

# 渦巻ポンプの羽根外径加工による 性能変化に就いて

寺 田 進\*

## Variation of Characteristics of Centrifugal Pumps by Reduction of Impeller Diameters

By Susumu Terada  
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

In order to reduce the head and capacity of a given centrifugal pump, it is a usual practice to reduce the impeller diameter. And rules for estimating the performance of such a pump that has gone through a given reduction in impeller diameter have already been published by a few researchers, but almost all of them have failed to be entirely correct in practical applications.

In this paper the writer introduces a new method which is practically correct and convenient for use. In the writer's view, both the head and capacity vary directly with the square of the diameter ratio, so far as radial and mixed flow impellers are concerned.

Also, the writer has pointed out why a correction chart is necessary in Stepanoff's method which belongs to the methods in old category.

### 〔I〕 緒 言

手持ちのポンプの羽根車の外径を加工して揚程—水量を低め、所要動力の軽減を計ることはしばしば行われていることである。

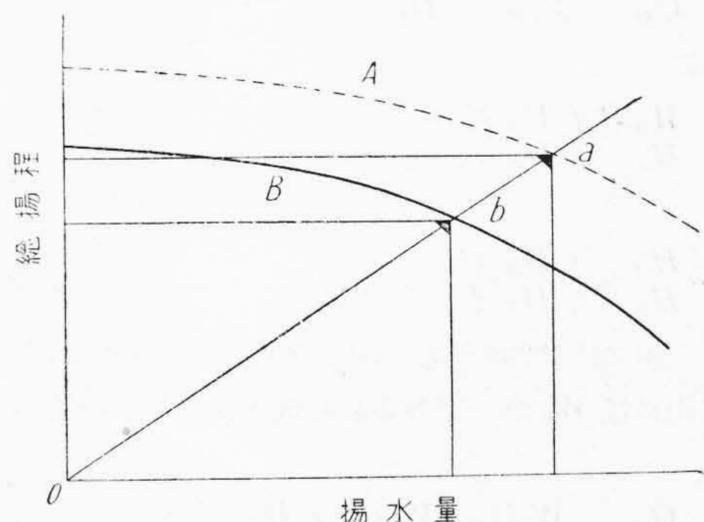
ところが羽根の外径を削つて直径を小さくしたときにポンプの性能が如何に変わるかに就いての定説が未だにない。それで関係各人はそれぞれの狭い範囲内の経験を基にした加工方式を案出して間に合わせているのが現状である。本文はこの問題に対する筆者の意見を述べたものである。

### 〔II〕 羽根外径加工に関する 法則と筆者の意見

所望の性能が第1図中の曲線Bであるときに、手持ちポンプの性能が曲線Aであるとし、加工前の外径を第2図(次頁参照)中の  $D_A$ 、加工後の外径を  $D_B$  とする。第1

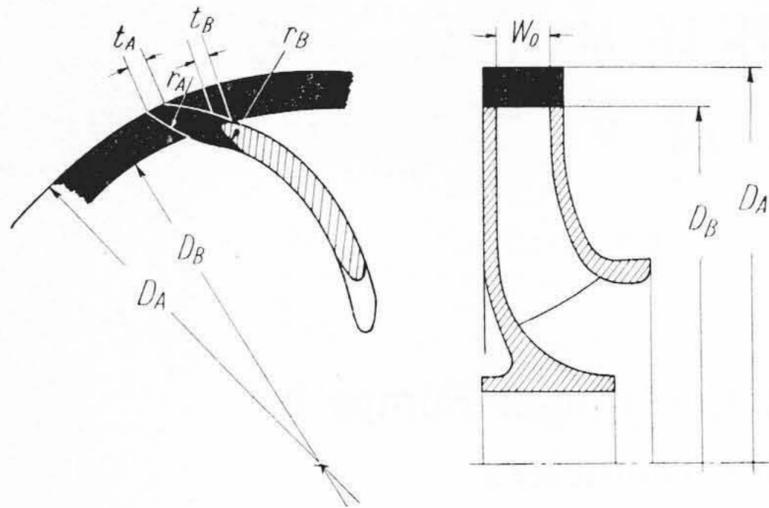
\* 日立製作所亀有工場

図中に於て、曲線B上の任意の点bを通つて原点から直線を引き、それが曲線Aと交る点をaとし、 $D_B$ を次の式によつて決定する方法が我々の工場以前から行われ



第1図 渦巻ポンプの羽根車直径の加工前及び後の性能曲線

Fig. 1. Characteristic Curves of a Centrifugal Pump before and after the Cutting of the Impeller Diameter



第2図 羽根車外径の加工  
Fig. 2. Cutting of the Impeller Diameter

てきた。

$$\left(\frac{D_A}{D_B}\right)^2 = \frac{oa}{ob} \dots \dots \dots (1)$$

このとき、羽根外端の厚み、円周方向長さ及び裏面の加工丸みなども原寸法のものと同形状にする必要がある。即ち、後に述べるような注意を払えば、羽根の外径を加工することによつて、ポンプの作用に悪影響なく、揚程、水量共に羽根外径の2乗に比例して減少させることができる。

それは次のような理由によつて説明することができると考えられるので、茲に新しく発表する次第である。 $Q$  = 揚水量、 $H$  = 総揚程、 $U$  = 羽根車の外周速度、 $V_r$  = 羽根出口に於ての流出速度の半径方向分速度とし、添字  $A$  を加工前、添字  $B$  を加工後のものとすれば、羽根外径の加工程度が甚しくなければ羽根出口角度  $\beta_0$  は殆ど変わらないと見做し得るから、羽根出口での速度線図は第3図に示すように変化すると考えてよい。

それで

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{V_{rA}}{V_{rB}} = \frac{D_A}{D_B}$$

然るに

$$\frac{H_A}{H_B} = \left(\frac{U_A}{U_B}\right)^2$$

故に

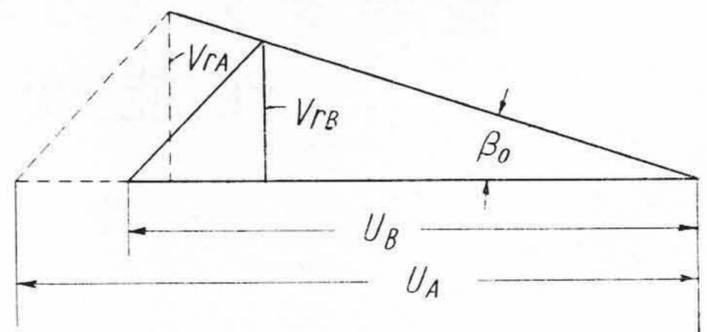
$$\frac{H_A}{H_B} = \left(\frac{D_A}{D_B}\right)^2 \dots \dots \dots (2)$$

次に羽根の出口端の形状が相似形に加工されておること及び出口幅  $W_0$  が一定不変と見做されることこの条件を使うと

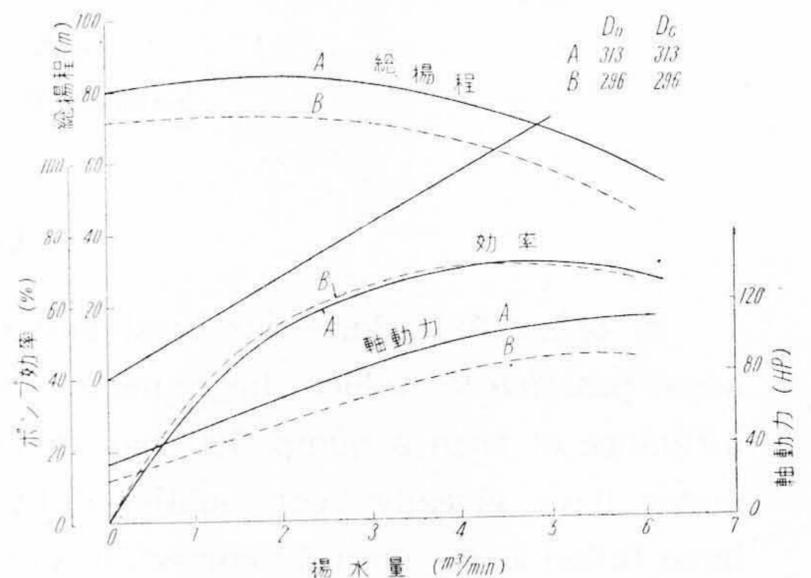
$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{W_0 D_A \pi V_{rA}}{W_0 D_B \pi V_{rB}} = \left(\frac{D_A}{D_B}\right)^2 \dots \dots \dots (3)$$

となり、式(2)と式(3)と第1図とを比較して、式(1)は容易に求められる。

羽根外径を加工すれば、直ちに出口幅が変わつて広くなるような構造のものや、羽根の長さが短くて羽根の断

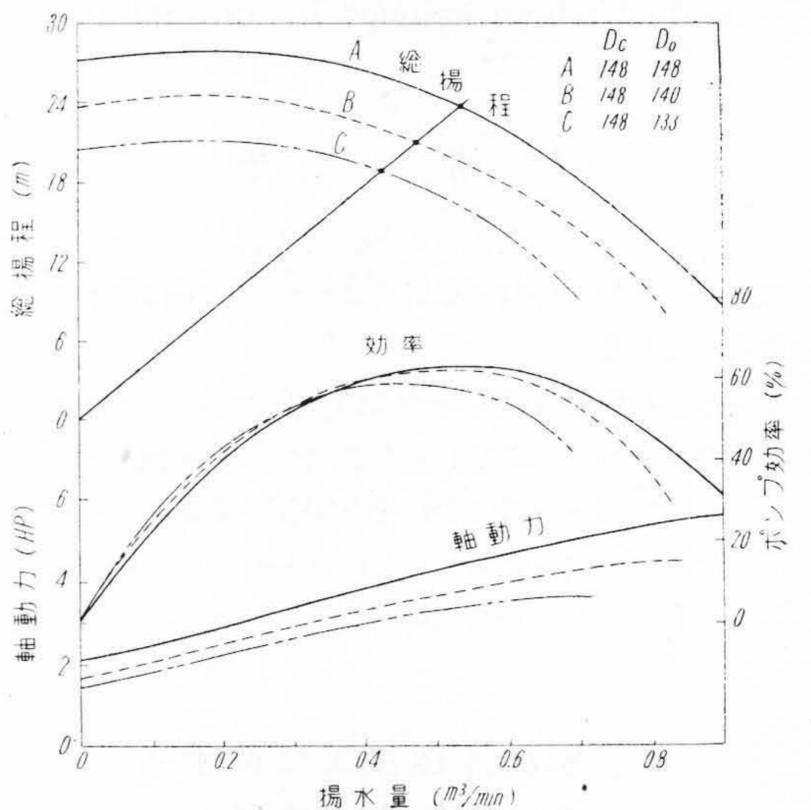


第3図 出口速度線図  
Fig. 3. Exit Velocity Diagram



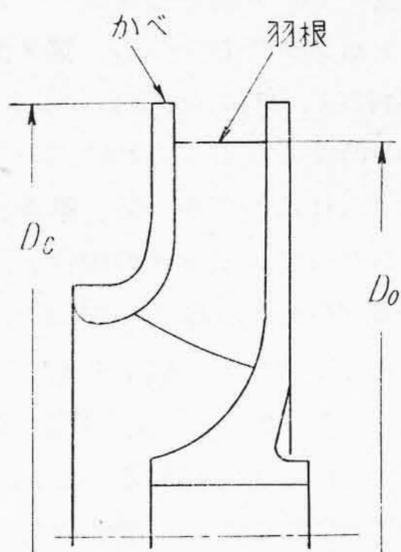
第4図 2段ボリュートポンプに於ける羽根車外径加工前後の性能変化

Fig. 4. Variation of Characteristic of a 2-stage Volute Pump before and after the Cutting of the Impeller Diameter



第5図 単段タービンポンプに於ける羽根車外径加工前後の性能の変化

Fig. 5. Variation of Characteristic of a Single stage Turbine Pump before and after the Cutting of the Impeller Diameter



第6図 羽根車断面形  
Fig. 6. Profile of an Impeller

面のエロフォイル的作用が揚程発生上強く働いている高比較回転度のものを除けば、輻流型及び一般混流型の羽根車に於ては式(1)がかなり正確に成立つものである。

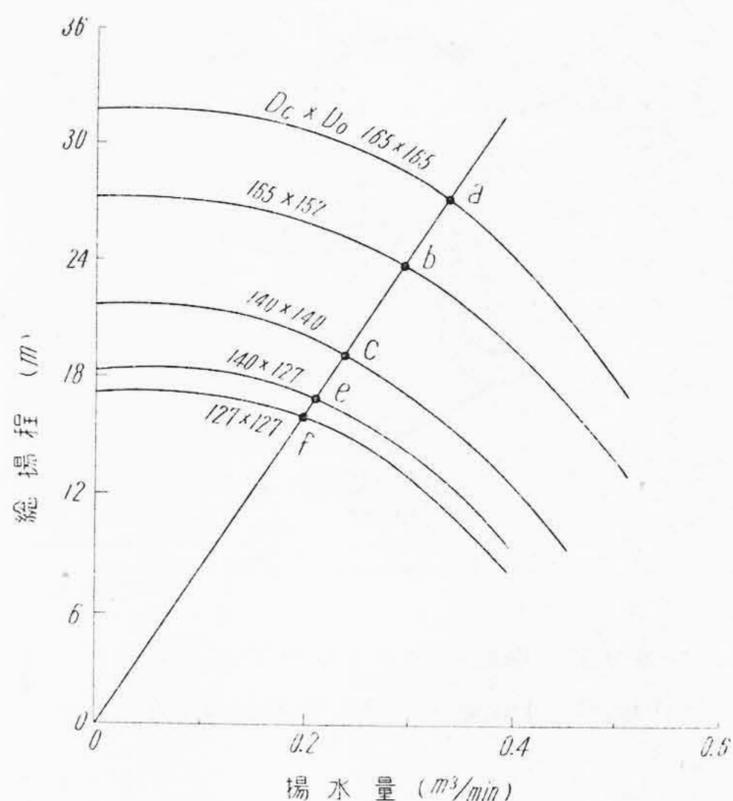
〔III〕 羽根車の壁の影響

第4図はボリュウト型2段ポンプの加工例であつて、Aは羽根、壁の外径が共に 313mm なる加工前のもの、Bは両者共に 296mm に加工 (5.5% 加工) した後のものであるが、これを検討してみると式(1)にぴたりと一致していることが判る。最良効率の値は加工の前後共に殆ど一致している。

第5図はタービン型単段ポンプの一例である。タービンポンプの場合には、第6図に示したように羽根外径  $D_0$  を加工しても、壁外径  $D_c$  は加工せぬままにしておくのが普通である。それは羽根から吐出された水がポンプの軸方向にも拡散しようとするので、羽根車と案内羽根との間に軸方向拡散を許すような自由空間をおくと、拡散した水が案内羽根の両壁内側角に衝突して混乱を生ずる心配があるからであつた。本例に於ても、 $D_c$  は 148 mm のままにしておいて、 $D_0$  だけを 148 mm, 140 mm (5% 加工) 及び 133 mm (10% 加工) の3種類に変えて試験したものである。

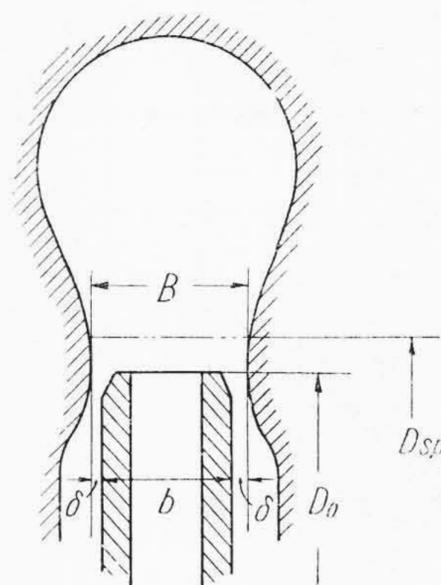
原点から揚程曲線上の任意の一点を通つて延した直線と各曲線との交りの点の原点からの寸法を測ると式(1)と良く一致していることが判る。ただしこの場合に、5% 加工の場合には目立つ程の効率低下を生じないが、10% 加工の場合には約 5% の効率低下を来している。これは、未加工のままの壁外周の摩擦損失の影響のためと考えられる。加工寸法をさらに烈しくして  $\beta_0$  が著しく変わる程にもすると、案内羽根の入口角度も流れに合わなくなつて、揚程曲線が式(1)のものとは大いになる。

第7図はボリュウト型3段ポンプの例である。この場



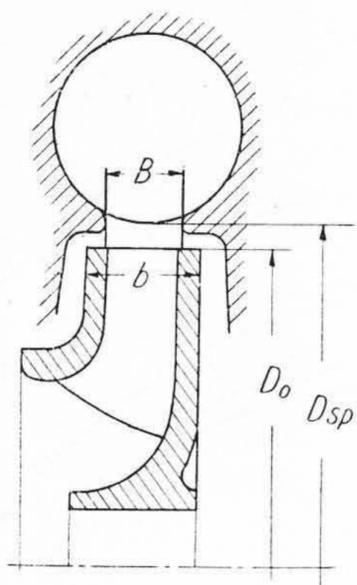
第7図 3段ボリュウトポンプにおける羽根車外径加工の影響

Fig. 7. Effect of the Cutting of the Impeller Diameter of a 3-stage Volute Pump

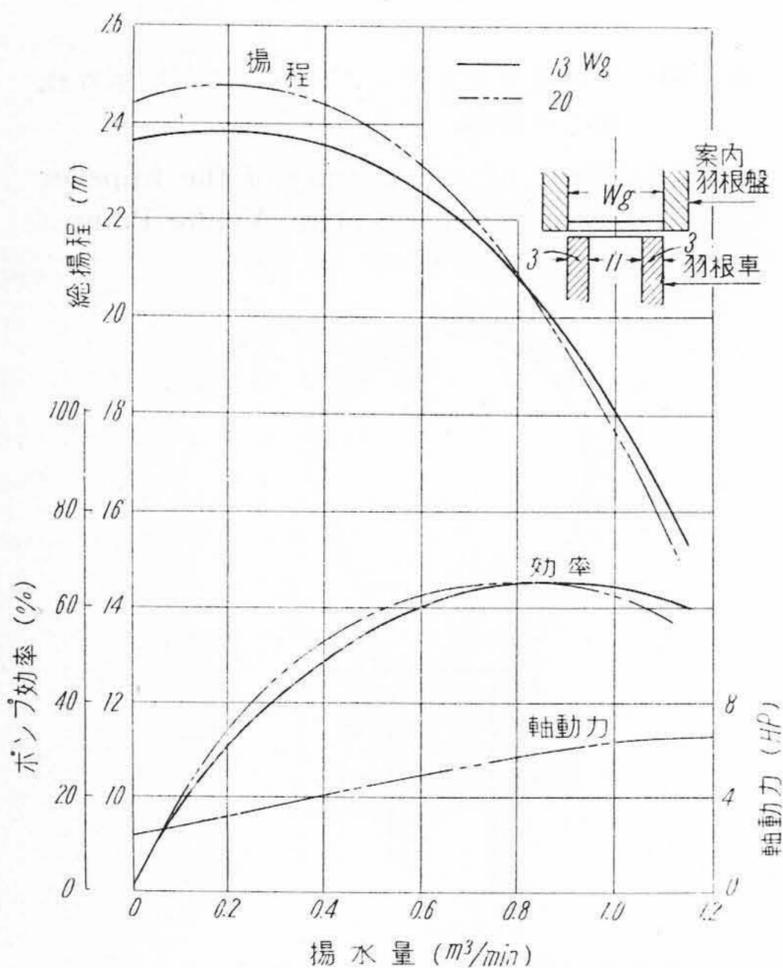


第8図 羽根車とボリュウトケーシング  
Fig. 8. Impeller and Volute Casing

合には、 $D_c$  を一定にしたまま  $D_0$  だけを加工したり、両者を共に同寸法に加工したりしている。両者を共に同寸法に加工した (c) 及び (f) は加工前の (a) に対して式(1)と良く一致する変化をする。本図に示したように 23% 加工してもなお式(1)を適用し得ることは注目すべきことである。(e) と (f) とを比較してみると、 $D_0$  は何れも 127 mm であるが前者の  $D_c$  は 140 mm, 後者の  $D_c$  は 127 mm である。このように壁を削り残すと揚程—水量共に式(1)での計算値まで下らない。これは (b) に就いても同様であることが判る。この点が第5図に示したタービンポンプの場合と大いに異なるところ



第 9 図 羽根車とボリュウトケーシング  
Fig. 9. Impeller and Volute Casing



第 10 図 案内羽根入口幅の研究  
Fig. 10. Study of the Inlet Width of the Guide Vane

である。第 4 図及び第 7 図に示したボリュウトポンプに於ては、羽根車の両壁を含んでの軸方向全幅  $b$  が第 8 図(前頁参照)に示したようにボリュウト入口幅  $B$  よりも狭い。それで壁の軸方向両外側面上の高速渦流水が勢に乗じてボリュウトの中に流れ込むことができ、この流れ込む勢は  $D_c$  が大きいもの程大きい。それで  $D_0$  を小径に加工しても、 $D_c$  を未加工のままにしたものの方が、 $D_c$  をも加工したものよりも揚程—水量が共に大きいのは当然のことと考えられる。 $D_c$  の寸法の単独影響量のこと

に就いては今後のことに属させよう。これに反して、同じくボリュウトポンプであつても、第 9 図に示したように  $B < b$  の場合には、 $D_c > D_0$  であつても、 $D_c = D_0$  であつても、同一の特性となる。これは古い型のボリュウトポンプに見受けられる例であつて、第 5 図に示した案内羽根付の、即ちタービンポンプの場合と同一である。

第 10 図は案内羽根の入口幅の一実験であつて、羽根車の両壁を含んでの軸方向の全幅よりも、案内羽根の入口幅が少しく広いとき ( $b=17$  及び  $W_g=20$ ) に、極めて良い性能を出していることが判る。これは前記第 7 図中の (e) (即ち壁の影響のために発生揚程が高まつているもの) と一脈の相通じるものがある。将来はこの結果を利用して、タービンポンプの加工作業に於ても  $D_c$  を  $D_0$  と同一寸法に加工して、加工後の効率低下を一層少量にすることができると思う。

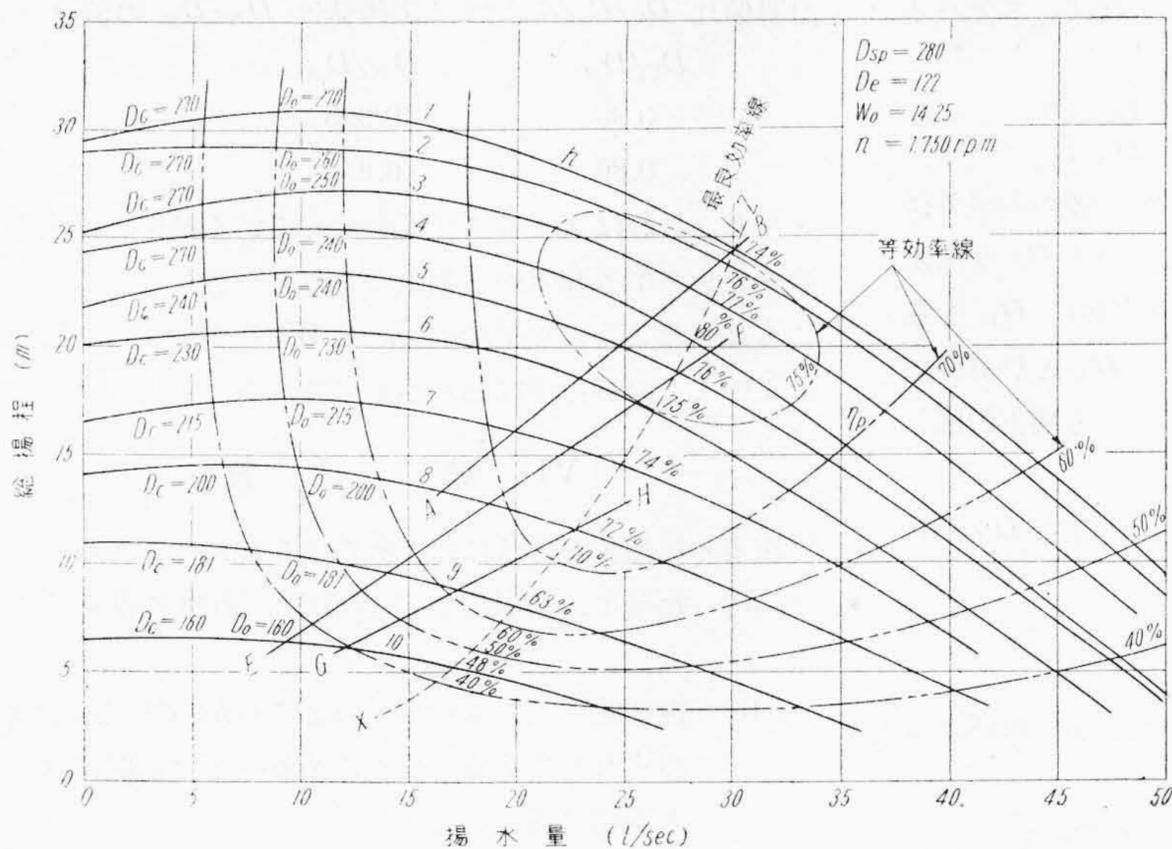
[IV] 別の加工例

第 11 図は大島氏<sup>(1)</sup>が発表した論文中より再録した片側吸込ボリュウト型単段ポンプのものであつて、この例においても  $B > b$  である。AB, EF 及び GH 直線を引いて、その直線と各曲線との交りと原点からの距離を実測と計算との両者の比較によつて検討してみよう。

第 1 表に示したように、 $D_c$  及び  $D_0$  が共に 270mm の場合を基準にすると、240 及び 230mm に加工したときには計算値よりもやや大きな実測値になつている。これはこのポンプのボリュウトの基礎円  $D_{sp}$  が 280mm であつて、羽根の最初の外径 270mm に甚だ近いために、そのときには損失揚程が割合に大きかつたものが、240 及び 230mm に加工した結果、羽根の外径と基礎

第 1 表 計算値と実測値との比較  
Table 1. Comparison between Calculated Values and Actually Measured Values

$D_c$ (mm)	$D_0$ (mm)	AB 線		EF 線		GH 線		曲線上の最良効率 (%)
		計算 (mm)	実測 (mm)	計算 (mm)	実測 (mm)	計算 (mm)	実測 (mm)	
270	270	193	193					74
270	260	178	189					76
270	250	165	179					77
270	240	153	168					80
240	240	153	158	165	165			76
230	230	140	147	152	154			75
215	215	122	128	132	136			74
200	200	106	106	115	114	127	127	72
181	181	86	79	94	85	104	97	63
160	160	67	51	74	56	81	67	48



第11図 単段ボリュウトポンプの性能 (大島氏報告のものより)  
 Fig. 11. Characteristics of a Single-stage Volute Pump from the Report by Mr. Oshima

円との間にゆとりができて損失が減少したためであろう。事実この加工寸法するときの方が、曲線上の最良効率の値は加工前よりも向上している。EF線は240mm外径のものを基準としてのものであるが、加工後の各曲線は計算値と実測値とが一致している。

何れの場合にも、羽根外径が181及び160mmになると、実測値が計算値よりも遙かに低下している。これはこの羽根車の入口目玉部の内径  $D_e$  が122mmであつて、これらの加工寸法になると羽根の長さが甚だ短くなり、相隣る羽根の重りもなくなり、羽根車としての作用が不十分になるためであろう。

この試験結果より、加工前の  $D_{sp}/D_0$  が1.0に甚だ近いときには、加工に際して式(1)の適用には手心が要ることが判る。

この例によつてもまた、 $D_c > D_0$  のときの影響が強く判る。

〔V〕 従 来 の 諸 説

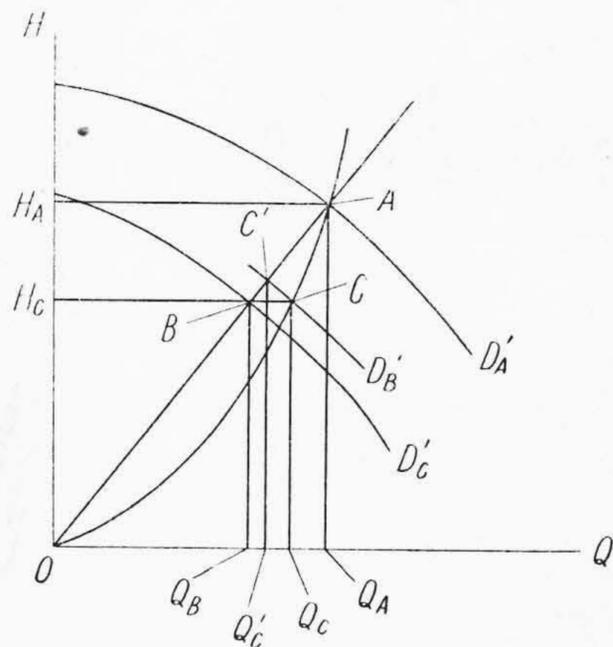
大島氏は前記試験例を利用して、加工した結果の揚水量は羽根外径の1乗比としての計算値よりも大きくなり、揚程は羽根外径の2乗比よりも小となると説明した。ステパノフ氏<sup>(2)</sup>は、加工時には相似法則に従つて、揚水量は羽根外径の1乗に、揚程は2乗に比例するのが本来であるが、そのような相似法則に従うとしての計算結果に対して、種々の条件を考えて、適当な補正を施すべきだとし、輻流型と混流型の各羽根車の場合に就いて

それぞれ補正用線図を与えている。

以上両氏の説を代表とする在来の説の根拠は、羽根車の加工時にも相似法則に近い変化が成立つものとしての仮定である。しかし、羽根車を加工して外径を削れば、幅は一定または次第に拡まつてゆくのであるから、羽根車の断面形は加工の度合の進むと共に次第に高い比較回転度の形の方に移つて行く。即ち羽根車を加工すれば、比較回転度は変わつて行くから、等状態点を結べば比較回転度が常に一定であるという相似法則は羽根加工のときには根本的に成立たない。

第11図中の曲線XZは、一定寸法のポンプを種々の回転数で運転したときの、最良効率状態線に似ていて、比較回転度も一定であるかの感がするが、この場合には最良効率状態線ではあるが等比較回転度線ではない。この曲線に添つての変化は複雑であつて、比較回転度の大小や、設計内容の如何によつて種々な変化をするので、この曲線に添つての変化の規則を簡単に定めることはむずかしい。それで実用的でない説明で終ることになつたのであろう。また補正用線図を必要とするようになるのである。

第12図に於て、 $D_A'$ を加工前の性能曲線、Cを加工後



第12図 補正值計算用線図  
 Fig. 12. Diagram for Correction Factor

の所望点、 $D_A$  を加工前の羽根外径とすれば、ステパノフ氏の説によると

$$\frac{OQ_C}{OQ_A} = \frac{D_C}{D_A} \quad \text{及び} \quad \frac{OH_C}{OH_A} = \left(\frac{D_C}{D_A}\right)^2$$

になるような曲線  $D_A'$  上の点  $A$  及び加工後の羽根外径計算値  $D_C$  をまず見出し、補正線図によつて  $D_C$  を実際値  $D_B$  に補正することになる。筆者は直接に  $D_B$  を見出す方法を提案している。直接法による  $D_B$  と計算値による  $D_C$  との差がステパノフ氏の示している補正線図と一致していることを例示しよう。

ステパノフ氏の計算によると、羽根の外径を  $D_A$  から  $D_C$  に加工した結果の性能は

$$\frac{OQ_C}{OQ_A} = \frac{D_C}{D_A}$$

なる  $C$  点を通る曲線  $D_B'$  になる筈であるが、事實は筆者が述べたように

$$\frac{OQ_B}{OQ_A} = \left(\frac{D_C}{D_A}\right)^2 \quad \text{及び} \quad \frac{OH_C}{OH_A} = \left(\frac{D_C}{D_A}\right)^2$$

なる  $B$  点を通る曲線  $D_C'$  になつてしまう。それで、曲線  $D_B'$  にするためには、ステパノフ氏による計算値  $D_C$  よりも補正拡大せねばならない。その補正量は次のようにして求められる。

$$\frac{OQ_C}{OQ_B} = \frac{\frac{OQ_C}{OQ_A}}{\frac{OQ_B}{OQ_A}} = \frac{\frac{D_C}{D_A}}{\left(\frac{D_C}{D_A}\right)^2} = \frac{D_A}{D_C} \quad \text{これより}$$

$$OQ_C = OQ_B \frac{D_A}{D_C}$$

曲線  $D_B'$  と直線  $OA$  との交点を  $C'$  とすれば、

$$\frac{OC'}{OB} = \left(\frac{D_B}{D_C}\right)^2 = \frac{OQ_C'}{OQ_B}$$

ところが近似的には

$$OQ_C' = \frac{OQ_B + OQ_C}{2} = \frac{OQ_B \left(1 + \frac{D_A}{D_C}\right)}{2}$$

よつて

$$\frac{D_B}{D_A} = \left(\frac{1 + \frac{D_A}{D_C}}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{D_C}{D_A}$$

計算値比  $D_C/D_A$  に対する実際値比  $D_B/D_A$  の例は

$D_C/D_A$	$D_B/D_A$
0.90	0.925
0.80	0.85

となり、これはステパノフ氏が示している補正用線図中のフンシス型混流車の平均径のものと一致している。前にも述べたように加工後の  $\beta_0$  や  $W_0$  の変化具合の如何によつてこの補正値は変わるものである。

## 〔VI〕 結 言

筆者の提唱する方法には、次のような特長がある。

- 輻流型から混流型に亘る広い範囲に使えること。
- 性能曲線上、水量が零のところから常用水量及びそれを超えるところに至る殆ど全範囲に亘つて適用し得ること。
- 直接に所要寸法を求め得られ、補正を必要としないこと。
- 壁の影響の理由を明らかにしたこと。

渦巻ポンプの設計・製作上の理論と技術は近年大いに進歩したが、案外なことが相変らず不明瞭のまま適当にお茶濁しされているものもある。本文に述べた事柄もその一例で、各社独自の方法を行つてはいるが定説のなかつたものである。筆者は、職場の先輩から引継いだ加工方法に筆者の意見を加えて理論を立てた。これは職場の一隅でこつこつ実績を挙げている小研究の一端である。こんな技術の落穂なら、まだまだ拾い上げられるものがありそうである。

## 参 考 文 献

- (1) 大島四郎：日本機械学会 第25回水力機械講演会教材、P. 85 (昭25)
- (2) A. J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps. 1948 P. 89

