

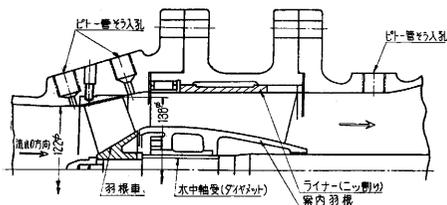
斜流ポンプの性能に及ぼす羽根表面あらさの影響

Effects of the Vane Roughness on the Characteristics of the Mixed-Flow Propeller Pump

井 田 富 夫

まえがき 斜流ポンプの羽根車や案内羽根の表面粗度をかかなり広範囲に変え、その時の特性や水力損失等の変化を調べたのでその結果を速報する¹⁾。

実験装置および実験方法 実験に用いた斜流ポンプ本体主要部の構造を第 1 図に示す。羽根車は前面シュラウドの無い開放形を採用し、後置案内羽根はその外周の一部を二つ割り構造として、ともに内部の点検、羽根角や



第 1 図 試作斜流ポンプ断面図 (主要部)

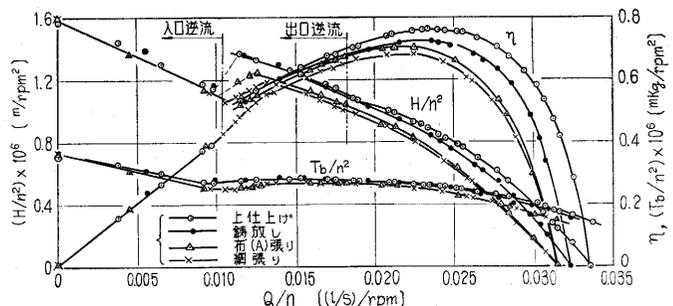
羽根表面粗度の測定ならびにその変更等を容易にしている。軸受、パッキン等の抵抗トルクの測定には、羽根車の羽根を取り除いた円錐状ボスを運転するに要するトルクを計測して求めるが、この際羽根車回転時と同一の推力(スラスト軸受に接したダイヤフラムの撓みより知りうる)を軸端に設置した外部バネによって与える構造となっている。

実験中は常に約 2 m の押込ヘッドが与えられており、流量 Q は直角三角せき、揚程 H は水銀マンオメータ、回転数 n はハスラー回転計、軸トルク T_b は電気動力計にて測定している。流れの状態や水力損失等を求めるのに用いたピトー管は、ステンレスパイプ (1~1.5φ) を曲げて作ったコブラ形全圧兼方向計と L 形静圧管 (風洞で検定) を、羽根車入口出口および案内羽根出口 2 カ所の計 4 カ所にそう入した。

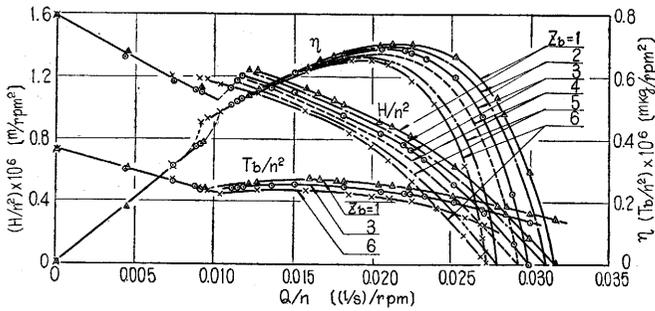
本報告に使用した羽根車は出口羽根角分布の異なる 2 種 (強制うず形および一定うず形²⁾、以下それぞれ A 形、B 形と略称する) であるが、このうち A 形はその表面粗度の異なるものを 3 種 (上仕上げ、中仕上げおよび鑄放し、触針法によるその凹凸の測定値はそれぞれ平均 3 μ, 30 μ および 100 μ)、B 形については 1 種 (25 μ) を用意した。なおこれ以外のあらさの羽根車を得るには、その表面に布や網を接着剤によって張りつける方法を採用した。この方法は同一の粗度を持つ表面

を容易に繰り返して得られるとともに、部分的にあらさを変えることも比較的簡単であるが、翼厚の増加の影響を修正する必要がある。使用した布は厚さ約 0.3 mm、糸のます目は 1 cm² 当たり 400 および 350 (以下これらをそれぞれ布 A、布 B と略称する)、網は厚さ 0.35 mm、ます目 1 cm² 当たり 64 であって、これらを張った表面の凹凸の平均値はそれぞれほぼ 0.20 mm, 0.22 mm および 0.30 mm であった。

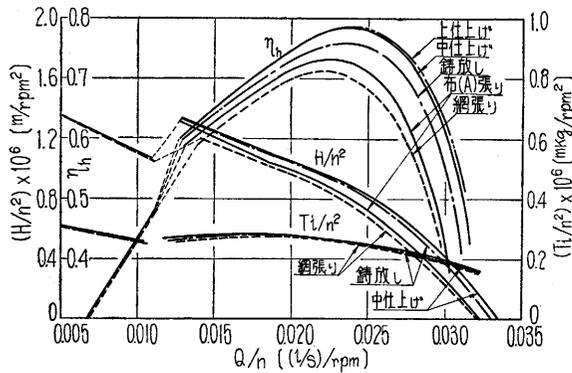
実験結果 A 形羽根車の羽根表面あらさが種々異なる場合 (上仕上げ、鑄放し、ならびに中仕上げ羽根全面に布 A および網を張ったものの 4 種、なお煩雑なためその他のあらさの実験結果を省略) の特性の比較を第 2 図に示す。なおこれらはその表面あらさの相違のほかには羽根厚も異なるから (布および網を張ると羽根厚が約 0.7~0.8 mm 増加する)。これらの影響を差し引かねばならない。羽根厚の影響を調べるため、羽根表面に張りつける布の枚数 Z_b を増して ($Z_b=1\sim6$) その特性の変化を比較した結果が第 3 図である (実験点を適宜省略してある)。羽根厚の影響は大流量側で著しく、揚程 H 、軸トルク T_b (ともに相似則にもとづいて n^2 で割った値を用いている)、効率 η が低下するが、羽根車入口に逆流を生じた小流量範囲ではその影響はほとんどない (厳密には Z_b の増加は厚みの増加だけでなく羽根前後端の丸味の増加をもたらすから、特性の変化はこれらの影響が加味されているわけであるが、これをすべて厚みの増加の影響と称することにする)。第 3 図から羽根厚の影響を定量的に求めて、第 2 図の特性をすべて同一の羽根 (上仕上げ羽根) に対する値に換算し、さらに抵抗トルクを軸トルクから差し引いて純粋に羽根車のみを駆動するに要するトルク (羽根車トルクと名付ける) T_i およ



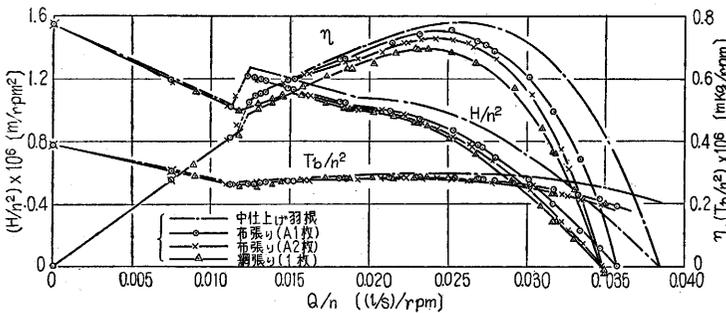
第 2 図 羽根表面あらさの影響 (A 形羽根車)



第3図 羽根厚の影響 (A形羽根車)

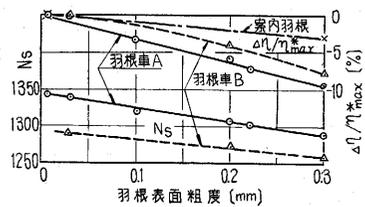


第4図 羽根表面あらしの影響 (A形羽根車)



第5図 羽根表面あらしおよび厚みの影響 (B形羽根車)

び水力効率 $\eta_h (= \eta / \eta_{mech}^{0.3})$, $\eta_{mech} = T_i / T_b$ とを求めて比較したのが第4図である。あらしが増すと羽根車内の水力損失が増加して揚程 H は低下するが、羽根車トルク T_i は全範囲にわたってあまり変化しない⁴⁾。したがって水力効率 η_h も低下する。あらしの影響は最高効率点付近で最も著しく、また流速の大きい大流量域でも比較的大きい。最高効率点付近では羽根車における水力損失はほとんど摩擦損失であるため、あらしによる特性の差異が大きく現われるが、最高効率点を離れるほど羽根に対する迎え角の増大(正負とも)によるうず損失が増加し、このため水力損失のうち摩擦損失の占める割合が減少し、したがって特性におよぼすあらしの影響が減少するものと解される。入口に逆流を生じた範囲ではあら



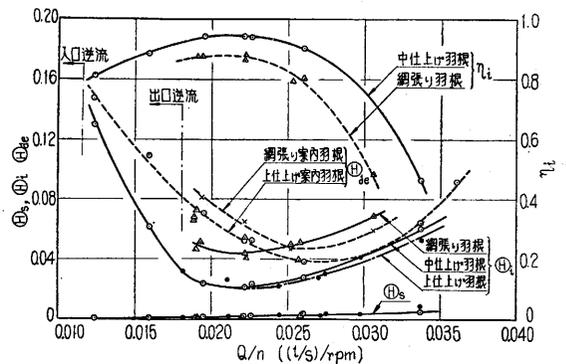
第6図 効率低下および N_s とあらしとの関係

さの影響はまったくみられない。B形羽根車についてもまったく同様な結果が得られた(第5図)。

以上の結果から最高効率 η_{max} の低下の割合や比較回転数 N_s (rpm, m^3/min , mAq 単位) とあらしとの関係を求めると第6図のようになる(図中 $\Delta\eta = \eta_{max} - \eta^*_{max}$, η^*_{max} はA, Bそれぞれの羽根車のうち最もなめらかな羽根車, すなわちA形では上仕上げ, B形では中仕上げの羽根車使用時の最高効率)。 η_{max} や N_s はあらしの増加とともに低下するが⁵⁾、通常用いられる表面あらしの範囲(10~100s)ではその影響は比較的小さい。同図に案内羽根表面あらしの影響をも図示した。羽根車におけるよりもあらしの影響が小さいが、

これは案内羽根における水力損失は拡大その他のうず損失が多く、摩擦損失の占める割合が小さいことによるためと思われる。

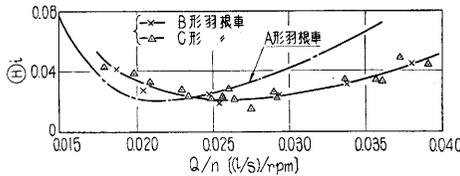
羽根車, 案内羽根およびその他の流路における水力損失をピット管によって測定した結果を第7図に示す。図中 $\Theta_s =$ ポンプ入口圧力測定点より羽根車入口までの流路の水力損失 h_s と u_{2m}^2/g との比, ここに u_{2m} = 羽根車出口二乗平均半径における周速, $g =$ 重力の加速度, $\Theta_i =$ 羽根車における水力損失 h_i と u_{2m}^2/g との比。



第7図 各水力損失と羽根車効率 (A形羽根車)

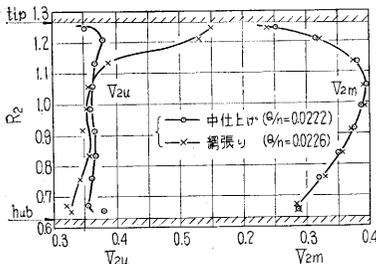
Θ_{de} = 案内羽根およびポンプ出口圧力測定点までの流路の水力損失 h_{de} と u_{2m}^2/g との比, η_i = 羽根車効率 = $(H_{1h} - h_i)/H_{1h}$, ここに H_{1h} = 理論揚程である.

上仕上げ羽根使用時水力損失の最も大きいのは案内羽根およびその出口流路 (曲管および整流格子を含む) 部分の損失 Θ_{de} で, その最小値は羽根車における損失 Θ_i の最小値の約 2 倍に達している. これより案内羽根の良否はポンプ性能にかなり大きな影響を与えることがわかる. 羽根車損失 Θ_i は無衝撃流入点 ($Q/n \approx 0.021$) で最小値となり, 逆流を生じると急激に上昇する. あらさの大きいほど Θ_i が増加するのは当然であるが, 中仕上げと上仕上げ (平均あらさそれぞれ 30 および 3 μ) との差は非常に小さく, したがって前述 (第 4 図) のように効率の低下も小さい. 網を張った羽根車の Θ_i はかなり大きく, このため羽根車効率 η_i が低下し, これがそのまま効率 η の低下 (第 2 図) となっている. これに比して案内羽根表面に網を張った場合の損失の増大の程度は比較的小さく, したがって第 4 図のようにあらさの影響は羽根車の場合ほど顕著ではない.



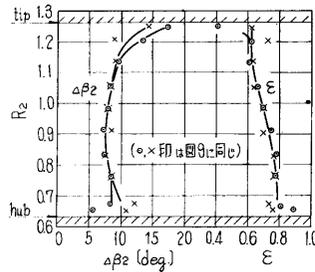
第 8 図 羽根車の水力損失比較

第 7 図より明らかなように, A 形羽根車の Θ_i の最小値を生ずる点の流量は, Θ_{de} 最小点と異なっており, 一方の羽根角の設計が適当でないことをあらわしている. この点を改善すればさらにポンプ効率の向上が期待されよう. 羽根車損失の比較のため他の B, C 2 種の羽根車 (C 形は自由うず形的设计で, 出口角分布以外の諸寸法や表面あらさは B 形とまったく等しい⁶⁾) の水力損失を第 8 図に掲げた. Θ_i の最小値はいずれもほぼ等し



第 9 図 羽根車出口流速分布の比較 (A 形羽根車)

第 9, 10 図は羽根出口の流れの状態を, 中仕上げ羽根と網張り羽根とについて同一流量点 (ほぼ η_{max} 点) で



第 10 図 羽根出口すべりの比較 (A 形羽根車)

比較したものであって, 図中 R_2 = 出口半径比 (二乗平均半径基準), V_{2m}, V_{2u} = それぞれ出口流速の子午面方向および周方向成分と u_{2m} との比, $\Delta\beta_2$ = すべり角 (相対流出角と羽根出口角との差), ϵ = すべり係数 (= $H_{1h}/H_{1h\infty}$) である. かなりあらさの差が大きいかもかわらず, 流れの状態の相違は小さい. 結局あらさが増加しても流速分布はあまり変化せず, ただ圧力損失が増すために性能が低下するわけである. なお tip 側の V_{2u} の相違の原因は明らかでない.

あとがき 試作斜流ポンプを用いて羽根車や案内羽根の表面あらさを種々変更した場合の実験を行ない, 特性や流れの状態におよぼす羽根表面あらさの影響を求めた. これよりあらさが大きく変化しても羽根出口の流速分布はあまり変わらず, ただ圧力損失が変化するため特性も異なってくる, その影響は通常ポンプに用いられる程度のあらさの範囲ではあまり大きくないこと等が明らかとなった.

以上は羽根全表面のあらさが一樣な場合についての実験結果であったが, 羽根表面のあらさがそのどの部分においても同程度に特性に影響するとは考えられない. たとえば羽根に対する相対流速の大きい tip 側, また層流底層の厚みの小さい羽根前部などは同一あらさの他の部分より凹凸の影響の大きいことは当然予想される. これについても実験を行なってあるが紙数の都合上別の機会にゆずりたい.

本研究にあたり懇篤なるご指導をいただいた本所石原助教に深く感謝申し上げる. また実験装置の製作に多大の援助を与えられた電業社機械製作所の佐藤部長, 北村課長, 実験の遂行および整理に当たった旧職員高橋一男, 小島喬の諸氏に謝意を表したい.

(1961 年 7 月 28 日受理)

注

- 1) 機械学会第 37 期通常総会講演会 (昭 35・4) にその一部を発表.
- 2) 機械学会第 38 期通常総会講演会 (昭 36・4) 前副参照.
- 3) 開放型羽根車なので, いわゆる容積効率は水力効率に含めて考える.
- 4) 白倉: 機械学会誌 62, 385 (1959), 894.
- 5) 井田: 生産研究, 11, 7 (昭 34・7), 274.
- 6), 7) 2) に同じ.