

# 斜流ポンプに関する研究 (締切特性と羽根車形状の関係)

(平成元年 5月11日 原稿受付)

雲南工學院 錢 曉  
設計生産工学科 松 永 成 徳  
設計生産工学科 塚 本 寛  
設計生産工学科 宇 野 美 津 夫

## Study on Mixed-Flow Pumps (The relationship between no-discharge characteristics and impeller geometry)

by Qian Xiao  
Shigenori Matsunaga  
Hiroshi Tsukamoto  
Mitsuo Uno

### Abstract

No-discharge characteristics were examined for five mixed-flow pumps with different specific speed in order to make clear the correlation between no-discharge characteristics and the impeller geometry. The total head rise and shaft power at no-discharge operation were correlated with impeller geometries, considering the flow field inside a pump at the corresponding condition.

As the result of the study, the effect of the main design factors for impeller on no-discharge characteristics has made clear and the data which are usable for the design purpose are presented.

### 1. まえがき

ターボ形ポンプの比速度領域においてほぼ中央領域を占める斜流ポンプは、定格点効率が良好で、高効率域も比較的広く、特に低流量域での部分負荷性能が良好であるなどの特徴が評価され、近年その使用が増加している。また、その設計法や性能予測法も準三次元流れ解析法の適用、流体計測技術の発展などによって、信頼性が高まってきている。<sup>(1)(2)</sup>しかしながら、低流量域では、極めて複雑な流動状態となるため、性能予測の信頼性は極めて低い現状と思われる。そこで、本研究では、低流量域特性の一限界、すなわち締切特性に着目し、特性に及ぼす羽根車主要諸元の影響を明らかにすることを目的としている。

### 2. 記号

$a_{Le}$	羽根車先端負荷余裕率
$b$	羽根車出口流路幅
$D_{ea}$	羽根車出口ハブ直径
$D_{ee}$	羽根車出口先端直径
$D_{ia}$	羽根車入口ハブ直径
$g$	重力加速度
$H$	全揚程
$H_0$	最高効率点流量における全揚程
$H_s$	締切状態における全揚程
$H_s'$	締切状態における全揚程の計算値
$K$	締切状態における軸動力係数
$K_n$	締切状態における全揚程係数

$K_q$	縮切状態における流量係数
$L_a$	軸動力
$L_{a0}$	最高効率点流量における軸動力
$L_{as}$	縮切状態における軸動力
$L_{as}'$	縮切状態における軸動力の計算値
$l$	翼弦長
$(l/t)_e$	羽根車先端弦節比
$n$	回転数
$n_s$	比速度
$t$	羽根ピッチ
$Q$	流量
$Q_0$	最高効率点における流量
$Y_H$	縮切揚程に関するポンプ無次元寸法
$Y_L$	縮切軸動力に関するポンプ無次元寸法
$Z$	羽根枚数
$(Zl)_{req}$	必要な羽根面積
$\beta_{ee}$	羽根車出口先端角
$\beta_{ia}$	羽根車 $a$ 流線入口角
$\beta_{ia}$	羽根車入口先端角
$\gamma_e$	羽根車出口前傾角
$\gamma_i$	羽根車入口前傾角
$\eta$	ポンプ効率
$\theta_e$	羽根車出口前進角
$\varphi_a$	羽根車ハブ側斜流角
$\varphi_e$	羽根車ケーシング側斜流角

### 3. 供試羽根車形状と特性曲線<sup>(3)</sup>

低流量域における全揚程，軸動力の大きさ，特に縮切点における全揚程，軸動力は実揚程に対するポンプの選定，配管弁類の強度計算，駆動機の容量，起動力及び起動方法の決定などのために必要である。縮切軸動力  $L_{as}$  の増大は好ましくないが， $H_s$  の評価は揚程-流量特性の安定度と関連してつぎのように考えられる。

通常，揚程-流量特性が右下がりであるときに安定であるといい，右上がりであるときに不安定であるという。しかしながら，特性曲線に不安定特性部分があっても，要求される流量範囲で安定な運転が継続できるならば何ら支障はない。運転が安定であるか，あるいは不安定となって定常な運転が継続できなくなるかは，負荷の特性などの使用条件と関連して決まるものであって，特性曲線の形状のみで，運転の安定，不安定の判別はできない。それにもかかわらず，ポンプの揚程-流量特性について

は，一般になだらかな右下がりの特性が望ましいとされ，右上がり部分のないことを要求される場合がきわめて多い。しかしながら一般に右下がり特性を要求すると，当然縮切揚程が増大するが，この値は過大にならぬことも望しい。

供試ポンプは A. De. Kováts らの方法<sup>(4)</sup>により設計した  $n_s$  700,  $n_s$  900,  $n_s$  1100,  $n_s$  1300 の 4 種類の斜流ポンプであり，その仕様は性能試験装置を考慮し，全揚程 6 m，吐出し量 15 m<sup>3</sup>/min の一定値を選び，規定回転数をそれぞれ 693, 890, 1090, 1287 rpm として設計，試験されている。各々の羽根車形状が図 1 に示されている。図 2 は規定回転数で得られた性能曲線である。もう 1 種類の供試ポンプは  $n_s$  1200 斜流ポンプであり，その設計仕様は全揚程 3 m，吐出し量 4.8 m<sup>3</sup>/min，回転数 1250 rpm である。羽根車形状と規定回転数における性能曲線は，それぞれ，図 3 と図 4 に示されている。5 種類の斜流ポンプの設計点，最高効率点の諸特性値を表 1 に示した。なお，縮切点における全揚程と軸動力，及び縮切揚程比  $H_s/H_0$  と軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  も表中に示されている。

斜流ポンプにおける縮切揚程は設計点より 50~80% 大きくなり<sup>(5)</sup>，軸流ポンプに近いものでは縮切軸動力は最高効率点より 20~30% 大きくなるが<sup>(6)</sup>，図 1~図 4，及び表 1 からわかるように羽根車形状が変化すると，斜流ポンプの特性曲線は著しく変わって，縮切特性も異なっている。 $n_s$  700,  $n_s$  900,  $n_s$  1100 及び  $n_s$  1300 の縮切揚程は設計点における値よりそれぞれ 104%, 156%, 266% 及び 108% 増と大きくなり，縮切軸動力は最高効率点における値よりそれぞれ 49%, 63%, 125% 及び 47% 増と大きくなる。また， $n_s$  700 及び  $n_s$  900 はそれぞれ  $Q/Q_0=0.5, 0.6$  の流量で失速して，不安定特性を示したが， $n_s$  1100 及び  $n_s$  1300 は良好な右下がりの特性を示した。 $n_s$  1200 の縮切揚程は設計点より 94% 増と大きくなり，縮切軸動力は最高効率点より 9.4% 増と大きくなる。また，なだらかな右下がりの特性も持っている。なお，最高効率の値は，5 種類の斜流ポンプについて図 2，図 4，および，表 1 に示すように 75~79% となっている。

### 4. 縮切特性に及ぼす羽根車形状の影響<sup>(6)</sup>

通常，ターボ機械の設計に際しては，与えられた仕様(流量，全揚程)を最も効率よく発揮するように，回転数や機械寸法(羽根車形状)などの諸因子が決定される。

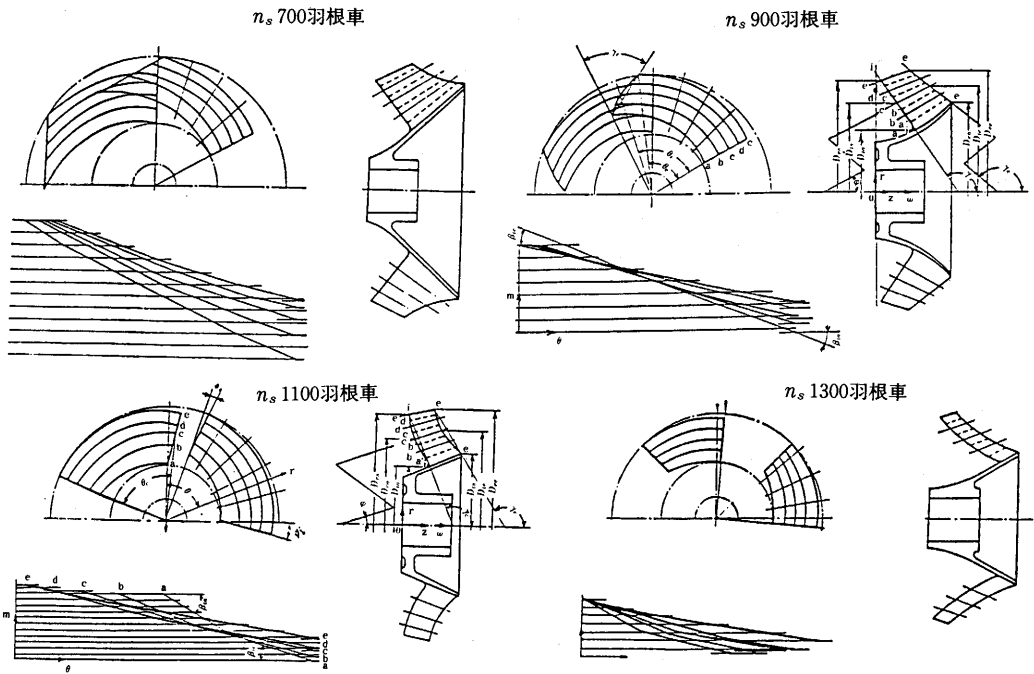


図1 4種類の斜流ポンプの羽根車形状

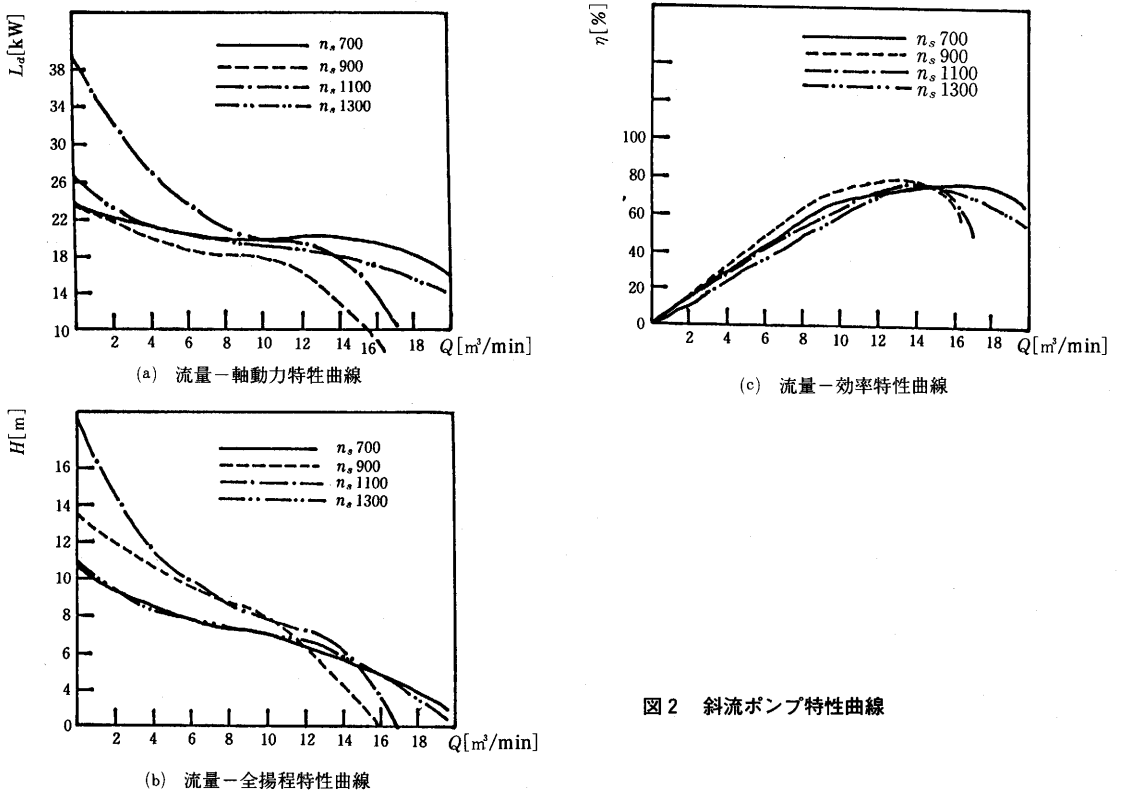


図2 斜流ポンプ特性曲線

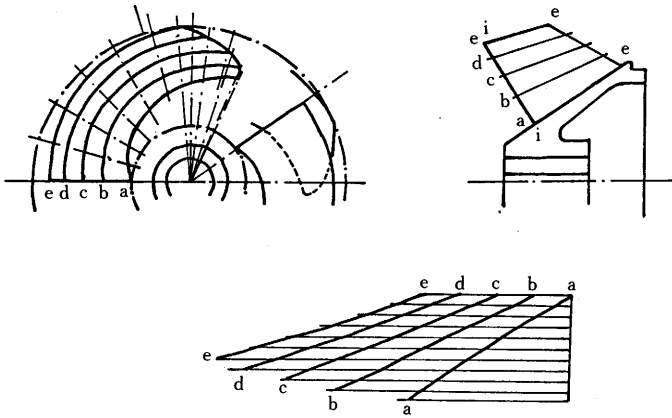
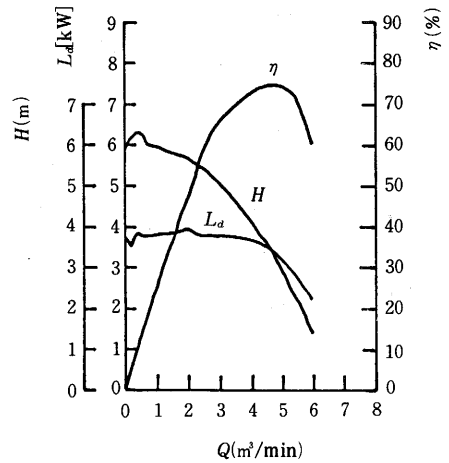
図3 斜流ポンプ  $n_s$  1200の羽根車形状図4 斜流ポンプ  $n_s$  1200の特性曲線

表1 実験における特性量の比較

比速度 $n_s$ [rpm, m³/min, m]	特性量 条件	流量 $Q$ m³/min	揚程 $H$ m	軸動力 $L_a$ kW	効率 $\eta$ %	縮切り 揚程比 $H_s/H_0$	縮切り軸 動力比 $L_{as}/L_{a0}$
700	設計点	15.0	5.2	16.6	76	2.25	1.49
	最高効率点	16.0	4.7	16.1	76		
	縮切り点	0	10.6	24.0	0		
900	設計点	15.0	5.2	10.8	74	2.46	1.63
	最高効率点	13.0	5.4	14.5	79		
	縮切り点	0	13.3	23.6	0		
1100	設計点	15.0	5.0	15.6	75	3.00	2.25
	最高効率点	14.0	6.1	17.5	78		
	縮切り点	0	18.3	39.4	0		
1300	設計点	15.0	5.2	17.2	74	1.86	1.47
	最高効率点	14.0	5.8	17.7	76		
	縮切り点	0	10.8	26.0	0		
1200	設計点	4.8	3.2	3.36	0.745	1.87	1.09
	最高効率点	4.73	3.32	3.40	0.75		
	縮切点	0	6.22	3.72	0		

その際、諸因子の間には、当然相関関係があり、1つの因子の変化は、他の因子の変化を必要とする。与えられた要項を満足するようにいくつかの因子を同時に変化させた場合、縮切特性がどのように変化するかということ

を調べることは非常に複雑であるが、前の4種類の斜流ポンプにおける縮切特性に及ぼす羽根車形状の影響が図5に示されている。この試験の範囲では縮切揚程比  $H_s/H_0$ 、及び、縮切軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は横座標に対して

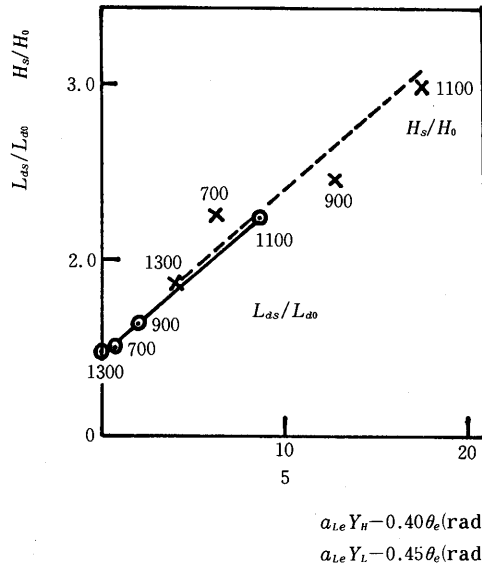


図5 縮切り特性に対する羽根車形状の影響

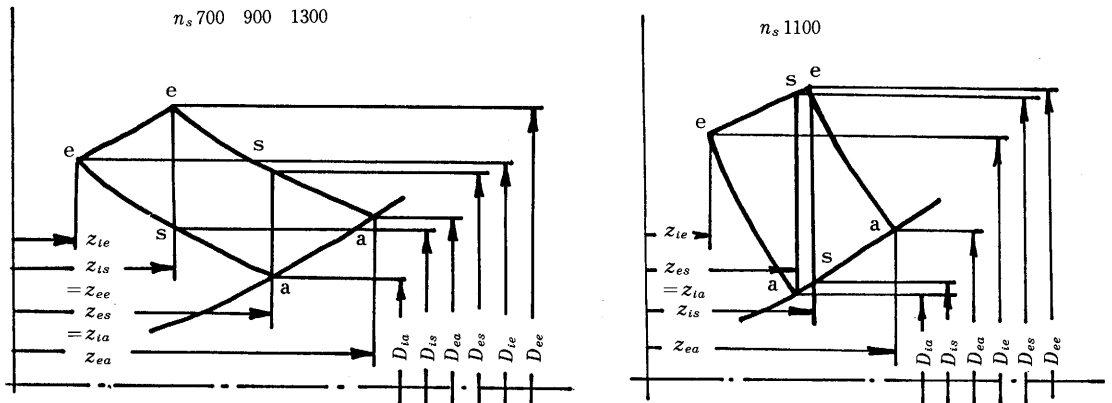


図6 縮切り特性表示用寸法

はほぼ直線と見てよい。

ここで、横座標は全揚程に関して  $\alpha_{Le} Y_H - 0.40 \theta_e (\text{rad})$ 、軸動力に関して  $\alpha_{Le} Y_L - 0.45 \theta_e (\text{rad})$  を採用してある。ここで、 $Y_H$ 、 $Y_L$  はそれぞれポンプ形状を示す無次元数で、図6を参照して次のように定義されている。

$$Y_H = \{(D_{es}^2 - D_{ia}^2) + (D_{ee}^2 - D_{is}^2)\} / D_{ia}^2$$

$$Y_L = (D_{es}^2 - D_{ia}^2) (D_{es} - D_{ia})^2 (Z_{ea} - Z_{ia}) / D_{ia}^5$$

$$+ (D_{ee}^2 - D_{is}^2) (D_{ee} - D_{is})^2 (Z_{is} - Z_{ie}) / D_{ia}^5$$

$$\alpha_{Le} = (Z_{le})_e / (Z_{le})_{e \text{ req}}$$

$\theta_e$  : 羽根車出口における前進角 (ラジアン)

ただし、 $n_s 1100$  の場合、 $D_{is}$  と  $D_{es}$  はそれぞれ  $D_{ia}$  及び  $D_{ee}$  で置き替えて計算する。

図2と図5からわかるように前の4種類の斜流ポンプの中で、横軸に対して縮切揚程比  $H_s/H_0$  及び軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は  $n_s 1300$  が一番小さく、 $n_s 700$ 、 $n_s 900$  はやや大きく、 $n_s 1100$  は一番大きい。 $n_s 1300$  の例は他の比

速度のものと比較して明らかなように、羽根前傾角の効果と解される良好な結果を示しており、規定点の設計要因以外の調整要素として前傾角を付けることが有効な手段を与えるものと了解される。

## 5. 締切特性に及ぼす諸因子の影響と締切状態での流れモデル

### 5.1 締切特性に及ぼす羽根車主要諸元の影響

締切特性に及ぼす羽根車出口における内外径比、入口における内外径比、出入口における前傾角、斜流角、出口角、ハブ側とケーシング側における翼弦長比、弦節比、出口前進角及びハブ側とケーシング側における入口角の影響が図7に示されている。

### 5.1.1 出入口における内外比

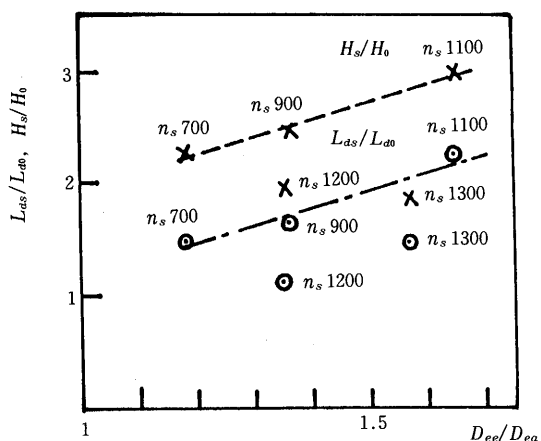
図7(a)に示されるように、出口における内外径比  $D_{ee}/D_{ea}$  が、大きければ大きいほど締切揚程比  $H_s/H_0$  及び軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は大きくなり、それらの増加は  $D_{ee}/D_{ea}$  に対してほぼ直線的である。

図7(b)に示されるように、入口における内外径比  $D_{ie}/D_{ia}$  に対して締切揚程比  $H_s/H_0$  及び軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は直線的に増加している。

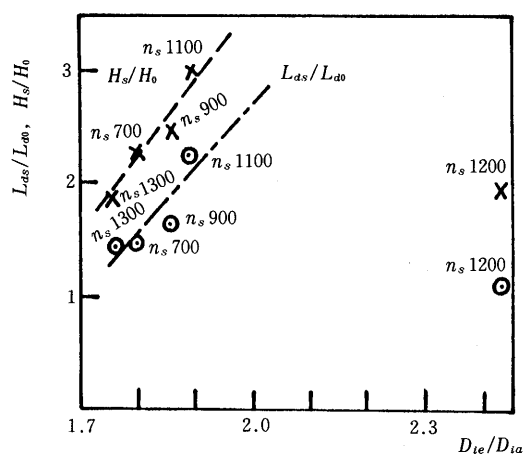
また、直線の傾きは図7(a)に比べて図7(b)の方が大きいから、締切特性に及ぼす影響は出口における内外径比より入口の方が大きいと考えられる。

### 5.1.2 出入口における前傾角

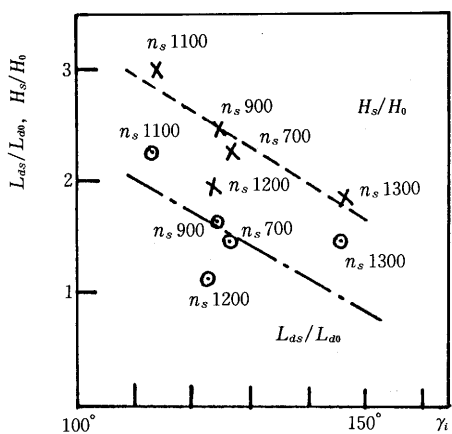
図7(c)に示されるように、入口前傾角が大きければ大



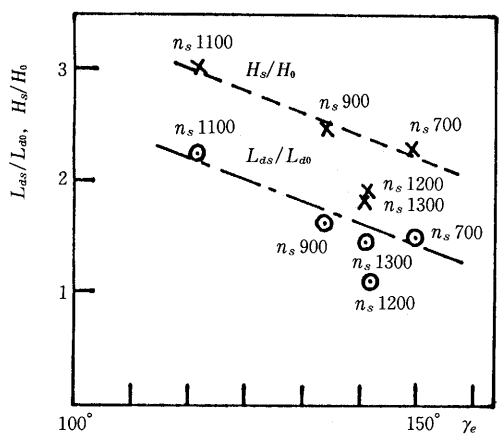
(a) 出口 外径/内径



(b) 入口 外径/内径



(c) 入口前傾角



(d) 出口前傾角

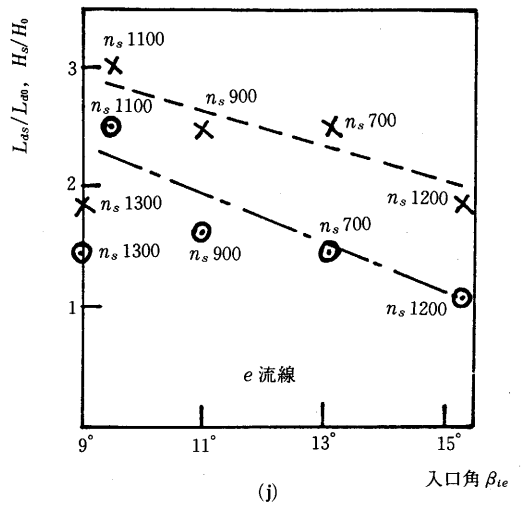
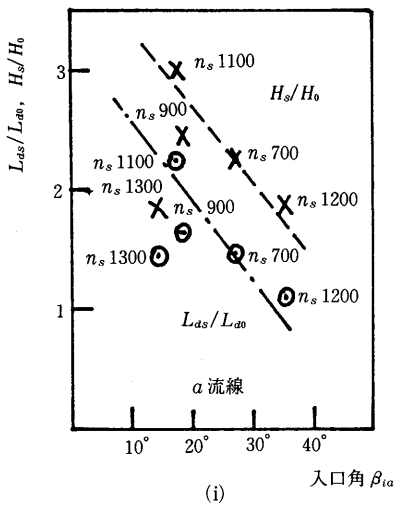
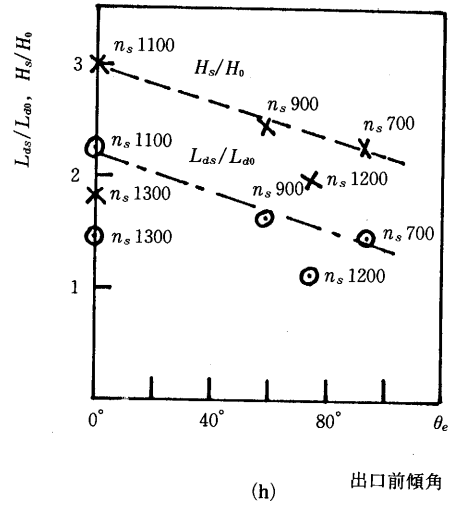
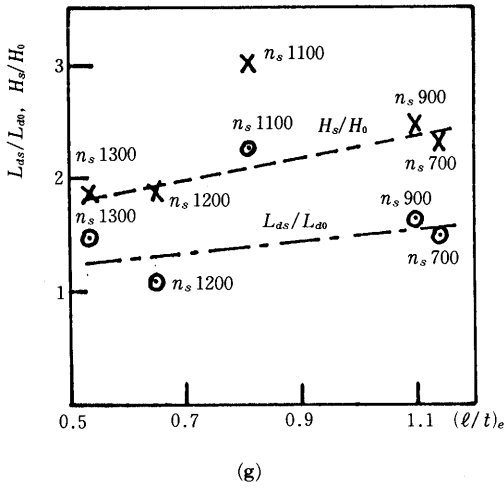
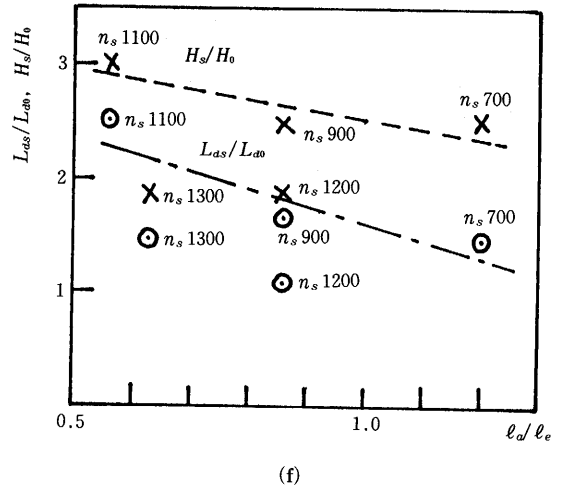
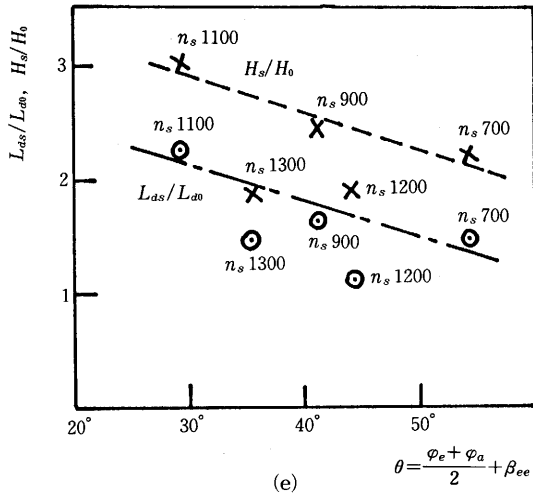


図7 縮切特性に及ぼす諸因子の影響

きいほど、縮切揚程比  $H_s/H_0$  及び軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は小さくなり、入口前傾角に対してほぼ直線の関係となっている。

同様に、図 7(d)に示されるように、出口前傾角が大きければ大きいほど、縮切揚程比  $H_s/H_0$  及び軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  も小さくなり、出口前傾角に対してほぼ直線関係が成立している。

また、直線の傾きは、図 7(d)に比べ、図 7(c)の方が大きいから、縮切特性に及ぼす影響は出口前傾角より入口前傾角の方が大きい。

### 5.1.3 斜流角と羽根出口角

A. J. Stepanoff は斜流角と羽根車先端出口角度によって縮切特性を整理した<sup>(8)</sup>。図 7(e)は同法による整理結果である。ここで、 $\theta$  は次のように定義されている。

$$\theta = (\varphi_e + \varphi_a)/2 + \beta_{ee}$$

図からわかるように、 $\theta$  が大きければ大きいほど、縮切揚程比  $H_s/H_0$  と軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は小さく、 $\theta$  に対してほぼ直線と見てよい。これによって、斜流ポンプの子午面形状が軸流ポンプに近づくにつれ、縮切特性  $H_s/H_0$  と  $L_{as}/L_{a0}$  は大きくなると思われる。

### 5.1.4 ハブ側とケーシング側における翼弦長比

図 7(f)に示されるように、翼弦長比が大きければ大きいほど、縮切揚程比  $H_s/H_0$  と軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は小さくなり、横座標  $l_a/l_e$  に対してほぼ直線関係が成立している。これによって羽根先端の翼弦長は縮切特性に大きい影響を与えらると思われる。

### 5.1.5 弦節比

図 7(g)に示されるように弦節比が大きければ大きいほど、縮切揚程比  $H_s/H_0$  と軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は大きくなり、弦節比に対してほぼ直線の変化を示している。

### 5.1.6 出口前進角

図 7(h)に示されるように、出口前進角  $\theta_e$  が大きければ大きいほど縮切揚程比  $H_s/H_0$  と軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は小さくなり、 $\nu_e$  に対してほぼ直線関係となっている。

### 5.1.7 ハブ側とケーシング側における入口角

図 7(i), (j)に示されるように、入口角  $\beta_{ia}$ ,  $\beta_{ie}$  が大きければ大きいほど、縮切揚程比  $H_s/H_0$  と軸動力比  $L_{as}/L_{a0}$  は小さくなり、 $\beta_{ia}$ ,  $\beta_{ie}$  に対して直線関係となっている。

## 5.2 縮切状態における循環流モデル

以上、個々に主要諸元の影響を分析したが、その結果

を総合的に理解するため内部流れのモデルを考えてみる。縮切状態における出口及び入口にそれぞれ循環流を想定しよう。その 2 つの循環流を子午面投影したものが図 8 に示されている。図に示されるように入口の循環流はハブ側で羽根車に流れ込み、シュラウド側で吸込管へ流出し、出口の循環流もハブ側で羽根車に流れ込み、シュラウド側から流出し、その速度は羽根前縁と後縁にそって直線分布する。また、2 つの循環流の分岐流線は  $ae$  線を想定する。

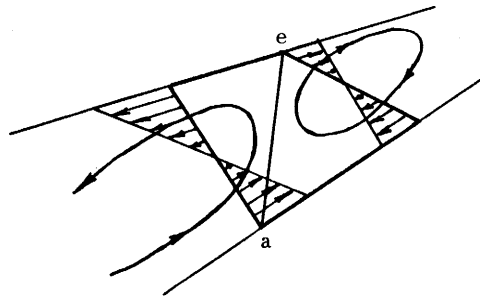


図 8 縮切状態における循環流モデル

縮切状態における圧力上昇は子午面分岐流線  $ae$  で遠心力作用を考えると

$$H'_s = K_h(D_{ee}^2 - D_{ia}^2)$$

となり、さらに円周方向の平均作用を  $(l/t)_e$  で考慮すると

$$H'_s(l/t)_e = K_h(D_{ee}^2 - D_{ia}^2)(l/t)_e$$

となる。計算結果は表 2 と図 9 に示されている。図に示されたように縮切揚程比の実測値  $H_s/H_0$  と計算値  $H'_s/H_0 \cdot (l/t)_e$  の間に正比例関係が認められる。

循環流の吐出し流量は

$$Q = K_q b(D_{ee} - D_{ea})D_{ee}$$

となり、同様に円周方向の平均作用を  $(l/t)_e$  で考慮すると

$$Q(l/t)_e = K_q b(D_{ee} - D_{ea})D_{ee}(l/t)_e$$

となる。従って縮切状態における軸動力は

$$L'_{as} = K_q b(D_{ee}^2 - D_{ia}^2)(D_{ee} - D_{ea})D_{ee}$$



となり、円周方向の平均作用を考慮する必要があり、その作用は  $(\ell/t)_e^2$  を持ち込むことによって

$$L_{as}'(\ell/t)_e^2 = Kb(D_{ee}^2 - D_{ia}^2)(D_{ee} - D_{ea})D_{ee}(\ell/t)_e^2$$

となる。

ここで入口循環流動力を無視したが、それは入口角循環流は予旋回を持って圧力上昇に及ぼす影響と仕事量が

小さいと仮定して単純化したからである。計算結果は表2と図10に示されている。図に示されたように縮切軸動力比の実測値  $L_{as}/L_{a0}$  と計算値  $L_{as}'/L_{a0}(\ell/t)_e^2$  の間に正比例関係が認められる。

なお、図9と図10中のばらつきは前述の単純化の仮定と羽根車の入口角、出口角、及び前進角などの因子を考慮しなかったためと思われる。

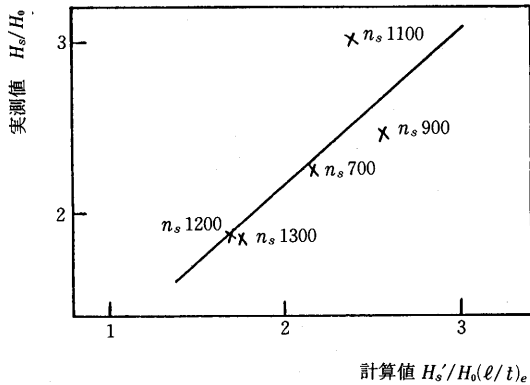


図9 縮切揚程比の実測値と計算値の比較

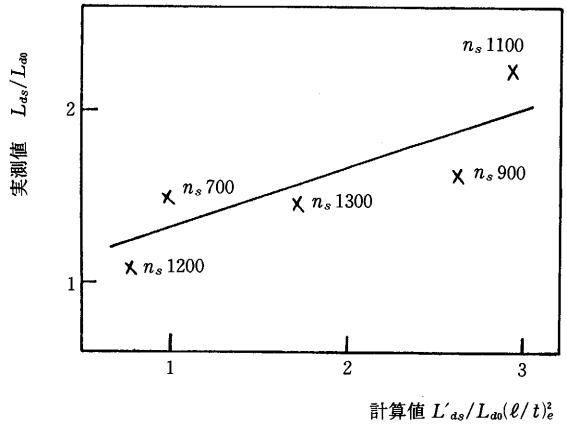


図10 縮切軸動力比の実測値と計算値の比較

表2 縮切揚程比と軸動力比の計算値

特性量 比速度 $n_s$	回転数 $n$ rpm	羽根先端弦節比 $(\ell/t)_e$	遠心力に基づいた水頭増加 $H'_s$ (m)	軸動力の計算値 $L'_{as}$ (kW)	$H'_s/H_0(\ell/t)_e$	$L'_{as}/L_{a0}(\ell/t)_e^2$
700	693	1.14	8.92	12.16	2.17	0.98
900	890	1.10	12.65	31.37	2.57	2.61
1100	1090	0.81	17.97	78.24	2.39	2.93
1300	1287	0.536	19.03	105.39	1.76	1.71
1200	1250	0.650	8.66	6.28	1.70	0.78

## 6. 結論

比速度の異なる5種類の斜流ポンプ羽根車の試作と性能試験結果を整理検討し、縮切特性に及ぼす羽根車形状と諸因子の影響を調べた。また、縮切状態における循環流モデルを設定し、縮切揚程比と軸動力比を計算した。その結果、以下のことが明らかになった。

(1) 斜流ポンプの縮切特性は羽根車形状、特に子午面の形状、すなわち図6で示した羽根前縁、後縁、及び2

本の代表流線  $as$ ,  $es$  で囲った4角形状と密接な関係がある。

(2) 代表分岐子午面流線によって羽根車を吸込側および吐出し側に分け、それぞれの循環流モデルを周方向に平均して近似した縮切揚程比と軸動力比は、実験結果と良好な相関がある。

(3) 斜流ポンプの縮切揚程比、軸動力比の低減に有効な、羽根車形状要素として、前傾角、出口内外径比、入口内外径比、翼弦長比、斜流角、および羽根車入口角な

どの選定指針がえられた。

最後に、本研究の進行にあたり、ご援助とご協力をいただいた西 道弘教授、岡本 実助手、榎 秀勝技官、藤川 秀樹、高津 和宏、御領 親幸の諸氏に厚くお礼申し上げます。

#### (参考文献)

- (1) 松永, 宇野, 塚本, 塚本: 斜流ポンプに関する研究 (羽根車損失の予測値と実測値の比較), 日本機械学会論文集, 51巻467号B, 1985. 7., 2382~2389.
- (2) 松永, 宇野, 飛田, 塚本: 斜流ポンプに関する研究 (羽根車出口におけるエネルギー損失), 日本機械学会論文集, 51巻471号B, 1985. 11., 3497~3504.
- (3) 松永, 飛田, ほか2名: ターボポンプの系統的設計とその特性に関する研究 (第1報), 設計法とその結果, 九州工業大学研究報告 (工学) No.26, 1973. 3 51~62.
- (4) Kováts, A. De. and Desmur, G., Pumps, Fans & Compressors, (1966) 50, Biackie & Son.
- (5) 丁成偉: 遠心ポンプと軸流ポンプ, 中国機械工業出版社, 1985. 5., 47.
- (6) 荏原製作所設計部: ポンプ講座 (X V III), エハラ時報 第8巻, 第28号, 1959. 3., 31~32.
- (7) 松永, 飛田, ほか2名: ターボポンプの系統的設計と特性に関する研究 (第2報), 特性曲線の推定法と特性試験, 九州工業大学研究報告 (工学), No.26, 1973. 3., 63~73.
- (8) A. J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons, Inc., 1957, 354.