

うず巻ポンプの研究 (第1報)

松 下 兼 次

(受理 昭和40年5月31日)

STUDIES ON CENTRIFUGAL PUMPS (REPORT 1)

Kanetsugu MATSUSHITA

The author performed his experiments, in order to know the special characteristics of centrifugal pumps, with an 1 stage volute pump of 3" diameter, changing the shapes of cross section of suction nozzles and varying the roughness of outer surface of impeller, and he examined the influence of those variables on the efficiency of pumps.

The results obtained are as follows:

Shapes of cross section of suction nozzles: Those which conformed to the shapes of impeller suction inlets reveald best in efficiency.

The outer surface of impeller: As the roughness increased, the pump efficiency was decreased since the increase of disk friction loss was accompanied by the influence of the flow within the space between the impeller and its casing, while the total head was seen somewhat increased.

I. 緒 言

うず巻ポンプについては、ポンプ流路内の流れ、およびそれらに関係する数多くの研究結果の発表がなされているが、本研究では、うず巻ポンプの特性を研究するために、吸込ノズルの形、および羽根車の外側面の粗さを変えて性能試験を行ない、それらがポンプ性

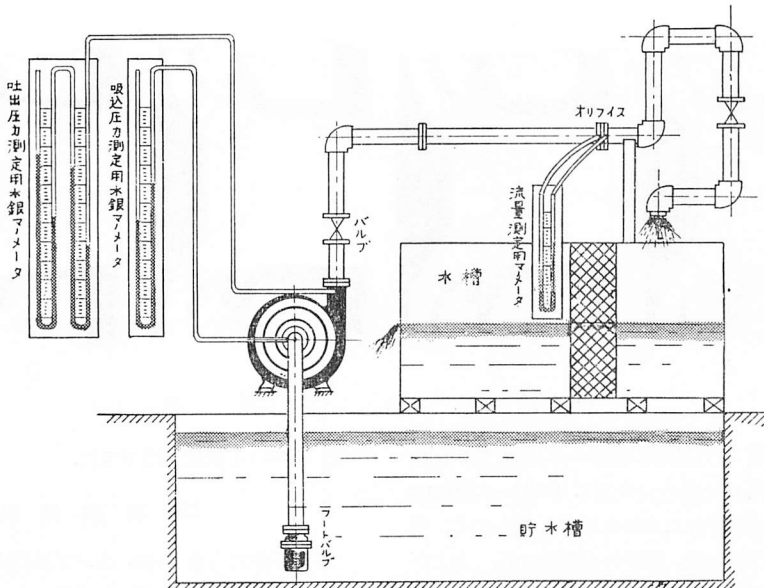
能におよぼす影響について調べた。

それらの実験結果、および理論曲線との比較を行なった結果について報告する。

II. 実験装置および方法

実験装置の略図は第1図に示す。

5 KW 直流電気動力計を用いて、口径 3" の1段ボ



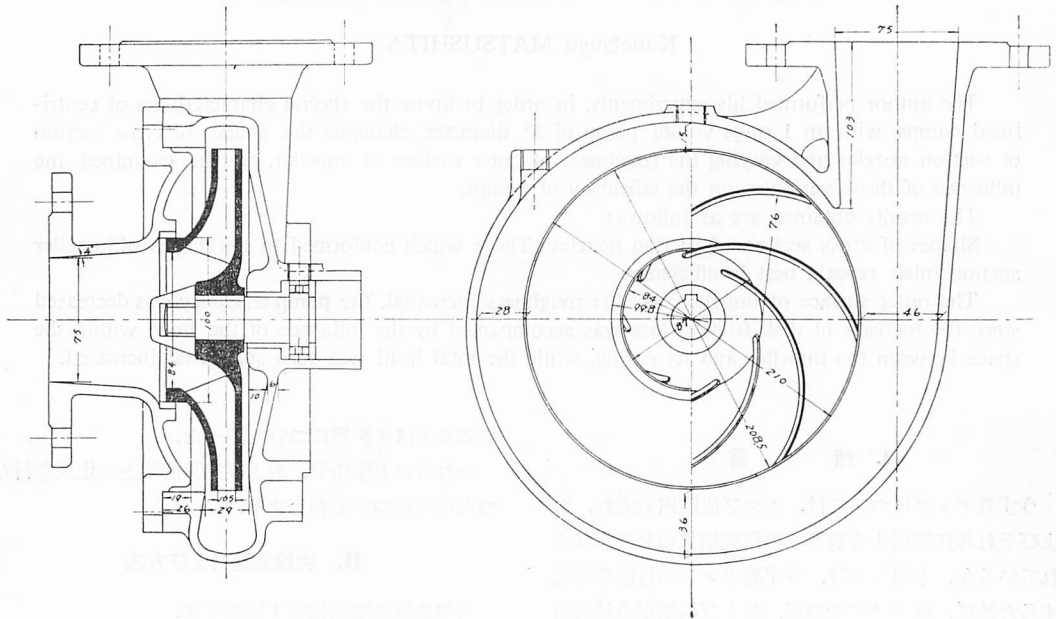
第1図 実験装置略図

リュートポンプ（荏原製作所製）を駆動し、ストロボ回転計によつてポンプ軸回転数を測定し、ポンプの吐出および吸込揚程は、水銀マンノメータを用いて算出した。

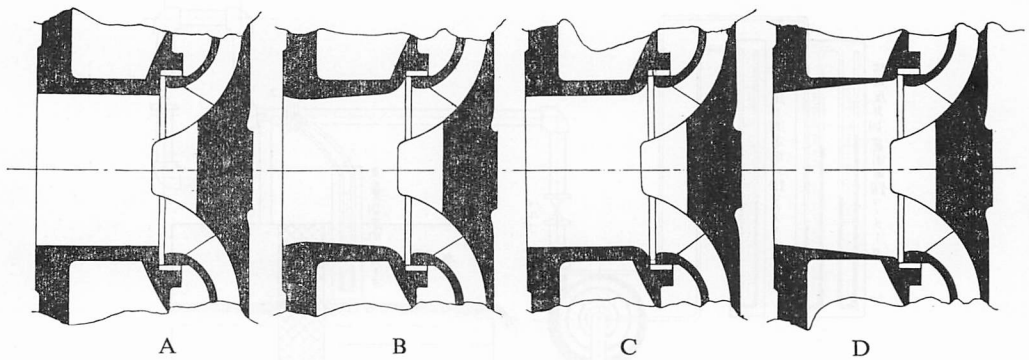
流量は管路途中に取付けた管オリフィスで測定し

た。そしてこれらの結果からポンプの性能曲線を求めた。

ポンプの断面は第2図に示す。吸込ノズルの形は、第3図に示す様に、A~Dの4種類について実験を行ない比較した。



第2図 断 面 図



第3図 吸 込 口 断 面

羽根車は黄銅製で、外側面の滑らかな場合(最大凹凸高さ 8μ)、比較的粗い場合(表面に $0.592\sim 0.297\text{mm}$ のふるいにより選別された川砂を接着したもので、実測による最大凹凸高さは、 $0.274\sim 0.278\text{mm}$)、および放射状溝を外周辺に設けた場合(両外側に巾 3mm 、長さ 10mm 、深さ 2mm の溝を全円周に等間隔に設け

た)について試験を行なつた。

III. 実験結果

ポンプ軸動力を L_{ps} 、ポンプ揚程を Hm 、流量を Q m^3/s 、水の比重量を $r \text{ kg}/\text{m}^3$ とすれば、

$$\text{水動力は } r \cdot Q \cdot H/75 = L_{ps}$$

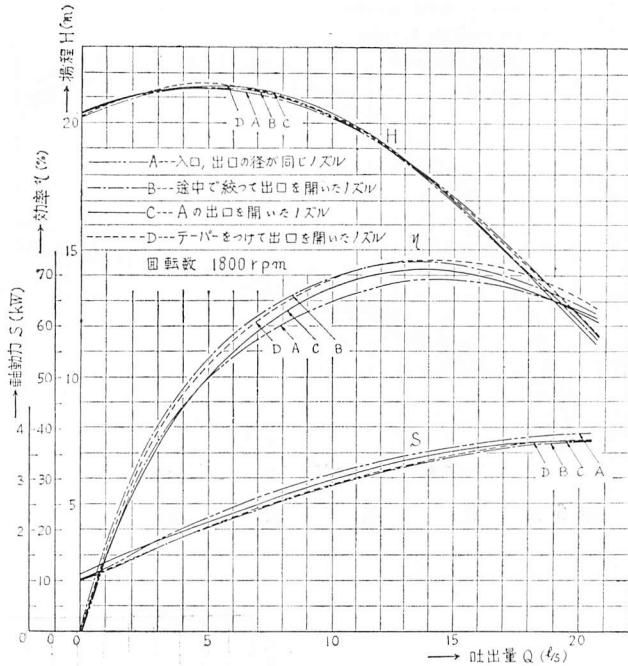
ポンプ効率は $\eta=L/L_0$ で表わされる。

吸込ノズルの形状を変えた場合は、第4図に示すように、断面Bのものが、もつともよい結果が得られた。

羽根車外側面の粗さを変えた場合の実験結果は、第5～6図に示す。

実験結果、および比較的滑らかな場合の理論曲線は第7図に示す。

ここで、無限数羽根の理論揚程 $H_{th\infty}$ は、次式で表わされる¹⁾。



第4図 性能曲線

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

水の流入角 $\alpha_1 = 90^\circ$ とすれば、

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

ただし、 u_1, u_2 ；羽根入口および出口の周速度

c_{1u}, c_{2u} ；羽根入口および出口の絶対速度の u 方向の分速度

有限数羽根の理論揚程 H_{th} は、次式の様になる¹⁾。

$$h_{s1} = \phi \frac{u_1^2}{2g} \left(1 - \frac{V_x}{V}\right) \quad \text{ただし、} V; \text{基準水量}(=12.7\text{l/s}),$$

ϕ ；係数（本実験では0.3とする）、 V_x ；任意の水量

$$h_{r1} = \mu_r \frac{r_1}{r_2} \frac{r_2 - r_1}{b_2 \sin \beta_2} \left(1 + \frac{b_1 \sin \beta_1}{b_2 \sin \beta_2}\right) \frac{1}{2g} \left(\frac{c_{1u}}{\sin \beta_1}\right)^2 \left(\frac{V_x}{V}\right)^2$$

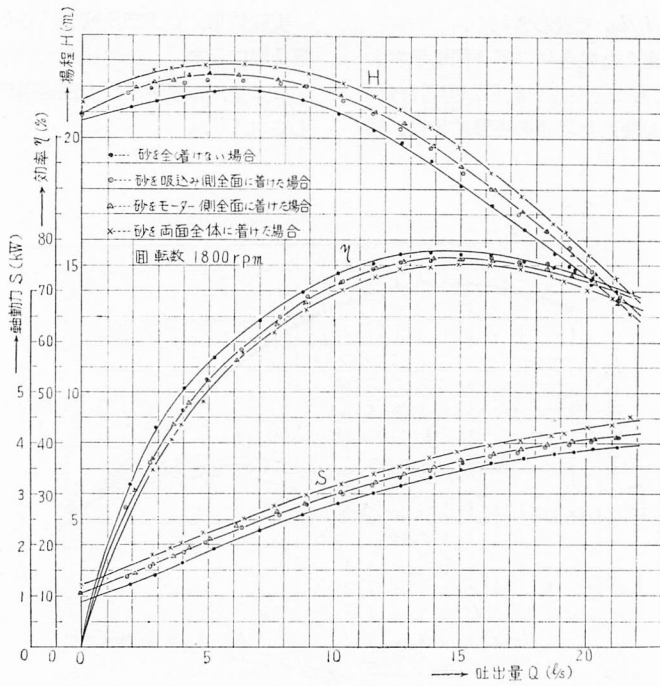
μ_r ；摩擦係数（本実験では0.015とする）

$$h_{s3} = \frac{1}{2g} \left[\left(\frac{V_x}{\pi D_4 b_4}\right)^2 + \left\{ \left(\frac{V_x}{\pi \rho_1^2}\right) - \left(\frac{r_2}{r_4} \cdot \frac{1}{1+p} c_{2ux}\right) \right\}^2 \right]$$

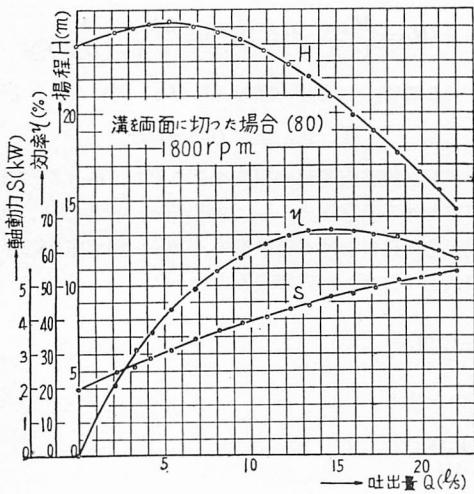
$$H_{th} = \frac{H_{th\infty}}{1+p} \quad \text{ただし、} p = \frac{2\psi}{z} \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2}$$

ここで、 z ；羽根枚数、 D_1, D_2 ；羽根入口、出口径、 ψ ；係数（0.8～1.0）

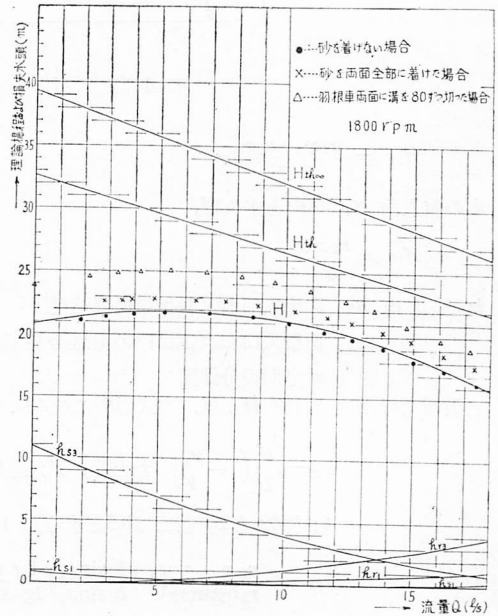
ポンプ流路内各部の損失をそれぞれ、 h_{s1} ；羽根車入口における衝撃損失、 h_{r1} ；羽根車内の摩擦損失、 h_{s3} ；渦形室入口における衝撃損失、 h_{r3} ；渦形室内の摩擦損失とすれば、次式で表わされる²⁾。



第5図 性能曲線



第6図 性能曲線



第7図 理論曲線との比較

$$h_{rs} = \mu_r' \frac{1}{2g} \left(\frac{V_x}{\pi \rho_1^2} \right)^2 \left\{ 8\pi \frac{r_4 + \sqrt{\frac{1}{2}} \rho_1}{\rho_1} + \frac{\operatorname{cosec} \varphi}{2} \left(1 - \frac{\rho_1^4}{\rho_2^4} \right) \right\}$$

μ_r' ; 摩擦係数（本実験では0.023とする）

H_{th} から上記各損失の和を差引くと揚程曲線 H となり、滑らかな場合の実験結果とよく一致する。

IV. 結 論

以上の実験結果から次のような結論を得た。

1. 従来の一般的考察と異なり、吸込ノズルの断面形状は、羽根車目玉部分に適合した形状のものが、流速の変化が一様に行なわれるために、すぐれていることが認められた。

2. 羽根車外側面の粗さの影響は、第5図から明らかのように、円板摩擦の増大により、所要動力は大きくなり、したがってポンプの効率はやや低下する。

しかし、総揚程は若干上昇する。これは、羽根車外側面の粗さの大きい程、羽根車とケーシングの間の隙間の流れに回転運動がより多く伝えられるために、羽

根車出口における水の流出角に影響し、ポンプ特性に変化をもたらすものと思われる。この点については、更に実験、検討をすすめている。

V. 結 び

本研究は、昭和39年度鹿児島大学援助会個人研究費の援助を受けて行なつたもので、実験に協力した機械工学科学生、赤司修、藤崎一敏、外2名の諸君に感謝する。

参 考 文 献

- 1) 生源寺 順：渦巻ポンプ講義，p. 161（昭23），養賢堂。
- 2) 八田圭爾，外1名：渦巻ポンプの研究（大阪大学工学部特別研究）