

# 축류 압축기 설계 및 성능/유동 해석 프로그램 개발

윤성호 · 이광렬 · 박준영 · 박태진 · 최민석\* · 백제현\*\*

## Development of Axial Compressor Design and Performance/Flow Analysis Program

S. H. Yoon, K. Y. Lee, J. Y. Park, T. J. Park, M. S. Choi and J. H. Baek

**Key Words:** Mean-line Analysis(평균 유속법), Off-design Performance Prediction(탈설계 성능해석), Stage-stacking Method(단 축적법), Quasi-three Dimensional flow analysis(준 3차원 유동 해석)

### Abstract

In this study, the axial-compressor design and performance/flow analysis program is developed. A mean-line analysis was used to determine optimum arrangement of overall geometry and its off-design performance is predicted by stage-stacking method. Three dimensional blade shape is generated using radial equilibrium equation and vortex methods. Various blade shape is generated and their performance is compared. Finally the quasi-three dimensional flow analysis is applied to investigate the detailed flow phenomena.

### 1. 서론

현재 축류 압축기를 중심으로한 터보기계는 가스터빈, 스팀터빈과 같은 발전설비, 항공기의 추진기관 등 산업 전 분야에서 중요한 위치를 차지하고 있다. 특히 가스터빈을 이용하는 항공용 엔진부분과 발전설비 부분은 첨단과학의 상징이며 산업기술의 파급효과가 매우 큰 분야이다. 또한 최근 국내의 주거 형태와 공업시설이 대규모 단지화 됨에 따라 독립적인 전력 공급과 난방 및 공업열원의 공급 필요성이 증가하여 중형급 가스터빈을 이용한 열병합 발전소의 건설이 증가하고 있는 추세이다.

이러한 축류 압축기를 설계하기 위한 관련 기술로는 평균유속법(mean-line method)을 이용한 기본형상 설계, 유량과 회전수의 변화에 따른 압력비와 효율 등의 변화를 예측하는 탈설계 성능 예측(off-design performance prediction) 기술, 3차원 블레이드 설계기술, 유동해석 기술 등으로 나누어지며 이러한 개별기술들이 유기적으로 연결되

어 사용될 때 좋은 설계가 가능해진다. 본 연구에서는 이러한 개별 기술들을 구현하여 실험결과와의 비교를 통하여 정확성을 검증하였으며 위의 기술들을 GUI(Graphic User Interface) 환경하에서 구현하여 산업체 및 연구기관에서 사용하기 편리하게 하였다.

### 2. 기본 형상 설계

#### 2.1 설계 과정

다단 축류압축기를 설계하기 위해서 주어지는 조건은 유량, 효율, 입구에서의 허브팁 비율(hub-tip ratio), 반동도, 압력비 등이다. 이 조건을 이용해서 단수, 각 단에서의 반지름, 온도, 압력, 밀도, 속도 삼각형 등을 구하여야 하며 또한 각 단에서는 반경방향의 변화에 따른 속도벡터의 변화를 예측해 주어야 한다.

먼저 축류압축기 입구와 출구에서의 형상을 결정하기 위해서, 하나의 단만 가진 압축기를 가정하고 입구와 출구의 형상을 결정한다. 그 다음에 오일러(Euler) 방정식과 de'Haller 정리를 사용해서 단수를 결정한다. 압축기의 입, 출구에서의 조건과 단수가 구해지면 각 단의 평균 반경에서 유체의 속도와 열역학적 특성, 각 단에서의 루트 반지름, 팁 반지름 등을 계산한 후에 Horlock<sup>(1)</sup>,

\* 회원, 포항공대 기계공학과 대학원

\*\* 회원, 포항공대 기계공학과

Cohen<sup>(2)</sup> 등의 의해 이용된 free vortex, forced vortex, exponential 방법 들을 사용해서 반경에 따른 속도 벡터의 변화를 고려한다.

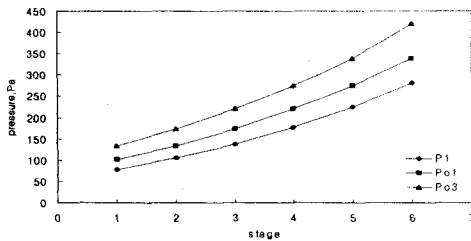
## 2.2. 설계 예제

**Table 1** Design Condition

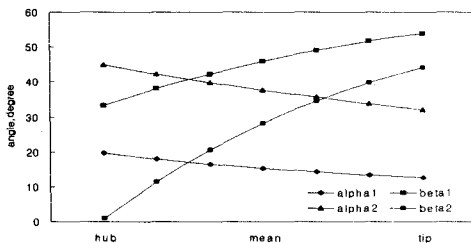
Inlet total pressure	101.3kPa
Inlet total temperature	288K
Pressure Ratio	4.15
Balde Tip speed(1st stage)	355.3m/s
Mass flow rate	25kg/s
Degree of reaction	0.6
Efficiency at each stage	0.9

표 1과 같은 설계조건을 가진 다단 축류 압축기를 설계해 보자. 이 때 설계 과정에서 사용하는 가정으로는 첫 번째로 압축기 입구에서 공기의 스월(swirl)이 없다고 하며 두 번째로 압축기 각 단에서의 평균 반경이 일정하다고 하며 마지막으로 평균반경에서의 축방향 속도성분을 일정하게 둔다.

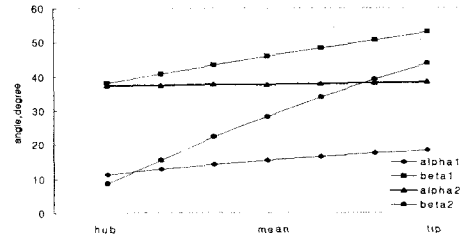
표 1에서 주어진 조건을 이용하면 6단의 다단 축류압축기가 설계된다. 그림 1은 평균 반경에서, 각 단 입구의 정 압력(static pressure), 전 압력(total pressure)와 출구의 전 압력을 나타내고 있다.



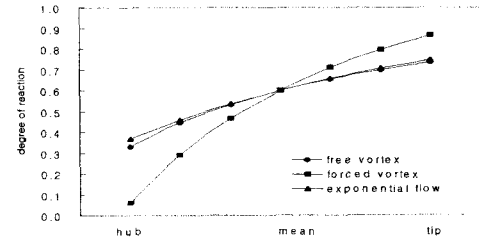
**Fig. 1** Pressure at each stage



**Fig. 2** Radial variation of air angle (3rd stage, free vortex flow)



**Fig. 3** Radial variation of air angle(3rd stage, exponential flow)



**Fig. 4** Comparison of degree of reaction

그림 2와 그림 3은 free vortex 방법과 exponential 방법을 이용해서 설계한 다단 축류압축기의 3번째 단에서의 반경에 따른 유동 각도를 나타내고 있다. 동익(rotor) 허브와 팁에서의 유동의 전향각(deflection angle,  $\beta_1 - \beta_2$ )을 살펴보면 두 방법 모두 팁으로 갈수록 전향각이 작아지고 있다. 따라서 허브에서는 유체에 의한 부하(load)가 많이 걸리고, 팁에서는 부하가 적게 걸림을 알 수 있다. 허브 부분만을 살펴보면 exponential 방법이 free vortex 보다 부하가 더 적게 걸리기에 더 좋은 설계라 할 수 있다.

그림 4는 free vortex, forced vortex, exponential 방법으로 계산된 축류압축기 셋째 단에서 반경에 따른 반응도의 변화를 볼 수 있다. 전체적으로 팁 쪽에서 큰 반응도를 가지고, 허브에서는 작은 반응도를 가진다. 이 중 exponential 방법이 가장 변화가 적기에 설계의 방법으로 적당하다. Forced vortex 방법의 경우 허브에서 반응도가 거의 0에 접근하였다.

## 3. 탈설계 성능예측

### 3.1 단성능곡선을 이용한 단축적법

탈설계 성능예측을 위해 사용되는 방법으로는 손실모델 등을 통하여 세부 유동현상을 고려하는 blade-element 방법, 전체 성능곡선(overall performance map)을 이용하는 방법, 각 단의 성능을 계산하여 축방향으로 축적하는 단 축적법(stage stacking method)이 있다. 이 중 단 축적법은 그 사용방법이 용이하고 계산시간이 빠르며

설속영역 근처를 포함한 전 운전영역에 대하여 타당한 성능해석을 해 주는 방법으로 가장 많이 사용되고 있다.

단 성능곡선은 압축기의 압력계수와 효율을 유량계수의 함수로 표현해 주는 곡선으로 주로 기존 압축기의 실험자료들을 토대로 작성된 곡선이다. 여기서는 Muir<sup>(3)</sup>의 단성능 곡선을 사용하였다. 이러한 단 성능곡선과 각 단의 입구조건을 알면 각 단 출구에서의 압력, 온도, 속도 등을 알 수 있다. 또한 이렇게 구한 출구에서의 조건들은 단 축적법에 의해서 다음 단의 입구조건으로 사용된다.

### 3.2 계산과정

단축적 방법 계산을 위해 사용되는 순서는 다음과 같다.

- (1) 주어진 질량유량과 회전수에서 입구에서의 속도삼각형과 열역학적 성질들을 연속방정식과 열역학 방정식을 사용하여 구한다.
- (2) 주어진 회전수에서 평균반경의 블레이드 속도를 이용하여 유량계수를 구한다. 그리고 단성능 곡선을 이용하여 첫 단 출구의 전 온도( $T_{02}$ )와 전 압력( $p_{02}$ )을 구한다.
- (3) 두 번째 단부터는 앞단의 출구조건을 입구조건으로 두고 각 단의 성능곡선을 이용하여 다시 (1)과 (2)의 방법을 이용하여 각 단의 출구 값들을 구한다. 이를 마지막 단까지 반복하여 마지막 단의 출구에서의 전 온도와 전 압력을 구한다.
- (4) 질량유량과 회전수 값들을 변화시키면서 위의 (1)~(3)의 과정을 반복 수행한다.

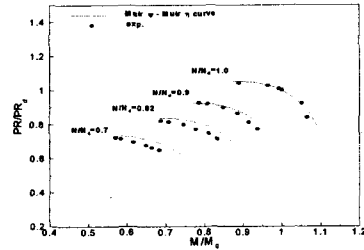
**Table 2** Design specifications of compressors

Specification of compressor	number of stage	$\dot{m}$ (kg/s)	N (rpm)	PR
Bammert and Woelk(1980)	3	10.82	17000	2.0
Ginder et al. (1991)	5	48.963	6894	5.97
Carchedi and Wood(1982)	12	18.072	10000	6.581

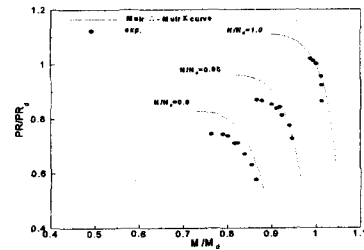
### 3.3 결과

본 연구에서는 Bammert and Woelk<sup>(4)</sup>, Ginder et al<sup>(5)</sup>, Carchedi and Wood<sup>(6)</sup> 이 각각 실험한 압축기에 대하여 성능해석을 하였다. 압축기 설계점 사양은 표 2과 같다. 이 때 압력계수 곡선과 효율계수 곡선은 Muir의 곡선을 사용하였다. 그림 5~7은 각 압축기에 대하여 실험결과와 성능예측 결과를 비교한 것이다. 회전수비가 1일 때 성능예측결과가 실험결과와 매우 잘 일치하는 것을 확인할 수 있으며 회전수 비가 작아지거나 유량계수가 서지점 근처로 접근함에 따라 실험결

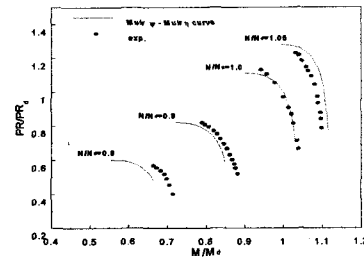
과와의 차이가 커지는 것을 알 수 있다. 그러나 전반적으로 성능예측 곡선의 결과는 실험결과와 잘 일치한다.



**Fig. 5** Performance prediction of 3 stage compressor



**Fig. 6** Performance prediction of 5 stage compressor



**Fig. 7** Performance prediction of 12 stage compressor

## 4. 블레이드 설계

### 4.1 이차원 익형설계

우선 2장에서 설계된 결과를 바탕으로 입사각 (incidence angle)과 편차각(deviation angle)을 결정해 준다. 이 때 입사각은 제로로 가정하였고 편차각을 구하기 위해서는 Constant(1939)에 의

해 제안되고 Cohen<sup>(2)</sup> 등에 의해서 사용되는 식을 사용하였다.

익형 형상의 설계는 캠버 선(camber line)과 두께는 나타내는 베이스 프로파일(base profile)의 결합으로 이루어진다. 이 때 캠버 선을 위해서는 원호(circular arc)를 사용하거나 포물선 호(parabolic arc)를 사용하게 되며 베이스 프로파일의 형상 설계를 위해서는 NACA 4 digit series와 수정된 NACA 4 digit series를 사용하게 된다. 이 때 베이스 프로파일의 식은 Ladson<sup>(7)</sup>의 식을 사용하였다.

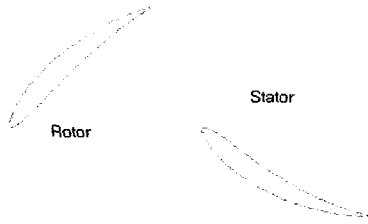


Fig. 8 Rotor and stator at mid section, 3rd stage

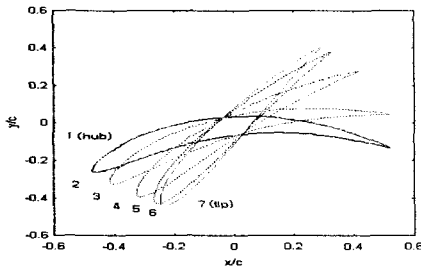


Fig. 9 Blade stacking in free vortex design, 3rd stage rotor

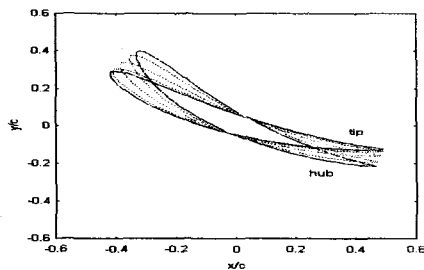


Fig. 10 Blade stacking in free vortex design, 3rd stage stator

## 4.2 3차원 축적(stack) 및 설계예제

그림 8은 중간 단면(mid-span)에서의 동익, 정익의 익형의 형상을 나타낸 것이다. 이 때 캠버각은  $30.64^\circ$ 이며 포물선 호를 사용하였다. 그림 9와 10은 이차원 익형을 반경방향으로 축적시킨 것이다. 이 때 축적 기준 점은 각 이차원 익형의 최대 캠버점(maximum camber point)이며 이 때의 좌표값은 (0,0)으로 잡았다.

## 5. 준3차원 유동해석

### 5.1 기본 개념

준 3차원 유동해석은 터보기계 내부의 3차원 유동현상을 설계단계에서 고려하기 위하여 사용하는 기법으로 2가지 종류의 면을 독립적으로 풀어주게 되며 이 두 면의 상호작용에 의하여 3차원 유동장의 해를 근사화 할 수 있다. 이 때 각 면은 through flow 면과 깃과 깃(blade-to-blade) 면으로 S2, S1 면으로 불린다. Wu<sup>(8)</sup>는 이 때 S2면을 물리적으로 구성할 수 있는 3차원적인 면으로 허브에서 케이싱까지 놓았다. 이러한 S1, S2 면의 풀이를 위해서는 주 변수를 유선함수(streamfunction)로 놓고 모멘텀 방정식을 유한 차분하여 대수 방정식으로 표현한 행렬 방정식을 계산하였다. 또한 이 때의 각 면에서의 격자 형성을 위해서 지배방정식을 비직교 좌표계로 표현하여 좌표변환 과정 없이 body-fitted 되게 처리하였는데 이는 좌표 선이 블레이드 면, 허브-케이싱 벽, 그리고 선단(leading edge), 후단(trailing edge)에 일치하게 잡을 수 있으며 경계 조건의 처리 또한 쉽고 정확하게 할 수 있는 장점이 있다.

### 5.2 계산 예제

개발된 준 3차원 유동해석 프로그램은 일반형 태의 터보기계에 적용될 수 있게끔 개발되었다. 코드의 검증에 위하여 우선 S1면에 대한 계산을 수행하였다. 코드 검증에 적당한 실험결과 값을 찾기가 힘들어 Katsanis<sup>(9)</sup>가 계산하였던 축류터빈 정익과 원심터빈 동익에 대하여 계산하였다. 우선 축류터빈 정익에 대한 격자계와 계산결과를 살펴보자. 그림 11에서 볼 수 있듯이 압력면 후단부분을 제외하고는 속도의 분포가 실험데이터 및 Katsanis의 계산결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 그림 12의 원심터빈 동익의 경우도 압력면 후단 부근의 속도가 조금 크게 예측되는 것을 제외하고는 전반적으로 기존의 결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

축류압축기 해석을 위해서는 그림 13과 같은 Katsanis와 McNally<sup>(10)</sup>에 의해 주어진 값들을 사용한 가상적인 블레이드 형상을 사용하였다. 그림 14와 그림 15는 S2 면의 속도 벡터와 중간 반경(mid-span)에서의 S1면의 속도 분포를 나타낸 것이다.

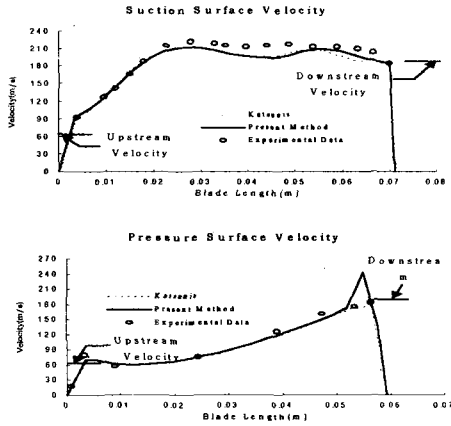


Fig. 11 Velocity field in the pressure and suction side of axial turbine

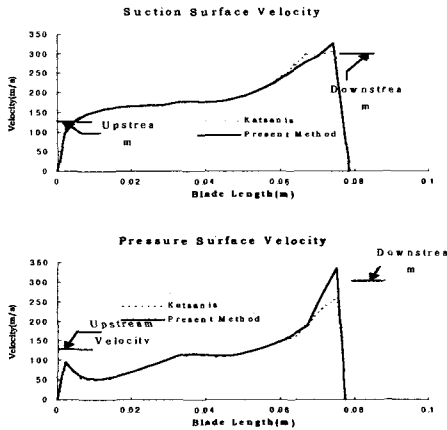


Fig. 12 Velocity distribution on the pressure and suction side of radial turbine

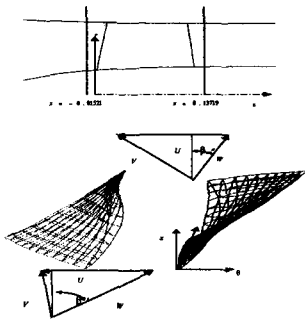


Fig. 13 Geometry of input blade

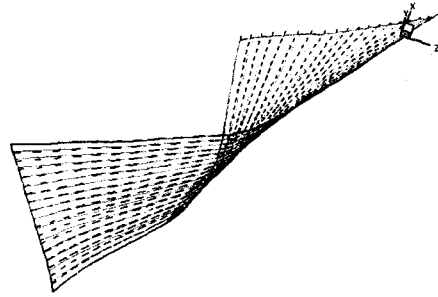


Fig. 14 Streamlines and velocity field in S2 surface

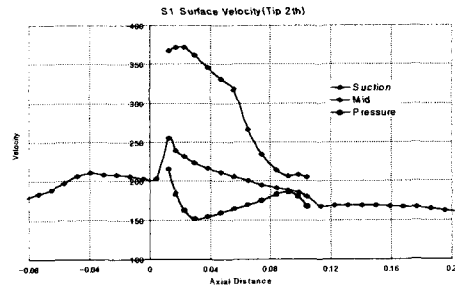


Fig. 15 Velocity distribution for the S1 surface in the mid-span

## 6. GUI

산업체에서 설계자가 축류 압축기를 비롯한 터보기계를 설계할 때 보다 용이하게 설계과정을 수행할 수 있도록 축류 압축기 설계 프로그램과 성능해석 프로그램을 GUI 환경에서 구현시킬 수 있도록 하였다. GUI 프로그램을 구현하기 위하여 Visual Basic을 사용하였다. 그림 16은 축류 압축기의 설계 및 성능해석을 수행해 줄 수 있는 프로그램의 첫 화면이다. 왼쪽은 성능해석에 관한 단축키들이 정리되어 있으며 오른쪽에는 설계에 관한 단축키들이 정리되어 있다. 그림 17는 설계점에서 설계된 축류 압축기의 속도 삼각형을 보여준다. 그림 18은 탈설계 성능해석을 통한 압력비 그래프를 보여준다.

## 참고문헌

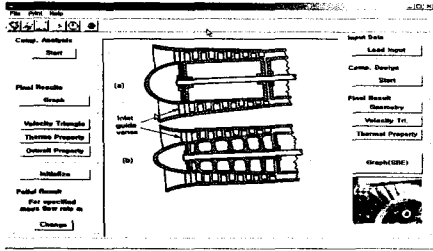


Fig.16 Front page of GUI program

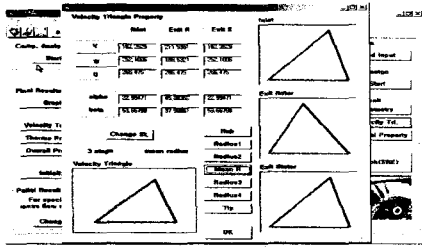


Fig. 17 Velocity triangle for design condition

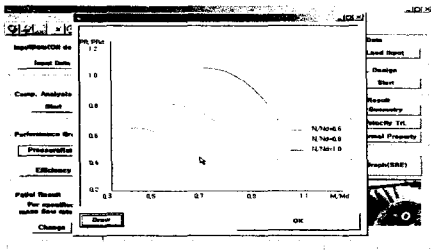


Fig. 18 Pressure ratio curve of axial compressor

## 7. 결론 및 향후 연구방향

본 연구를 통하여 축류 압축기를 설계할 수 있는 전산시스템을 개발하였다. 본 연구를 통하여 개발된 프로그램들은 축류 압축기를 설계할 수 있는 통합 전산 설계 시스템으로 고효율의 축류 압축기 설계 능력 확보 및 설계시간 단축에 기여할 수 있을 것이다. 향후 본 설계 시스템의 보다 정확한 검증 및 개선을 위하여서는 위에서 기술한 과정을 거쳐 축류 압축기의 전체 형상 및 세부 블레이드 형상을 결정하고 실제 제작 후 실험 데이터와의 비교를 수행하거나 혹은 “나비에 스톡스”(Navier-Stokes) 방정식을 통하여 나온 3차원 유동현상과 비교를 수행하는 방법이 있으며 앞으로 이러한 방향으로 연구가 진행되어야 할 것이다.

- (1) Horlock, J. H., 1958, "Axial Flow Compressors, Fluid Mechanics and Thermodynamics", 1st ed., Robert E. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida
- (2) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1996, "Gas Turbine Theory," 4th ed., Longman Group Limited, U.K
- (3) Muir, D. E., Saravanamuttoo, H. I. H. and Marshall, D. J., "Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy," *ASME J. of Eng. for Gas turbines and Power*, Vol. 111, pp. 244-250.
- (4) Bammert, K. and Woelk, G. U., 1982, "The Influence of the Blading Surface Roughness on the Aerodynamic Behavior and Characteristic of an Axial Compressor," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 102, pp. 283-287.
- (5) Ginder, R. B., Britton, A. J., Calvert, W. J., Mckenzie, I. R. I. and Rarker, J. M., 1991, "Design of Advanced Blading for a High Speed HP Compressor Using an S1-S2 Flow Calculation System," *IMEchE. Conference on Turbomachinery*, paper C423/007.
- (6) Carchedi, F. and Wood, G. R., 1982, "Design and Development of a 12:1 Pressure Ratio Compressor for the Ruston 6-MW Gas Turbine," *ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 104, pp. 823-831.
- (7) Ladson, Charles L., and Brooks, Cuyler W., Jr., "Development of a Computer Program to Obtain Ordinates for NACA 4-Digit, 4-Digit Modified, 5-Digit, and 16-Series Airfoils," NASA TM-3284, 1975.
- (8) 33. Wu, C.H., 1952, "A general theory of three-dimensional flows in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types," NACA TN 2604.
- (9) Katsanis, T., 1968, "Computer program for calculating velocities and streamlines on a Blade-to-Blade stream surface of a turbomachines," NASA TN D-4525
- (10) Katsanis, T., and McNally, W. D., 1977, "Revised Fortran program for calculating velocities and streamlines on the hub- shroud midchannel stream surface of an axial-, radial-, or mixed-flow turbomachine or annular duct," NACA TN D-8430.