式から直接に、又は(269)式から間接に定むることが出来たならば、それと同様の設備を新たに計畫せんとする場合には、そのMの値をそのまま使つて、(269)式からその管の直径を定むればよい。

送出管の直径は以上の如くして定めたる直径を以てし、吸上管は種々故障の原因となるものであるから、それよりも多少直径を大にするのが通例である。

(269)式を用ゐて管内の水の速度 $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$ を求むれば、

$$v = \frac{4}{\pi M^2} \left[\frac{Q^3}{(\sigma + 500H)H} \right]^{\frac{2}{7}} \dots \dots \dots (271)$$

即ち揚水量とヘッドとに應じて、管内の水の速度を増減する必要がある。

送出管にはこの速度をそのまま用ゐ、吸上管内の速度はこれよりも多少小ならしむる。

XV. 渦巻ポンプ、水タービン 結合の水力接手

170. 水力接手 軸と軸とを結合して1軸から他軸へ回轉運動を傳へる場合に、同じ回轉をそのまま傳へる場合には、2軸を一直線上に据ゑてそれ等を堅固に結合すればよく、若しまた異なる回轉を傳へる場合であるならば、2軸の結合部にその目的に應じて或る適切なる装置を施こせばよい。例へば2軸を平行に据ゑ、各軸端に齒車を固着して互に嚙み合はせ、必要なる回轉度の關係は、齒數の比によつて調理することも1の方法であり、又は各軸端に調車を固着してそれに調帶をかけ、必要なる回轉度の關係は、調車の直径又は半径の比によつて按配することもまた1の方法である。

軸と軸との結合部に施こさるゝ装置が何であらうとも、1軸から他軸へ回轉運動を傳へんがために施こさるゝこれ等の装置を、廣い意味に於て凡て接手(Coupling)と名づくる。

往復運動を回轉運動に變へることによつて回轉せらるゝ軸、例へば蒸汽機關、内燃機關の如き原動機を以て回轉せらるる軸は、機械本來の運動が往復運動であるために、軸の1回轉中に必ず回轉速度に遅速が伴ひ、軸の回轉がなだらかでない。殊に内燃機關の2サイクルのものは軸の1回轉につき1回、又4サイクルのものは軸の2回轉につき1回有效動力の供給があり、しかもそれが甚しく不均一なるものであるた

めに、軸の回轉は刻々に變はり甚しく不整一である。

この不整一なる回轉を或る程度まで整一ならしめんがために、或は軸に「はすみ車」を装置してその慣性を利用し、或は2臺以上多きは10臺以上の同じ内燃機關を同時に働かせて互に相助け合ふやうにし、以て1の軸を回轉するやうな方法を講ずるけれども、それできへ本來が回轉性の蒸汽タービン、水タービンの如き原動機を以て回轉せしめたほどに、軸の回轉が整一にならない。

内燃機關中ディーゼル機關が近來諸機械運轉の原動機として、陸に海にまた空に大に使用せらるゝやうになつて、機械の平滑均整なる運轉が益々高唱せられ要望せらるゝに及んで、ディーゼル機關軸の回轉を出来る限り整一ならしむることを計る一方、ディーゼル機關軸の不整一なる回轉が機械軸にそのまゝ傳はらぬやう、換言すれば機關軸の回轉はたとひ不整一であつても、それによつて回轉せしめらるゝ機械軸は整一なる回轉をなすやうに、その上なほ機械軸と機關軸とが目的に應じて異なる回轉をなし得るやうな、2軸間の接手が種々に考案され工夫せらるゝやうになつた。

軸と軸とを固着すれば2軸の回轉は同じとなり、しかも1軸の不整一なる回轉がそのまゝ他軸に傳はる。齒車の噛み合ひを用ゐれば、回轉の關係は思ふやうに變へ得るけれども、これまた1軸の不整一なる回轉が、そのまゝ他軸に傳はる。調帶を用ゐることも、これと大體似た結果となる。

何れにせよ2軸間に固體の媒介物を挿入することによつて結合すれば、1軸の不整一なる回轉が他軸にそのまゝ傳はらざるを得ぬから、上記の目的を達するには、結合媒介物として流體の如きを用ゐることにせねばならぬ。流體は流動性があり又壓縮性があるから、1軸の不整一なる回轉は、この流動性及び壓縮性によりて吸収せられ又配分せられて、それがそのまゝ他軸に傳はらぬばかりでなく、しかもそれが整一なる回轉をなすやうになる。

流體には液體とガス體とがあつて、その何れをも媒介物として使用し得るけれども、エネルギー傳達量の異なる點から、液體を用ゐるのが通例である。水或は油を2軸結合の媒介物としたる接手がそれで、これを水力接手(Hydraulic coupling; Hydraulic transformer; Hydraulic converter)と呼ぶ。

渦巻ポンプは軸の回轉エネルギーを水のエネルギーに變へるもの、水タービンは水のエネルギーを軸の回轉エネルギーに變へるものである。故に渦巻ポンプと水タービンとを結合すれば、ポンプ軸の回轉を以てタービン軸を回轉せしむることになる。

これ即ち水力接手の原理であつて、不整一なる回轉をなす1軸の軸端に渦巻ポンプの羽根車を固着し、整一なる回轉をなさしめんとする他軸の軸端に水タービンの羽根車を固着し、兩軸端は多少離して通例1直線上に据ゑ、これ等2種の羽根車を各容器内に納め、共に水(又は油)を充滿せしめて密閉す

る。

されば2軸は水を挟んで對峙し、渦巻ポンプ羽根車の回轉は水にエネルギーを傳へ、この水が水タービンに働いてその羽根車を回轉せしめ、斯くてポンプ軸の回轉がタービン軸に傳はつたことになるけれども、2軸が中間に水を挟んで間接の接續をなせるために、ポンプ軸の回轉がたとひ不整一であつても、それがそのままタービン軸に傳はらぬから、タービン軸の回轉は、ポンプ軸の回轉に比較すると著しく整一なるものとなる理である。

これは恰も電動機と發電機とを結合したる電力接手(Electric coupling)と同様な組合はせであつて、ポンプが發電機に又タービンが電動機に當り、電氣の代りに水がその働きをなすものである。斯くて水タービンから流出したる水はそのまま直ちに渦巻ポンプの吸込みに導かれ、同じ一定量の水がポンプとタービンとの間を絶えず循環して連續使用せられ、以て水のために持ち去らるゝエネルギーの損失を防ぎ、且つ水の經濟を計る。

水の容量を少くして装置を軽くし、出来るだけ小形にして輕快ならしむるために、ポンプの羽根車とタービンの羽根車とは殆んど接着するくらゐに直列せしめ、必要なる水の通路は能ふ限り短縮して造り、それ等を1の共通なる容器に納めたる構造たらしむるのが普通である。

ポンプ軸とタービン軸との回轉の関係は、ポンプ並にター

ビン羽根車の大きいとの関係と、それ等の羽根の形狀とによつて、豫め適當に設計する。

ポンプ羽根車とタービン羽根車との間に通例装置する導羽根は、多くはその羽根を兩側壁に固着せしむるけれども、それ等を固着せしめず、必要に應じて多少旋回し得るやうに側壁と羽根とを接續すれば、ポンプ軸とタービン軸との回轉の關係を、與へられたる一定の範圍内に任意に増減せしむることが出来る。これを可動翼水力接手 (Variable blade coupling) と云ふ。

171. 基礎理論 渦巻ポンプ羽根車に流入する水の方向を放射方向だとすれば、水が渦巻ポンプによつて附與せらるゝエネルギーは、(25)式(40頁)によつて定まる。即ち

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 = g \phi H \dots\dots\dots (272)$$

この場合Hは水に附與せられたるエネルギーをヘッドにて表したるもので、羽根車を通過する理論水量をQとし、羽根車から流出してそれから水タービンに流入せんとする實水量を Q_0 とすれば、渦巻ポンプが水タービンに供給する有效なるエネルギーは $\gamma Q_0 H$ である。

このエネルギーが水タービンに作用してその軸を回轉せしむるのであるが、水タービンは正に渦巻ポンプの逆な働きをなすもので、基礎的の理論は兩者全く同じである。即ち水タービンに於て c_1 及び c_{11} をその羽根車入口及び出口に於ける水の絶對速度、 u_1 及び u をそれ等の點に於ける羽根車の圓

周速度, u_1 及び u_{11} をそれ等の點に於て絶對速度の方向を示す角とすれば, (12)式(26頁)と正に同一なる次の如き基礎式が成り立つ。

$$u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_{11} c_1 \cos \alpha_{11} = g \eta_c H \dots \dots \dots (273)$$

但し η_c は水タービンの効率で常に 1 よりも小さく, これが常に 1 よりも大なる損失係數 ϕ と異なる點に於て, 基礎式が渦巻ポンプと水タービンとの異なる唯一の相違である。

水力接手では, タービン羽根車から流出する水はそのまま直ちにポンプ羽根車に流入し, 同じ水がくり返へし活動を續くるのであつて, この際ポンプ羽根車の中に水を放射的に流入せしむるためには, タービン羽根車から流出する水の方向を放射的にしなければならぬ。

されば $\alpha_{11} = 90^\circ$ 従つて $\cos \alpha_{11} = 0$ でなければならぬから, 上式は次のやうになる。

$$u_1 c_1 \cos \alpha_1 = g \eta_c H \dots \dots \dots (274)$$

(272)式及び(274)式の gH は共通であるから, この兩式より次の關係を得る。

$$\frac{u_1 c_1 \cos \alpha_1}{\eta_c} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{\phi}$$

これより

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{\eta_c c_2 \cos \alpha_2}{\phi c_1 \cos \alpha_1}$$

これはポンプ羽根車に對するタービン羽根車の圓周速度の關係である。

ポンプ羽根車出口の直徑即ちその外徑を D , その回轉度を

N 回毎分とし, タービン羽根車入口の直徑即ちその外徑を d , その回轉度を n 回毎分とすれば,

$$u_2 = \frac{\pi DN}{60}, \quad u_1 = \frac{\pi dn}{60}$$

これを上式に代入すれば,

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{dn}{DN} = \frac{\eta_c c_2 \cos \alpha_2}{\phi c_1 \cos \alpha_1} \dots \dots \dots (275)$$

172. 水力接手の効率

ポンプがタービンに供給するエネルギーは $rQ_c H$ であり, 而してタービンがその軸を回轉する有效なる仕事は $\eta_t rQ_c H$ である。然るにタービンに $rQ_c H$ なるエネルギーを供給するためには, ポンプ軸を回轉すべきエネルギーは $rQ \phi H$ でなければならぬ。

されば $rQ \phi H$ に對する $rQ_c H$ の比はポンプの効率であり, $rQ \phi H$ に對する $\eta_t rQ_c H$ の比は, ポンプとタービンとの合體したるものゝ効率即ち水力接手の効率でなければならぬ。故にポンプの効率を η_p とし, 水力接手の効率を η_c とすれば,

$$\eta_p = \frac{rQ_c H}{rQ \phi H} = \frac{Q_c}{Q \phi} = \frac{\eta_c}{\phi} \dots \dots \dots (276)$$

但し η_c はポンプの水量効率である [(14)式, 35頁参照]。

$$\eta_c = \frac{\eta_t rQ_c H}{rQ \phi H} = \frac{\eta_t Q_c}{Q \phi} = \frac{\eta_t \eta_p}{\phi} \dots \dots \dots (277)$$

$$\text{よつて} \quad \eta_c = \eta_p \eta_t \dots \dots \dots (278)$$

即ち水力接手の効率はポンプの効率とタービンの効率との積に等しい。

水力接手のポンプは, その羽根車から流出したる水がそのまま直ちにタービンに働きをなすやうになつてゐて, 普通の

渦巻ポンプのやうに、導羽根又は渦室を通つて渦形容器に水を導くやうなことをしない。

元來ポンプの羽根車から流出する時、水は可なり大なる速度を有するので、それを壓力に變へるために導羽根又は渦室の必要があるのであるけれども、これ等の装置は如何にその擴大率に注意しても水は擾亂を起し易く、然らずんば摩擦抵抗が増し、何れにしてもエネルギー損失の大なるものである。それに渦形容器に接續する所では特に大なる速度の變化があつて相當に大なる流體損失の起るのを免がれぬものである。

ポンプ羽根車出口とタービン羽根車入口との間に往々固定の導羽根を置きたる水力接手がある。しかしこの導羽根はポンプ羽根車から流出したる水の速度を壓力に變へるためのものではなく、タービン羽根車に流入する水の方向を都合よく與へるための導羽根であつて、ポンプの導羽根の中に起るやうな流體損失を起すことなきものである。

要するに水力接手の導羽根はポンプに所屬するものではなく、タービンに所屬するもので、その次に置かるゝタービン羽根車に流入する水の方向を都合よく導くためのものである。語を變へて云へば、ポンプ羽根車の出口はポンプの末端で、それより後は、そこに導羽根があらうと無からうと、總ての装置は悉くタービンに所屬するものである。

以上の理により、水力接手の一部を形成する渦巻ポンプの效率は、普通の渦巻ポンプに比較すると極めて大なるもので

ある。従つて水力接手の效率はポンプの效率とタービンの效率との積ではあるけれども、普通の渦巻ポンプと水タービンとの效率の積よりも甚しく大なるものである。

渦巻ポンプはたとひそれが導羽根或は渦室を備へぬにしても、速度を壓力に變へると云ふことが無上に必要であるのに反し、水タービンでは、吸出管 (Draught tube) を除いては、その如き装置は少しも必要でない。これ即ち水タービンの效率が渦巻ポンプの效率よりも概して高く、例へば水タービンは80%以上90%の效率を得ることはさほど困難ではないけれども、渦巻ポンプの效率をこれに匹敵せしむることは非常に容易でない、その原因は主としてこゝにある。

水タービンの吸出管なるものは、その羽根車から流出する水の速度を壓力に變換する唯一の装置であつて、これが水タービンの效率を害すること案外大なるものである。然るに水力接手の水タービンには吸出管はなく、タービン羽根車から流出したる水は、吸出作用なしに直ちにポンプ羽根車に流入するのであるから、水力接手の一部を形成する水タービンの效率は、普通の水タービンのそれよりは可なり大なるべきは想像するに難くない。

斯く論じれば、水力接手の要部はポンプではなく寧ろタービンであつて、ポンプはたゞその羽根車の働きをタービンに添加したゞけのものに過ぎぬから、水力接手の效率は主としてタービンの效率に支配せらるゝものであると見ても大差

はなく、しかもこの場合タービンには吸出管がないのであるから、水力接手の効率の水タービンの効率に近きものであるのみならず、却つて普通の水タービンの効率よりも大なるべきが至當であるとさへ考へらるゝ。

173. 回轉比 $\frac{n}{N}$ はポンプ軸に対するタービン軸の回轉比 (Speed ratio) で、(275)式(370頁)によれば、それは

$$\frac{n}{N} = \frac{\eta_c D c_2 \cos a_2}{\phi d c_1 \cos a_1} \dots \dots \dots (279)$$

然るに(277)式(370頁)によれば、

$$\frac{\eta_c}{\phi} = \frac{\eta_v}{\eta_v}$$

これを上式に代入すれば、

$$\frac{n}{N} = \frac{\eta_c}{\eta_v} \frac{D c_2 \cos a_2}{d c_1 \cos a_1} \dots \dots \dots (280)$$

ポンプ羽根車の直後にタービン羽根車を接続したる水力接手では、 D と d とは殆んど相等しく、且つ a_1 と a_2 とは夫々殆んど相等しい。故に斯かる接手では、

$$\frac{n}{N} = \frac{\eta_c}{\eta_v} \dots \dots \dots (281)$$

即ちこの場合、回轉比は $\frac{\eta_c}{\eta_v}$ に等しき一定のものであつて、フルカン・ギア (Vulcan gear) と名づくる水力接手はこの種に屬する。

ポンプ羽根車の外圍にタービンを装置すれば、接手の外徑は著しく大となり、それにタービン羽根車出口とポンプ羽根車入口との間が甚しく遠隔し、接手が大形になる不便と水の

通路が長きために流體損失の増大することゝ、2つながら悪結果を來す。

この害を避くるには、ポンプ羽根車の外流式なるに對し、タービン羽根車を内流式にし、普通のフランシス式反動タービンそのまゝの構造にすればよい。斯くすればタービン羽根車出口は直ちにポンプ羽根車入口に向ひ、接手の外徑がポンプ羽根車のみの外徑と大差なきものとなる。

この場合にはポンプ羽根車出口とタービン羽根車入口との間に往々或る空所が出来る。ポンプ羽根車から流出したる水は、先づこの空所に入り、次でタービン羽根車或はその導羽根に流入することになる。

凡てポンプ羽根車出口とタービン羽根車或はその導羽根との間に存在する空所は、如何にそれが大なる空所であらうとも、その中に於ける水の流動はエネルギー一定なる自然的流動であるから、その中の任意の半徑 r なる點の流れの圓周速度を c_r とすれば、(97)式(99頁)により次の關係が成り立つ。

$$c_r = \text{一定} \dots \dots \dots (282)$$

然るにポンプ羽根車の出口では

$$c_2 = c_2 \cos a_2, \quad r = \frac{D}{2}$$

又タービン羽根車の入口では、

$$c_1 = c_1 \cos a_1, \quad r = \frac{d}{2}$$

故に上式により、

$$D c_2 \cos a_2 = d c_1 \cos a_1 = \text{一定}$$

よつて(280)式(373頁)により,

$$\frac{n}{N} = \frac{\eta_c}{\eta_v} \dots\dots\dots(281a)$$

これは(281)式と同じ結果で,要するにフルカンギアのやうにポンプ羽根車の直後にタービン羽根車を接続しても,又は兩者の間に或る廣い空所を置いて接続しても,回轉比には何等變はりはなく,共に $\frac{\eta_c}{\eta_v}$ に等しき一定の回轉比となり,タービン軸の回轉はポンプ軸の回轉よりも幾分後れることとなるのである。

今ポンプ軸の回轉度に對しタービン軸の回轉度の後れ(Slip)を ΔN にて表せば,

$$\Delta N = N - n \quad \text{或は} \quad n = N - \Delta N$$

これを上式に代入すれば,

$$\Delta N = N \left(1 - \frac{\eta_c}{\eta_v} \right) \dots\dots\dots(283)$$

或は

$$\frac{\Delta N}{N} = 1 - \frac{\eta_c}{\eta_v}$$

即ち回轉度の後れは水力接手の効率 η_c とポンプの水量効率 η_v とによるもので,後れを測り更に η_v を知れば,水力接手の効率は次の式から直ちに計算することが出来る。即ち

$$\eta_c = \eta_v \left(1 - \frac{\Delta N}{N} \right) \dots\dots\dots(284)$$

$\frac{\Delta N}{N}$ はポンプ軸の回轉に對するタービン軸の後れ率(Slip ratio)で,例へば後れ率が3%で水量効率が98%だとすれば,その水力接手の効率は,

$$\eta_c = 0.98(1 - 0.03) = 0.95$$

この種の水力接手では,後れ率の大なるは効率の減小を意味する

174. 導羽根の效用 前項述ぶるが如く,ポンプ羽根車から流出したる水をタービン羽根車に導けば,兩車の間に廣き空所の有る無しに關らず回轉比が一定となり,タービン軸の回轉はポンプ軸の回轉よりも幾分後れる程度のもとなる。

さて(280)式(373頁)を参照するに,回轉比を任意の値たらしむるには, $d_1 \cos \alpha_1$ を $D_2 \cos \alpha_2$ に關係なく任意の値たらしめねばならぬ。これ即ちポンプ羽根車出口とタービン羽根車入口との間に,タービンに所屬する導羽根が必要なる所以であつて,この装置によつて,タービン羽根車に流入する水の圓周速度 $c_1 \cos \alpha_1$ を自由に増減し,以て所期の目的を達せしむる。

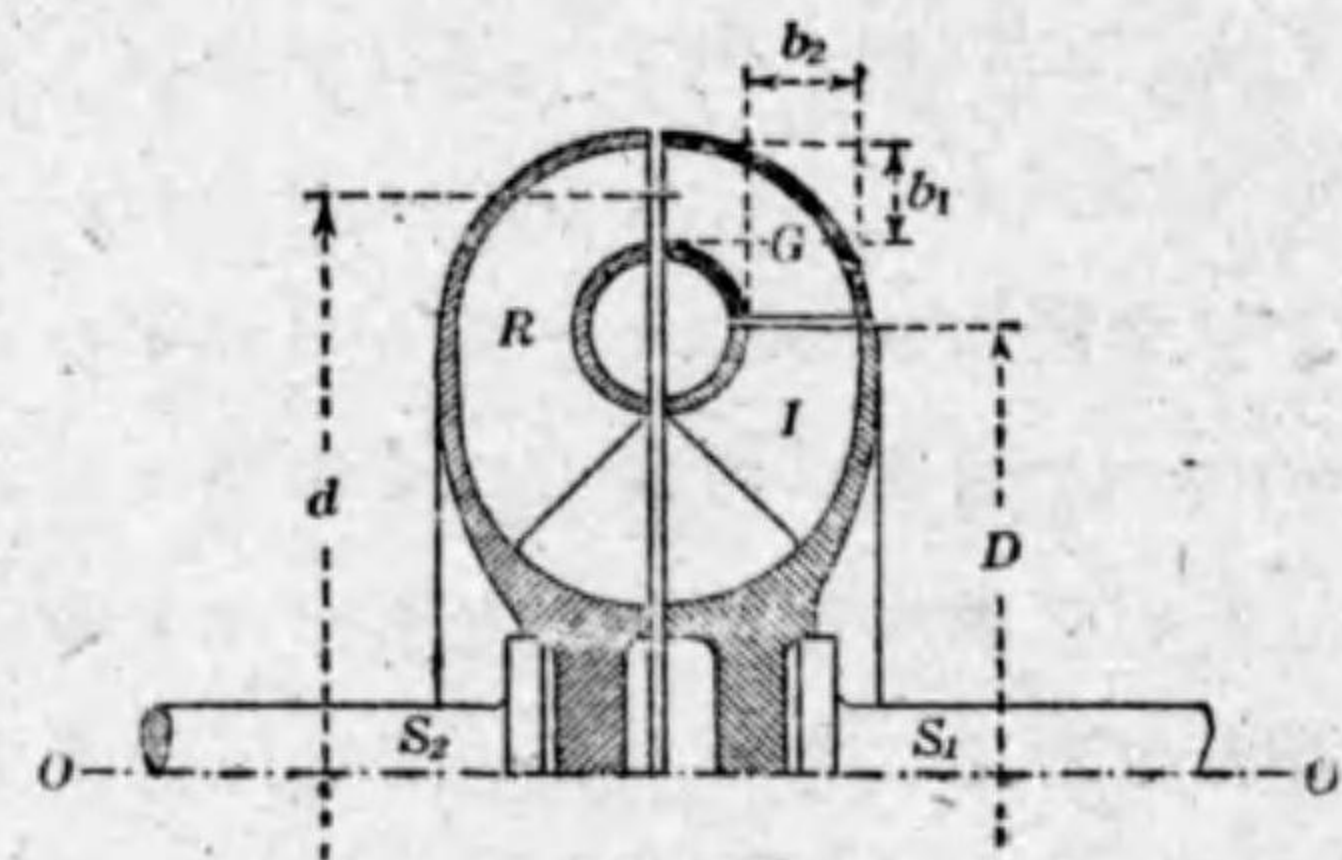
ポンプ軸の回轉よりもタービン軸の回轉を小ならしむることが普通である。従つて多くの水力接手では,タービン羽根車の外徑 d はポンプ羽根車の外徑 D よりも大きく造る。斯くすればポンプ羽根車出口とタービン羽根車入口との間に於て,ポンプ側に或る廣さの空所が出来るから,導羽根は多くこの空所の中に外流式に造る。

この場合ポンプ羽根車出口と導羽根入口,及び導羽根出口とタービン羽根車入口との間に生ずる空所は,たとひそれが廣からうが狭からうが,それ等の空所の中の水の流れは何れも自然的流動であるから,(282)式(374頁)によつて,導羽根に流入する水の速度,及びタービン羽根車に流入する水の圓周速度

$\epsilon \cos \alpha_1$ は、夫々豫め計算によつて定め得ること敢て多言を要しない。

第 167 圖は斯くの如き水力接手の上半を示す略圖で、容器を取り除きたる状態を示す。 S_1 は原動軸たるポンプ軸、 S_2 は受動軸たるタービン軸で、 OO はその共通の軸心である。 I は S_1 によりて回轉せらるゝポンプ羽根車、 R は S_2 を回轉するタービン羽根車で、 G はポンプ側に装置せられたるタービン所屬の導羽根である。

この場合 d は導羽根出口で同時にタービン羽根車入口の平均直徑である。若し導羽根を備へしめず、 G を開放せる空所たらしむるか、又は I の出口を R の入口に接



第 167 圖 導羽根を有する水力接手の要部を示す略圖

近せしめて $D=d$ たらしむれば、回轉比は(281)式(373頁)或は(281a)式(375頁)にて表さるゝ一定のものとなる。

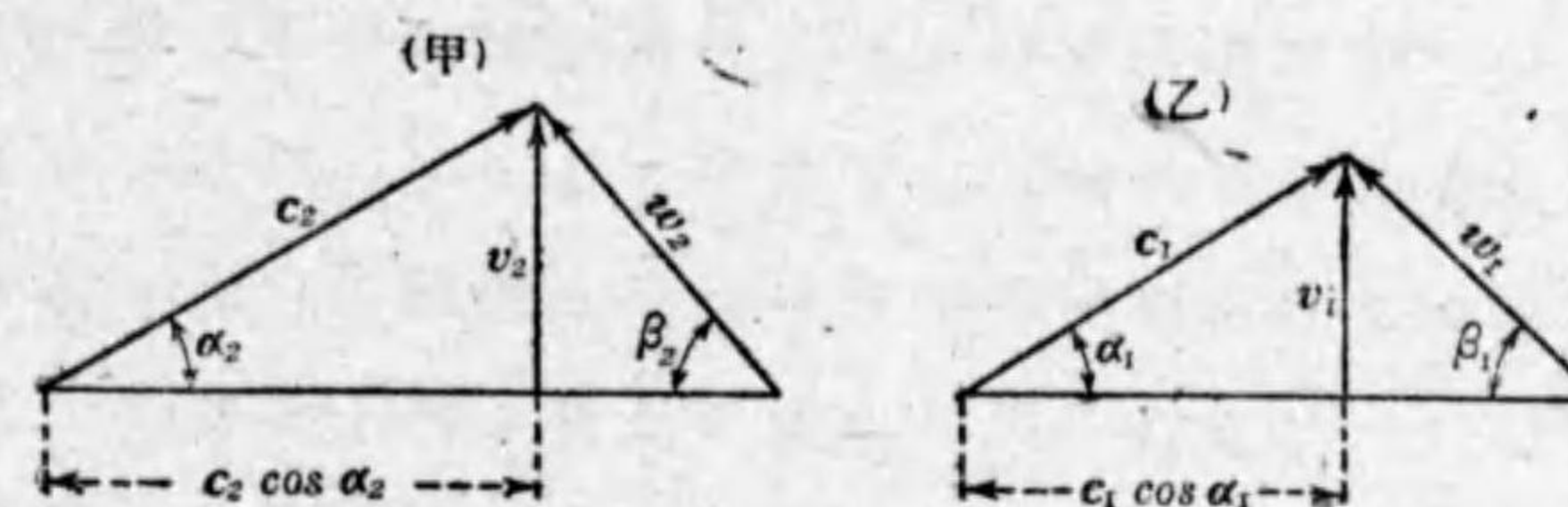
この圖はポンプ羽根車入口、導羽根出口、及びタービン羽根車入口並にその出口の近傍が悉く二重曲面になつてゐるけれども(第 120 項、243 頁参照)、これ等の入口及び出口を總て軸に平行に造り、設計及び製作を簡單にしたるものも多い。

175. タービンの分割 ポンプ羽根車出口の直後の通路

の幅を b_2 (第 167 圖、377 頁参照)、そこを通る水の放射速度を v_2 とし、タービン羽根車入口の直前の通路の幅を b_1 、そこを通る水の放射速度を v_1 とすれば、

$$v_2 = \frac{Q}{\pi D b_2}, \quad v_1 = \frac{Q}{\pi d b_1}$$

第 168 圖(甲)はポンプ羽根車出口の速度三角形で、(乙)はター



第 168 圖

ポンプ羽根車出口及びタービン羽根車入口の速度三角形

ビン羽根車入口の速度三角形である。 u_1 はタービン羽根車入口に於ける水の相對流入速度であるから、この羽根の入口は u_1 の方向に造らなければならぬ。従つて β_1 なる角はタービン羽根車の羽根の入口の方向を指定する所謂羽根の入口角である。

これ等の速度三角形より、

$$c_2 \cos \alpha_2 = v_2 \cot \alpha_2 = \frac{Q}{\pi D b_2} \cot \alpha_2 = \frac{Q}{\pi D b_2 \tan \alpha_2}$$

$$\epsilon \cos \alpha_1 = v_1 \cot \alpha_1 = \frac{Q}{\pi d b_1} \cot \alpha_1 = \frac{Q}{\pi d b_1 \tan \alpha_1}$$

これ等を(280)式(373頁)に代入し、なほ(14)式(35頁)の關係を用ゐれば、

$$\frac{n}{N} = \frac{\eta_c}{\eta_v^2} \frac{b_1 \tan \alpha_1}{b_2 \tan \alpha_2} \dots \dots \dots (285)$$

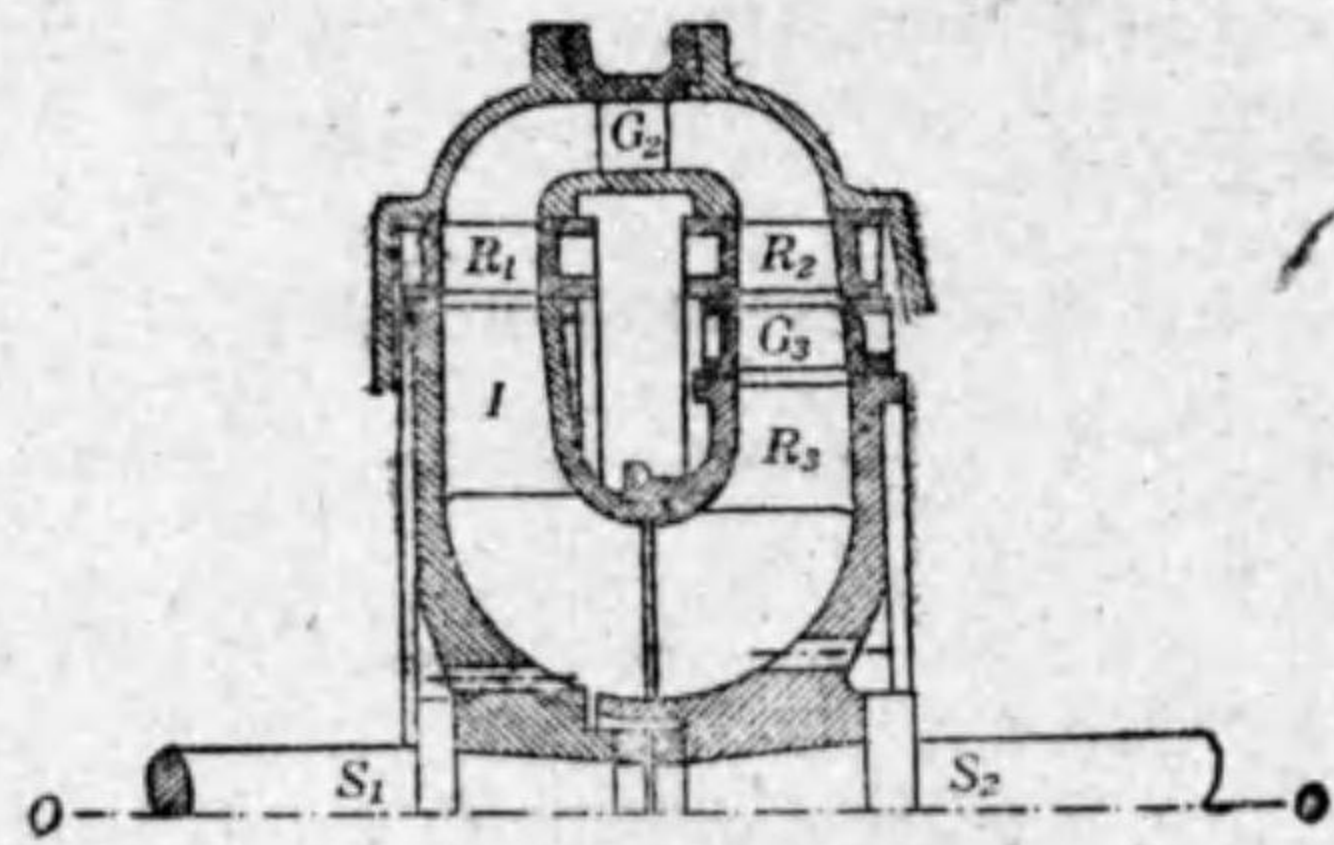
この場合後れ率は,

$$\frac{\Delta N}{N} = 1 - \frac{\eta}{\eta_v} \frac{b_1 \tan \alpha_1}{b_2 \tan \alpha_2} \dots \dots \dots (286)$$

以上の結果を見るに、回轉比を小にしてタービン軸の回轉をポンプ軸のそれよりも小ならしむるには、 b_1 を b_2 よりも小にし、同時に α_1 を α_2 よりも小ならしむればよい。然るに b_2 に對して b_1 を小ならしむれば、ポンプ羽根車の外徑に對してタービン羽根車の外徑は大なるものとなり、 α_2 に對して α_1 を小ならしむることは、導羽根出口の羽根と羽根との間の水の通路の廣さが、その入口の通路の廣さよりも狭くなることを意味するから、 b_1 を小にし同時に α_1 を小ならしむるには何れもその極限があることになり、従つて回轉比を小ならしむるにしても、それには自ら最小の極限があるのを免かれない。

然らばこの極限を超えて回轉比を小ならしめ得ぬかと云ふに、それは次のやうにすれば、この極限を自由に超えることが出来る。

それはタービン羽根車は本來1個であるのを、それを數個の羽根車に分割してそれ等を直列し、以てタービン羽根車を數個の段階に分離し、各段階の間に順次導羽根



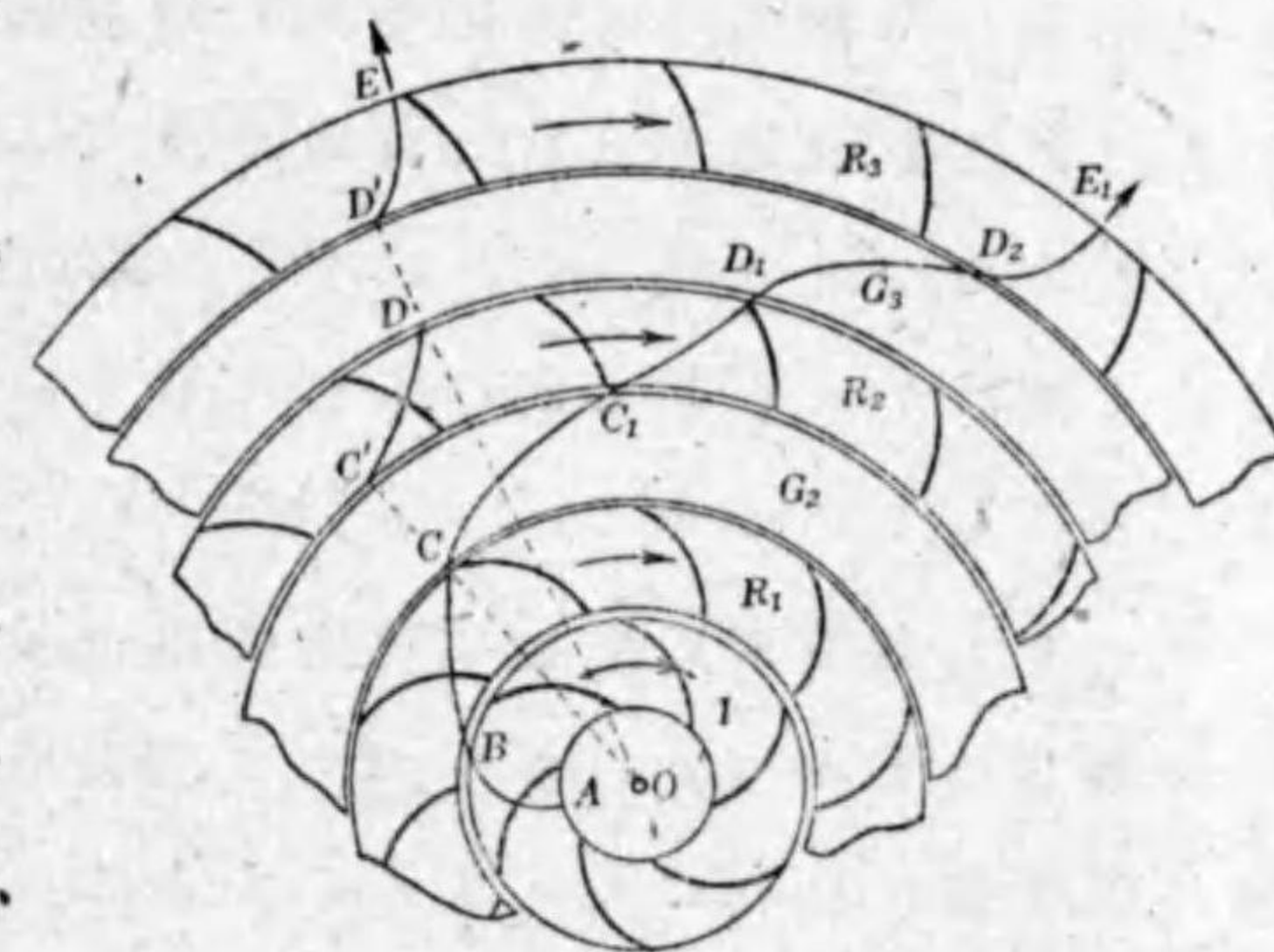
第 169 圖
タービン羽根車を3段に分割し以て回轉比を甚だしく小ならしめたる水力接手の略圖

を装置することによつて、各段階に流入する水の方角を適當に向けてやればよいのである。

第169圖(379頁)は斯くの如き水力接手の1例を示したる略圖で、要部の上半部のみを示す。 S_1 は原動軸たるポンプ軸、 S_2 は受動軸たるタービン軸で、 OO はその共通の軸心である。 I は S_1 によりて回轉せらるゝポンプ羽根車、 R_1 は S_2 を回轉するタービン羽根車の第一段階、 R_2 はその第二段階、 R_3 はその第三段階即ち最後の段階である。 G_2 は R_2 に所屬する導羽根、 G_3 は R_3 に所屬する導羽根である。

この接手は斯くの如く本來1個であるべきタービン羽根車を、 R_1, R_2, R_3 なる3個の羽根車に分割して直列し、第一段階 R_1 には導羽根を所屬せしめず、他の段階には夫々これを所屬せしめたるものである。

羽根車は3段階に分離されても、それ等は悉く1個の軸 S_2 に固着し、同時にそれを回轉せしむる構造であつて、羽根車は3個であつても實は1個の羽根車であるが、目



第 170 圖
3段のタービン羽根車を有する水力接手を流通する水の徑路を示す圖表