

〈技術論文〉

## 간단한 손실모델을 이용한 단단축류압축기 탈설계점 성능예측

김병남\* · 정명균\*\*

(1993년 12월 20일 접수)

### Off-Design Performance Prediction of an Axial Flow Compressor Stage Using Simple Loss Correlations

Byung Nam Kim and Myung Kyoong Chung

**Key Words :** Mean-Line(평균반경), Design Point(설계점), Off-Design Point(탈설계점), Nominal Point(공정점), Blade Profile Loss(익렬형상손실), Secondary Flow Loss(2차 유동손실), End Wall Loss(벽면손실), Tip Clearance Loss(끝간격손실), Total-to-Total Efficiency(총 효율)

#### Abstract

Total pressure losses required to calculate the total-to-total efficiency are estimated by integrating empirical loss coefficients of four loss mechanisms along the mean-line of blades as follows; blade profile loss, secondary flow loss, end wall loss and tip clearance loss. The off-design points are obtained on the basis of Howell's off-design performance of a compressor cascade. Also, inlet-outlet air angles and camber angle are obtained from semi-empirical relations of transonic airfoils' minimum loss incidence and deviation angles. And nominal point is replaced by the design point. It is concluded that relatively simple loss models and Howell's off-design data permit us to calculate the off-design performance with satisfactory accuracy. And this method can be easily extended for off-design performance prediction of multi-stage compressors.

#### 기호설명

$AR$	: 블레이드의 종횡비, $h/C$
$C$	: 익렬의 악화계수
$C_D$	: 익렬의 항력계수
$C_L$	: 익렬의 양력계수
$C_p$	: 정압비열
$D_{eq}$	: 등가회산계수
$H$	: 에너지
$h$	: 블레이드의 높이
$i$	: 익렬의 입사각

$M$	: 마하수
$N$	: 축회전수
$P$	: 압력
$\Delta P$	: 전압력손실
$R$	: 기체상수
$Re$	: 레이놀즈수
$R_w$	: 익렬유동 통로의 노출 면적비
$S$	: 익렬간격 또는 엔트로피
$SM$	: 서지 Margin(or Stall Margin)
$T$	: 온도
$t$	: 두께
$t_{max}$	: 익형의 최대두께

\* 한국과학기술원 기계공학과

\*\* 성희원, 한국과학기술원 기계공학과

$U$	: 원주방향유속
$V$	: 절대유속
$W$	: 상대유속 또는 질량유속
$\alpha$	: 절대유동각
$\beta$	: 상대유동각
$\gamma$	: 비열비
$\delta$	: 유동의 편향각이나 경계층 두께 (Ratio of total pressure to standard pressure of $10.13 \text{ N/cm}^2$ )
$\varepsilon$	: 유동의 전향각
$\eta$	: 효율
$\theta$	: 익형의 만곡각이나 운동량 두께 또는 Ratio of total temperature to standard temperature of $288.2 \text{ K}$
$\mu$	: 점성계수
$\rho$	: 밀도
$\xi$	: 익렬의 엇갈림각 (stagger angle)
$\sigma$	: 익렬의 총실도, $C/S$
$\varphi$	: 익렬유동의 유동계수
$\psi$	: 압력계수
$\omega$	: 유동의 전 압력손실계수
$\tau$	: 회전익의 끝간격

#### 하첨자

$b$	: 블레이드
$h$	: 익렬의 허브
$is$	: 등엔트로피
$LE$	: 익형의 전연
$m$	: 평균유선
$p$	: 익렬형상
$r$	: 회전익
$s$	: 고정익 또는 이차유동
$t$	: 블레이드의 끝
$TE$	: 익형의 후연
$tt$	: 총 효율
$x$	: 축방향
$0$	: 정체값
$1$	: 회전익 입구
$2$	: 회전익 출구
$3$	: 고정익 출구

#### 상첨자

: 평균값
* : 공칭상태
: 블레이드의 입구각

## I. 서 론

축류압축기의 설계에 있어서 직면하게 되는 효율 향상의 문제를 다루기 위해서는, 각단의 공기역학적 성능 및 유동해석을 위한 모델의 확립이 우선적으로 요구되어진다. 가스터빈용 축류압축기의 설계는 목적하는 특정 가스터빈의 설계 요구 사양에 따라 수행된다. 설계요구조건은 연결된 터빈에 따라서 총 압축비, 유량, 회전수 등을 들 수 있는데 먼저 대략적으로 단의 수를 결정한 후에 각 단의 설계에 들어가며 이들을 직렬로 연결하여 다단축류압축기를 구성한다.<sup>(1)</sup> 이를 위해 먼저 단단축류압축기의 설계가 이루어져야 한다.

따라서 본 연구에서는 단단(單段) 축류압축기에 대해 유동에 의한 손실을 포함한 4가지의 총압력 손실원에 대한 준(準) 실험적 모델을 이용하여 손실량을 계산한다. 또한 얻어진 설계점을 바탕으로 탈설계점 계산을 하고자 한다. 여기서 탈설계점은 엔진의 시동, 공회전(idling), 정지, 터빈의 변위출력 (variable power) 및 넓은 엔진운전속도 운행시 설계점으로 이탈한 성능을 일컫는다. 특히 현재의 가스터빈엔진은 넓은 영역의 엔진운전속도와 압력비에 대한 만족할 만한 운용성능을 보여야 하므로, 정확한 탈설계점 예측방법이 꼭 필요하다. 또한 이는 산업체에서 가스터빈의 축류압축기 설계시에 손쉽게 계산을 할 수 있어야 한다. 그러나 현재는 보다 정확한 예측을 위주로 하다보니 손실식들이 보다 복잡하여서 쉽게 사용할 수 없게 되었다. 이에 본 연구에서는 설계점 및 탈설계점 예측시, 공히 정확하면서도 간단한 손실모델을 개발하는 것을 우선으로 하고자 한다.

## 2. 축류압축기의 열역학적 설계

입구유동조건, 즉 입구유속, 입구유동각, 입구반경 등이 축적될 앞의 단의 출구조건과 일치하여야 한다. 따라서 설계 독립변수로는 익렬형상 변수인 회전익과 고정익의 익현길이와 익형간격 및 단출구 유동조건인 단출구 절대유속, 절대유동각, 단출구 최대반경 등 7개의 변수를 선택할 수 있는 바, 여기서도 이러한 설계상황에 대하여 언급하기로 한다. 축류압축기 1단의 설계과정은 열역학 선도상 변수들의 결정과 평균 반경상의 이차원 익력 설계

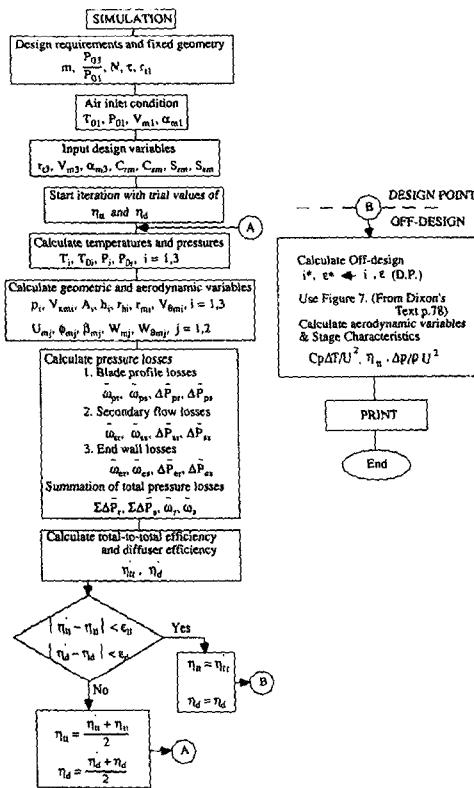


Fig. 1 Flow chart of design and efficiency prediction for an axial flow compressor

등 두 단계로 구분될 수 있다. Fig. 1은 총 효율 예측과정을 포함하여 반복적인 과정으로 구성된 축류압축기 1단의 설계과정을 보여준다.

### 2.1 열역학적 압축과정

축류압축기 1단의 압축과정은 Fig. 2의 엔탈피-엔트로피 선도로 표현된다.<sup>(2)</sup> Fig. 2에서의 지점 1은 회전익의 입구(단입구), 지점 2는 회전익의 출구(고정익 입구), 지점 3은 고정익의 출구(단출구)를 나타낸다.

### 2.2 익렬속도 삼각형 및 자오면

Fig. 3과 같은 평균반경상의 익렬 속도삼각형의 유속 및 유동각은 요구되는 단당 압축비를 달성하기 위한 익렬로부터의 엔탈피, 즉 운동에너지의 전달량을 결정한다. 각지점에서 유속 및 유동각의 계산은 속도 삼각형의 기하학적인 관계식과 더불어 Fig. 4의 자오면의 기하학적 관계식을 사용하여 결정한다. 여기서, 평균반경  $r_{mi}$ 는 식 (1)과 같이 끝 반경과 허브반경의 자승평균평방근으로 정의된다.<sup>(3)</sup>

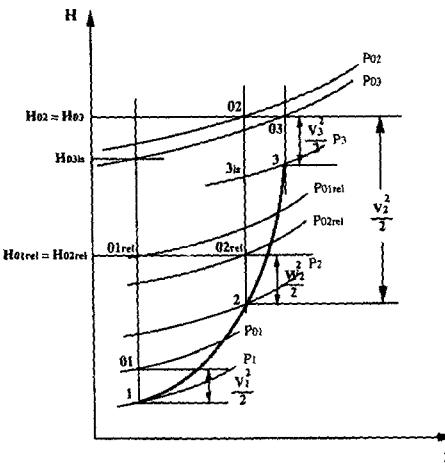


Fig. 2 Enthalpy-entropy diagram for flow through compressor stage

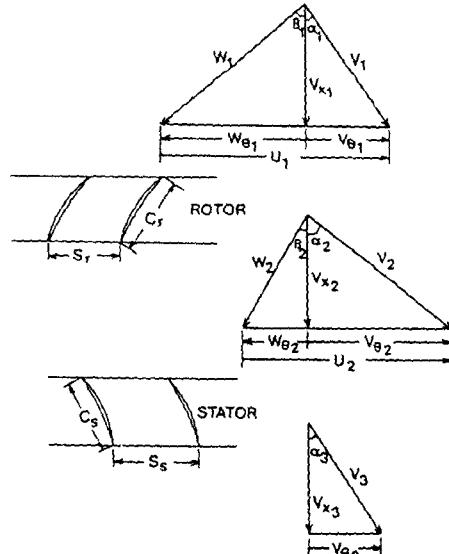


Fig. 3 Velocity triangle and cascade of an axial-flow compressor

$$r_{mi} = [(r_{ti}^2 + r_{hi}^2)/2]^{1/2} \quad (1)$$

회전익의 출구, 즉 고정익 입구의 평균유속과 유동각은 설계요구사항인 압축비에 의해 일어지는 획득 엔탈피의 함수로서, 평균유속의 원주방향성분  $V_\theta$ 는 Euler의 운동량방정식에 따라 다음과 같이 계산된다.<sup>(2)</sup>

$$V_{\theta m2} = \frac{1}{2r_{m2}} (C_{p3} T_{03} - C_{p1} T_{01}) + \frac{r_{mi} V_{\theta m1}}{r_{m2}} \quad (2)$$

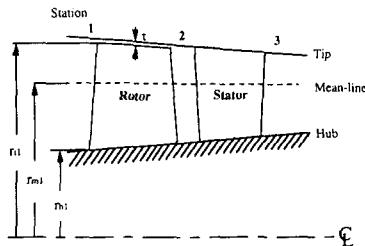


Fig. 4 Meridional view of an axial flow compressor stage

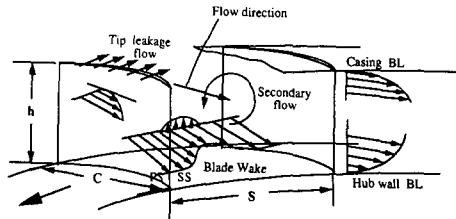


Fig. 5 Total pressure loss sources of an axial flow compressor cascade

여기서는 유로를 따라 급격한 정압변화가 일어나지 않도록 하기 위해, 즉 유로를 따라 압력구배가 일정하도록 평균유로를 다음과 같이 유로길이의 비로 결정한다.

$$r_{m2} = r_{m1} + \frac{C_{rm}}{C_{rm} + C_{sm}} (r_{m3} - r_{m1}) \quad (3)$$

$$V_{xm2} = V_{xm1} + \frac{C_{rm}}{C_{rm} + C_{sm}} (V_{xm3} - V_{xm1}) \quad (4)$$

### 3. 전(全) 압력손실과 효율

아음속 축류압축기 내에서의 전압력손실은 유체의 점성에 의한 유로면에서의 경계층 유동현상과 이차적 와류 등에 기인한다. 이 손실 발생구조는 경계층 유동에 의한 익렬형상손실과 벽면손실, 유동 진행방향을 축으로 하는 이차적 와류의 생성에 기인하는 2차 유동손실, 회전익의 끝간격손실 등 네가지로 구분할 수 있다. Fig. 5는 위의 네가지 손실구조의 개략적 발생 형태를 보여주고 있다.

#### 3.1 익렬형상손실

익렬 표면에서의 경계층 유동 및 익렬 뒷전에서의 후류에 의한 운동량 손실을 익렬형상손실이라 한다. Fig. 6의 Howell<sup>(4)</sup>의 일반화한 캐스케이드 성능곡선에서 익렬의 입구입사각과 공칭점(nominal point, 본론 5절 탈설계점 참조)에 대한 관계식을 이용하여 손실계수를 구한다.

$$C_{Dp} \leftarrow \text{Fig. 6의 Profile drag coefficient}$$

#### 3.2 2차 유동손실

익렬을 따라 흐르는 주유동에서의 이차유동의 발생은 익형의 압력면과 흡입면의 압력차 및 익렬 익형의 만곡과 축회전에 의한 이차적 와류 생성에 기인하는 손실을 2차 유동손실이라 한다. Howell<sup>(4)</sup>에 의하면 다음과 같다.

$$C_{Ds} = 0.018 C_l^2 \quad (5)$$

또한 Horlock 등<sup>(6)</sup>은 그 동안의 연구를 종합한 익렬의 종횡비가 큰 경우에 대해 상당히 정확한 손실계수를 발표하였다. 참고로 손실계수는 익렬의 종횡비에 역(逆)비례한다고 하여 종횡비의 역수항을 새로 추가하였다. Gostelow<sup>(7)</sup>는 최근까지 발표된 압축기와 터빈을 포함하는 축류 터보기계의 익렬에서의 2차 유동손실계수 상관식들의 결과들 서로간에 상당한 값의 차이를 보여주고 있음을 밝힘으로써 2차 유동 손실의 정확한 예측의 어려움을 말해 주고 있으며, 대상 터보기계 기종의 유형에 따라 적절한 상관식을 찾아서 사용해야 한다고 언급하고 있다. 그러나 본론에서 예측대상으로 삼고 있는 NASA의 실험모델들의 실험결과 모두가 익렬의 종횡비가 거의 1에 가까워, Horlock 등<sup>(6)</sup>과 같이 손실계수가 익렬의 종횡비에 역비례하지 않고 오히려 비례함을 확인하였다. 따라서 Gostelow<sup>(7)</sup>의 손실상관식을 약간 수정하고, 여기에 손실계수가 익렬의 종횡비에 비례하는 항을 새로 추가한 모형을 개발하였다.

$$C_{Ds} = \left( \frac{h}{C} \right) C_l^2 \left( \frac{C}{S} \right) \frac{\cos^3 \beta_2}{\cos \beta_1 \cos^2 \beta_1} \left( 0.0055 + 0.078 \sqrt{\frac{\delta}{C}} \right) \quad (6)$$

여기서,  $\beta$ 는 블레이드의 입구 각(blade inlet angle)이다.

#### 3.3 벽면손실

익렬을 환형으로 싸고 있는 벽면에서의 경계층에 의한 마찰손실을 벽면손실이라 한다. Howell<sup>(4)</sup>에 의하면 다음과 같다.

$$C_{De} = 0.02 \frac{S}{h} \quad (7)$$

또한 Vavra<sup>(8)</sup>는 위의 식(7)보다는 오히려 아래 관

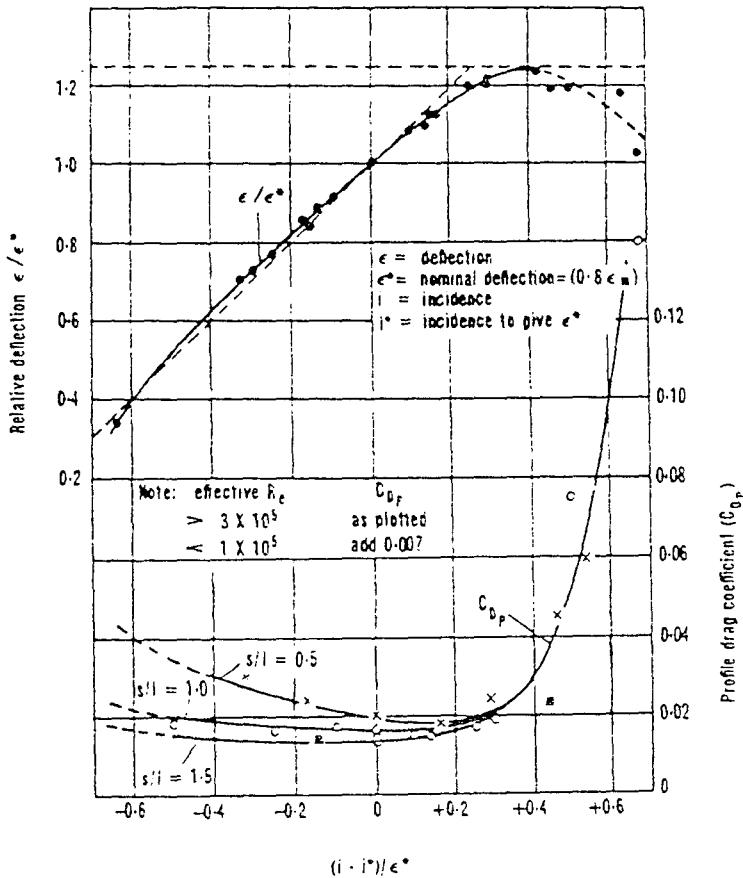


Fig. 6 The off-design performance of a compressor cascade (1942, Howell)

계식이 더 적당하다고 보고하고 있다.

$$C_{de} = 0.018 \frac{C}{h} \quad (8)$$

그리고 한편으로 Balje<sup>(9)</sup>와 Stewart 등<sup>(10)</sup>은 천음 속 축류압축기에서의 벽면손실계수는 익령형상 손실계수에 대한 유로면의 노출면적비(wetted wall area ratio),  $R_w$ 의 꼽으로 간단히 표현하였다. 여기서 노출면적비는 익형표면에 대한 내외벽면과 면적비를 말한다. 여기서 블레이드 표면과 내외벽면

의 노출면적,  $A_{blade}$ 와  $A_{wall}$ 은 각각 대략적으로 Fig. 7과 같다.

$$C_{de} = R_w C_{Dp} \quad (9)$$

여기서,  $R_w = A_{blade}/A_{wall}$

$$A_{blade} = 2C^2 \cdot AR$$

$$A_{wall} = 2CS \cos \xi$$

### 3.4 끝간격손실

회전익령과 외벽과의 피할 수 없는 끝간격(tip clearance)의 존재는 익형의 압력면과 흡입면의 압력차에 의해 이를 통한 압력면으로부터 흡입면으로의 유량유출에 의한 손실을 끝간격손실이라 한다. Vavra<sup>(11)</sup>에 의하면 다음과 같다.

$$C_{de} = 0.29 \frac{\zeta}{h} C_L^{3/2} \quad (10)$$

### 3.5 총 압력손실과 효율

전술한 손실모델 및 예측기법을 회전익령 및 고

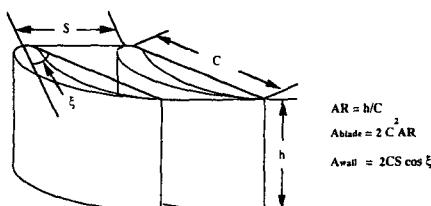


Fig. 7 Relation of endwall area to blade surface area

정익렬의 평균반경에 대하여 각각 적용하여 얻어진 각각의 총 압력손실을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} C_{Dr} &= C_{Dpr} + C_{Dsr} + C_{Der} + C_{Dtr} \\ C_{Ds} &= C_{Dps} + C_{Dss} + C_{Des} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\omega_r = \left( \frac{C}{S} \right)_r \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^3 \beta_m} C_{Ds}$$

$$\omega_s = \left( \frac{C}{S} \right)_s \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} C_{Ds} \quad (12)$$

여기서,

$$\beta_m = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}{2} \right)$$

$$\alpha_m = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3}{2} \right)$$

$$\Delta P_{0r} = (\omega_{pr} + \omega_{sr} + \omega_{er} + \omega_{tr}) \frac{\rho_1 W_1^2}{2} \quad (13)$$

$$\Delta P_{0s} = (\omega_{ps} + \omega_{ss} + \omega_{es}) \frac{\rho_2 V_2^2}{2} \quad (14)$$

그런데 단열효율 및 고정익효율은 다음과 같이 상기 압력손실의 함수로 계산된다.<sup>(2)</sup>

$$\eta'_{tt} = 1.0 - \frac{\Delta P_{0r} + \Delta P_{0s}}{\rho_m C_p (T_{03} - T_{01})} \quad (15)$$

$$\eta'_d = 1.0 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( \frac{\Delta P_{0s}}{P_{02}} \right) \frac{T_3}{T_3 - T_2} \quad (16)$$

여기서,  $\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_3}{2}$

여기서, 산출된 새로운 효율과 계산초기의 가정된 효율의 산술적 평균치를 새로이 각각의 초기 가정 효율로 가정하고, 가정효율과 산술효율의 차가 원하는 편차보다 작아질 때까지 반복계산하면 최종의 정확한 효율 및 압력손실향량을 얻을 수 있다.

#### 4. 블레이드의 설계

평균반경에서의 유속 및 유동각에 대한 익렬의 입출구각 및 만곡각은 천음속 및 초음속 익형에 대한 다음과 같은 최소 손실 입사각과 최소 손실 편각의 준경험적 관계식으로부터 산출한다.<sup>(11)</sup>

$$i = Ki_o + n\epsilon + \delta_m$$

여기서

$$\delta_m = -9.951 + 18.11M_1 - 5.556M_1^2$$

$K = 0.7$  : DCA airfoil

$K = 1.0$  : NACA-65 series

$$\delta = m\theta \sqrt{\frac{1}{\sigma} + 12.15 \frac{t_{max}}{C} \left( 1 - \frac{\theta}{8} \right)} + 3.33(M_1 - 0.75) \quad (17)$$

여기서,

$$\begin{aligned} M &= (0.219 + 8.916 \times 10^{-4}\xi + 2.708 \times 10^{-5}\xi^2) \\ &\cdot \left( \frac{2a}{C} \right)^{2.175 - 0.03552\xi + 1.917 \times 10^{-4}\xi^2} \end{aligned} \quad (18)$$

만곡이 없는 익형익렬의 최소 손실 입사각  $i_o$ 와  $n$ 은 Fig. 8 및 Fig. 9와 같이 익렬 입구각의 함수로 NACA-65계열 익형 익렬의 시험자료<sup>(12)</sup>를 기준으로 찾아내며, 상기 식 (17)의 우변 세제항은 마하수에 대한 보정항으로서 익렬의 상대마하수가 1보다 클 때에만 적용한다. 식 (18)의 세제 항은 상대마하수가 0.75보다 클 때에, 둘째 항은 익렬 익형의 만곡각이  $0^\circ$ 와  $8^\circ$  사이일 때에만 적용한다. 입사각

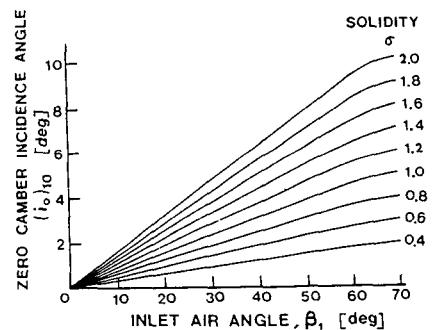


Fig. 8 Reference minimum-loss incidence angle for zero camber deduced from low speed cascade data for 10% - thick NACA 65-(A10)-series blades

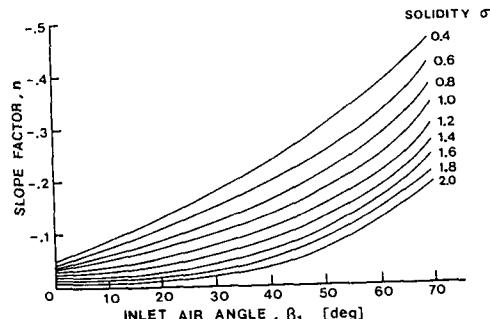


Fig. 9 Reference minimum-loss incidence angle slope factor deduced from low speed cascade data for 10% - thick NACA 65-(A10)-series blades as equivalent circular arcs

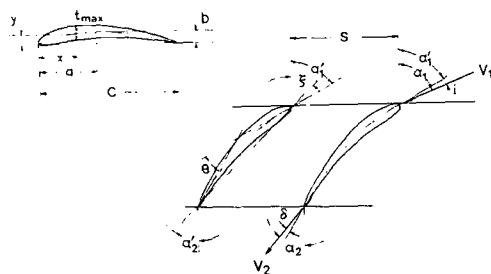


Fig. 10 Compressor cascade and blade notation. (b: Max. camber,  $\xi$ : stagger angle,  $\theta$ : camber angle)

과 편향각의 기하학적 정의는 Fig. 10과 같다.

## 5. 탈설계점

Howell<sup>(4)</sup>에 의하면 공칭점을 실속시 전향각(deflection)의 80%로 정의하고 있다. 또한 실속점을 캐스케이드 총 압력손실의 두배가 되는 입사각으로 임의로 정하여 사용하였다. 그리고 이렇게 정한 공칭점에 대해 많은 논란이 있으며<sup>(5)</sup> 보통은 설계자 임의로 공칭점을 정하여 쓰고 있다. 이에

본론에서의 공칭점은 전술한 설계점으로 대체되며,<sup>(5)</sup> 탈설계점에서의 입사각과 편향각에 대해 Fig. 6을 이용하여 탈설계점 성능해석을 수행하였다.

## 6. 결과 및 검토

먼저 성능예측을 하고자 하는 축류압축기 단의 전체 설계사양은 다음과 같다.<sup>(13)</sup>

공통적으로,

- Constant Tip 반경

$$r_t = 0.254 \text{ m}$$

- Corrected 축회전속도

$$\frac{N}{\sqrt{\theta}} = 9,170 \text{ RPM} (960.28 \text{ rad/sec})$$

- Corrected 질량유속

$$\frac{W\sqrt{\theta}}{\delta} = 9.457 \text{ kg/s}$$

- Inlet and exit swirl=0.0

그리고 각각의 상세한 설계사양은 Table 1에 나타내었다. 전술한 설계 및 성능예측 모사의 타당성을 검토하기 위해 NASA에서 설계 개발된 압축기 시험모델들(Table 1)에 대해 본 모사방법을 적용하

Table 1 Major design variables of compressor test stages (Ref. 13)

NASA test model	$V_{m1}$ (m/s)	$V_m$ (m/s)	$C_{rm}$ (cm)	$C_{sm}$ (cm)	$\sigma_r$	$AR_r$	$C_{sm}$ (cm)	$S_{sm}$ (cm)	$\sigma_s$	$AR_s$	$P_{03}/P_{01}$	SM(%)
23B-20	114.5	100.5	5.080	3.175	1.6	1.0	4.890	3.056	1.6	1.04	1.252	22
26B-21	114.8	98.6	4.244	2.356	1.8	1.2	4.090	2.272	1.8	1.24	1.318	13
28B-22	114.8	104.2	6.350	3.528	1.8	0.8	6.220	3.456	1.8	0.82	1.381	13

Table 2 Comparison of predicted stage efficiencies with experimental values. (%)

NASA test model	Lim <sup>(14)</sup>	$\Delta$	Max. exp.	Model I	$\Delta$	Model II	$\Delta$	Model III	$\Delta$	Model IV	$\Delta$
23B-20	89.62	-1.42	88.2	86.73	1.47	85.12	3.08	88.26	-0.06	87.69	0.51
26B-21	87.05	-0.85	86.2	88.82	-2.62	87.32	-1.12	89.68	-3.48	86.27	-0.07
28B-22	87.84	-0.54	87.3	88.89	-1.59	87.05	0.25	89.85	-2.55	86.78	0.52

$\Delta$ =(Efficiency of Exp.) - Efficiency of Prediction)

Loss model I :  $C_{dp} + C_{ds}$ (Eq. 5) +  $C_{de}$ (Eq. 7) +  $C_{di}$ (Eq. 10)

Loss model II :  $C_{dp} + C_{ds}$ (Eq. 5) +  $C_{de}$ (Eq. 8) +  $C_{di}$ (Eq. 10)

Loss model III :  $C_{dp} + C_{ds}$ (Eq. 5) +  $C_{de}$ (Eq. 9) +  $C_{di}$ (Eq. 10)

Loss model IV :  $C_{dp} + C_{ds}$ (Eq. 6) +  $C_{de}$ (Eq. 9) +  $C_{di}$ (Eq. 10)

Table 3 Comparison of predicted minimum loss deviation angles with experimental values

NASA test model	Deviation angle(degree)	
	Rotor	Stator
	Lim et al. <sup>(14)</sup> /Exp. <sup>(13)</sup> /Present(after correction)	
23B-20	3.72/4.4/3.83	8.30/ 9.3/8.43
26B-21	4.77/5.6/5.08	9.22/10.5/9.47
28B-22	6.64/7.1/6.60	10.33/12.0/10.31

여 설계점의 성능을 예측하였다. Table 2는 압축기 총 효율의 예측치와 NASA에서 제시된 최대 총 효율 실험치를 비교하였다. Table 2는 가능한 모든 조합의 손실모델중 대표적인 4가지의 성능예측결과를 나타내었다. Table 2에서 보듯이 NASA 압축기의 시험결과와 수치모사사를 서로 비교를 할 때 Lim 등<sup>(14)</sup>은 총 효율의 실험치와 예측치의 차가 최대 1.42%이다. 현재의 손실모델 IV의 경우 그 차는 0.52%로 Lim 등<sup>(14)</sup>보다 더 우수한 모델임을 알 수 있다. 그러나 손실모델 I인 경우 최대 2.62%까지 차이가 난다. 또한 손실모델 II와 III은 각각 3.08%와 3.48%이다. 여기서 주목해야 하는 것은 손실모델 II와 Lim 등<sup>(14)</sup>에 비해 손실모델 I과 II 및 III은 시험결과와는 경향이 일치하지 않음을 알 수 있다. 따라서 손실모델 II와 III은 비교대상에서 제하였다. Table 2에서 손실모델 I이 가장 간단하고 널리 이용되는 수준이므로 이를 'before correction'이라 칭하며 설계점 성능 예측이 가장 뛰어난 손실모델 IV를 'after correction'이라 칭한다. Table 3은 본 방법으로 예측한 최소 손실 편향각을 실제 설계값과 비교한 것이다. 편향각의 크기는 익렬 후류의 운동량 두께와 밀접한 관계가 있는데 Table 3에서 보듯이 실제 설계치와 잘 일치하는 것으로 보아 익렬형상손실 등 경계층에 의한 손실의 값도 대체로 정확하게 예측되었다고 볼 수 있다. 또한 Lim 등<sup>(14)</sup>보다 손실모델은 훨씬 간단하면서도 오히려 더 우수한 예측결과를 보이고 있다.

탈설계점 성능예측시 단성능특성곡선(stage performance characteristics curve)을 필요로 하게 된다. 이는 압축기단의 전체성능특성을 예측하고자 할 때 기본틀(backbone)이 되기 때문에, 예측결과의 우열과 직접적으로 연관되어 있다. 본 논문에서 제안한 손실모델 IV와 I를 이용하여 예측한 결과를 Fig. 11 (a)~(c)에 도시하였다. 참고로 Lim 등<sup>(14)</sup>

은 탈설계점 해석을 하지 않았다. 그러나 위에서처럼 상대적으로 간단한 손실모델들을 채용할 경우 비교적 탈설계점 성능해석을 용이하게 할 수 있는 잇점이 있다. 단성능특성곡선은 손실모델 IV의 경우 I에 비해 상당히 수정됨을 알 수 있다. 이를 바탕으로 100% 설계운전속도(design wheel speed)에서 예측한 전체성능곡선을 Fig. 12에 도시하였다. 여기서는 대표적으로 NASA 26B-21 시험치와 손실모델 I 및 IV를 서로 비교하였다. 손실모델 I에 비해 IV가 보다 정확한 모델임을 알 수 있다. 이에 대한 원인은 다음과 같다. 탈설계점에서의 손실은 주로 설계점에 대한 입사각의 오염(deterioration)으로 인한 '입사각 손실(incidence loss)'로 대표된다.<sup>(15)</sup> 따라서 탈설계점은 무엇보다도 입사각의 변화에 따른 Fig. 6의 익렬형상손실에 의해 큰 영향을 받는다. 그러나 손실모델 I과 IV에 대해 동일한 익렬형상손실 곡선을 이용하므로, 결국 익렬형상손실 외의 다른 손실원에 의해 탈설계점 성능예측결과가 차이가 난다. Fig. 12에서 보는 바와 같이 설계점 성능예측이 우수한 모형일수록 입사각에 따른 탈설계점 성능예측도 우수함을 알 수 있다.<sup>(15)</sup> 이는 기존의 손실모델 I에 비해 수정된 IV의 2차 유동손실과 벽면손실 관계식의 정확도에 기인한다고 볼수 있다. 그러나 서지(surge)와 초킹(choking) 부근에서는 시험결과치와 본 방법의 예측치가 상당한 차이를 나타낸다. 따라서 이 경우 서지나 초킹에 대한 적절한 모형화가 필요함을 알 수 있다. 그럼에도 불구하고 총 효율의 최대치 근처는 정확하게 예측하고 있다. Fig. 13은 대표적으로 NASA 26B-21 시험모델에 대해 손실모델 IV에 의해 예측된 탈설계시의 손실량 분포를 나타낸다. 손실량중에서 아음속 축류압축기인 경우 익렬형상 손실량이 제일 큼을 알 수 있다. 그리고 벽면손실량이나 2차 유동 손실량은 서로 비슷하였다. 그러

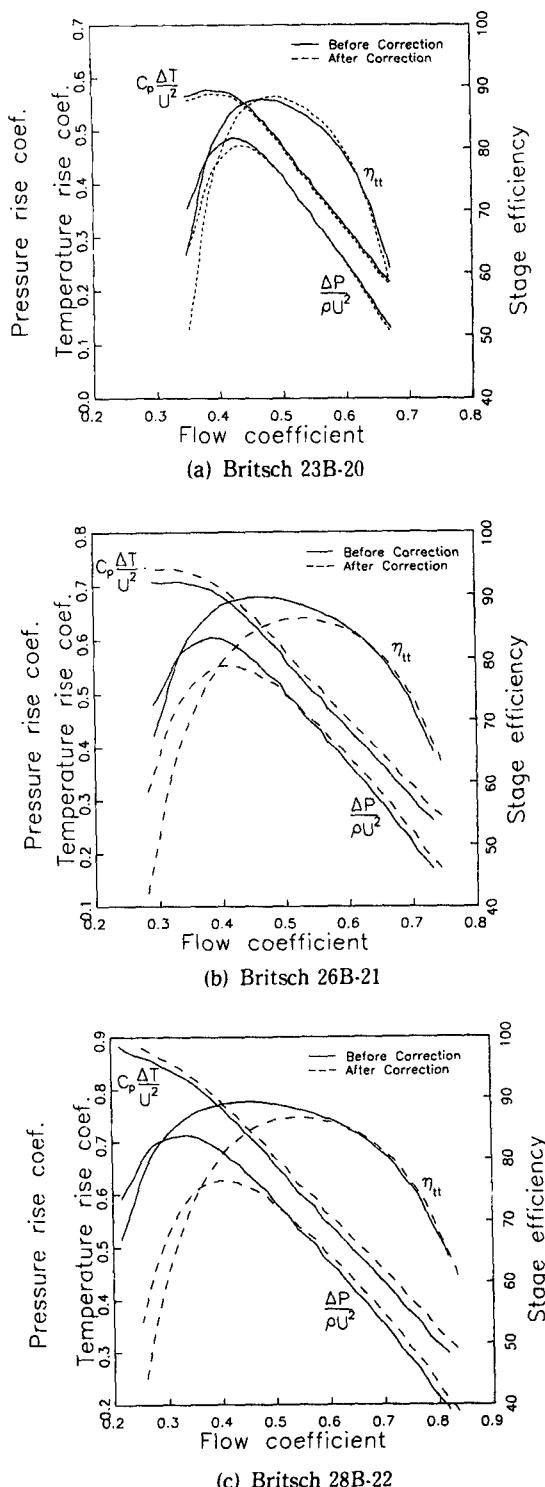


Fig. 11 Calculated stage characteristics (Before correction : loss model I, After correction : loss model IV)

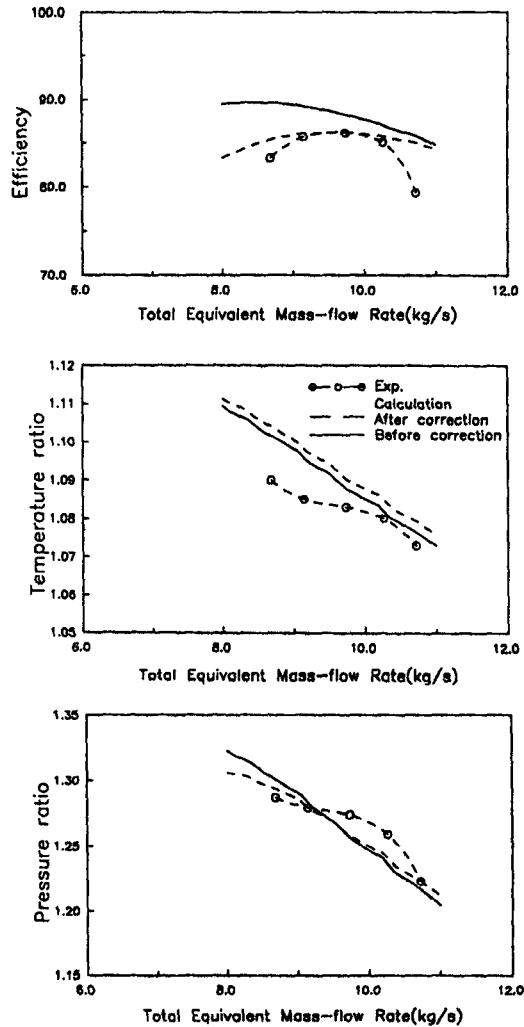


Fig. 12 Comparison of overall performance at 100% design wheel speed with experiment (Britsch 26B-21) and 2 loss models (I, IV)

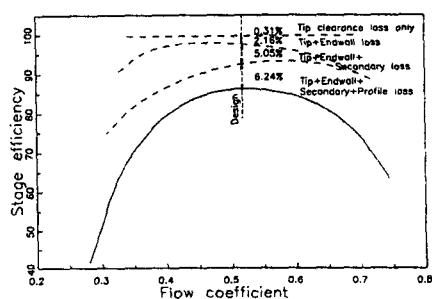
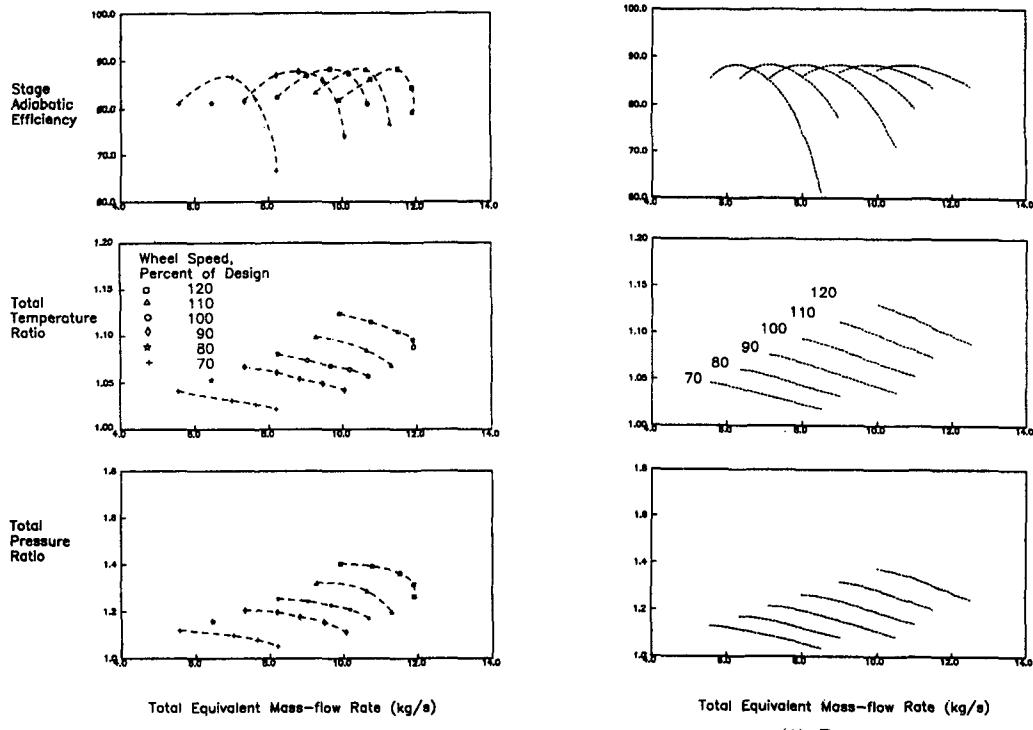


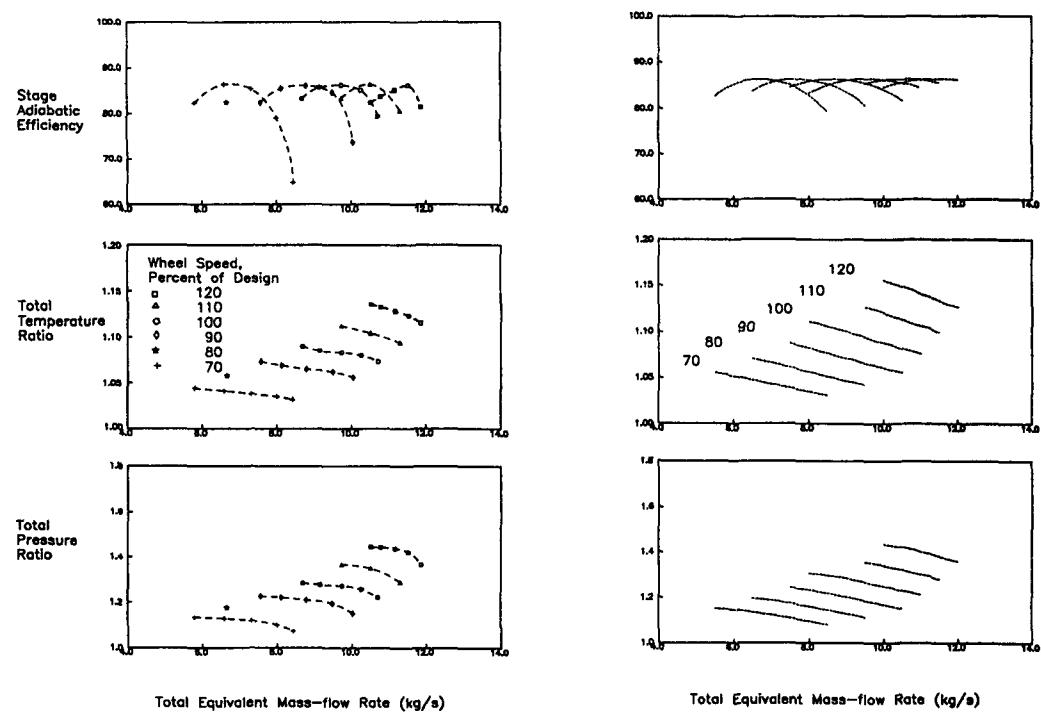
Fig. 13 Losses in a compressor stage with loss model IV (Britsch 26B-21)



(1) Experiment

(2) Prediction

(a) Britsch 23B-20



(1) Experiment

(2) Prediction

(b) Britsch 26B-21

Fig. 14 Continued

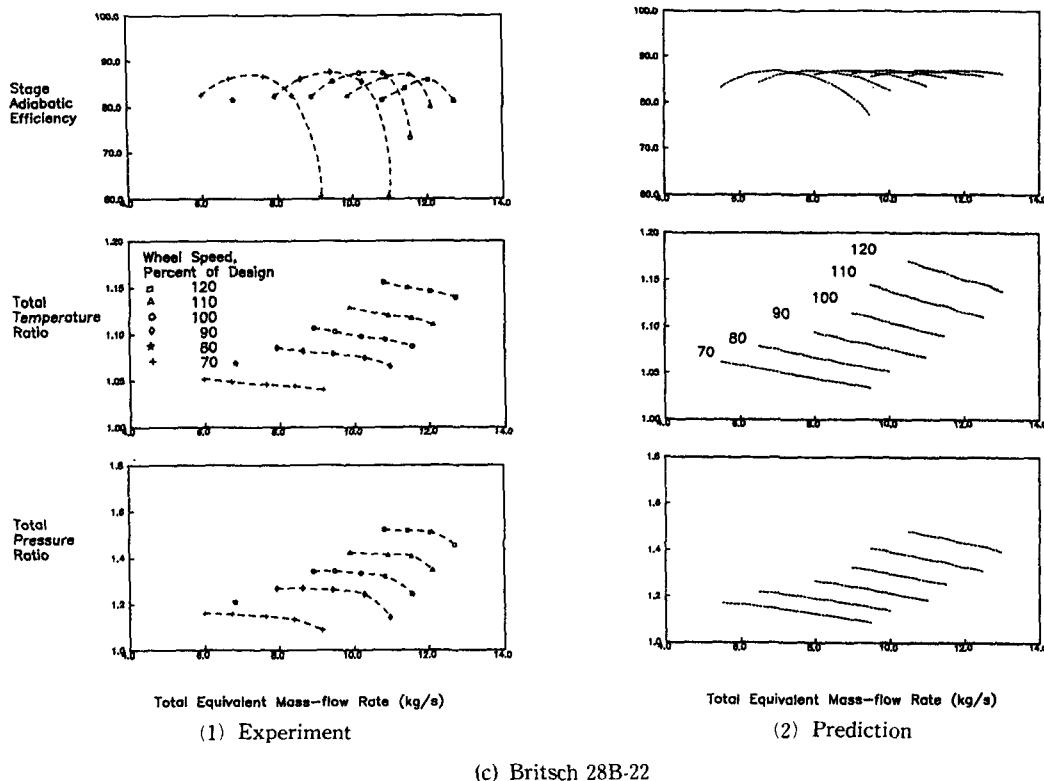


Fig. 14 Comparison of overall Performances With exp. and loss model IV

나 회전익의 끝간격은 아주 작아서 이에 수반되는 끝반경 손실량은 무시할 정도로 작았다. 마지막으로 NASA 각 시험모델에 대해 예측된 전체 성능곡선을 Fig. 14 (a)~(c)에 시험치와 비교하여 도시하였다. 대체로 예측경향은 만족할만 하였다. 그리고 각 설계운전속도에 대해 총 효율의 경우 최대치 근처는 상당히 정확하게 예측하였다.

## 7. 결 론

압축기 단을 평균반경에서 설계하고, 이에 전압력 손실의 삼차원적 계산에 의해서 총 효율을 예측하는 모사기법을 이용하였다. 또한 이 설계점을 바탕으로 Howell<sup>(4)</sup>의 방법을 이용하여 탈설계점 성능 예측도 하였다. 이에 따라 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 비교적 간단한 수준의 손실모델을 이용하여 만족할만큼 정확한 설계점 성능예측을 하였다.
- (2) 최대효율 부근의 탈설계점 성능예측도 비교적 정확하였다.

(3) 그러나 실속점과 질식점에서 탈설계점 성능 예측 결과는 상당한 오차를 수반하는데, 이는 손실 모델의 문제이기보다 Howell<sup>(4)</sup>보다 더 정확한 캐스케이드 탈설계점 성능곡선이나 또는 적절한 실속점과 초킹점에 대한 예측모형이 있어야 한다.

(4) 이를 이용하여 각단의 성능예측을 한다음, 직렬로 연결하면 다단압축기의 전체성능을 예측할 수 있다.

## 후 기

본 연구는 한국중공업의 연구 지원에 따른 “가스 터빈 성능예측 프로그램 개발”의 일환으로 이루어 진 것으로 연구를 지원해 주신 회사관계자 여러분께 심심한 사의를 표합니다.

## 참고문헌

- (1) Johnsen, I. A. and Bullock, R. O., 1965, "Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressor,"

- NASA SP-36, NASA, pp. 1~51.
- (2) Horlock, J. H., 1973, *Axial Flow Compressors-Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Robert E. Krieger Pub., pp. 76~95.
- (3) Steinke, R. J., 1982, "STGSTK-A Computer Code for Predicting Multi-Stage Axial Flow Compressor Performance by a Meanline Stage-Stacking Method," *NASA TP-2020*, NASA.
- (4) Howell, A. R., June 1942, "The Present Basis of Axial Flow Compressor Design, Part- I : Cascade Theory and Performance," *R & M 2095, British ARC*, Dec. 1942, "Part-II : Compressor Theory and Performance," *Rep. No. E3961*, British RAE.
- (5) Dixon, S. L., 1978, *Fluid Mechanics Thermodynamics of Turbomachinery*, 3rd Ed., Pergamon Press.
- (6) Horlock, J. H. and Lakshminarayana, B., 1973, "Secondary Flows: Theory, Experiment and Application in Turbomachinery Aerodynamics," *Annual Review of Fluid Mechanics*, pp. 247~280.
- (7) Gostellow, J. P., 1984, *Cascade Aerodynamics*, Pergamon Press.
- (8) Vavra, 1974, *Aero-Thermodynamics and Flow in Turbomachines*, Krieger Pub. Co.
- (9) Balje, O. E., 1981, *Turbomachines-A Guide to Design, Selection and Theory*, Wiley Interscience.
- (10) Stewart, W. L., Whitney, W. J. and Wong, R. Y., 1960, "A Study of Boundarylayer Characteristics of Turbomachine Blade Rows and Their Relation to Over-all Blade Loss," *ASME, J. Basic Eng.*, pp. 588~592.
- (11) Boyce, M. P., 1982, *Gas Turbine Engineering Handbook*, Gulf Pub., Houston, pp. 218~223.
- (12) Lieblein, S., 1960, "Incidence and Deviation-Angle Correlations for Compressor Cascades," *ASME, J. Basic Eng.*, 82, pp. 575~587.
- (13) Britsch, W. R, Osborn, W. M. and Laessig, M. R., 1979, "Effect of Diffusion Factor, Aspect Ratio and Solidity on Overall Performance of 14 Compressor Middle Stages," *NASA TP-1523*, NASA.
- (14) Lim, J. S. and Chung, M. K., 1988, "Design Point Optimization of an Axial Flow Compressor Stage," *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 10, pp. 48~58.
- (15) Moustapha, S. H., Kacker, S. C. and Tremblay, B., 1990, "An Improved Incidence Losses Prediction Method for Turbine Airfoils," *ASME, J. of Turbomachinery*, pp. 267~276.