

# バイパスジェット式コンバーティブルジェットポンプ

## Convertible Jet Pump with By-pass System

小川 勝 晟\*      三ヶ田 謙 三\*  
Katsuaki Ogawa      Kenzō Mikada

### 要 旨

コンバーティブルジェットポンプ(浅深両用ポンプ)は、1台で浅井戸にも深井戸にも使えるという合理的なポンプであるが、浅井戸で使用した場合キャビテーションを発生し、揚水量の低下をまねく欠点があった。本報告は、浅井戸ジェットポンプ揚水特性の理論的検討を行なった結果、キャビテーションはジェット部で生ずることを見きわめて、さらに写真観察などにより発生・成長・助長の過程を明らかにすることができた。またジェット部内の圧力分布を測定し、キャビテーション発生領域では負圧がディフューザ全域に及んでいることに着目し、キャビテーションの抑制策としてタービンポンプによる水吸込み方法を研究し、バイパスジェット方式を見いだすことができた。本報告ではバイパスジェット方式の合理的な構造や設計手順についても言及した。

### 1. 緒 言

最近家庭用井戸ポンプの市場の情勢には次の傾向がみられる。

- (1) 地下水位が低下し、浅井戸から深井戸に変わる地域がふえている。
- (2) 生活レベルの向上に伴って、家庭で使用する水量が増加している。
- (3) 都会において水道水圧の不足を補うために、ポンプアップ方式の使用例がかなりふえている。
- (4) 販売ルートでは、適正な在庫管理が要請されている。

これらの要求に最もふさわしいものとして、渦巻ポンプとジェットポンプを組み合わせたコンバーティブルジェットポンプ(以下浅深両用ポンプという)があり、アメリカでは古くから使用されている。しかしこの種のポンプを浅井戸に使用すると、キャビテーションを発生しやすいという欠点があった。本報告では、このキャビテーションの発生源を明らかにするため検討し抑制策を講じた結果、新しいバイパスジェット方式を見いだすことができたので、これらを中心に報告する。

### 2. 浅深両用ポンプの概要

浅深両用ポンプは、ジェット部をポンプヘッドに直結して取り付けたり、離して井戸の中に設置することにより浅井戸にも深井戸にも据付けが容易にできるポンプである。図1および図2は浅井戸および深井戸の据付状態を示したものである。図3は浅井戸配管の場合であるが、呼水をして運転すると、羽根車の吸込側は負圧となり水と空気の混合流を分離室に吐出する。ここで空気を分離した水はジェット部のノズルに戻り、噴出して周辺の空気を巻き込んで羽根車に吸い込まれていく。

こうして自吸完了後は、ノズルからの高速噴射水は吸込管側の水を吸引し、ベンチュリーで混合しつつ増圧作用を行なう。ジェット部に直結したタービンポンプは渦巻ポンプの中では高揚程形であるが、単独で自動運転を行なうには水圧不足で、ジェット部の増圧作用を利用する必要があり上記の構造となる。次に、深井戸配管の場合は、動作・原理とも従来の深井戸ジェットポンプと同じなので省略する。

### 3. 浅井戸ジェットポンプの揚水特性に関する理論式の検討

ジェット部の取付位置を水面と一致させた渦巻-ジェット組合せ

\* 日立製作所多賀工場

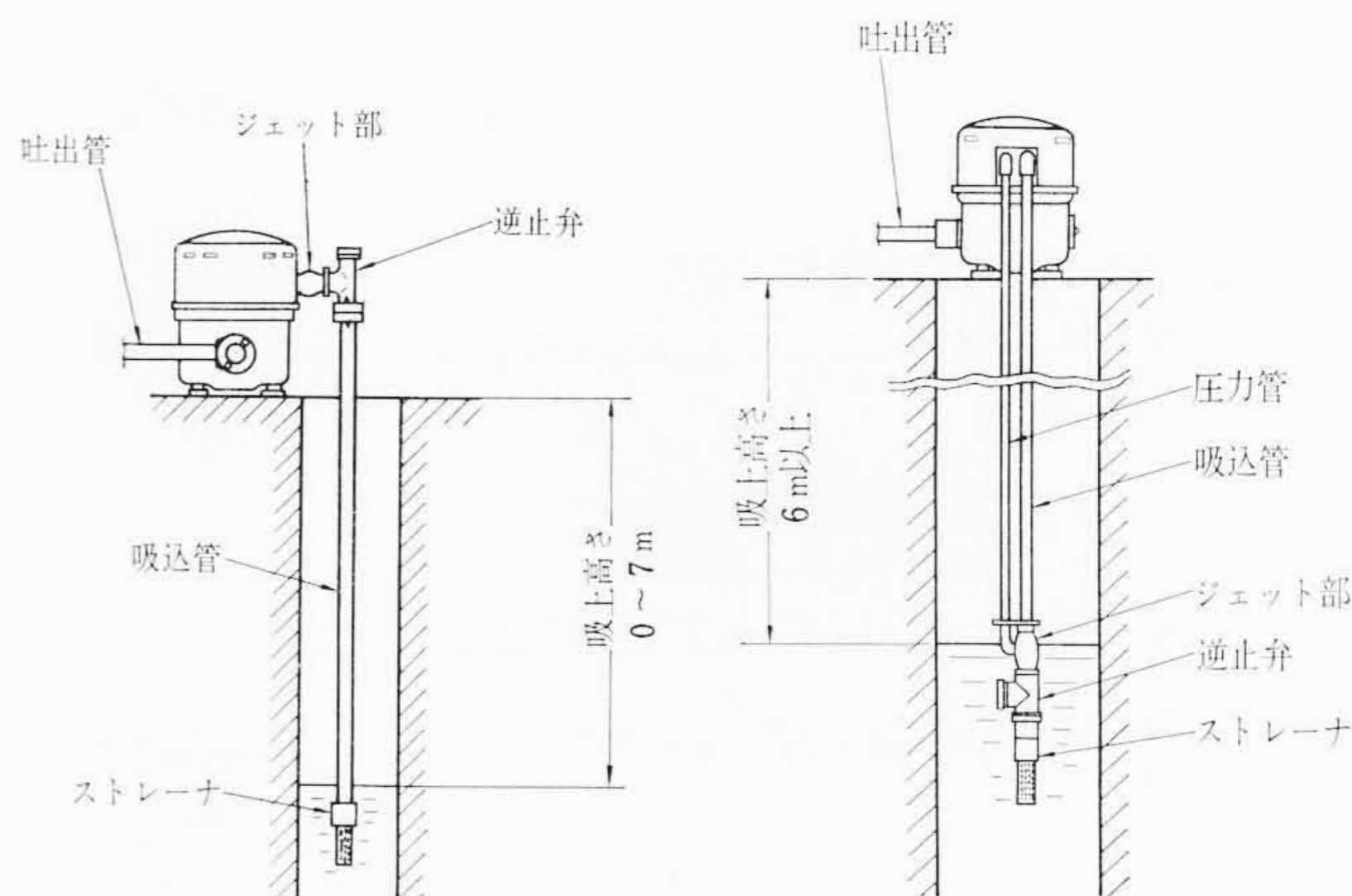


図1 浅井戸配管

図2 深井戸配管

ポンプの性能に関しては、A. J. Stepanoff氏<sup>(1)</sup>や大津氏<sup>(2)</sup>によりその設計法も確立されているが、ジェット部が水面と一致しない場合、たとえば浅井戸ジェットポンプ(ジェット部と渦巻ポンプを直結して使用する)に関する解析結果は見あたらない。本報告では特にキャビテーションに関係の深い浅井戸ジェットを取り上げ解析を試みた。

図4に示す浅井戸ジェットの解析に際しては、次の仮定を行なった。

- (1) 渦巻ポンプとジェット部間の吸込管(A)および圧力管の流水抵抗を無視した(図4で $l_1=0, l_2=0$ )。
- (2) 吸込管(B)の吸上揚程および流水抵抗はジェット部に含めて考えた(図4で $H_b=H_{b0}-h_3$ としている)。

ジェット部の特性は通常次式より求めたM-N曲線で与えられる。

$$\text{水量比 } M = \frac{Q_2}{Q_1} \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{水頭比 } N = \frac{H_d - H_b}{H_1 - H_d} \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{効 率 } \eta_j = M \cdot N = \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{H_d - H_b}{H_1 - H_d} \dots\dots\dots (3)$$

渦巻ポンプに吸い込まれる水量 Q は

$$Q = Q_1 + Q_2 = Q_1(1 + M) \dots\dots\dots (4)$$

$$Q_1 = c A_n \sqrt{2g(H_1 - H_b)} \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 c : ノズルの流量係数

A<sub>n</sub> : ノズルの断面積



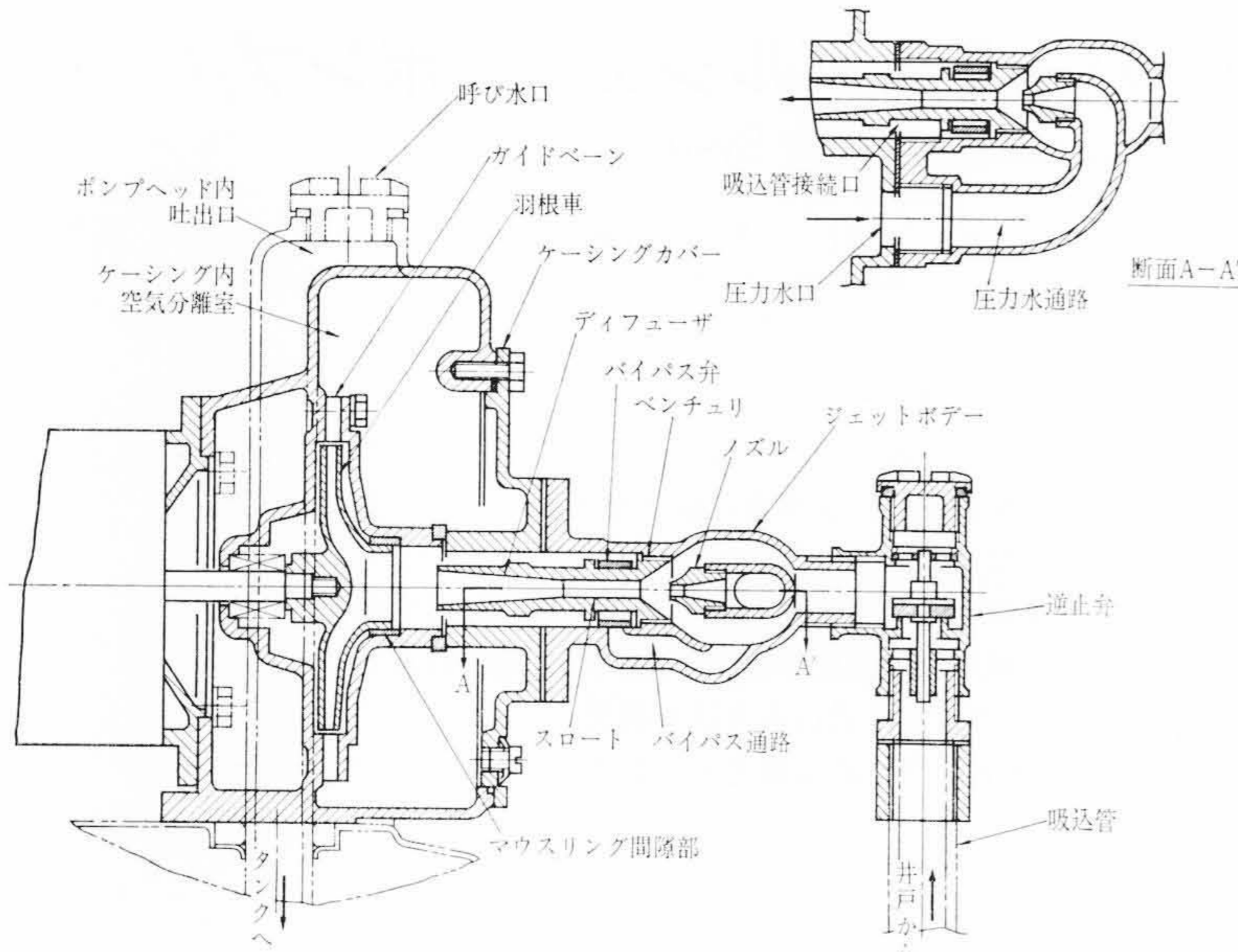
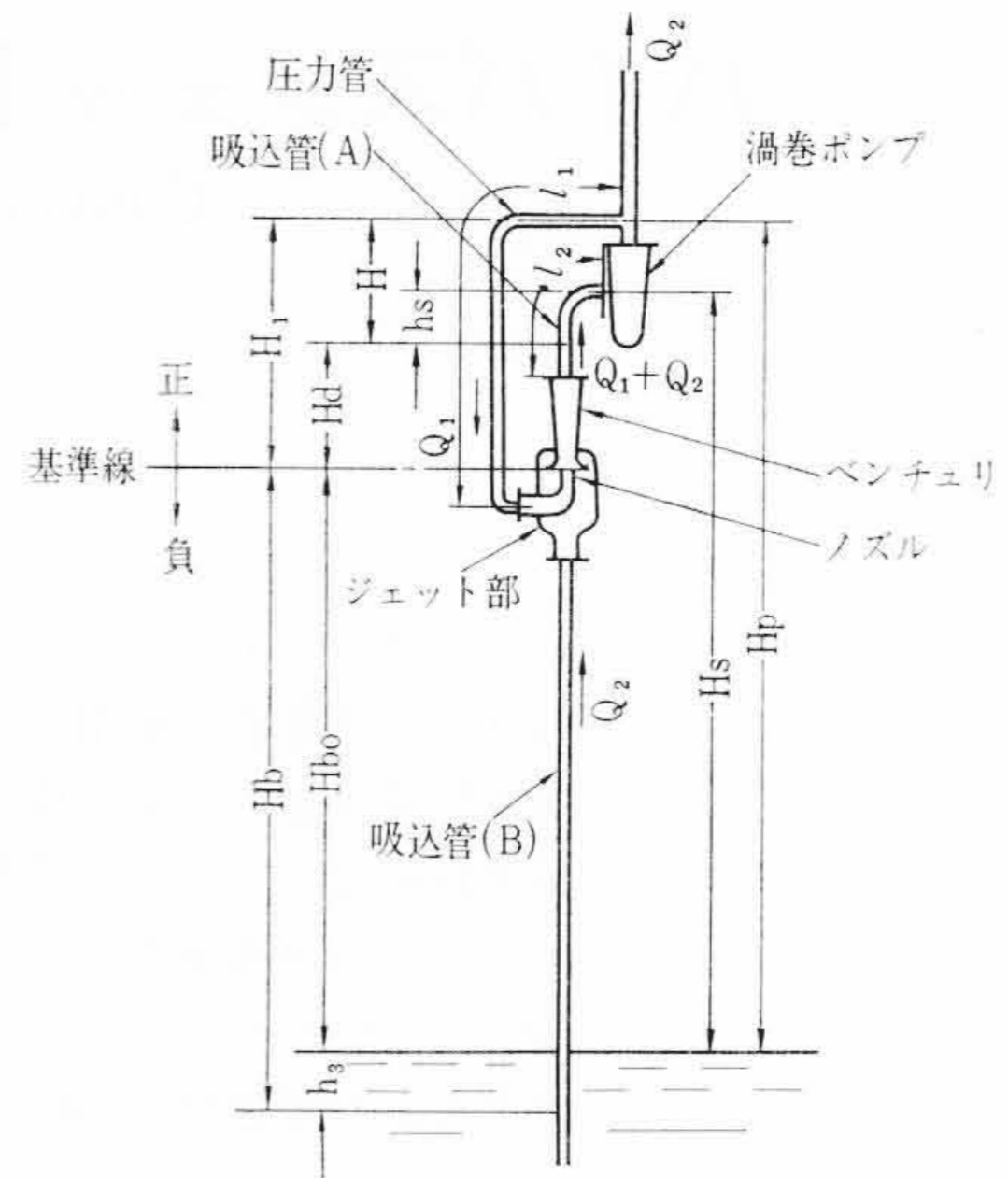


図3 ポンプヘッドおよびジェット部断面図



- $H_1$ : ジェット部の駆動水頭
- $H_d$ : ジェット部の吐出水頭
- $H_{b0}$ : ジェット部の実吸上水頭
- $Q_1$ : ジェット部の駆動水量
- $Q_2$ : ジェット部の被駆動水量
- $H$ : 渦巻ポンプの全揚程
- $h_s$ : 渦巻ポンプの吸上水頭
- $H_p$ : 組合せポンプの全揚程
- $H_s$ : 組合せポンプの吸上高さ
- $h_3$ : 吸込管(B)の流水抵抗損失水頭 ( $h_3 > 0$ )
- $l_1$ : 圧力管の長さ
- $l_2$ : 吸込管(A)の長さ

図4 浅井戸ジェットポンプ概略図

一方、渦巻ポンプの全揚程  $H$  は

$$H = H_1 - H_d \quad \dots\dots\dots (6)$$

となり、(2)式より

$$1 + N = \frac{H_1 - H_b}{H_1 - H_d} = \frac{H_1 - H_b}{H} \quad \dots\dots\dots (7)$$

と変形できるから、(4)、(5)および(7)式を用いて

$$\frac{Q^2}{H} = 2gc^2 A_n^2 (1+M)^2 (1+N) \quad \dots\dots\dots (8)$$

が得られる。

すなわち、ジェット部単独特性  $M$ 、 $N$  が既知の場合、渦巻ポンプ単独特性ととの組合せ点  $Q$ 、 $H$  は、その特性曲線と(8)式より得られる  $Q \sim H$  曲線の交点であるので、その組合せ特性は以下により求めることができる。

$$H_p = H_1 - H_{b0} = H_1 - (H_b + h_3)$$

となり、(7)式より

$$H_p = (1+N)H - h_3 \quad \dots\dots\dots (9)$$

また(1)、(4)式より

$$Q_2 = \frac{M}{1+M} Q \quad \dots\dots\dots (10)$$

一方、渦巻ポンプの吸上水頭  $h_s$  (吸込みの場合は  $h_s < 0$ ) は図4より  $H_s = -h_s + H_d - H_{b0}$  であるから、 $h_s = H_d - H_b - H_s - h_3$  となり、(2)、(6)式より

$$h_s = NH - H_s - h_3 \quad \dots\dots\dots (11)$$

となる。

$$h_3 = \frac{16\lambda l_3 Q_2^2}{2g\pi^2 d_3^5} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここに、 $\lambda$ : 流水抵抗係数

$l_3$ : 吸込管(B)の長さ

$d_3$ : 吸込管(B)の内径

すなわち(9)、(10)、(11)式により浅井戸ジェットの特性は計算できる。

#### 4. ジェット部のキャビテーション発生状況と抑制の方策

一般に渦巻ポンプにおけるキャビテーションは、渦巻ポンプの吸上水頭  $h_s = -7 \sim -8\text{m}$  で発生することがわかっている<sup>(3)</sup>。一方、渦

巻-ジェット組合せポンプを浅井戸ジェットポンプとして使用した場合には、渦巻ポンプの吸上水頭  $h_s$  は(11)式より求めると  $0 \sim -1\text{m}$  程度にしか達していないことから、キャビテーションはジェット部で発生していることがわかる。したがって、組合せポンプのキャビテーションに対する究明やその抑制の対策は、ジェット部に対して行なえばよい。

ジェット部のキャビテーションは、ベンチュリーのスロート断面積  $A_t$  とノズル断面積  $A_n$  との間 ( $A_t - A_n$ ) を被駆動流が通過する際生じ、そのとき得られる最大揚水量は

$$Q_2 = (A_t - A_n) \sqrt{2g(10 + H_b)} \quad \dots\dots\dots (13)$$

で求められる<sup>(4)</sup>。

#### 4.1 ジェット部のキャビテーション発生に対する一考察

ジェット部におけるキャビテーション究明の一例として、100W浅深両用ポンプの第一次試作品(図4にて、 $l_1 = 0$ 、 $l_2 = 0$  のように配管したもの)で説明することにする。

吸上高さ6m時におけるこのポンプの揚水特性曲線を図5(a)に、またキャビテーションの発生状況を写真撮影より観察したものを図5(b)~(d)に示す。こうした観察結果より判断すると、キャビテーションはノズル噴流の外周より発生し、スロート部で成長し

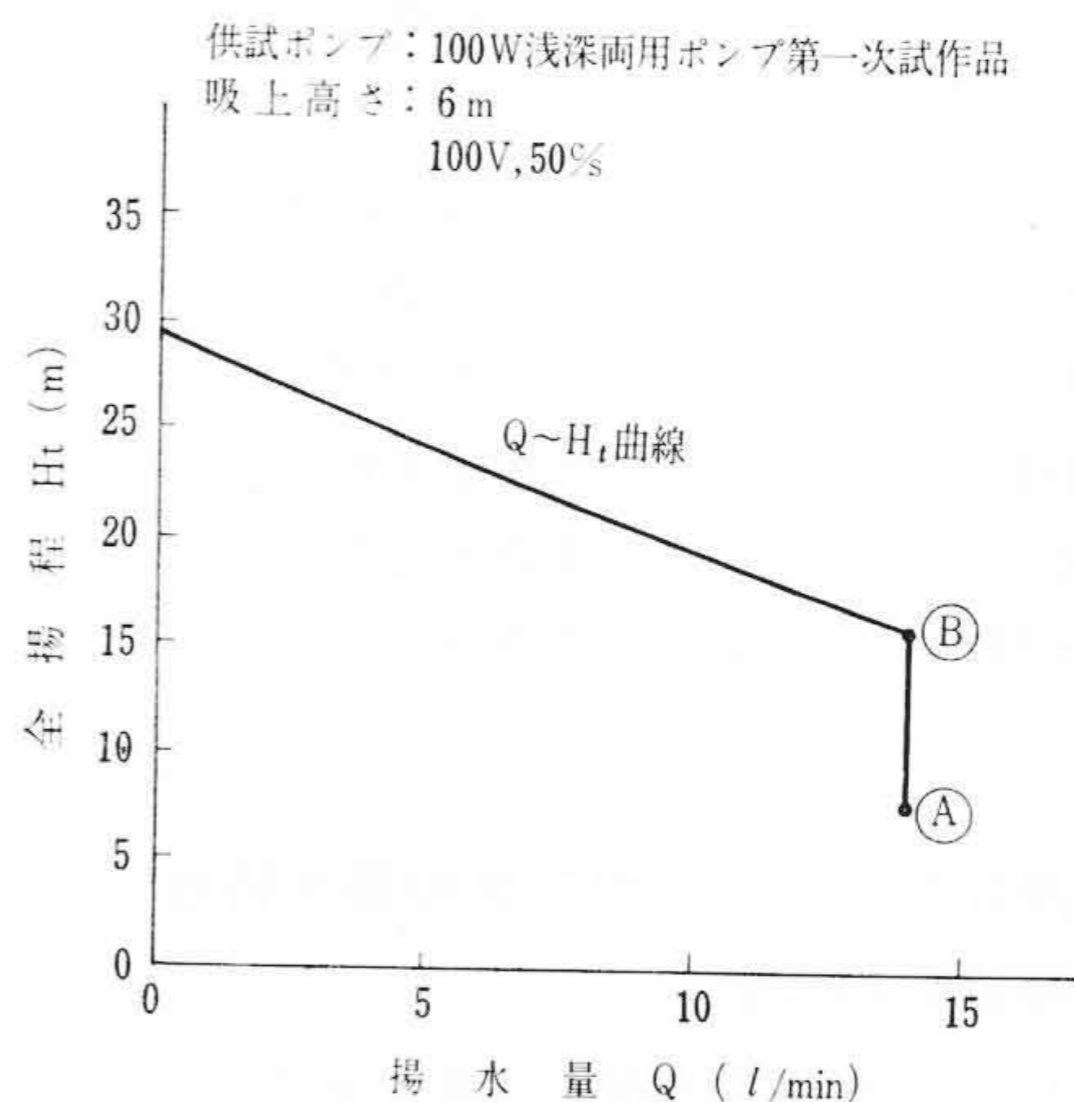
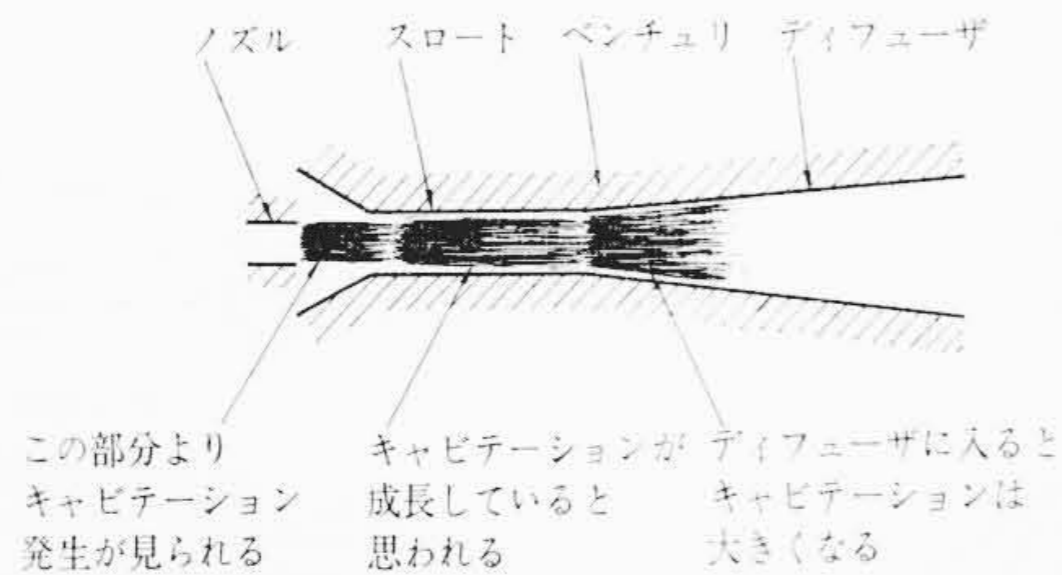
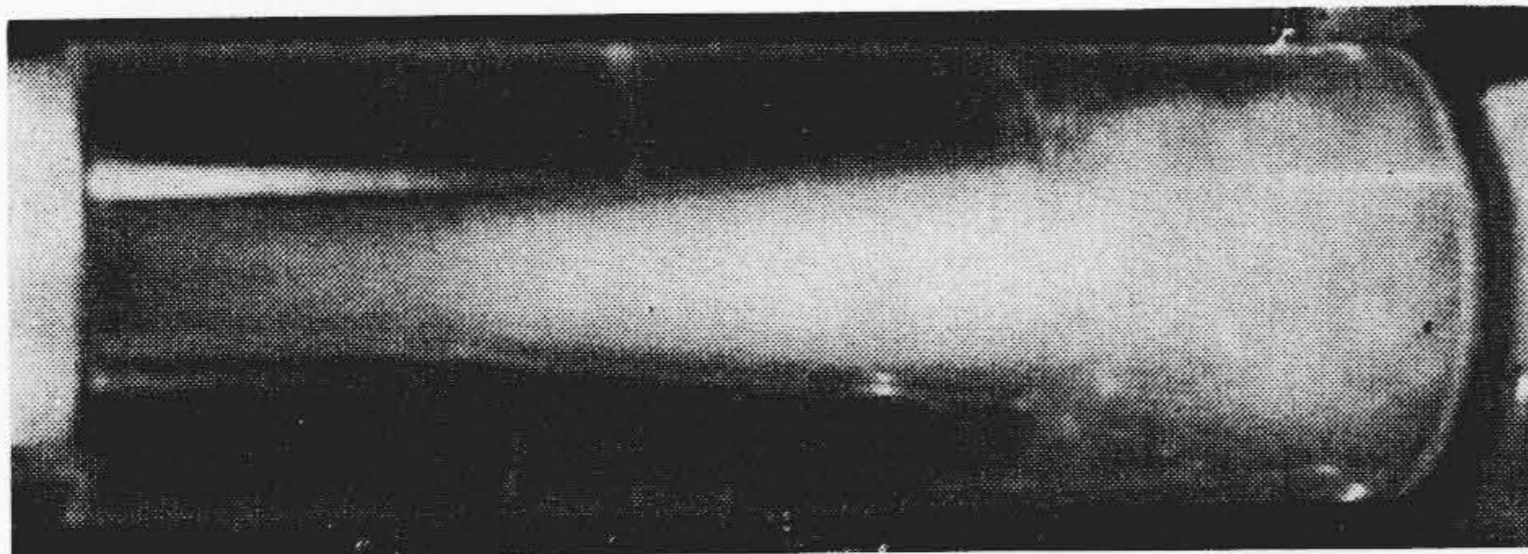


図5(a) 試作品の組合せ特性曲線



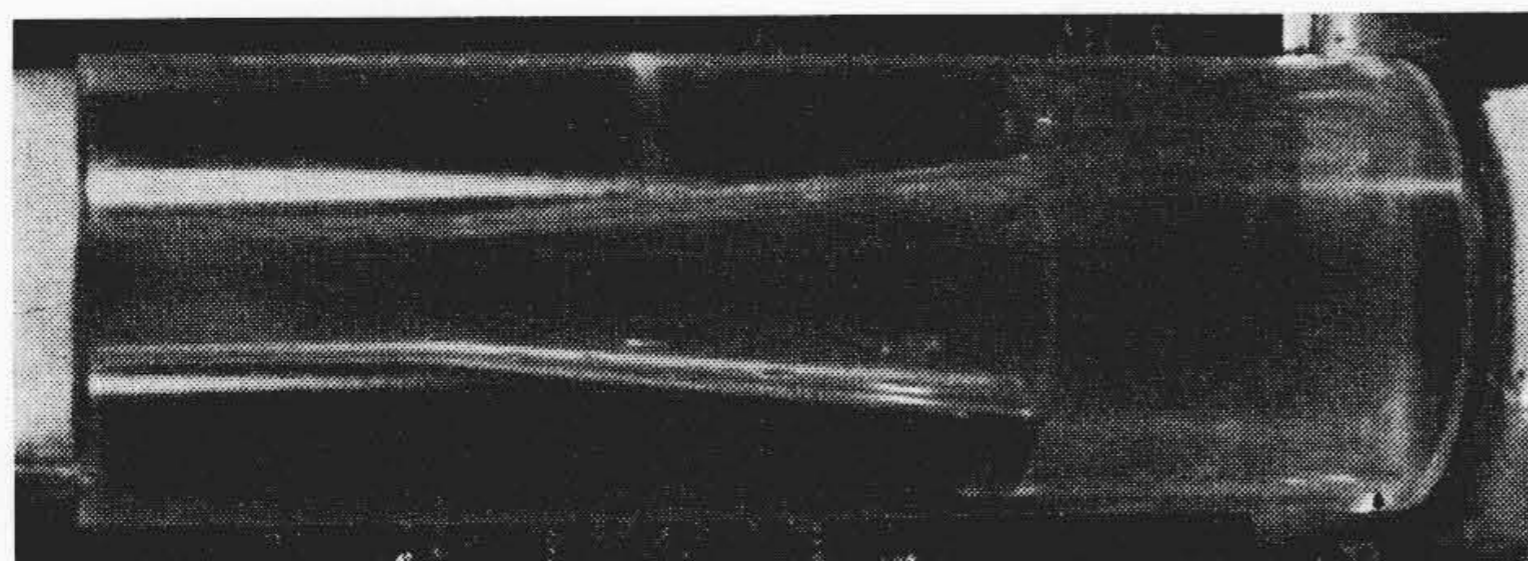


(b) キャビテーション発生状況の観察結果



$H_t=7.5\text{ m}$   $Q=14\text{ l/min}$  時

(c) ④点のキャビテーション発生状況



$H_t=16.2\text{ m}$   $Q=14\text{ l/min}$  時

(a)にて、揚水特性曲線中のほぼ腰折れ点に相当するところ

(d) ③点のキャビテーション発生状況

図5 ジェット部におけるキャビテーションの発生状況

て、ディフューザ始端部で大きなハク離を伴って助長するものと思われる。

こうしたことは、ノズル・スロート部の速度分布、圧力分布を測定すればわかることであるが、ジェット部が小さく測定はきわめて困難であった。幸いにして空気噴流・空気吸込みの場合であるが、浅野、町田両氏<sup>(6)</sup>はジェット部の詳細な速度分布、圧力分布を測定し、駆動流と被駆動流の混合状態を明らかにしている。そのなかでノズル噴流の外周の圧力が、局部的に著しく低下する結果を報告しており、キャビテーションはノズル噴流の外周より発生するとした図5(b)の観察結果は妥当なものと思われる。またノズル噴流は、ノズル噴出口よりかなり広範囲にわたって噴流の形をそのまま保っているため、これは(13)式が近似式として使用されるゆえんである。しかし、筆者の詳細な実験結果から判断すると、ノズルからの噴流はわずかではあるが広がると考えたほうがより実際に近いように思われる。

W. Tollmien氏<sup>(6)</sup>はPrandtlの混合長さ仮定を用い、静止した流体中に同密度の噴流が放出した場合の二次元自由噴流の曲線を求めている。その結果、図6における境界線 $\eta_0$ (駆動流と被駆動流の流線がともに漸近する境界線)は直線で表わされ、かつ広がり角 $\theta$ をもって広がるものとしている。100W浅深両用ポンプの場合、三次元噴流となること、スロートによりノズルからの自由噴流が規制されること、ノズル噴出前の圧力と噴出口周辺の圧力差などの条件が加わってくるが、ノズル周辺には図6のような流線が十分考えられるし、大きな流速をもつ駆動流に引きずられた被駆動流は、この境界線 $\eta_0$ に沿ってキャビテーションを発生し、成長すると考えるのが妥当であると思う。

すなわち、ジェットポンプの最大揚水量として

$$Q_2 = (A_t - A_0) \sqrt{2g(10 + H_b)} \dots\dots\dots (14)$$

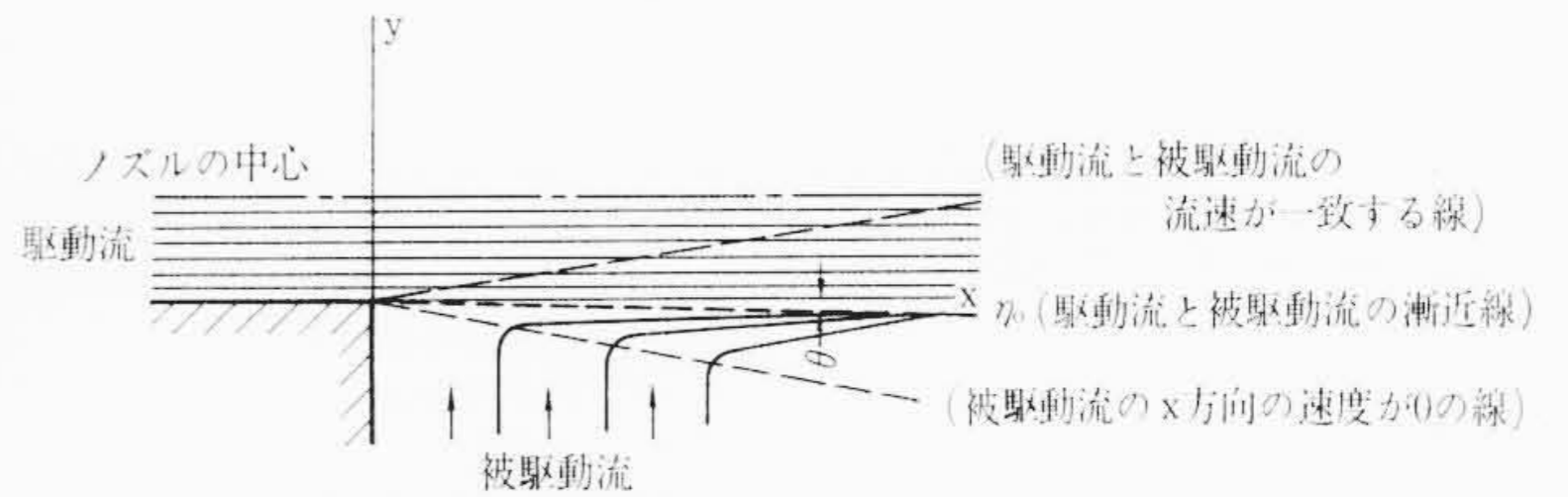


図6 W. Tollmien 氏の求めた自由噴流の曲線

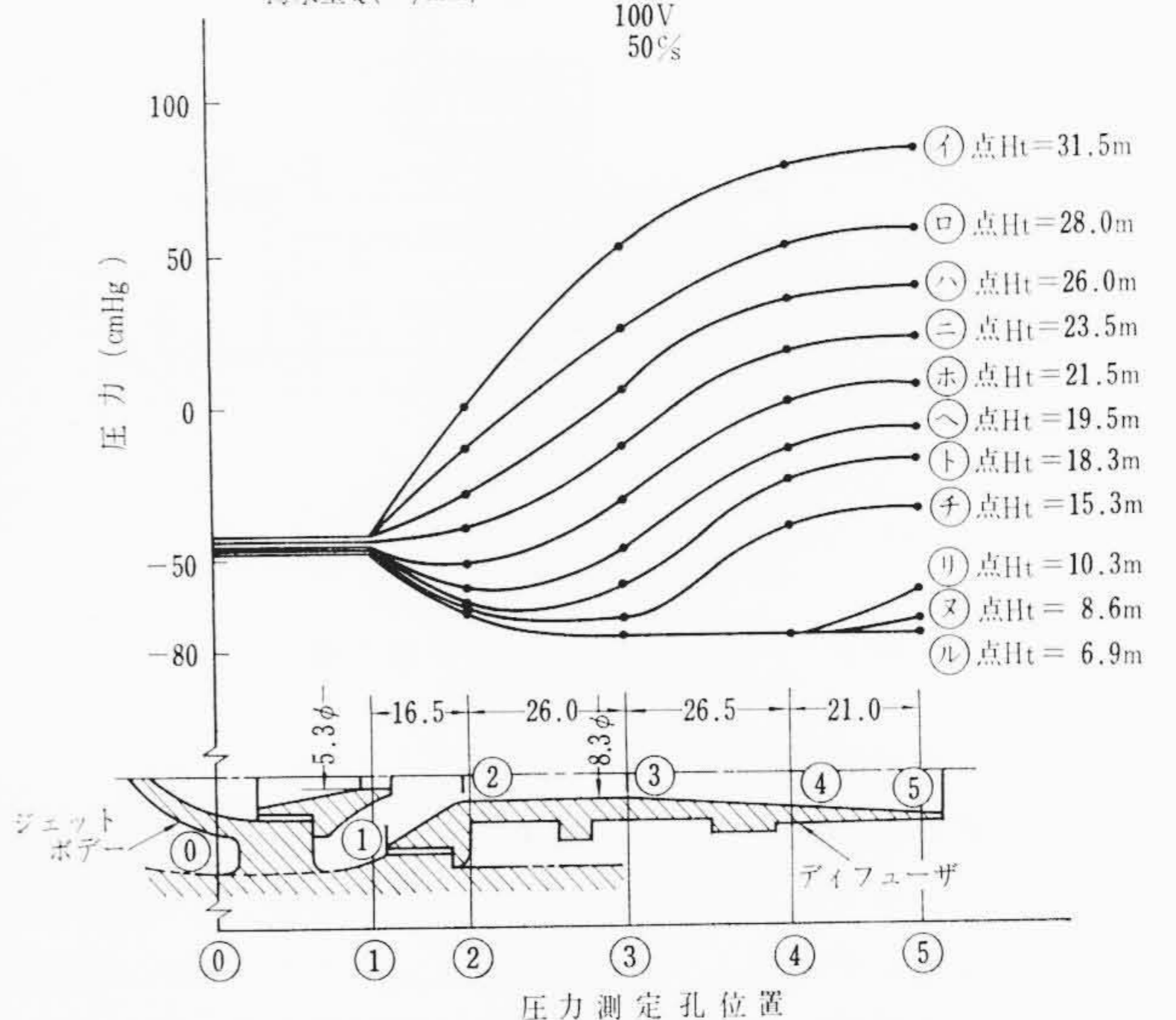
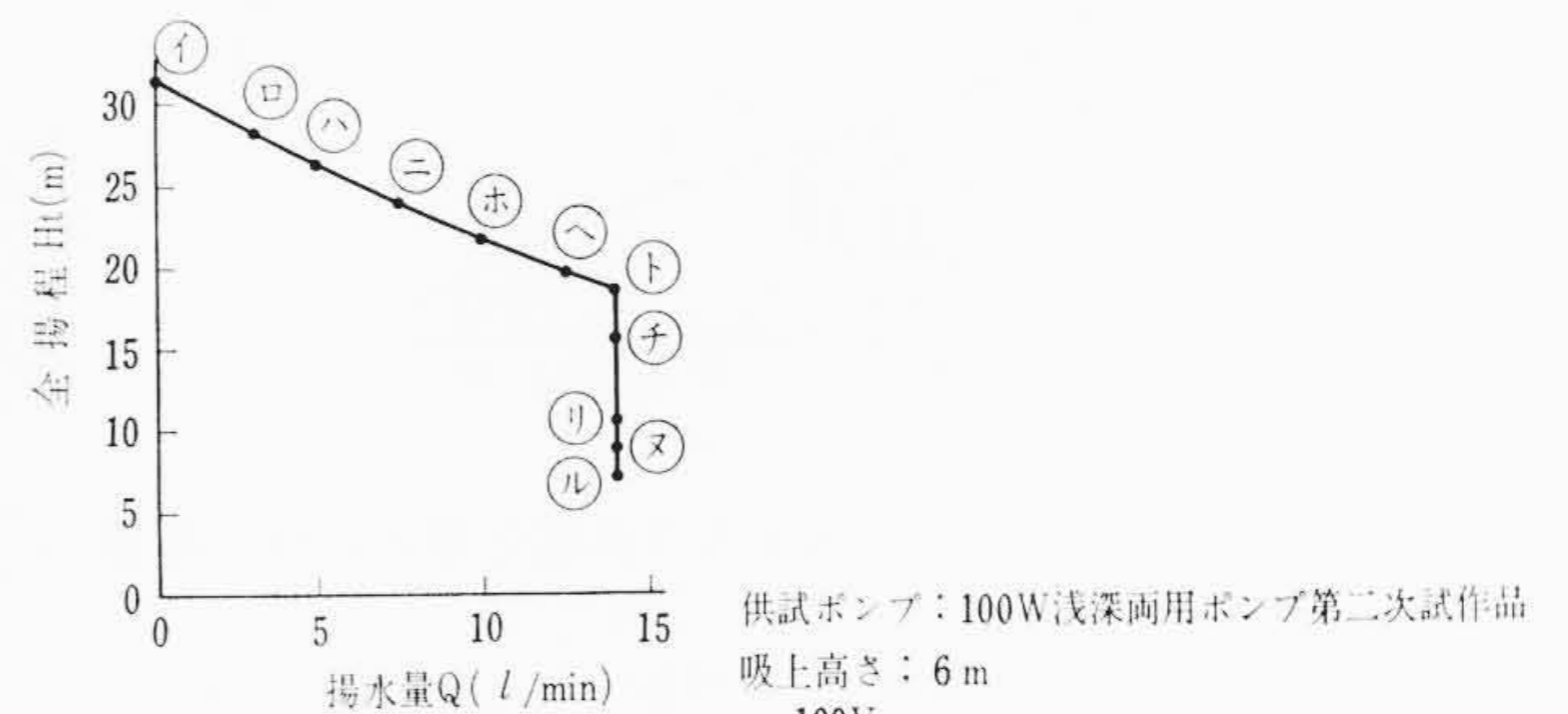


図7 従来の浅深両用ポンプジェット部の圧力分布

ここに、 $A_0$ ：ノズル噴流が広がると考えたとき、スロートにおいて駆動流の占める面積を用いれば、(13)式より近似式となることがわかる。この広がり角は吸上高さにより異なるようであるが、ここでは省略する。

4.2 キャビテーション抑制の方策

4.1でキャビテーションの発生状況を述べたが、図3の構造を有するジェット部を使用しているかぎり、 $Q_2$ はジェット部以外の外的条件により定まってしまうその増加を望むことはできない。

大島氏は、渦流れ形ポンプのキャビテーションを減少する方法としてキャビテーションの成長領域に吸込水を注入することを提案<sup>(7)</sup>し、筆者らもスロート部のキャビテーション発生領域に吸込水を注入することを提案<sup>(8)</sup>した。さらに大島氏らは、この方法をディフューザ入口に適用すればよいことを指摘<sup>(9)</sup>している。

筆者らは、こうした方法をもとにして、キャビテーション発生領域の最適の位置に吸込水の注入を行なうためジェット部の圧力分布を測定した。図7は従来形ポンプで吸上高さ6m時の圧力分布曲線を示すものであるが、キャビテーションの発生している①点から④点までは、ディフューザの圧力回復はほとんど行なわれていない。

また、ディフューザ入口が一番低圧で中央、出口の順に圧力が高くなっている。したがって、吸込水をディフューザ入口に注入するのが最も効果的であるが、この部分の断面積が小さいため吸込水量に限度がある。一方、①点から④点までのディフューザ圧力はあまり変わらないので、かえって中央または出口より吸込水を注入した



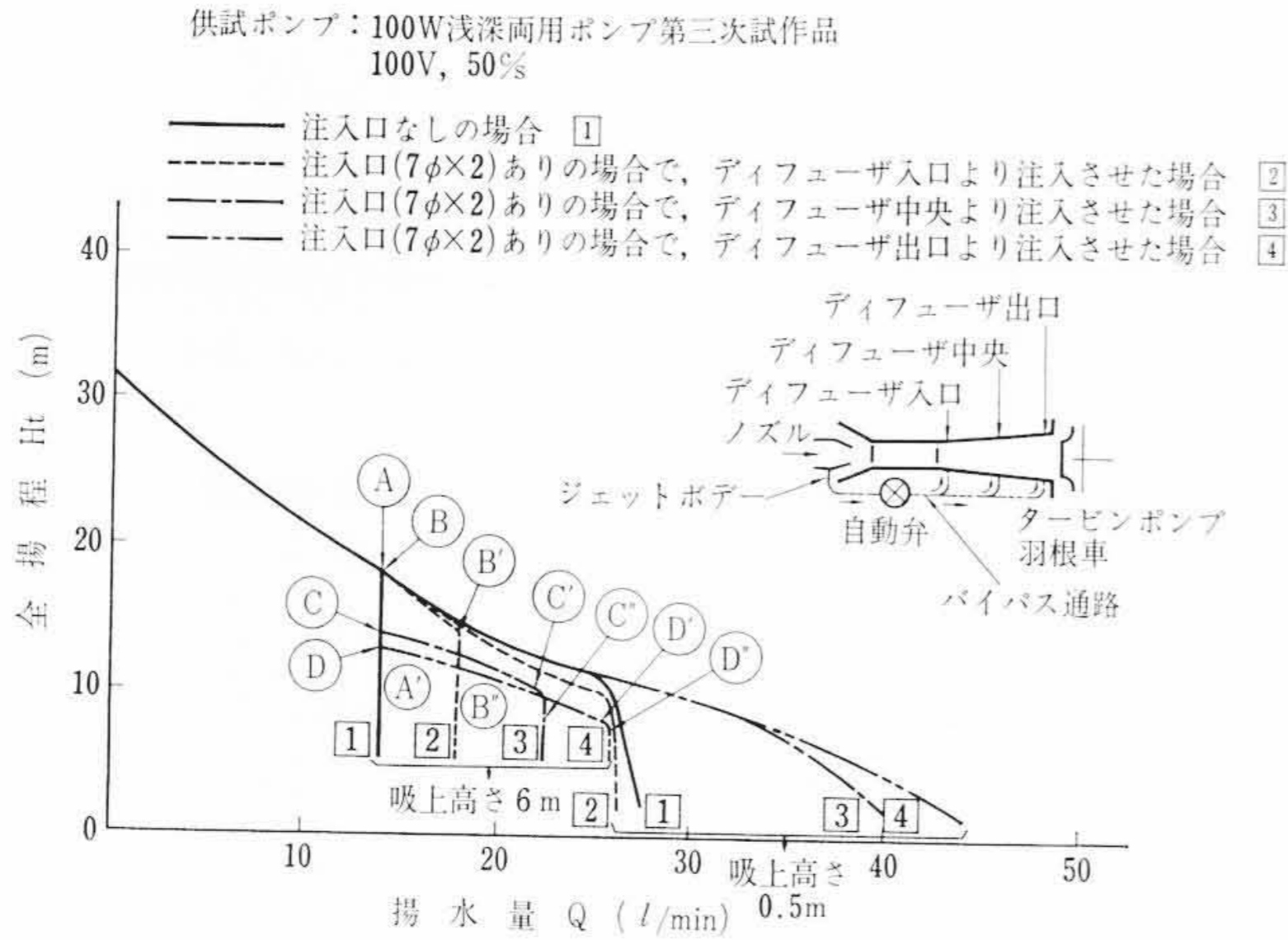


図8 ディフューザの水注入口位置と揚水特性の関係

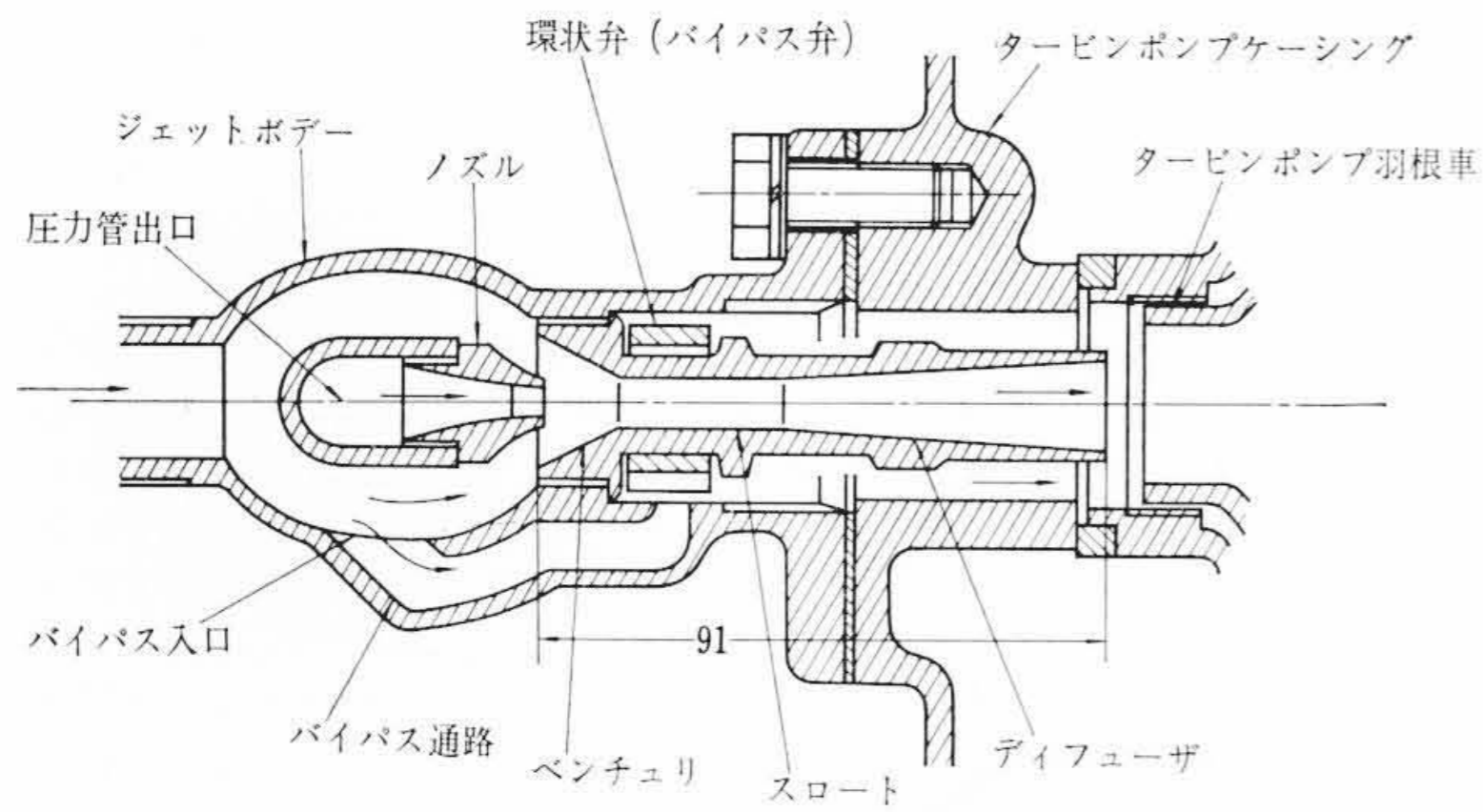


図9 バイパス付ジェット部の構造

ほうがよいように思われる。

こうした考えを確認するため、図8のようにジェットボデーの水を、ディフューザ入口、中央および出口に注入した。この際、高揚程の状態では逆にディフューザ側からジェットボデー側への流れが生じ損失となるので、これを避けるため中間に圧力差により自動的に開閉する弁を設けた。同図の実験結果で吸上高さ6mの場合を説明すると、A点でキャビテーションを発生し、バイパス通路なしのときはA-Aとなり揚水量は増加しない。しかし、水注入口がディフューザ入口にあるときは、B点でバイパス弁が開き、その後はバイパスを流れる水量は増加するが、この部分の断面積が小さいため、速度水頭の増加に伴いさらに圧力が低下してキャビテーションを起こしB-B-Bとなる。水注入口が中央または出口にあるときは、それぞれC点、D点でバイパス弁が開き、バイパス流れがある水量に達するとC-C、D-Dとなる。一方同図で吸上高さ0.5mで水注入口がディフューザ入口の場合、かえって特性が低下している。この原因はおそらく水注入口における圧力と高速水流の乱れの影響によるものであろう。

以上の検討結果から、最適な水の注入口としてはディフューザ中央から出口の間といえるが、その差は少ないので構造的なことを考慮して図9のようにディフューザ出口に水注入口を設け、バイパス弁には環状弁を採用した。

### 5. バイパスジェット方式の検討

こうしてキャビテーション抑制対策の一案として、バイパス通路を設けたバイパスジェット方式を見いだすことができたが、以下バイパスジェット方式を合理的なものとするための理論的、構造的検討を行なった。

#### 5.1 バイパスジェット方式の構造的検討

バイパスジェット方式ではバイパス通路抵抗の選び方およびバイ

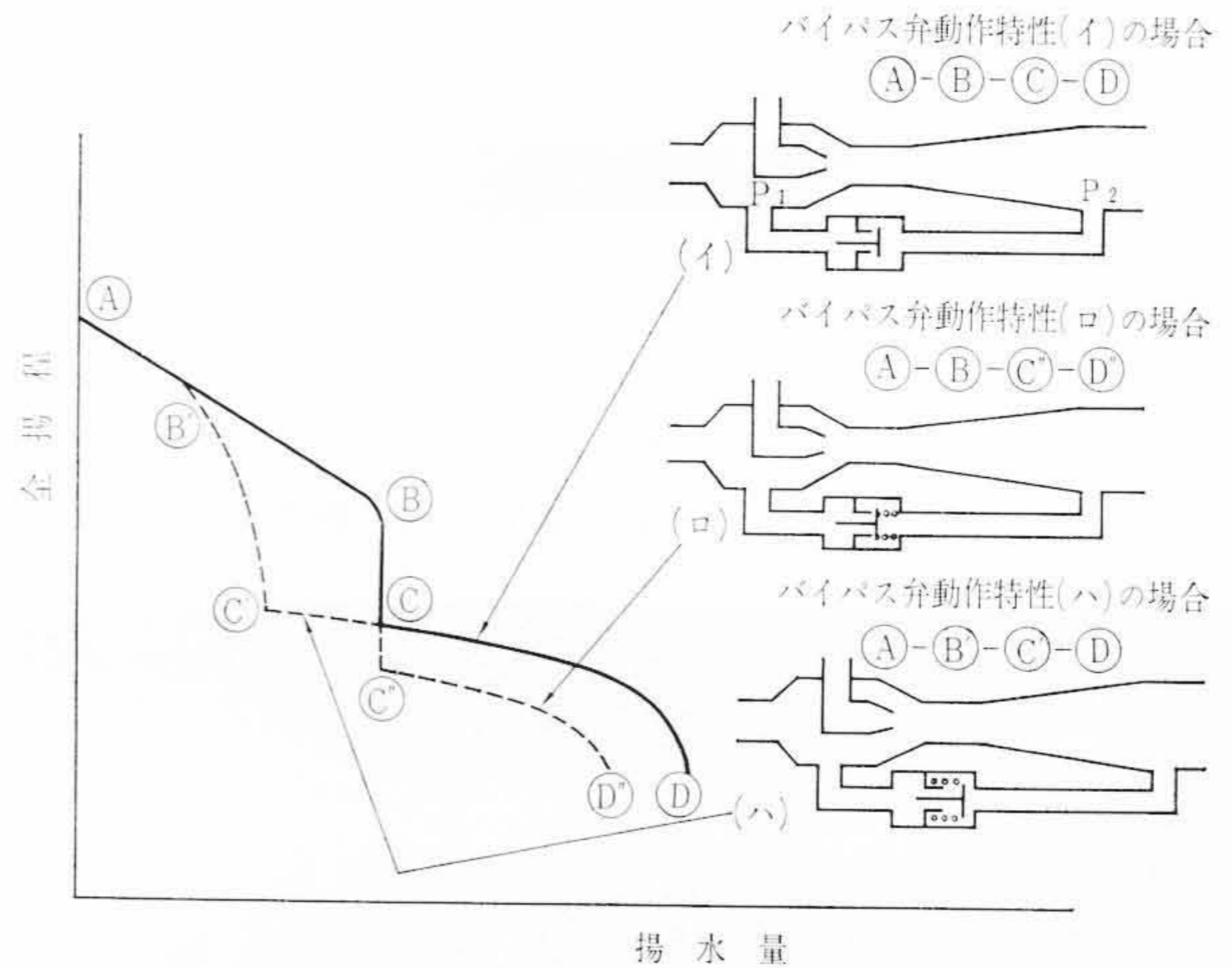


図10 バイパス弁動作特性と揚水性能の関係説明図

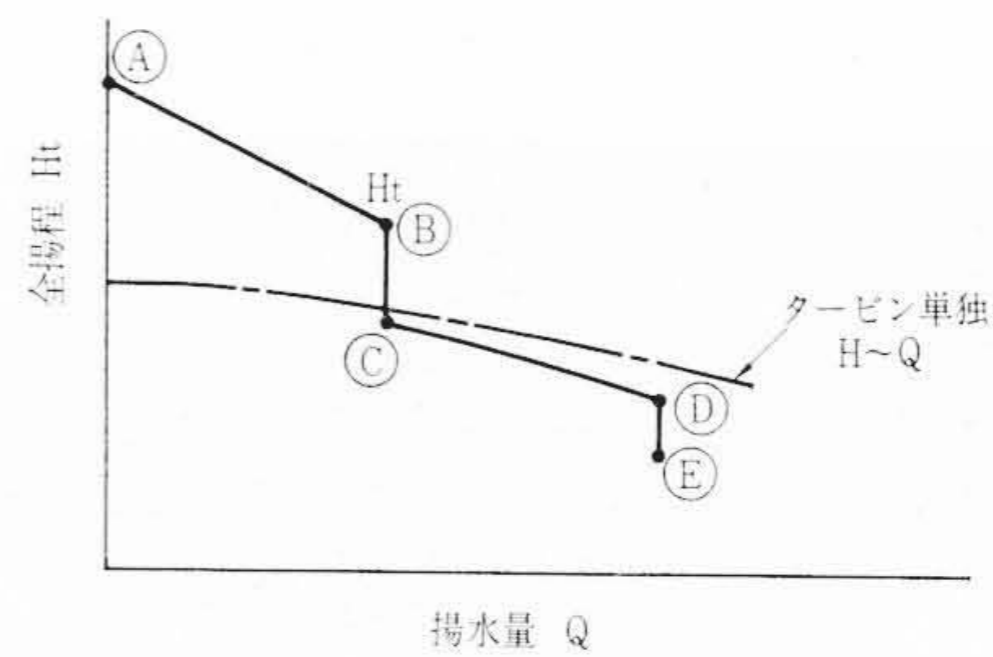


図11 バイパスジェット方式を採用した場合の揚水特性計算の説明図

パス弁動作特性の選び方が特に重要な問題である。

- (1) バイパス通路の抵抗を選ぶ際、できるだけ多くの揚水量を得ることもたいせつなことであるが、揚水量の増加とともに消費電力が増すため、電動機容量にあわせて選ぶ必要がある。一方、バイパス弁の動作が不能になったり、バイパス通路が異物でつままった場合でもポンプの自動運転を可能とすることも重要な要件の一つである。
- (2) バイパス弁動作特性の選び方には、図10のような3種類が可能である。  
それぞれの選び方によって、揚水特性曲線は同図のようになるが、バイパス弁動作特性(ロ)は(イ)に比べ、弁が開きにくくなっているため、(イ)の場合よりもっと低い揚程で弁が開き、揚水特性曲線A-B-C-Dとなる。また(ハ)は、弁が開きやすい構造となっているため、(イ)の場合より高い揚程で弁が開き逆流を生ずる結果、揚水特性曲線はA-B-C-Dとなる。したがって望ましい揚水特性をうるためには、バイパス弁動作特性は(イ)の条件のものがよいと言える。
- (3) そのほか、バイパス通路の入口を、できるだけノズルより遠ざけ、バイパス入口流れの乱れを極力押える必要があるし、バイパス弁自体もできるだけ流水抵抗の小さいものを選ぶ必要がある。

#### 5.2 バイパスジェット方式の理論的検討

図8の検討結果より考え、バイパスジェット方式を用いた場合、図11のような揚水特性曲線になるから、以下おのおのについて揚水特性曲線の求め方を述べる。

- (a) 浅井戸使用時における渦巻-ジェット組合せ曲線A~Bは、3.で詳細に述べた方法で求められる。
- (b) ジェット部で発生するキャビテーションによる限界流量点Bは、(14)式で表わされる筆者の方法により、かなり正確に求められる。



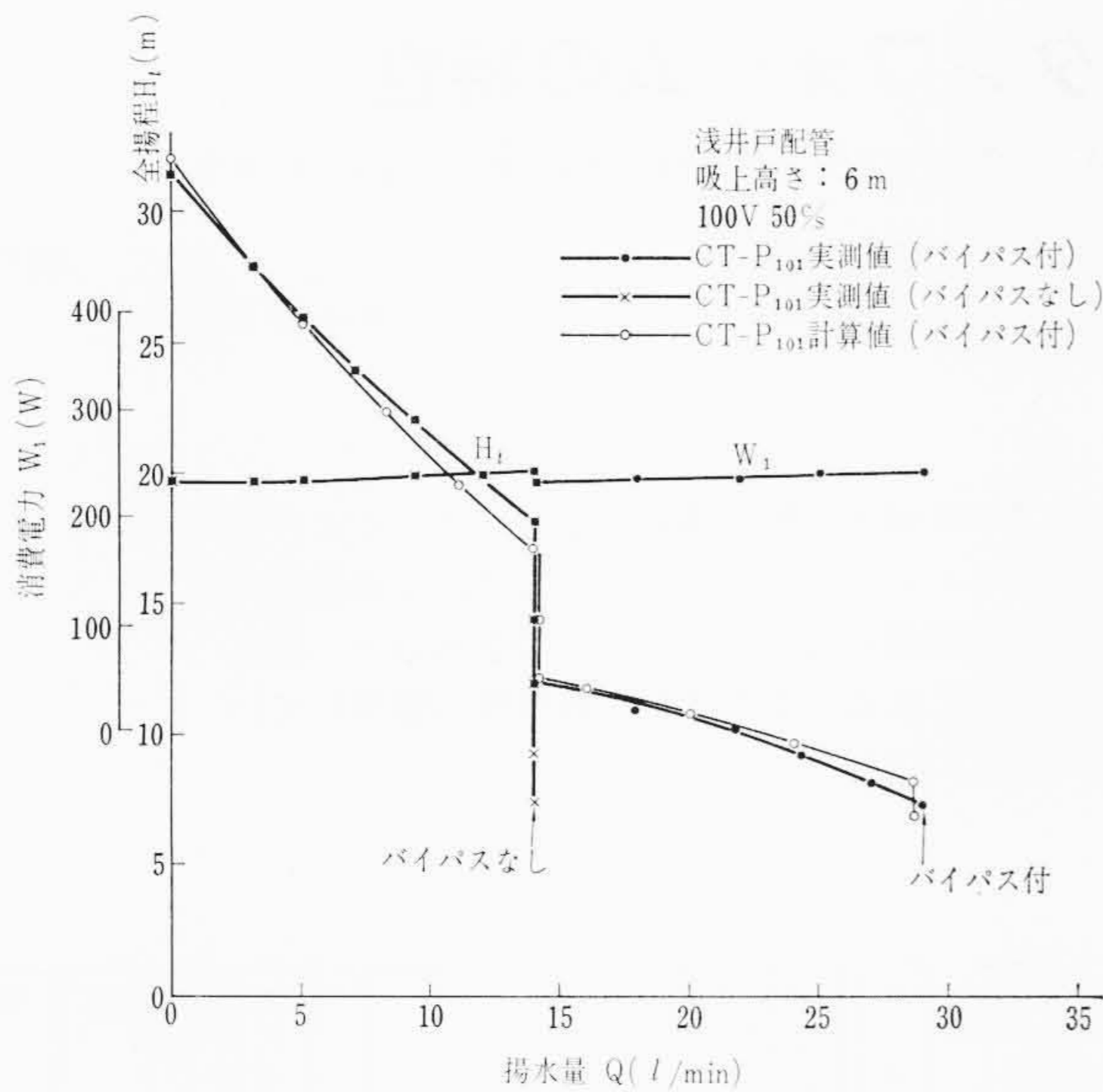


図12 CT-P<sub>101</sub>形ポンプ浅井戸時揚水特性曲線の計算値と実測値の比較

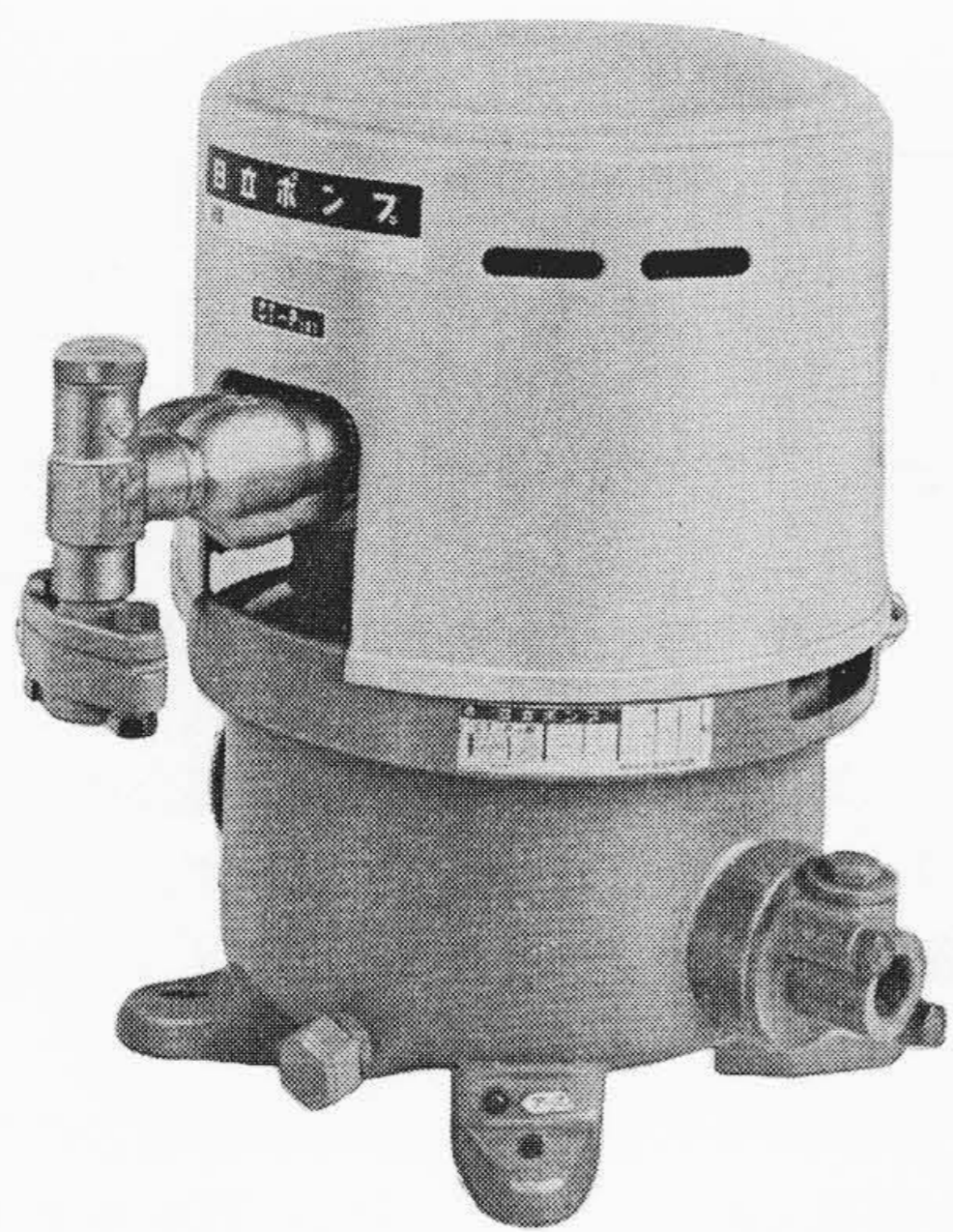


図13 浅深両用ポンプCT-P<sub>101</sub>形

(c) バイパス弁の開く点◎およびバイパス流れにより生ずる曲線◎~④は、ノズルからの循環水量とバイパス通路の抵抗により定められる。すなわち、タービン単独の特性曲線がわかっておれば、その実特性より、ノズルからの循環水量とバイパス抵抗を差し引けば近似的に求められる。

(d) 最大揚水量点④は、バイパス通路のキャビテーションにより決められる限界流量点で、(14)式とバイパス通路の抵抗がわかれば計算できるが特に消費電力に留意して定められる。

(a)~(d)の手順に従ってバイパス付浅井戸ジェットポンプの揚水特性曲線を求めることができるが、計算にあたっては電子計算機を用いれば、かなり正確に短時間で求めることができる。

こうして求められた理論と実験値との比較を示したのが図12であるが、(a)~(d)に述べた設計手順を用いれば近似的に揚水特性曲線を求めることができる。以上のことを折り込んで製作したポンプが、日立浅深両用ポンプCT-P<sub>101</sub>形ポンプで図13はその外観を、表1はその仕様を示したものである。

バイパス付浅井戸ジェットポンプとバイパスなしの場合、はっき

表1 浅深両用ポンプCT-P<sub>101</sub>形標準仕様

| 形 式   |         | CT-P <sub>101</sub>                 |                                     |
|-------|---------|-------------------------------------|-------------------------------------|
|       |         | 浅 井 戸                               | 深 井 戸                               |
| 電 動 機 | 種 類     | コンデンサ誘導電動機                          |                                     |
|       | 電 源     | 単 相 100V 50/60 c/s                  |                                     |
|       | 定 格 出 力 | 100 W                               |                                     |
|       | 消 費 電 力 | 220 W/200 W                         |                                     |
| ポ ンプ  | 吸 上 高 さ | 6 m                                 | 11 m                                |
|       | 押 上 高 さ | 5 m                                 | 5 m                                 |
|       | 全 揚 程   | 11 m                                | 16 m                                |
|       | 揚 水 量   | 銘 表 示<br>14 l/min<br>(全揚程 12 m のとき) | 13 l/min<br>(全揚程 15 m のとき)          |
|       | 標 準     | 23 l/min<br>(全揚程 8 m のとき)           | 15 l/min<br>(全揚程 13 m のとき)          |
| プ     | 圧力開閉器   | 入                                   | 0.6 kg/cm <sup>2</sup>              |
|       |         | 切                                   | 1.2 kg/cm <sup>2</sup>              |
| フ     | ランジ径    | 吸 込 側                               | 吸込管 20 mm<br>吸込管 25 mm<br>圧力込 20 mm |
|       |         | 吐 出 側                               | 吐 出 管 20 mm                         |

りと揚水特性に差があらわれ、図12でも示したように、たとえば吸上高さ6m、全揚程8mのときの揚水量は、バイパスなしの場合ベンチュリー内でキャビテーションが発生し14 l/minと制限されるのに対し、バイパス付の場合は27 l/minと揚水量が増加している。

## 6. 結 言

以上、浅深両用ポンプの浅井戸時におけるキャビテーション発生状況について、理論的、実験的検討を加えた結果、次のことを見いだすことができた。

- (1) 浅深両用ポンプの浅井戸使用時における揚水特性は、従来から使用されている理論式を若干変形することによりそのまま用いることができることを確認した。
- (2) 浅井戸時におけるキャビテーションは、ノズル噴流外周より発生し、スロート部で成長し、ディフューザ始端部で大きなハク離を伴って助長されると言える。
- (3) キャビテーションの発生している領域では、ディフューザはほとんど圧力回復を行なっておらず、負圧がディフューザ全域に及んでいることに注目し、キャビテーション対策としてのバイパスジェット方式を見いだすことができた。
- (4) さらに、バイパスジェット方式の合理的な構造および設計手順に対し検討を加え、多くの重要な項目を指摘できた。

以上、今回究明したキャビテーションに関して発生状況、対策方式を述べてきたが、キャビテーション現象はきわめて複雑でまだ未知の部分が多いので、今後もっと突っこんだ研究を行なっていくつもりである。最後に、本研究のバイパスジェット方式は武田氏<sup>(4)</sup>の着想であり、筆者らが引き継いで理論的実験的検討を加えたものである。ここに、熱心なご指導、ご援助を賜った関係者各位とあわせて、深甚なる謝意を表する次第である。

## 参 考 文 献

- (1) A. J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps 402 (1957)
- (2) 大津, 吉村: 日立評論 別冊 45-47 (昭37)
- (3) 内丸: 唧筒 (昭27-10) 技報堂
- (4) 武田: ポンプ工学 Vol. 2, No. 7 (昭40)
- (5) 浅野, 町田: 機械学会論文集 Vol. 18, No. 66 (昭27)
- (6) W. Tollmien: ZAMM Bd. 6 Heft. 6, 1926-12, S. 463~478
- (7) 大島: 実用新案登録番号 762871 (昭39-28633)
- (8) 小川: 実用新案登録番号 761358 (昭39-28409)
- (9) 大島, 福沢: 特許登録番号 482819 (昭41-8976)