

## 원심펌프 설계 소프트웨어 개발

박이동 · 유호선\* · 권양구\*\*

성균관대학교 기계공학과  
경상대학교 기계공학과\*  
성균관대학교 대학원 기계공학과\*\*

## The Development of Software for Design of Centrifugal Pumps

Ee-Tong Pak · Ho-Seon Yoo\* · Yang-Koo Kwon\*\*

Sung Kyun Kwan University  
Kyeong Sang National University\*  
Graduate School, Sung Kyun Kwan University\*\*

### 요 약

산업체에서 널리 사용되고 있는 원심펌프에 대한 기초 연구로서, 회전차 설계 기술을 정립하여, 원심펌프의 설계 과정을 단순화시킴으로서 편리하게 설계할 수 있는 소프트웨어를 개발하는데 본 연구의 목적을 두었다. 원심펌프 설계는 2단계로 나누어, 첫째로 A.J.Stepanoff의 이론과 경험을 이용하여 회전차를 설계하고, 수두 검사를 실시하여 바르게 설계되었는지를 확인하였다. 둘째로 아르키메데스 나선형으로 와류실을 설계하였다. 본 연구는 이 과정들을 C-언어를 사용하여 소프트웨어로 개발하였다. 개발된 원심펌프 설계소프트웨어의 타당성을 확인하기 위해, 실 제품과 비교한 결과에서 잘 일치하였다.

### ABSTRACT

A centrifugal pump was selected as a basic study, for it was utilized widely at the industry among various types of pumps. The purpose of this study was to develop the software for design of centrifugal pump. The step of this design was divided into two stages. First, the impeller was designed by the experiences and theory of A.J.Stepanoff, and the head was checked whether the design of impeller was acceptable. Second, the volute chamber was designed by the Archimedes spiral. Then, These procedures of impeller and volute chamber were developed into the software in C-language.

Checked the validity of the developed software, the results were consistent with the actual pump produced domestically.

## Nomenclature

b	:Width of impeller vane(m)
c	:Absolute velocity(m/s)
d	:Diameter(m)
g	:Gravitational acceleration(m/s <sup>2</sup> )
H*	:Head of the design specification(m)
H	:Actual head(m)
NPSH	:Net Positive Suction Head( $(P_o - p_v)/\gamma$ )
K	:Velocity coefficient
n	:Rotational speed(rpm)
n <sub>s</sub>	:Specific speed
Q	:Flow rate(m <sup>3</sup> /s)
r	:Radius(m)
s	:Vane thickness(m)
U	:Peripheral velocity(m/s)
W	:Relative velocity(m/s)
z	:Number of blades
$\beta$	:Angle between relative velocity and tangential direction
$\epsilon_{limit}$	:Impeller radius ratio at limit of "Blade Solidity"
$\sigma$	:Slip coefficient
$\chi$	:Slip factor
$\phi$	:Capacity coefficient
$\Psi$	:Head coefficient
$\nu$	:Boss ratio( $d_B/d_{1o}$ )
$\lambda$	:Velocity increment rate
$\omega$	:Angular speed(rad/s)

## Subscripts

1	:Inlet of impeller
2	:Outlet of impeller
3	:Base circle
i	:Hub side component
m	:Meridian component
o	:Shroud side component
s	:Suction side
th	:Theoretical
u	:Tangential
$\infty$	:Infinite

## 1. 서론

현재 국내의 선진국의 화학공정제어, 원자력 발전, 화력발전, 등 여러 분야에서 펌프의 수요가 급증하고 있으며, 독일, 일본, 미국 등에서 활발한 연구가 이루어지고 있다. 국내에서도 수요의 증가로 인한 관심의 증대로 펌프 설계기술이 축적되고 있지만, 아직까지 수작업을 통한 기초적인 설계기술에 머물러 있다. 선진국에서는 컴퓨터를 통한 설계기법을 도입하여 펌프의 전문인력 양성을 위한 교육과 전문설계에 이르기까지 전산설계 소프트웨어개발의 연구에 집중적 투자를 하고 있다. 따라서 펌프에 대한 기초적인 연구로서, 산업체에서 널리 사용되고 있는 원심펌프의 독자적인 설계기술을 정립하는데 목적을 두었다.

원심펌프설계의 제원결정에 있어서 회전차입 출구와 회전차통로에서 여러 복잡한 현상이 발생하여 이론적 해석의 어려움이 있다. 따라서 원심펌프설계는 설계자의 경험과 실험치들에 의존하여 결정되어 왔다.<sup>1,2,3)</sup> 본 연구에서는 원심펌프설계를 2단계로 나누어 실시하였다. 첫째로 회전차는 펌프분야의 체계적인 학문을 개척한 A.J.Stepanoff<sup>4)</sup>의 이론과 경험을 이용하여 설계하고, 바르게 설계되었는지를 확인하기 위한 과정으로써, F.J.Wiesner<sup>5)</sup>의 미끄럼이론을 사용하여 수두 검사하는 성능해석기법을 확립하였다. 둘째로 와류실은 실제적으로 널리 사용되고있는 아르키메데스나선형(Archimedes spiral)로 설계하였다.<sup>6)</sup>

그리고, 이 소프트웨어의 타당성을 실제품과 비교검토하였다.

## 2. 설계를 위한 제원결정의 관련이론

## 2.1 Stepanoff선도

설계사양(n, H\*, Q)로 부터 비속도(n<sub>s</sub>)를 계산하고, 경험적인 자료를 이용하여 회전차의 주요한 제원, 즉 깃 입구경, 출구경, 입구폭, 출구폭 등을 결정한다. 이를 위한 자료로서는 Stepanoff선도(Fig.1, Fig.2)를 사용한다.

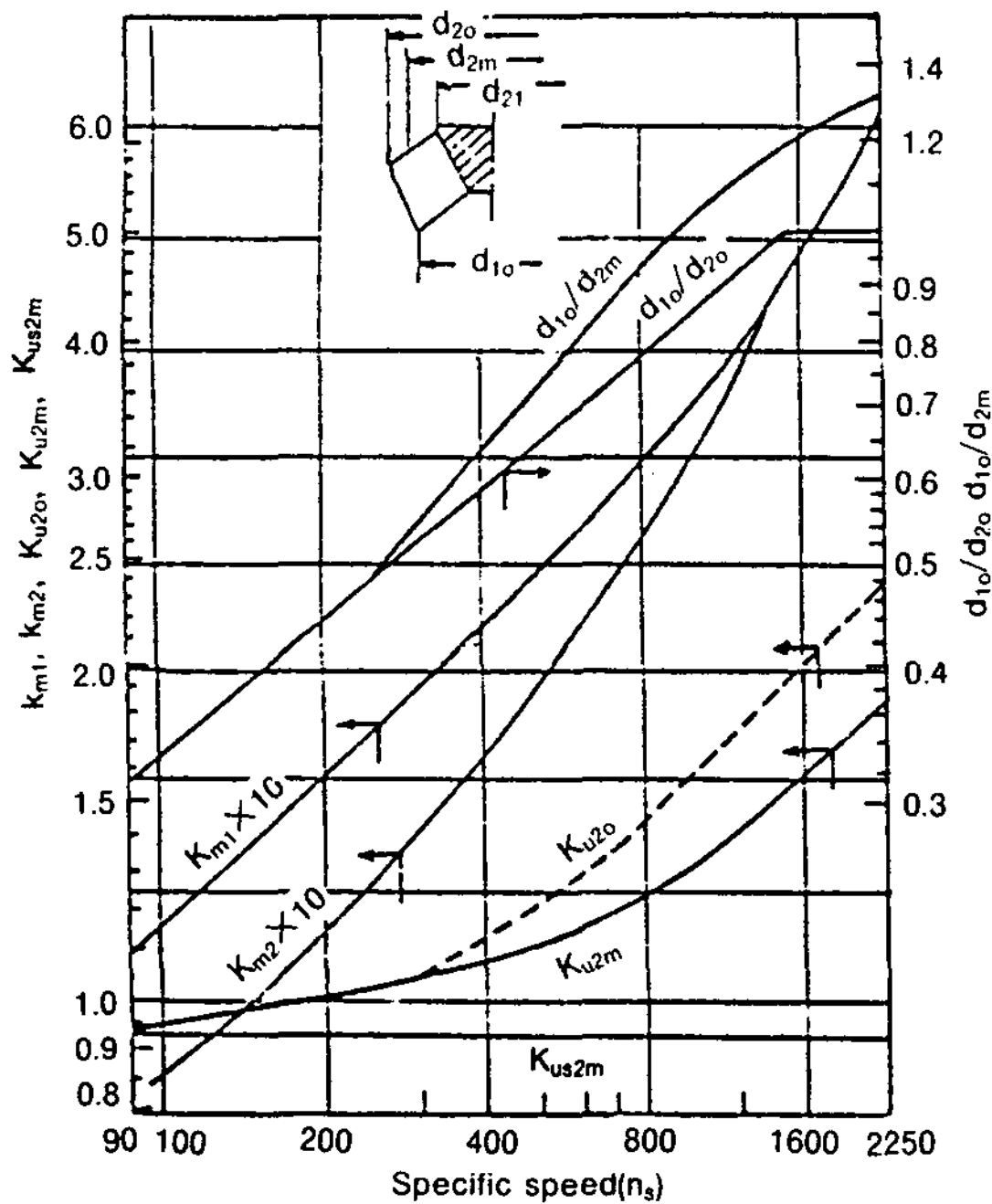


Fig.1 Design constants of impellers (Stepanoff diagram)

Stepanoff선도는 펌프전반에 통용하는 수치를 주어지는 것으로서, 비속도( $n_s$ )에 대한 회전차입구와 출구에서 자오선속도의 무차원값

$$K_{m1} = \frac{C_{m1}}{\sqrt{2gH^*}} \dots \dots \dots (1)$$

$$K_{m2} = \frac{C_{m2}}{\sqrt{2gH^*}} \dots \dots \dots (2)$$

와 출구연외단과 중앙부의 주속도에 무차원값

$$K_{u2o} = \frac{U_{2o}}{\sqrt{2gH^*}} \dots \dots \dots (3)$$

$$K_{u2m} = \frac{U_{2m}}{\sqrt{2gH^*}} \dots \dots \dots (4)$$

의 선도를 나타내고 있다.

체절시(Shut off)의 수두( $H_{us}$ )의 무차원값

$$K_{us2m} = \frac{U_{2m}}{\sqrt{2gH_{us}}} \dots \dots \dots (5)$$

로 주어져 있다.

이들 외에 회전차의 기하학적 형상을 결정하는데 회전차의 내외경비( $d_{1o}/d_{2o}$ ), ( $d_{1o}/d_{2m}$ )가 명시되어 있다.

본 연구는 설계범위를 원심펌프로 한정하였

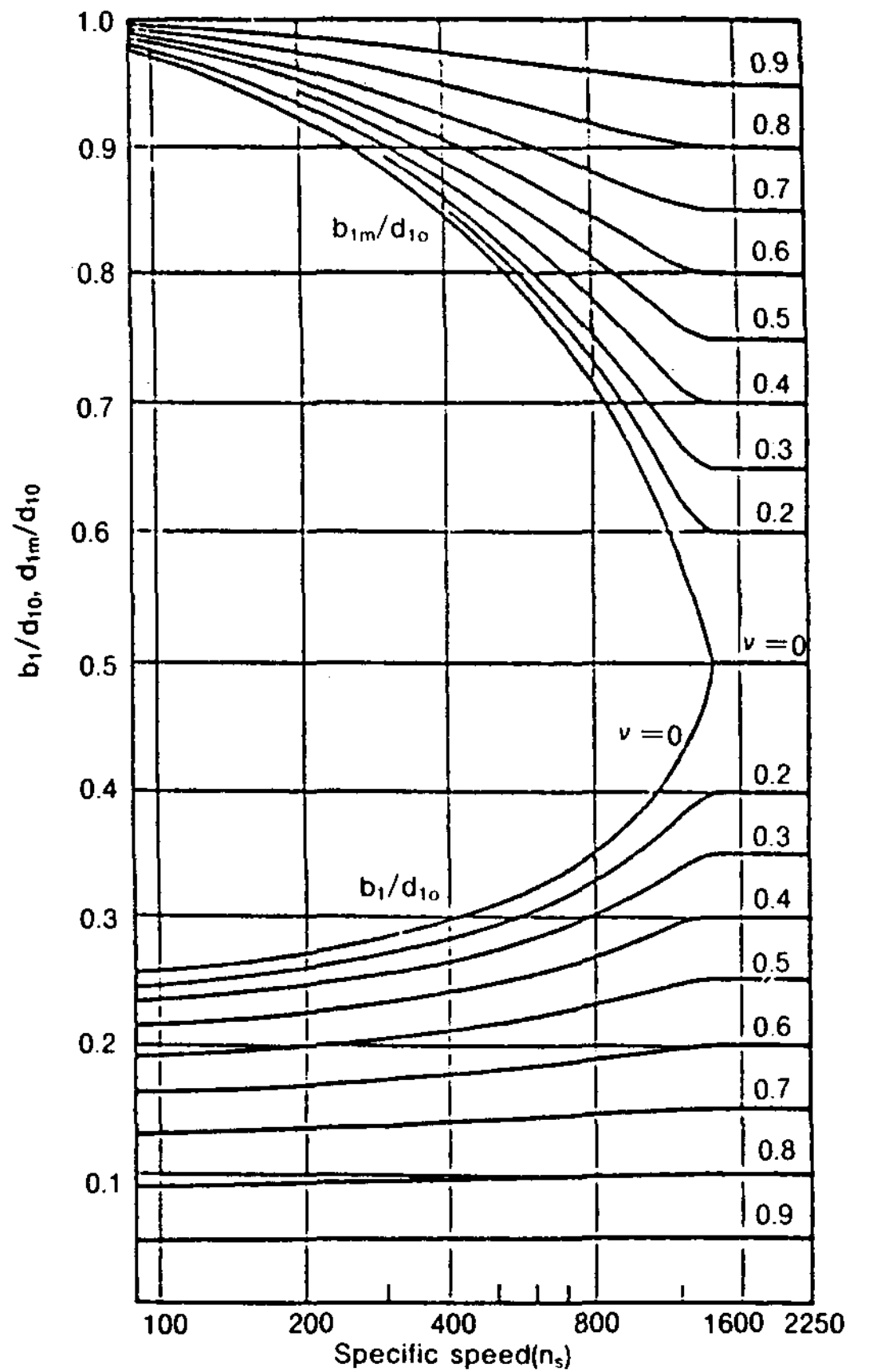


Fig.2 Impeller inlet width and inlet diameter ratio on change of specific speed( $n_s$ )

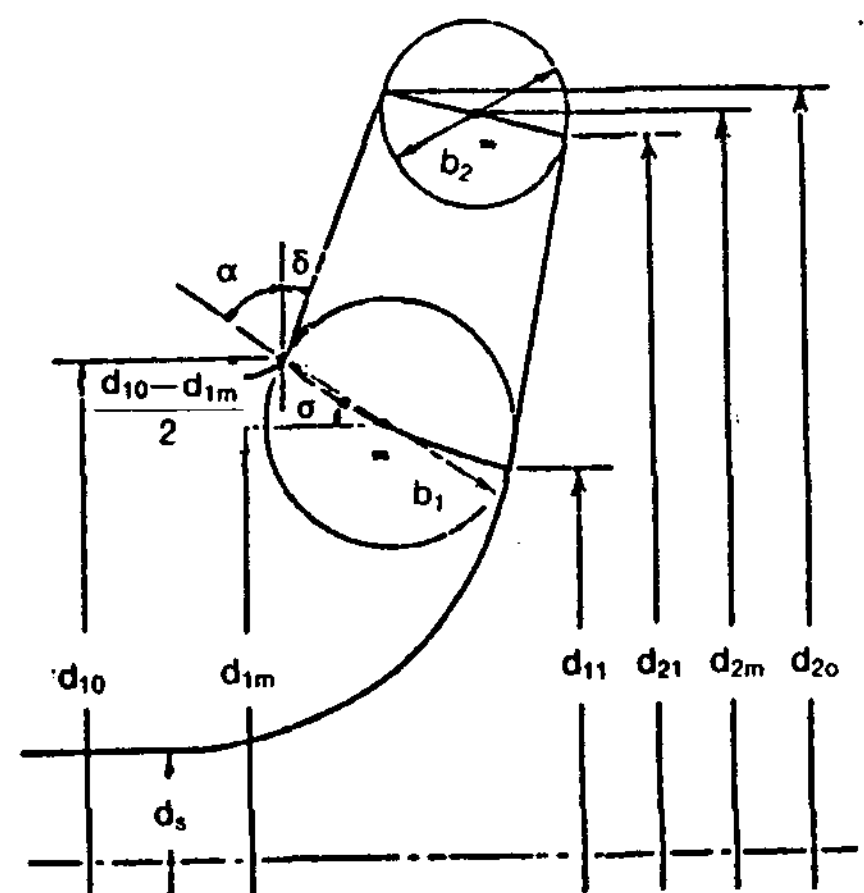


Fig.3 Schematic diagram of the centrifugal impeller

다. 원심펌프회전차의 주요제원은 Fig.3과 같이 표시한다.

### 2.2 회전차출구측 제원

(1)  $U_{2o}$ ,  $U_{2m}$ ,  $C_{m2}$ ,  $d_{2o}$ ,  $d_{2m}$  결정

Stepanoff선도(Fig.1)에서 설계정수  $K_{u2o}$ ,  $K_{u2m}$ ,  $K_{m2}$ 를 읽고, 출구외단주속도( $U_{2o}$ ), 출구중앙주속도( $U_{2m}$ ), 자오선속도( $C_{m2}$ )을 각각

$$U_{2o} = K_{u2o} \sqrt{2gH^*} \dots\dots\dots (6)$$

$$U_{2m} = K_{u2m} \sqrt{2gH^*} \dots\dots\dots (7)$$

$$C_{m2} = K_{m2} \sqrt{2gH^*} \dots\dots\dots (8)$$

구하고, 출구외단주속도( $U_{2o}$ )와 출구중앙주속도( $U_{2m}$ )로부터 출구외단직경( $d_{2o}$ ), 출구중앙직경( $d_{2m}$ )를 결정한다.

(2) 깃수( $z$ ) 결정

i) Stepanoff식

$$z = \beta_2 (\text{deg}) / 3 \dots\dots\dots (9)$$

ii) Pfeleiderer식

$$z = K \left\{ \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \right\} \sin \left\{ \frac{d_2 + d_1}{2} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

여기서,  $K$ 는 6.0~6.5이다.

위의 두식으로 부터 설계자의 경험으로 깃수를 선택한다.

(3) 출구폭( $b_2$ ) 결정

연속방정식으로 부터

$$b_2 = \frac{V}{(\pi d_{2m} - z s_{u2}) C_{m2}} \dots\dots\dots (11)$$

을 결정한다.

### 2.3 회전차입구측 제원

(1) 입구외단직경( $d_{1o}$ ) 결정

Stepanoff선도(Fig.1)에서 내외경비( $d_{1o}/d_{2o}$ ) 값을 읽고, 결정된 입구외단직경( $d_{2o}$ ) 값을 사용하면

$$d_{1o} = (d_{1o}/d_{2o}) d_{2o} \dots\dots\dots (12)$$

가 구해진다. 이 값은 회전차입구의 기준이 되는 중요한 치수이다.

(2) 입구중앙직경( $d_{1m}$ )과 입구폭( $b_1$ ) 결정

Stepanoff선도(Fig.2)로 부터 ( $d_{1m}/d_{1o}$ ), ( $b_1/d_{1o}$ )의 값을 읽고, 이미 결정된 입구외단직경( $d_{1o}$ )를 곱하면

$$d_{1m} = (d_{1m}/d_{1o}) d_{1o} \dots\dots\dots (13)$$

$$b_1 = (b_1/d_{1o}) d_{1o} \dots\dots\dots (14)$$

가 구해진다.

(3) 입구의 자오선속도( $C_{m1}$ ) 결정

깃선단이 상세하게 가공되었다고 생각하면, 연속방정식으로 부터

$$C_{m1} = \frac{V}{\pi d_{1m} b_1} \dots\dots\dots (15)$$

로 된다.

그러나, Stepanoff선도(Fig.1)에서 구한 설계정수( $K_{m1}$ )는 참고치로서 사용된다.

$$C_{m1}^* = K_{m1} \sqrt{2gH^*} \dots\dots\dots (16)$$

펌프에서 회전차입구의 자오선속도( $C_{m1}$ )값은 회전차입구의 충돌손실, 케비테이션 기타 수력학적 특성에 직접 관계하는 중요한 양으로 신중하게 선정해야 하는 값이다. 이와같은 의미에서 A.J.Stepanoff는 설계정수( $K_{m1}$ )을 경험치로 주어졌다. 따라서, 식(15)과 식(16)에서 자오선속도( $C_{m1}$ )값이 큰 차이가 있는 경우, 그 값이 식(16)에 주어지는  $C_{m1}^*$ 값과 일치하도록,  $d_{1o}$ ,  $\nu$ ,  $b_1$ ,  $d_{m1}$ 의 값을 수정하여 위의 설계과정을 반복 수행해야 한다.

### 2.4 수두의 검사

(1) Euler수두

출구측 주요제원이 결정되었을때, 설계사양의 수두( $H^*$ )을 실현시키기 위한 역학적 조건이 만족하는가를 검사할 필요가 있다. 깃수 무한인 경우의 깃출구중앙에서, 가정한  $\beta_{2m}$  값을 사용하여 출구측의 속도삼각형(Fig.4)로 부터 절대속도의 주방향성분( $C_{u2\infty}$ )를 구하면,

$$C_{u2\infty} = U_{2m} - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_{2m}} \dots\dots\dots (17)$$

이 되고, 예회전(Prerotation)이 없는 경우의 Euler 수두는

$$H_{1h\infty} = \frac{U_{2m} C_{u2\infty}}{g} \dots\dots\dots (18)$$

가 된다.

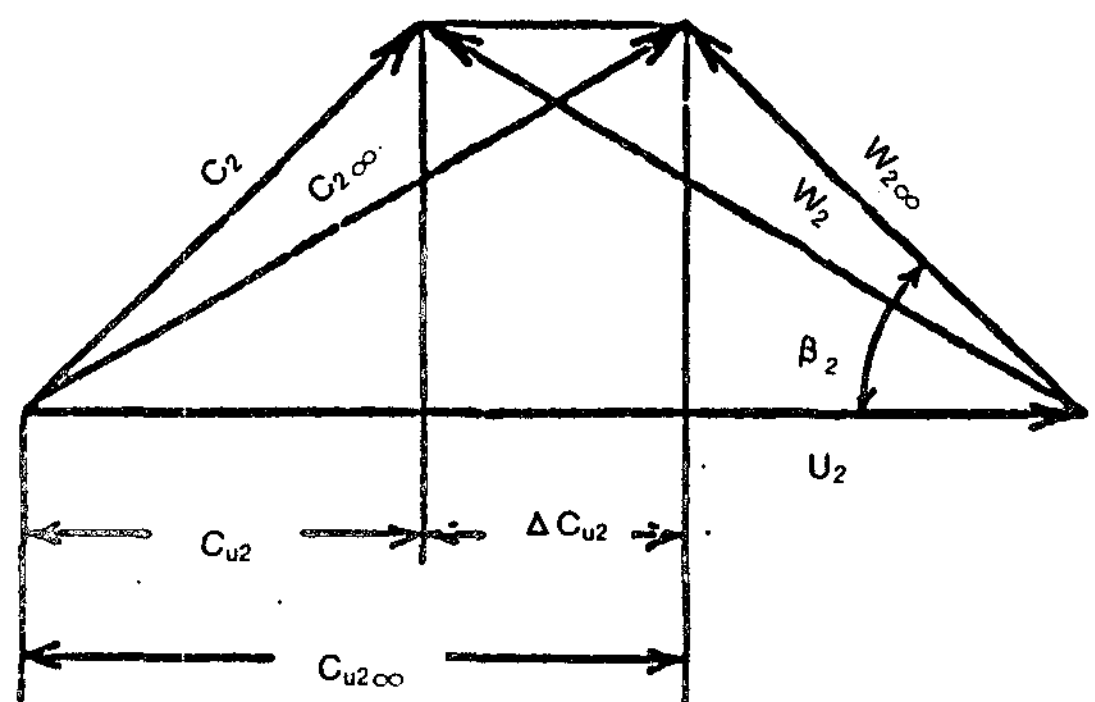


Fig.4 Velocity triangle of impeller outlet

(2) 이론수두

미끄럼에 관하여 여러 공식이 제시되어 있으나, 본 연구에서는 내외경비( $d_1/d_2$ )를 고려한 Wiesner경험식을 사용하였다.

미끄럼 속도를

$$\Delta C_u = U_{2m}(1 - \sigma) \dots\dots\dots (19)$$

으로 두고, 지표값

$$\epsilon_{limit} = \frac{1}{\exp\left(\frac{8.16 \sin \beta_2}{z}\right)} \dots\dots\dots (20)$$

을 계산하여

i)  $(d_1/d_2) < \epsilon_{limit}$ 인 경우

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}} \dots\dots\dots (21)$$

ii)  $(d_1/d_2) > \epsilon_{limit}$ 인 경우

$$\sigma = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}}\right) \left\{1 - \left(\frac{d_1/d_2 - \epsilon_{limit}}{1 - \epsilon_{limit}}\right)\right\} \dots\dots\dots (22)$$

가 된다.

윗식에서  $\beta_2 = \beta_{2m}$ 인 경우  $\sigma$ 가 구해지면,

$$C_{u2} = C_{u2\infty} - U_{2m}(1 - \sigma) \dots\dots\dots (23)$$

가 구해지고, 미끄럼계수는

$$\chi = \frac{C_{u2}}{C_{u2\infty}} = 1 - \frac{U_{2m}}{C_{u2\infty}}(1 - \sigma) = 1 - \frac{1}{\phi_{\infty}}(1 - \sigma) \dots\dots\dots (24)$$

단,

$$\phi_{\infty} = \frac{H_{th\infty}}{(U_{2m}^2/g)}$$

이므로, 이론수두는

$$H_{th} = \chi H_{th\infty} \dots\dots\dots (25)$$

가 된다.

(3) 실수두

전효율, 기계적 효율, 체적효율로 부터 수력 효율을 구하여

$$H = \eta_h H_{th} \dots\dots\dots (26)$$

를 결정하였다.

이상과 같이 계산한 실수두(H)가 설계사양( $H^*$ )와 일치하지 않으면, 깃수(z)와 출구중앙 각( $\beta_{2m}$ )을 수정하여 두값이 일치하도록 한다.

2.5 회전차의 시라우드유평과 깃곡선

현재의 시라우드 유평설계는 전적으로 설계자의 제량에 맡겨져있다. 회전차통로내의 유동에서 물입자의 궤적을유동선 (Flow Line)이라 하면, 외측을 통과하는 유동선은 시라우드 (Shroud)와 일치시키고, 내측을 통과하는 유동선은 허브(Hub)가 된다.

Fig.5에서 시라우드와 허브를 대표하는 유동선 oo와 ii를 포함하는 회전차통로내의 모든 유동선은 일련의 곡선군을 형성하고 있다고 생각한다. 이것과 직교하는 곡선군을 고려하여 이 직교곡선상에서 회전차입구의 자오선속도( $C_{m1}$ )가 일정하다고 생각하고, 2.2, 2.3절에서 결정된 회전차출입구의 제원( $d_{2o}, d_{2m}, b_2, d_{1o}, d_{1m}, b_1$ )을 토대로 Fig.6와 같이 설계자의 제량에 따라 그린다. 본 연구에서는 Y.Murakami의 방법을 이용하였다.<sup>6)</sup>

깃곡선의 결정을 지배하는 명확한 유체역학적 원리가 존재하는 것은 없고, 보통 주어진 회전차입구와 출구의 조건을 만족하는 적당한 길이의 원활한 곡선이 요청된다. 다시 말하면, 설계후에 완성된 회전차가 효율이 좋게 작동하는 것이라면, 어떤 곡선이라도 좋을 수 밖에 없다. 본 연구에서 일원호법을 이용하여 깃곡선을 그렸다.  $d_1, d_2, \beta_2, \beta_1$ 의 출·입구제원을 만족하는 깃의 일원호의 반경은

$$R = \frac{d_2^2 - d_1^2}{4(d_2 \cos \beta_2 - d_1 \cos \beta_1)} \dots\dots\dots (27)$$

이다.

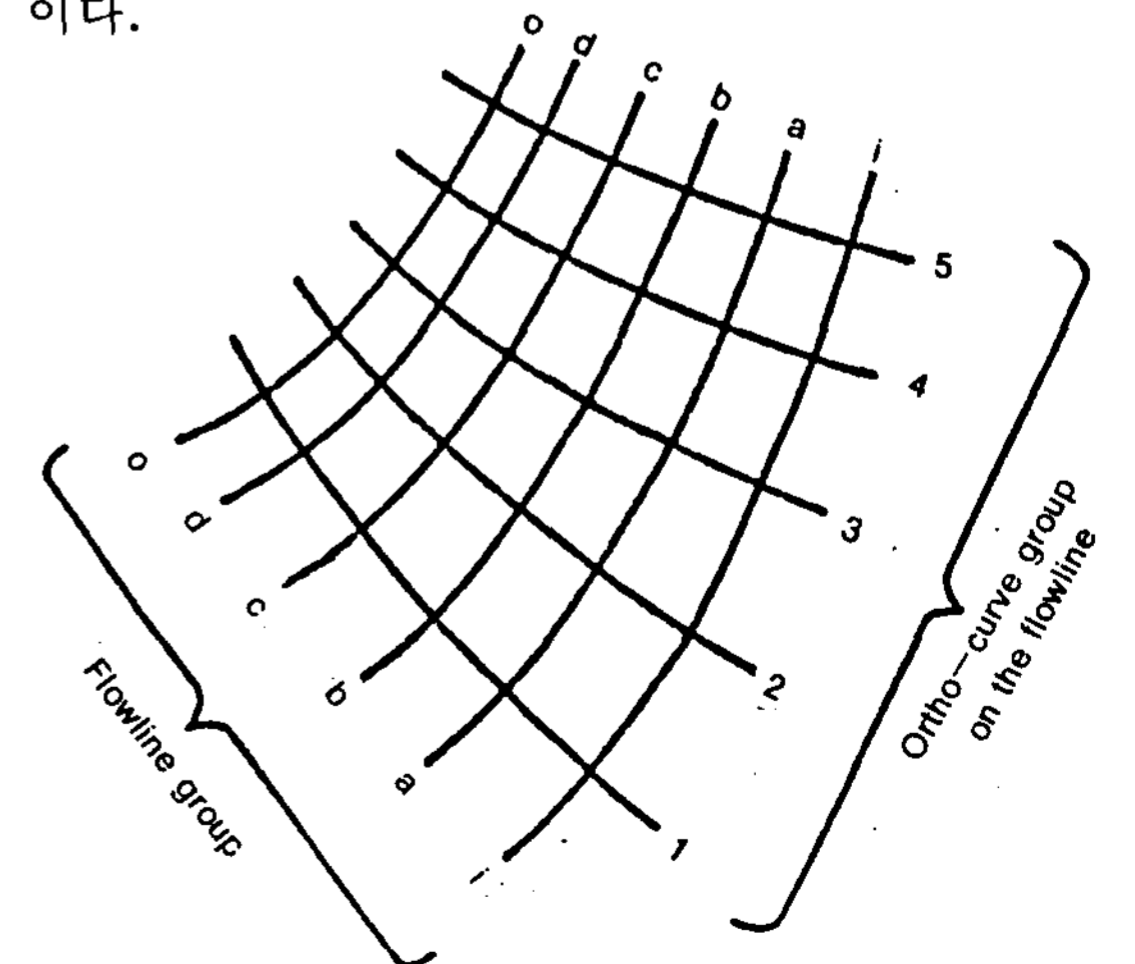


Fig.5 Flowline group and orthogonal curve group

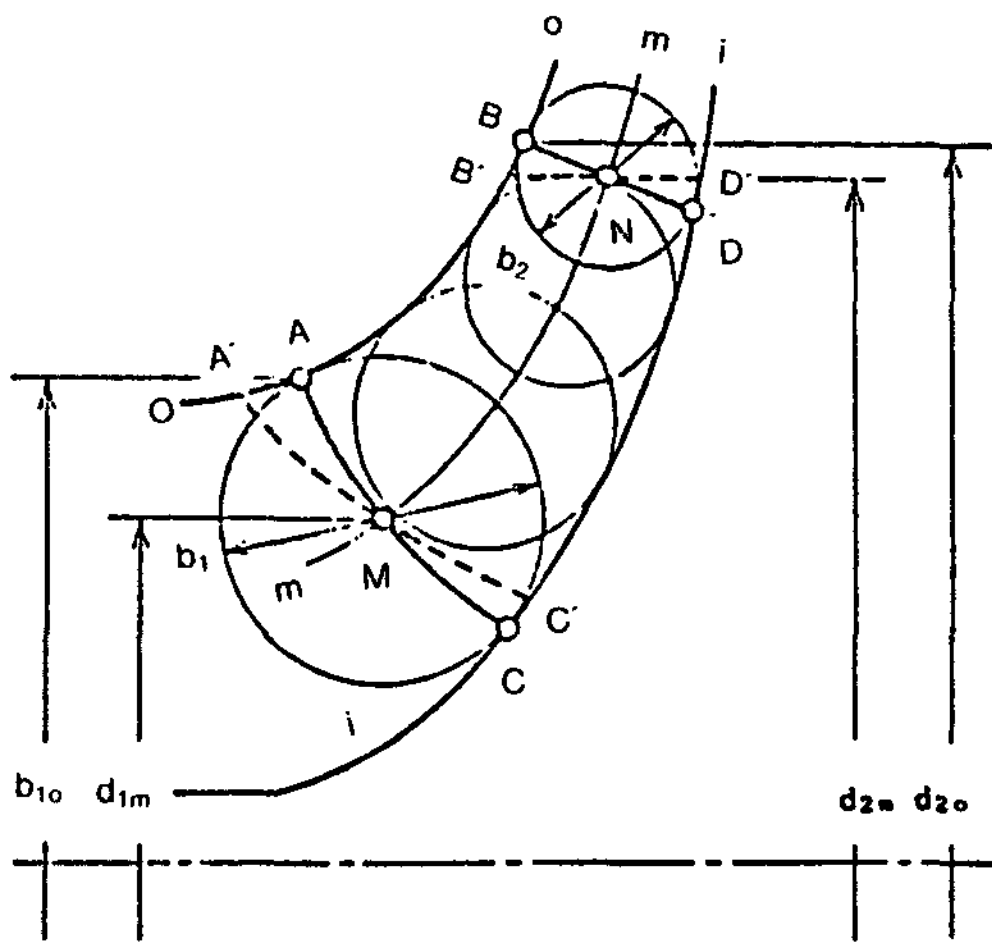


Fig.6 Decision of shroud contour

깃선단B부터 작도하며, Fig.7와 같게 된다. 이와같은 방법은 간단하고, 양호한 특성을 나타내지만, 회전차출, 입구의 조건만으로 결정된 것이 단점이다.

2.6 와류실의 제원결정

회전차출구에서 나온 물을 될수 있는 대로 손실없이 운동에너지를 압력에너지로 회수하도록 와류실(Volute chamber)을 설계하는 것이 좋다. 와류실을 설계하는데 두가지 방법이 있다.

첫째는 와류실내의 유동이 자유와 유동(Free Vortex Flow)로 간주한다. 이것은 실제 와류실내의 유동은 자유와형이 아니므로 좋은 결과를 얻을 수 없다.

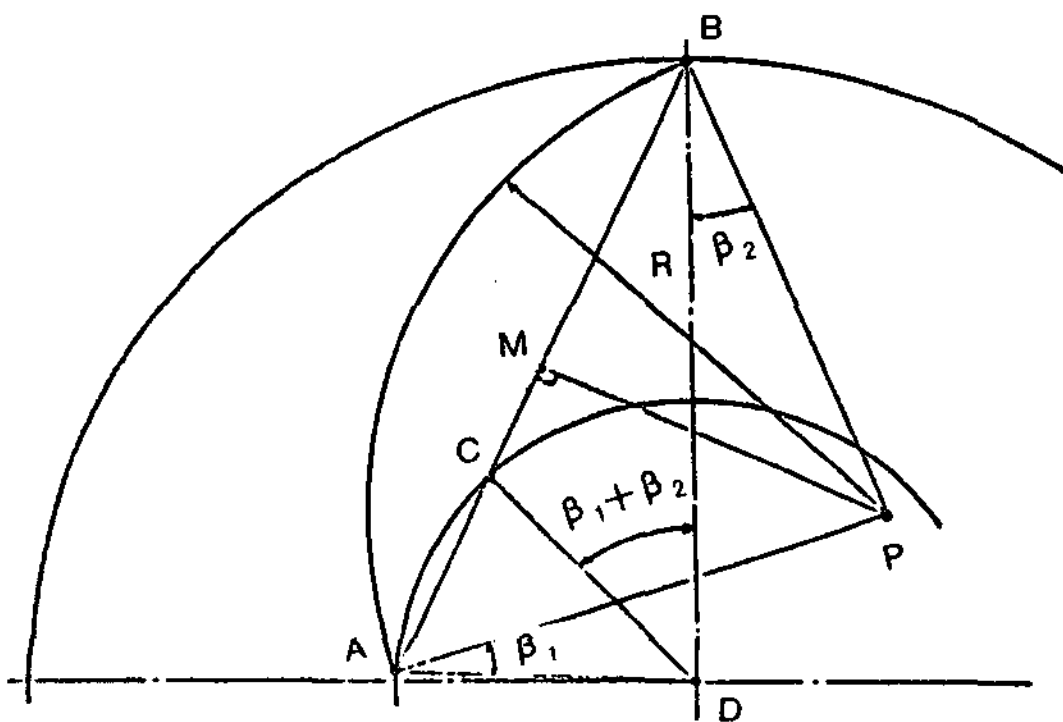


Fig.7 Plain vane drawn as a circular arc

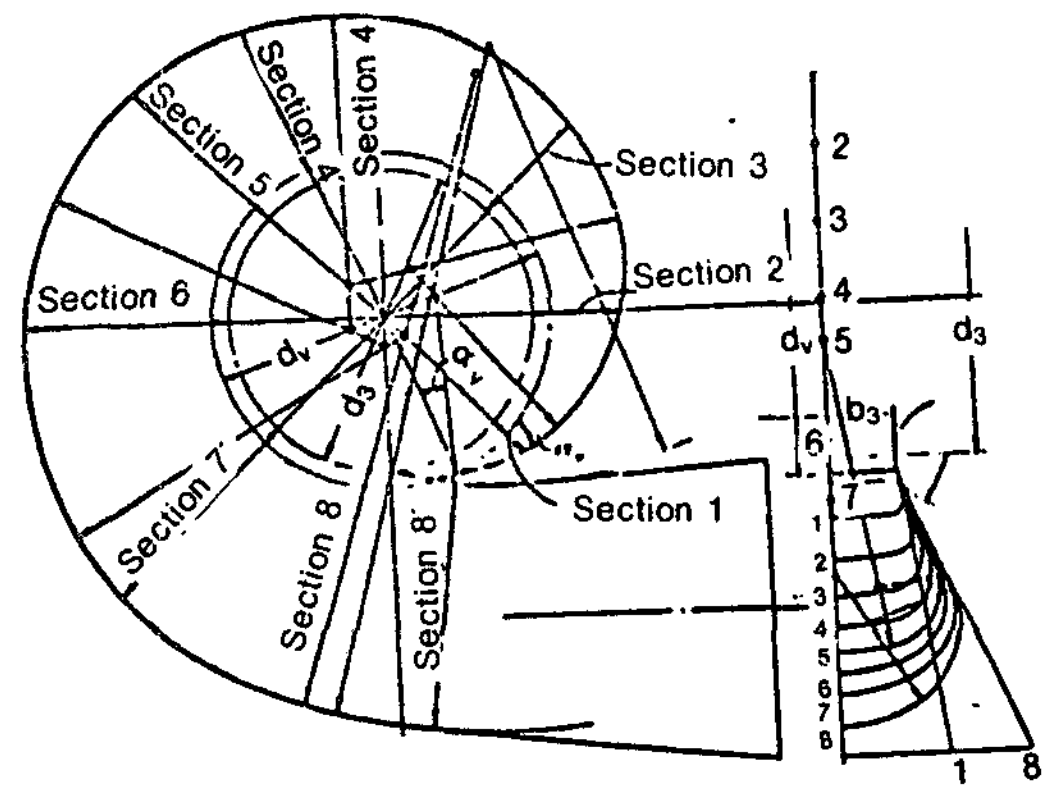


Fig.8 Pump volute casing (Archimedes spiral)

둘째는 와류실내의 유속은 일정하고, 와류실의 소용돌이 초기부터 출구로 향하여 단면적이 일정하게 증가해가는 아르키메데스나선형(Archimedes spiral)이 실제적인 효과에서 우수하다. Fig.8는 와류실의 주요제원이다.

A.J.Stepanoff는 회전차외경(d2)와 기초원직경(d3)의 관계로서

$$\rho = \frac{d_3 - d_2}{d_2} \dots \dots \dots (28)$$

을 비속도(ns)의 함수로써 경험치를 Fig.9와 같이 주어지고 있다. 이것을 이용하여 기초원직경(d3)가 결정된다. 이 위치에서 Volute Angle (αv)은 회전차를 나온 물이 기초원직경(d3)의 원주상에 도달할때, 그 유속과 원주방향과 이루는 각과 같게 설계하는 것이 좋다.

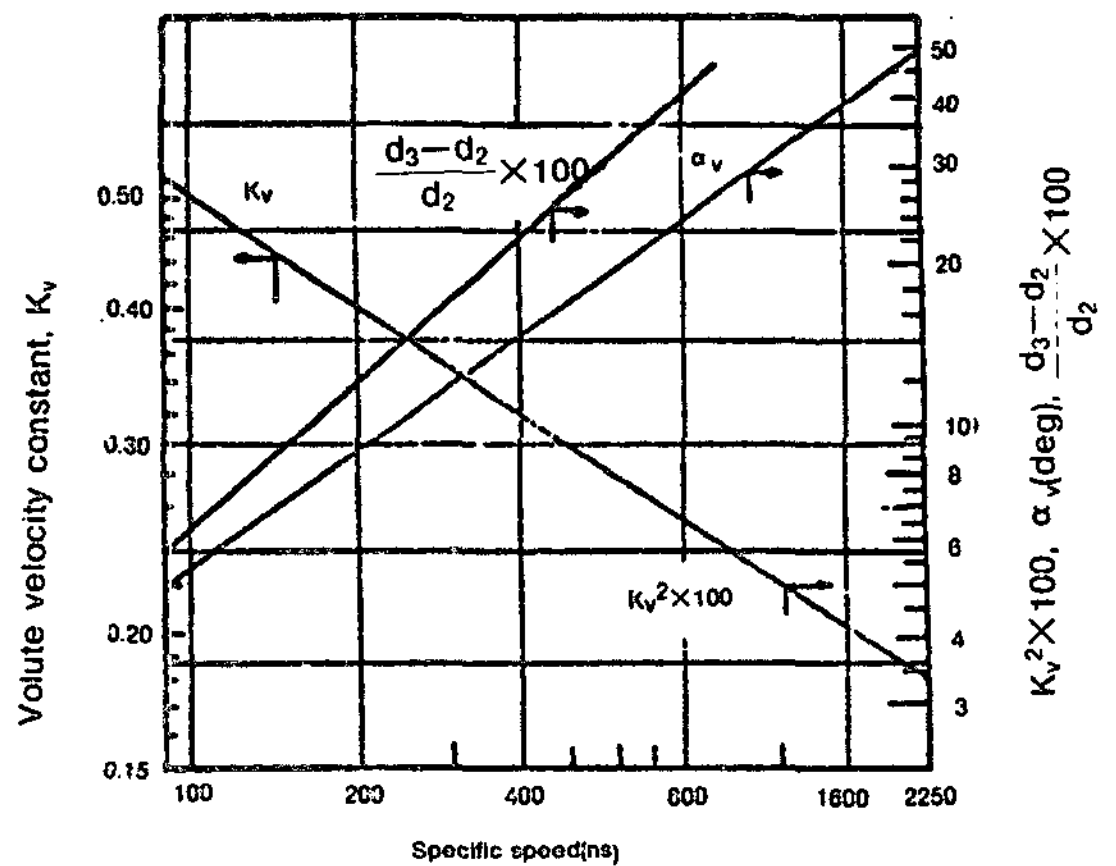


Fig.9 Design constants of volute casing (Stepanoff diagram)



와류실폭( $d_3$ )에 대해 명확한 기준은 없지만  
 $d_3=2.0b_2$ (저속도의 비속도( $n_s$ )에 대해)  
 $d_3=1.75b_2$ (중속도의 비속도( $n_s$ )에 대해)  
 $d_3=1.60b_2$ (고속도의 비속도( $n_s$ )에 대해)  
 으로 주어지고 있다. 아르키메데스나선형의 경우,  
 와류실단면에 대한 평균속도( $C_v$ )는 일정  
 하고, 그 값의 무차원 값

$$K_v = \frac{C_v}{\sqrt{2gH^*}} \dots \dots \dots (29)$$

을 비속도( $n_s$ )의 함수로써 주어지고,  $d_3$ 의 원  
 주상에 유동 방향으로 측정된  $\theta^\circ$ 의 위치에서  
 그 횡단면적  $A(\theta)$ 는

$$A(\theta) = \frac{\theta}{360} \left( \frac{Q}{C_v} \right) \dots \dots \dots (30)$$

### 3. 소프트웨어 개발 방법

1. 펌프분야의 체계적인 학문을 개척한  
 A.J.Stepanoff의 이론과 경험을 바탕으로 한 Ste-  
 panoff선도(Fig.1)를 미리 컴퓨터에 중요한 설  
 계정수값을 입력하였다.

2. 설계사양인 회전수( $n$ ), 수두( $H^*$ ), 유량  
 ( $Q$ )으로 부터 비속도( $n_s$ )가 정해지면, 내삼법  
 을 통하여 이 비속도에 해당하는 설계정수들  
 ( $K_{m1}$ ,  $K_{m2}$ ,  $K_{u02}$  등)이 결정되고, 이 설계정  
 수들로 부터 회전차출, 입구 제원을 결정한다.  
 6,7)

3. 결정된 회전차출구 제원에 대하여 설계사  
 양의 수두와 일치하는가를 확인하는 성능검사  
 를 해보아야 한다. 성능(수두)검사는 관성력에  
 의한 상대순환으로 발생하는 미끄럼손실과 회  
 전차통로내에서, 마찰, 유동변화 등으로 발생  
 하는 수력손실로 나누어 검사한다.

4. 컴퓨터로 부터 그래픽을 용이하게 지원받  
 고, Hard copy를 위한 출력포트를 제어할 수  
 있는 컴퓨터언어인 C-언어를 사용하여

- 1) 회전차출, 입구의 속도삼각형을 표시한다.
- 2) 회전차출, 입구제원을 근거로 시라우드운  
 광과 깃형상을 그린다.
- 3) 회전차통로내의 유동분포를 표시한다.
- 4) Stepanoff선도(Fig.9)로 부터 와류실형상  
 을 수치적으로 계산하고, A.J.Stepanoff가 추천

하는 아르키메데스나선형(Archimedes spiral)를  
 그린다.

위의 과정을 순서도로 표시하면, Fig.10와 같  
 다.

### 4. 소프트웨어와 실제품과의 비교검토

소프트웨어의 타당성을 검증하기 위하여 일  
 반적으로 사용되는 실제품과 비교검토하였다.  
 실제품으로는 청우펌프사의 유량( $Q=$   
 $0.27m^3/s$ ), 수두( $H^*=15m$ ), 회전수( $n=$   
 $1750rpm$ )인 KS규격화된 Model(SB215)의 회  
 전차설계도면을 이용하였다. (Fig.11)

소프트웨어에 위의 설계사양으로 하여 설계  
 를 수행한 결과를 토대로 회전차출입구의 속도  
 삼각형(Fig.12(a)), 깃곡선과 시라우드형상  
 (Fig.12(b)), 깃내의 상대속도분포(Fig.12(c)),  
 와류실의 전면도와 단면도(Fig.12(d))와 같이  
 도식화하였다. 청우펌프사의 회전차출입구 제  
 원(Fig.11)과의 비교는 다음 Table 1과 같다.

Table. 1 Comparison between the calculated values and the actual product

회전차 제원	S/W계산치	실제품
출구외단직경( $d_{2o}$ )	200mm	200mm
입구외단직경( $d_{1o}$ )	60mm	60mm
출구 깃폭( $b_2$ )	5mm	$6 \pm 0.5mm$
입구 깃폭( $b_1$ )	12mm	13mm
출구 깃각( $\beta_2$ )	$24^\circ$	$24^\circ$
입구 깃각( $\beta_1$ )	$29.3^\circ$	$22.5^\circ$
깃수( $z$ )	5매	5매
깃 두께( $s$ )	5mm	$5 \pm 0.5mm$
실수두( $H$ )	15.8m	15m

위의 소프트웨어계산치와 실제품을 비교하여  
 보면,

- 1) 출구깃폭, 입구깃폭에서 약간의 오차가  
 존재하지만, 이들의 작은 오차는 생산현장에서  
 회전차를 생산할때, 크게 문제가 되지 않는다.
- 2) 입구깃각에서 차이를 보이는 것은 본 연  
 구에서는 회전차입구에서 예회전, 충돌손실을

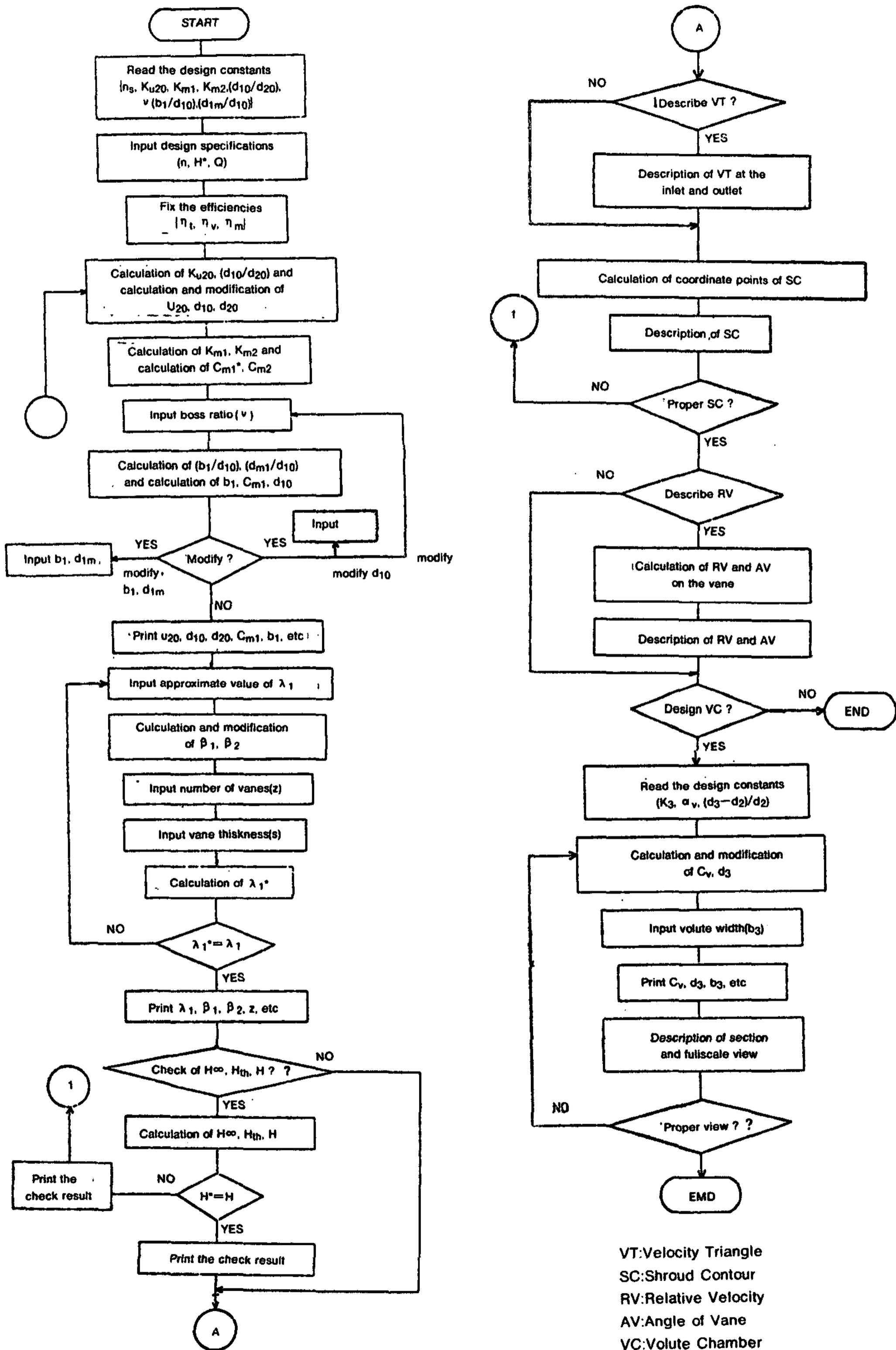


Fig.10 Design flowchart of centrifugal pumps



무시하고 설계를 수행하였기 때문이지만, 실수두에 크게 영향을 주지 않는다.

3) 소프트웨어에서 계산된 실수두(H)가 설계사양(H\*)보다 약간 높게 구해지는 것으로 보아 본 연구에서 개발된 소프트웨어가 양호함을 알 수 있다.

그러나 회전차형상과 와류실형상이 원(circle)이지만, 타원처럼 보이는 것은 그래픽모드에서 화면의 종횡비가 1이 아니기 때문이다.

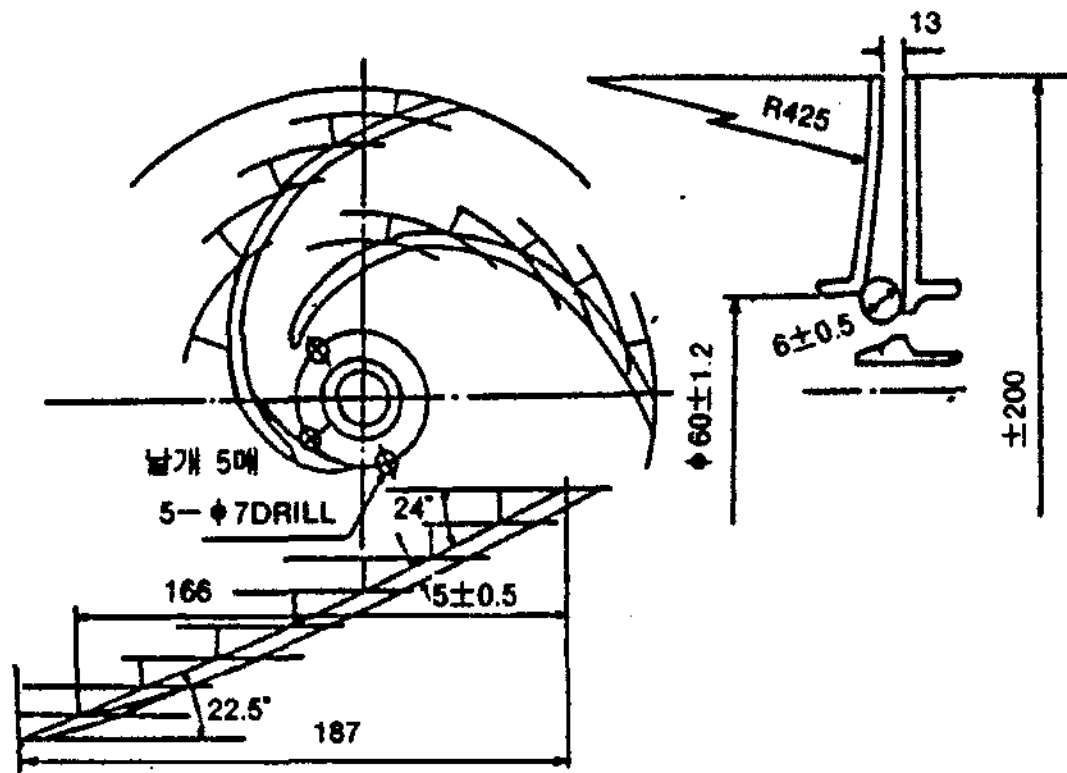


Fig.11 The drawing of the actual product(CHUNG-WOO, model: SB215):

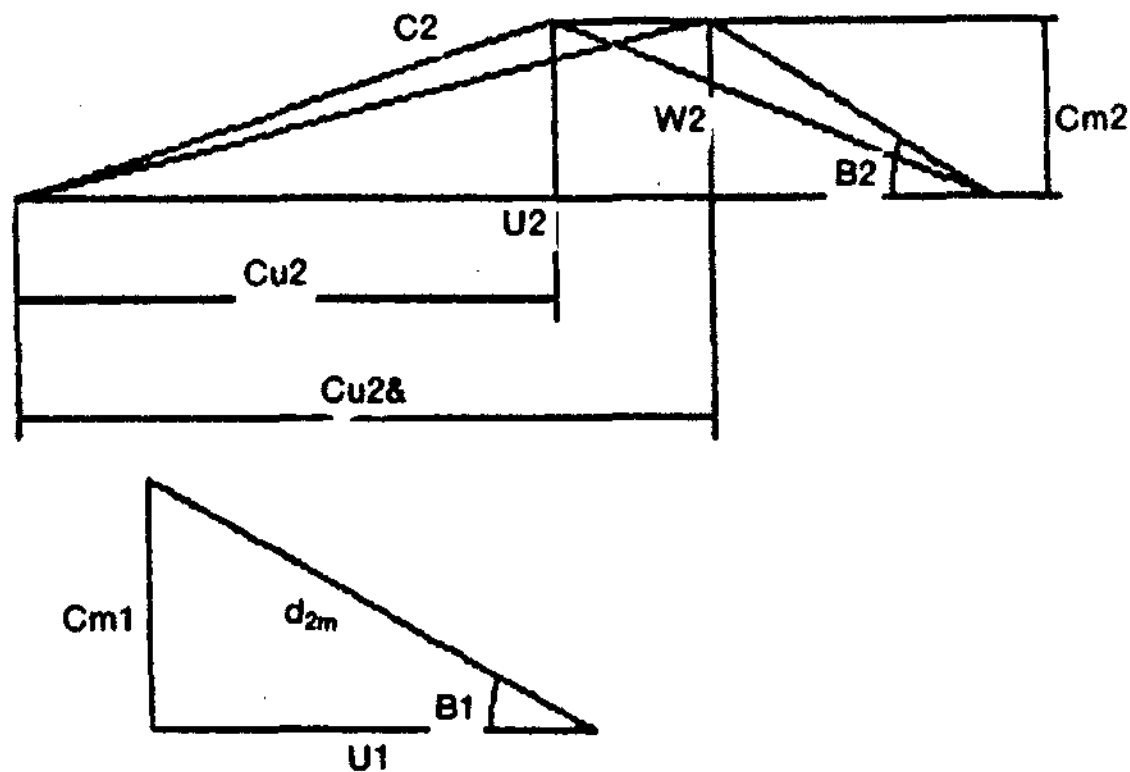


Fig.12(a) Velocity triangles of inlet and outlet

### 5. 고찰

여러 설계변수들중에 실수두(H)에 큰 영향을 주는 변수를 알아 보기위해, 미끄럼에서 지배적인 역할을 하는 깃수에 대해서 알아보았다. 즉, 회전차의 모든 설계변수를 고정시키고, 깃수만 변화시킬때, 깃수의 영향은 Fig.13

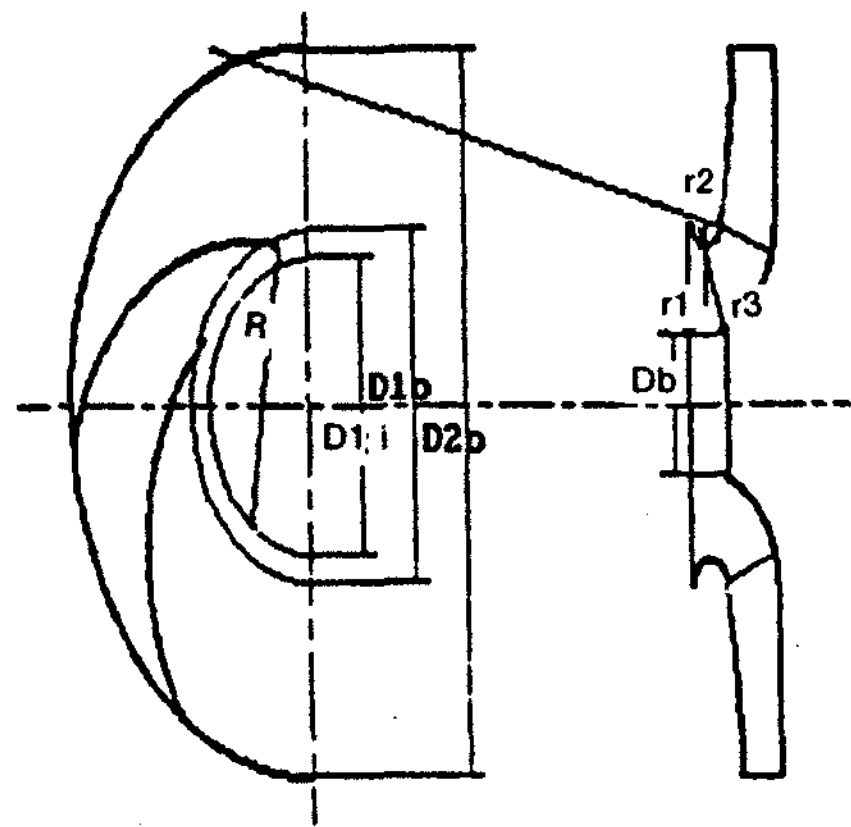


Fig.12(b) Vane curve and shroud contour

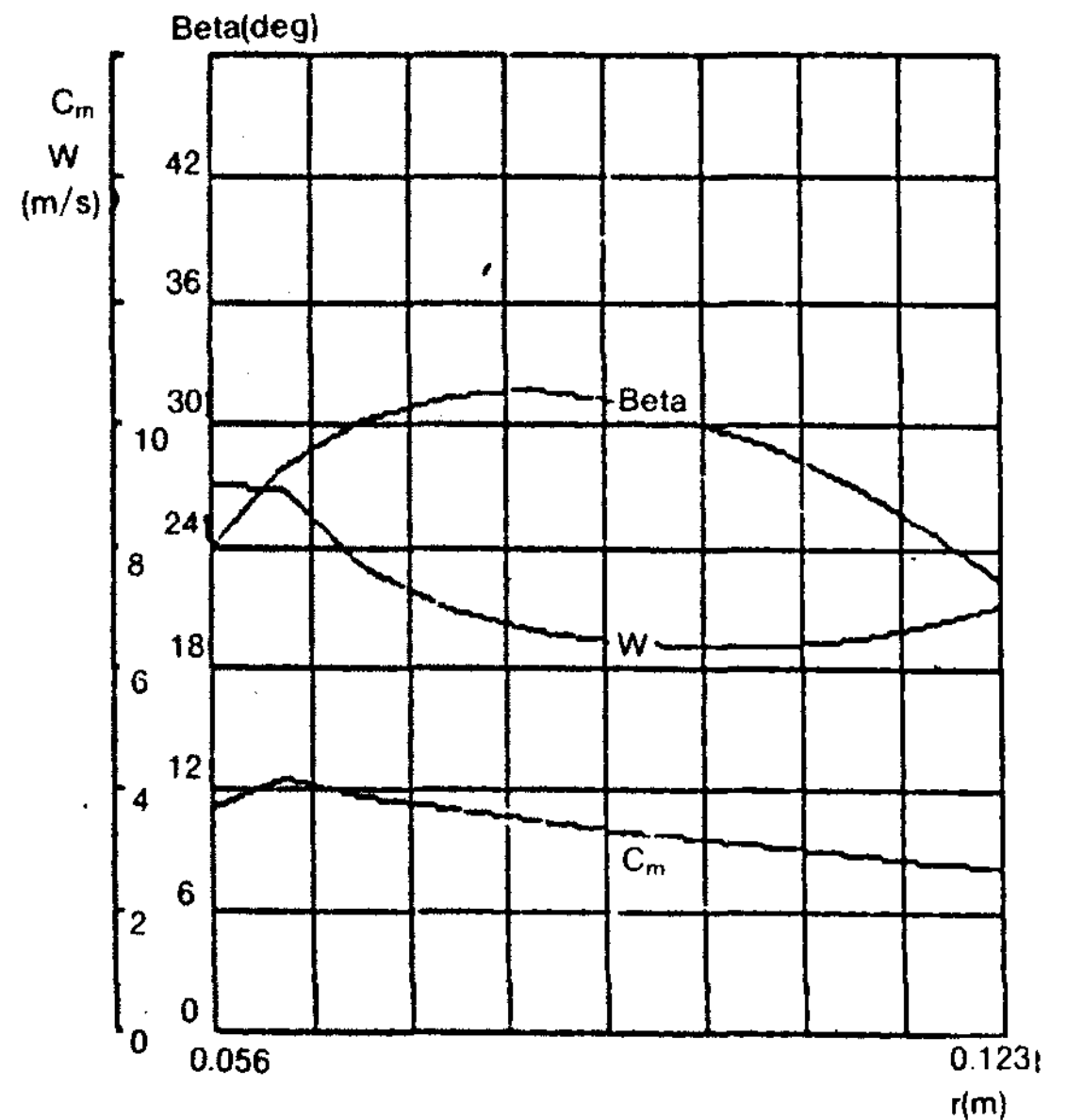


Fig.12(c) Velocity distributions between vanes

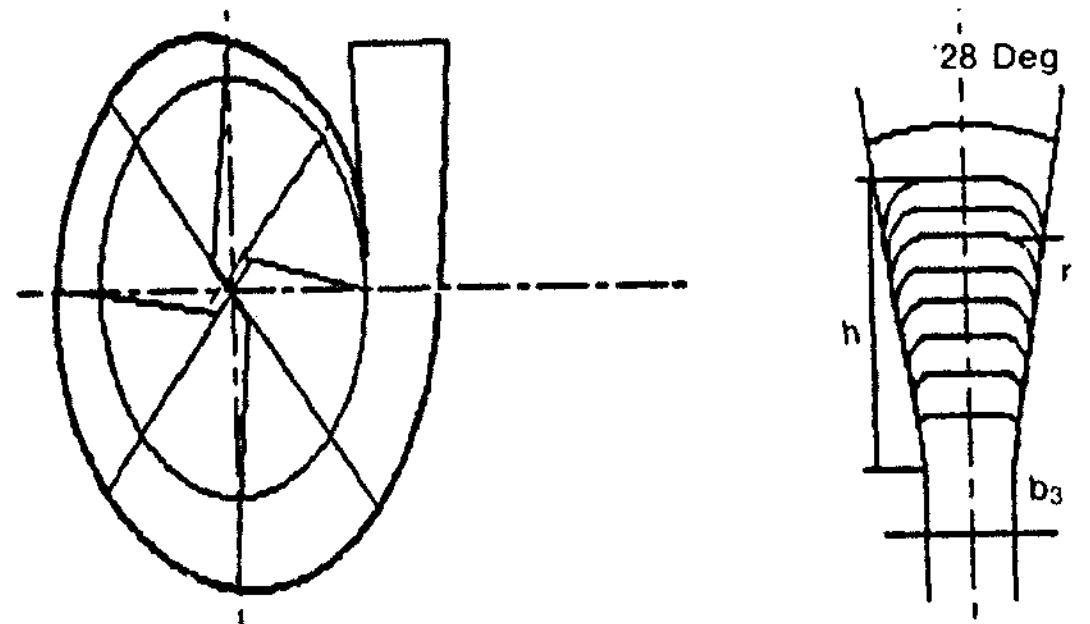


Fig.12(d) Fullscale and section view of volute

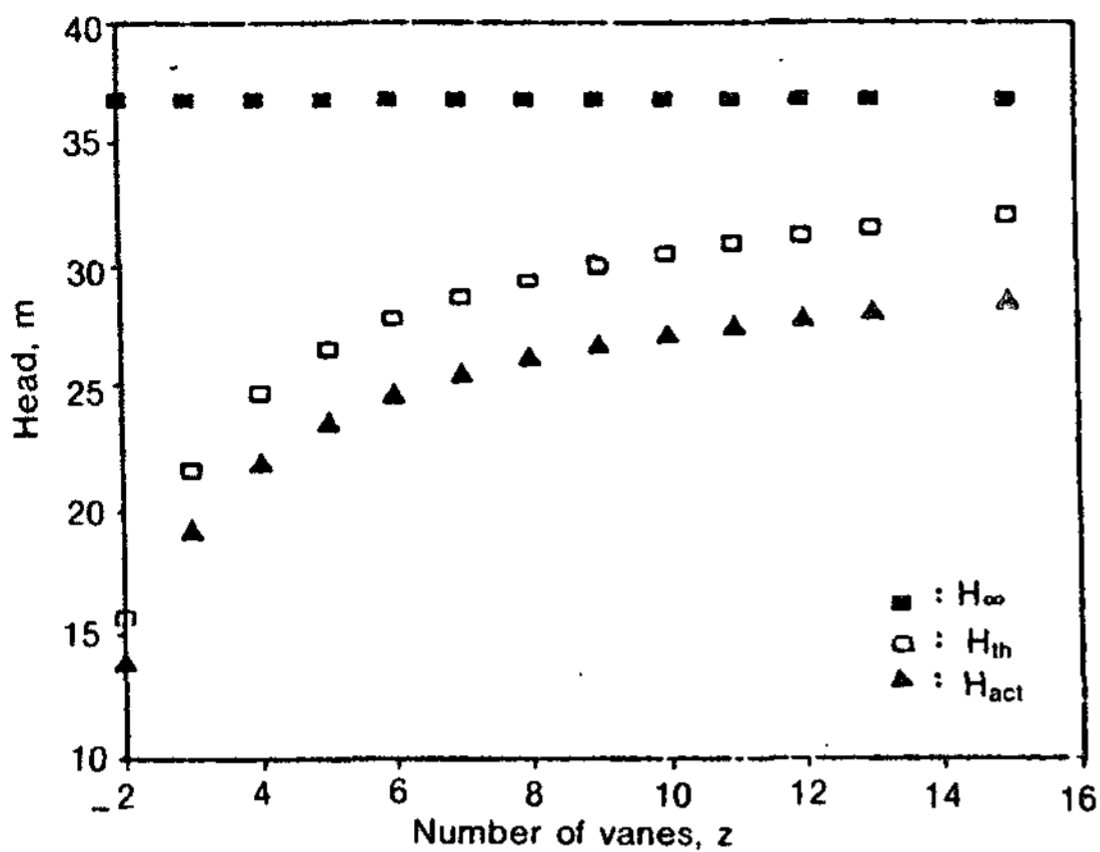


Fig.13 Relation between number of vanes and head ( $Q=2\text{m}^3/\text{min}$ ,  $H=25\text{m}$ ,  $n=1750\text{rpm}$ )

과 같이 깃수가 7개이상에서 부터 거의 실수두 ( $H$ )가 증가하지 않고 있는 것을 알 수 있다. 그 이유는 깃수가 7개 이하에서는 미끄럼이 수두손실에 비하여 큰 비중을 차지하는데, 깃수가 7개이상부터는 미끄럼이 크게 감소되지 않기 때문이다. 위의 결과를 F.A.Varley<sup>7)</sup> 실험 (Fig.14)과 비교해 본 결과, 같은 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다.

원심펌프 설계에서는 깃수( $z$ )와 출구깃각( $\beta_2$ )이 수두에 미치는 영향이 큰 지배인자로서, 깃수( $z$ )가 많을수록, 출구깃각( $\beta_2$ )이 작을수록 관성력에 의한 상대순환이 적게 발생하므로 미끄럼이 줄어든다.<sup>5,6)</sup> 그러므로, 이론수두는 깃수가 적거나, 출구깃각이 클때보다 크게 나타난다. 그러나, 깃수가 7개 이상이 되고, 출구 깃각이  $15^\circ$ 이하가 되면 깃과 깃사이가 좁아져, 깃수가 증가하고, 깃각이 작아지면 마찰에 의한 수력 손실은 증가한다. 이 이유때문에 위의 경우에 미끄럼이 줄어드는 량보다 점성에 의한 마찰의 증가로 수력손실이 더 커진다. 따라서, 출구 깃각은 미끄럼에 미치는 영향에 대하여  $15^\circ\sim 25^\circ$  사이에서 선택해야 좋다는 Pfleiderer의 주장과 일치한다.<sup>6)</sup> 그러나, Fig.15에서 수력손실은 소프트웨어실행중에 수력효율이 고정되므로, 깃각이 증가할수록 수력손실이 증가하는 불합리한 경우가 발생한다.

원심펌프에서 와류실형상설계가 중요한 사항이지만, 본 연구에서는 회전차형상설계에 주안

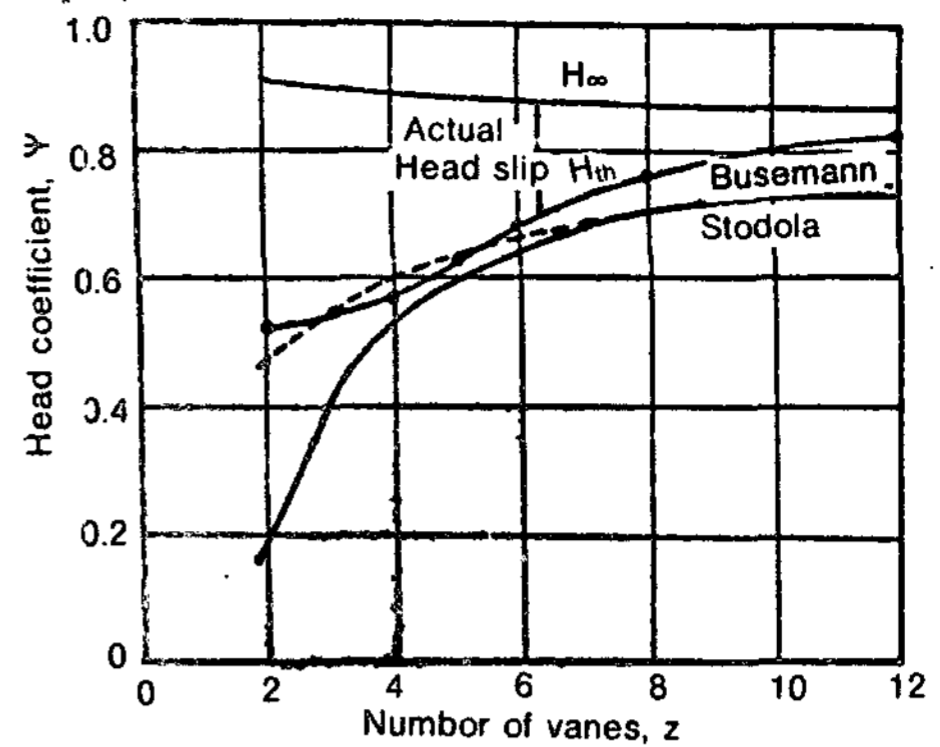


Fig.14 Relation between number of vanes and slip at the highest efficiency

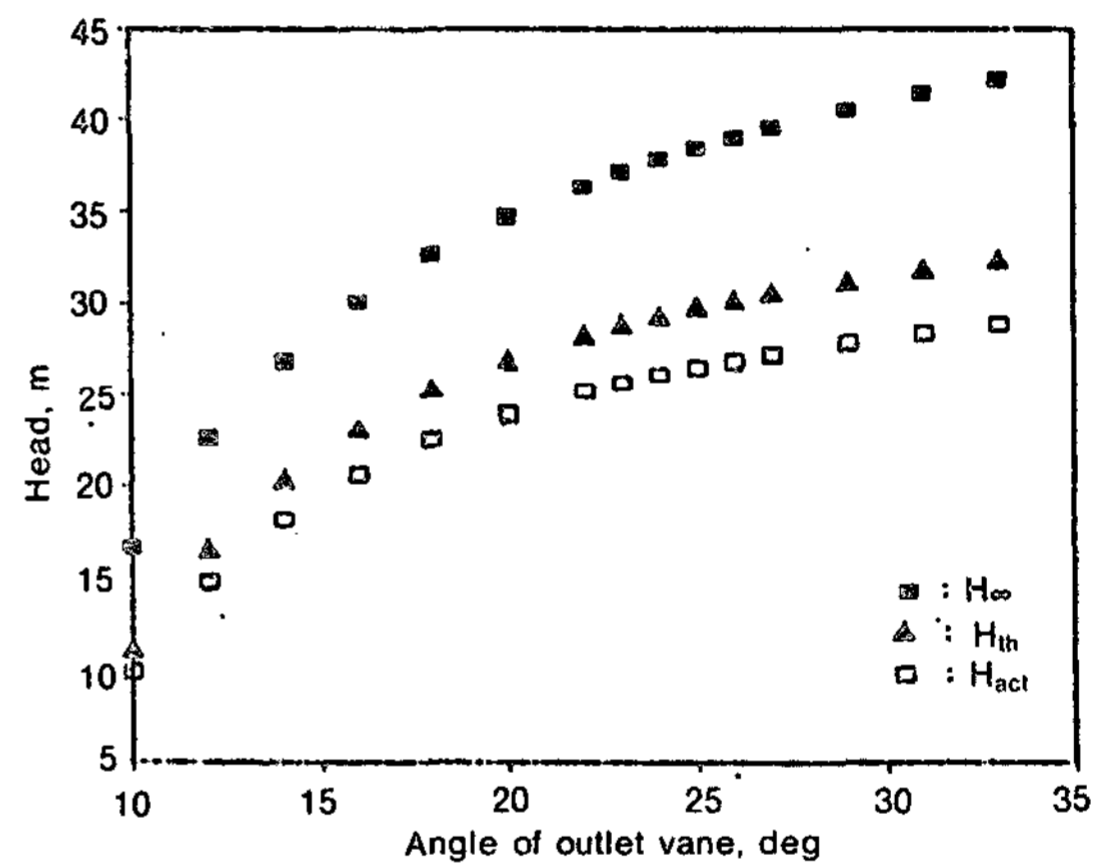


Fig.15 Relation between angle of outlet vane and head ( $Q=2\text{m}^3/\text{min}$ ,  $H=25\text{m}$ ,  $n=1750\text{rpm}$ )

점을 두고, 와류실형상을 아르키메데스나선형 (Archimedes spiral)으로 고정시키고, 설계를 수행하였다.

## 6. 결론

1. 본 연구에서 개발된 원심펌프 설계소프트웨어의 계산치와 실제품의 치수와의 비교검토에서 일치한다. 따라서, 본 연구는 원심펌프설계에 편의를 제공해 주리라 기대된다.
2. 성능해석을 미끄럼손실과 수력손실로 나누어 검사한 결과는 미끄럼손실이 성능에 미치는 영향은 양호하게 나타났으나, 수력손실은 성능에 미치는 영향이 불합리하게 나타났다.
3. 성능에 지배적인 영향을 미치는 설계변수인 깃수( $z$ )인 경우, 깃수가 7개 이하에서는 성

능에 큰 영향을 주었으나, 깃수가 7개 이상에서 성능에 큰 영향을 주지 못함을 나타내었다.

### 참 고 문 헌

1. A.J.Stepanoff & H.A.Stahl, "Cavitation Criterion for Dissimilar Centrifugal Pumps", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, oct. 1962, pp.329-336
2. D.Eckerdt, "Detailed Flow Investigations Within a Centrifugal Compressor Impeller", Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, 1976, pp.390-402
3. M.Murakami, "Velocity and Pressure Distributions in the Impeller Passages of centrifugal Pumps", Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, sept. 1980, pp.420-426
4. A.J.Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps(2nd Edition)", John Wiley & Sons Inc., 1957
5. F.J.Wiesner, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers", Journal of Engineering for Power, oct. 1967, pp.558-572
6. 이마이치 켄사쿠, 무라카미 よしのり, "パソコンによるポンプ設計の基礎", 日本工業出版, 1989
7. F.A.Varley, "Effects of Impeller Design and Surface Roughness on the Performance of Centrifugal Pumps", Proc. Instn, Mech. Engrs, 175-21, 1961, p.955

efficiency. The characteristics of solar cells are improved by the annealing. The optimum annealing temperature and duration are 420[°C] and 12[min], respectively it is shown that the peak values of spectral response are shifted to the long wavelength region with increasing the annealing temperature. The X-ray diffraction patterns and the scanning electron micrographs show the grain growth in SiC film as the annealing temperature and time is increased. The best conversion efficiency is 11.7[%] for a  $2.5 \times 1$  [cm<sup>2</sup>] cell.

## The Development of Software for Design of Centrifugal Pumps

Ee-Tong Pak · Ho-Seon Yoo\* · Yang-Koo Kwon\*\*

Sung Kyun Kwan University

Kyeong Sang National University\*

Graduate School, Sung Kyun Kwan University\*\*

### ABSTRACT

A centrifugal pump was selected as a basic study, for it was utilized widely at the industry among various types of pumps. The purpose of this study was to develop the software for design of centrifugal pump. The step of this design was divided into two stages. First, the impeller was designed by the experiences and theory of A.J.Stepanoff, and the head was checked whether the design of impeller was acceptable. Second, the volute chamber was designed by the Archimedes spiral. Then, These procedures of impeller and volute chamber were developed into the software in C-language.

Checked the validity of the developed software, the results were consistent with the actual pump produced domestically.

## A Study on the Natural Convection from the Isothermal Square Beam Attached to an Adiabatic Plate

Jae-Lim Park · Sun-Sok Kwon\*

Pusan Junior College

Dept. of Mechanical Engineering, College of Engineering, Dong-A University\*

### ABSTRACT

Steady laminar natural convection heat transfer from the isothermal square beam attached to an adiabatic plate has been studied for various inclination angles of the adiabatic plate and Rayleigh number by using Mach-Zehnder interferometer in air.

As the inclination angles change, the different temperature and fluid flow field were obtained by the ascending heated fluid and the adiabatic plate.

In this study, the inclination angles were 0°(positive & negative), 45°(positive & negative), and 90°. The maximum total mean Nusselt number value was found at a positive inclination angle  $\theta = 45^\circ$ .