

〈기술논문〉

1.2 MW급 산업용 가스터빈 원심압축기 개발 (1)

— 공력설계해석 —

조규식* · 이헌석* · 오종식** · 손정락***

(1996년 2월 2일 접수)

Development of Centrifugal Compressors in an 1.2 MW Industrial Gas Turbine (I)

— Aerodynamic Design and Analysis —

Kyu Shik Cho, Heon Seok Lee, Jong Sik Oh and Jeong Lak Sohn

Key Words : Industrial Gas Turbine(산업용 가스터빈), Channel Diffuser(채널디퓨저), Axial Guide Vane(축류안내깃), Blade Loading(블레이드하중)

Abstract

The aerodynamic design of the two-stages of centrifugal compressors in an 1.2MW industrial gas turbine is completed with the application of numerical analyses. The final shape of an intake, the axial guide vanes and a return channel is determined using several interactions between design and two-dimensional turbulent flow analysis, focused on the minimum loss of internal flows. The one-dimensional design and prediction of aerodynamic performances for the compressors are performed by two different methods; one is a method with conventional loss models, and the other a method with the two-zone model. The combination methods of the Bietzer curves generate three-dimensional geometric shapes of impeller blades which are to be checked with a careful change of aerodynamic blade loadings. The impeller design is finally completed by the applications of three-dimensional compressible turbulent flow solvers, and the effect of minor change of design of the second-stage channel diffuser is also studied. All the aerodynamic design results are soon to be verified by component performance tests of prototype centrifugal compressors.

기호 설명

M^* : 특성 상대 마하수

$$M^* = \frac{W}{\sqrt{\frac{2\gamma RT_0}{\gamma+1}}}$$

L_{BB} : B-B하중계수

$$L_{BB} = \frac{W_s - W_P}{\frac{1}{2}(W_s + W_P)}$$

L_{HS} : H-S하중계수

$$L_{HS} = \frac{W_T - W_H}{\frac{1}{2}(W_T + W_H)}$$

W : 상대속도

\dot{m} : 질량유량

p : 정압

T : 온도

*회원, 삼성항공(주) 전임연구원

**회원, 삼성항공(주) 선임연구원

***회원, 삼성항공(주) 수석연구원

N : 회전수
 PR : 압력비
 η : 효율

하첨자

o : 정제
 T-T : Total-to-Total
 D : 설계점
 S : 부압면
 P : 압력면
 T : 팁
 H : 허브

1. 서 론

가스터빈엔진(Gas Turbine Engine)은 일반적으로, 압축기와 연소기 그리고 터빈으로 구성된 가스 발생기에서 생성되는 가스에너지를 분사추진에너지의 형태로 이용하는 터보제트(Turbo-Jet) 엔진과 동력터빈을 구동시켜서 기계적 회전동력으로 바꾸어 이용하는 터보축(Turbo-Shaft)엔진으로 구분된다. 터보축엔진은 헬기엔진을 제외하고는 대부분 산업용으로 이용되며 대표적으로는 산업용가스터빈이나 선박용엔진, 지사용 군수차량, 그리고 최근에는 승용차용엔진으로까지 적용범위가 확대되고 있다. 가스터빈엔진의 설계는 먼저 시장성조사나 특정수요자의 요구사항을 참고로 하여 엔진작동원리는 지배하는 열역학적 사이클의 해석으로부터 시작되며, 설계시 고려되어야 할 가장 중요한 두 가지 요소는 성능과 경제성이다. 이로부터 개발대상엔진의 성능목표를 만족시키는 최적의 설계점이 도출되면 각 구성품에 대하여 1차원적인 공력/구조/상세설계를 수행하고 그 결과를 받아 1차 엔진구성도를 완성한다. 이는 다시 사이클 쪽으로 반영되어 비설계점(off-design points)과 천이상태(transient state)에서의 엔진성능해석을 수행하고 그 결과가 다시 각 구성품 쪽으로 입력되어 최적의 엔진성능을 만족시킬 때까지 이러한 일련의 반복과정을 수행함으로써 각 구성품의 설계사양이 최종적으로 확정된다. 효율과 출력을 동시에 최적으로 만족시키는 압축비의 결정과정을 통하여 본 개발엔진의 최적압축비는 12:1 정도로 결정되었고 보통 하나의 단(Stage)의 원심압축기가 제공하는 최대압축비는

9:1 정도이기 때문에 2단의 원심압축기를 사용하기로 결정하였다. 축류압축기보다 상대적으로 높은 압축비를 내는 원심압축기는 축방향길이가 작아져서 진동특성도 우수할뿐 아니라 양산시 구성부품의 개수가 적어 제작단가와 제작상면에서도 유리하다. 또한, 일정한 회전수에 대하여 축류압축기보다 작동범위가 더 넓어서 서지마진(surge margin)의 확보가 용이하므로 터빈과의 matching시 충분한 여유를 가질 수 있다. 제1단과 제2단의 압축비는 각단이 동일한 일을 하도록 배분하였고 회전수는 압축기의 성능해석과 터빈의 구조해석 그리고 전체축의 로터동력해석(rotor dynamics)을 통하여 확정되었다.

본 연구에서는 이와 같은 과정을 통하여 결정된 압축기의 설계사양에 대하여 공력설계와 공력해석을 각각 반복수행하여 완료함으로써 구조해석 및 상세설계 단계의 입력자료를 확보하도록 하고, 공력설계결과에 후에 수행될 예정인 압축기 구성품의 공력성능시험을 통하여 확인될 계획이다.

2. 공력설계 및 해석

Fig. 1에 나타난 바와 같이, 본 개발대상엔진 유로형상의 특징상 압축기부는 크게 흡입부(Intake)와 제1단 원심압축기, Return Channel 그리고 제2단 원심압축기로 구성되어 있다. 각단의 압축기는 높은 공력효율을 위하여 반경류 채널디퓨저(Radial Channel Diffuser)와 축류안내깃(Axial Guide Vane)을 임펠러 후방에 채용하였다. 각단 모두에 대하여, 주어진 공력설계사양과 사용된 설계변수가 Fig. 2에 제시되어 있다. 원심압축기의 공력설계는 축류압축기의 경우와 유사하게 1차원설계와 1차원성능예측, 3차원형상설계, 준 3차원유동해석 그리고 완전 3차원 점성유동해석의 단계로 구분된다. (Fig. 3)

2.1 1차원설계 및 성능예측

1차원설계는 주어진 설계사양을 만족하는 중요형상치수를 공력이론에 입각하여 결정하는 단계로서 흔히 평균유선설계(Meanline Design)라고도 말한다. 비가역성(Irreversibility)인자의 영향을 고려하는 방법의 종류에 따라 현재까지 크게 두 가지의 설계방법으로 구분되는데, 첫번째 방법은 경험적인 손실모델을 경험계수와 함께 도입하여 설계하는 방

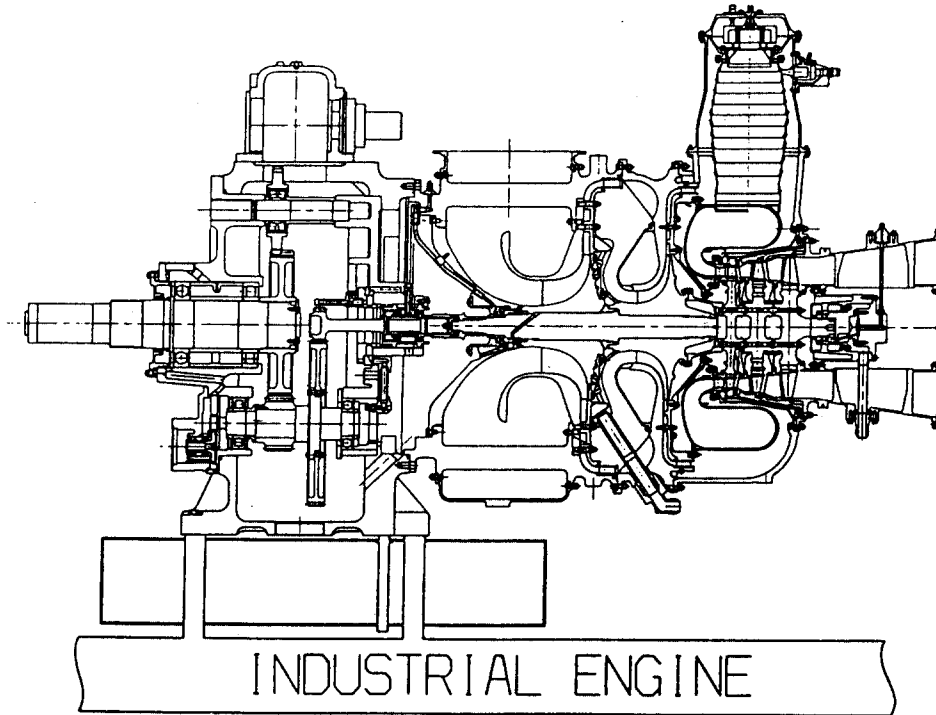


Fig. 1 System layout of 1.2MW industrial gas turbine

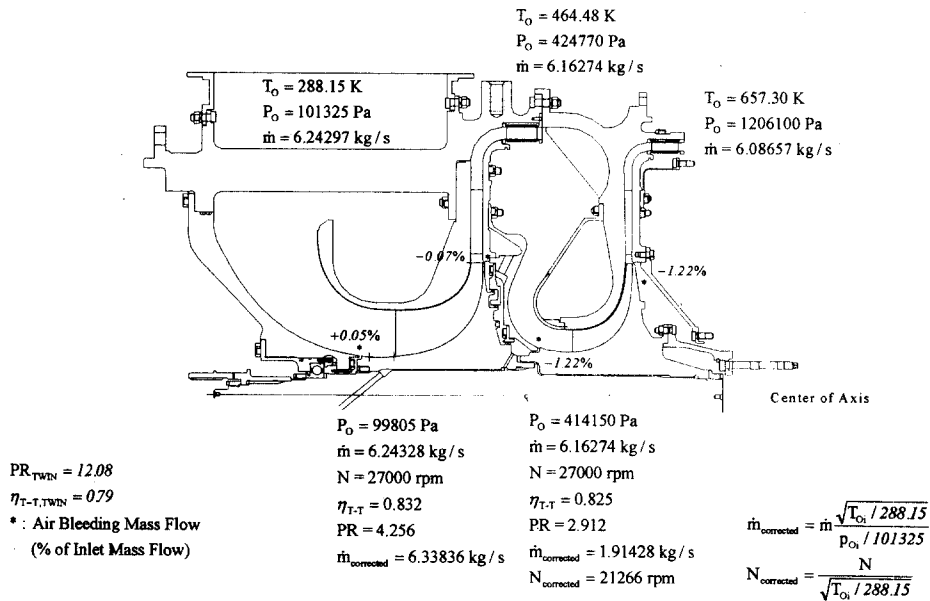


Fig. 2 Design information for two-stage centrifugal compressors

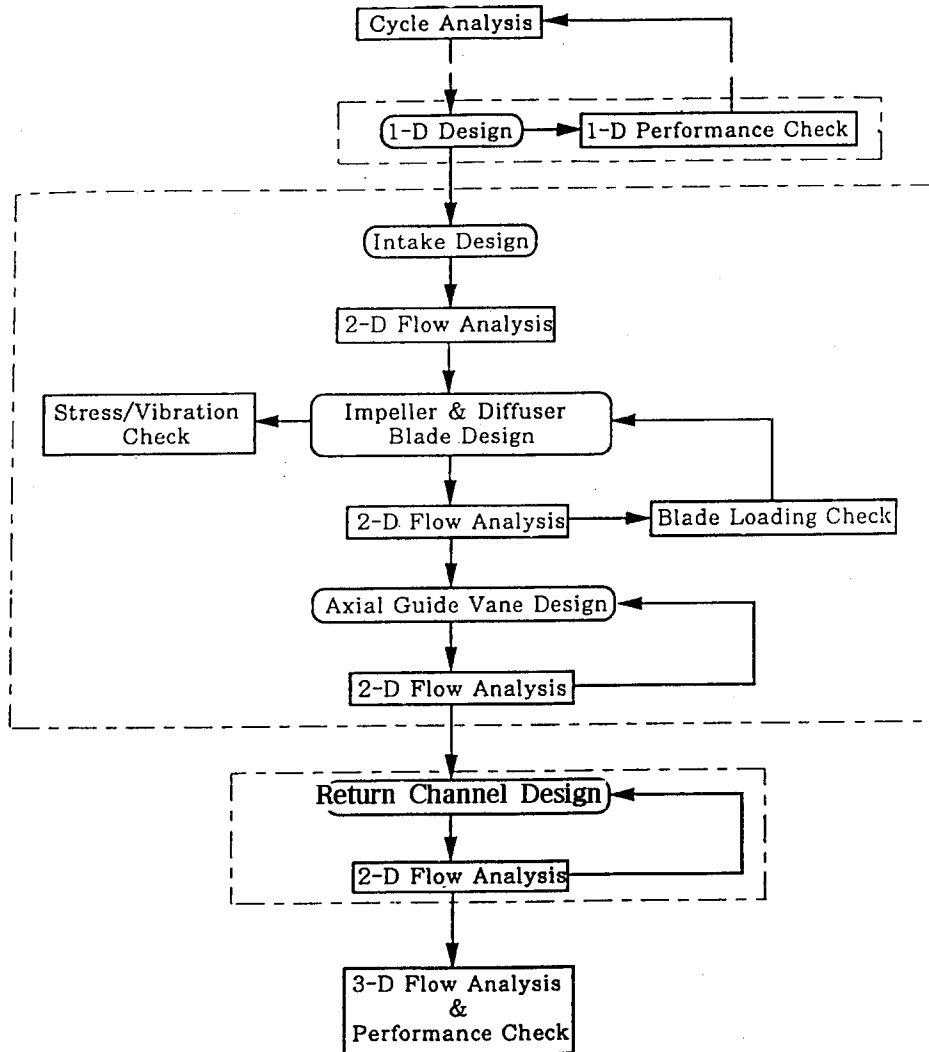


Fig. 3 Aerodynamic design system of centrifugal compressors

법으로서 가장 보편적으로 사용되고 있으나 신뢰성을 높이기 위해서는 실험데이터를 충분히 확보하여 도입한 모델의 경험계수를 경우에 따라 재조정하는 작업이 반드시 필요하기 때문에 일반적인 경우에 적용하기가 곤란한 단점이 있다.^(1~4) 두번째 방법은 특히 임펠러의 내부유동에 대하여 가역성(Reversibility)이 지배하는 주유동(Primary Flow Zone)과 비가역성이 지배하는 부유동(Secondary Flow Zone)으로 구분하여 각각의 구간에 대하여 이론적으로 접근가능한 유동지배방정식을 유도하고 수치해석하여 설계함으로써 경험에 의존하는 계수의 개수를 줄이도록 노력하는 방법이다.⁽⁵⁾ 또한,

이 방법은 현재 디퓨저 내부유동으로 적용을 확대하여 개발중에 있다. 본 연구에서는 설계초기에 일반적인 첫번째 방법을 이용하여 설계를 수행하였고, 후에 개발된 두번째 방법을 이용하여 검증차원에서 재해석을 수행하여 비교하였다. 1차원설계를 통하여 흡입구의 주요형상과 임펠러 입구직경, 입구블레이드각, 임펠러 개수 및 출구직경, 출구폭, 디퓨저 입출구직경 및 베인의 확산각과 개수, 축류 안내깃과 Return Channel의 주요형상 등을 결정하게 되며, 이를 Table 1에 요약하여 나타내었다. 이와 같이 설계점에서의 요구성능이 충족되면 비설계점에서의 공력성능을 파악하여 설계초기에 사이

Table 1 Meanline design result of twin-stage centrifugal compressors

Parameter		Unit	1st	2nd
Impeller	Exit Radius	mm	181	180.9
	Exit Width	mm	16.4	8.3
	Blade Number		11(22)	17(34)
	Blade Exit Angle	deg	54	56
	Inducer Tip Radius	mm	116	90
Channel Diffuser	Vane Number		21	27
	Area Ratio		2.20	2.33
	Equivalent Channel Divergence Angle	deg	3.92	3.53
Axial Guide Vane	Vane Number		89	103
	Inlet Flow Angle	deg	42.97	42.11
	Exit Flow Angle	deg	90	90

클 쪽에서 의도했던 압축기의 공력성능곡선도 (Aerodynamic Performance Characteristics Curve)를 이론적으로 얻기 위하여 성능해석을 수행해야 하며, 이 결과가 다시 사이클 쪽의 검토를 거쳐 반영되어야 한다. 이 단계에서 특히 중요한 설계 변수는 엔진시동시의 낮은 회전수 영역을 포함한 전체영역에서 서어지마진을 충분히 확보할 수 있는 가와 압력비와 효율이 설계의도대로 예측되는 것이다. 본 연구에서는 Galvas⁽⁶⁾와 Came⁽¹⁾의 성능 예측방법에 바탕을 두고 서지유량 계산법을 보다 개선하고 익말단유동(Tip Leakage Flow)에 의한 손실을 고려하여 본 연구자에 의해 개발된 성능 예측방법⁽⁷⁾을 이용하였으며, 특히 임펠러설계에서는 최적의 확산을 위하여 확산계수(Diffusion Factor⁽⁶⁾)을 0.5 이하로 유지시키면서 확산비(Diffusion Ratio)는 0.7 이하가 되도록 하였고, 디퓨저설계에서는 면적확산비(Area Ratio)를 약 2.2~2.4 사이의 값을 갖도록 설계하였다. 후에 Japikse⁽⁵⁾의 Two-Zone 모델을 도입한 방법을 이용하여 별도의 성능해석을 수행하여 결과를 서로 비교하였다. Fig. 4는 이론적으로 예측한 각단에서의 공력성능곡선도를 보여주고 있는데, 전체적으로 보아 사이클 쪽에서 기대했던 압축기의 성능을 만족시키는 좋은 결과를 얻었고, 특히 1단의 경우 충분한 서지

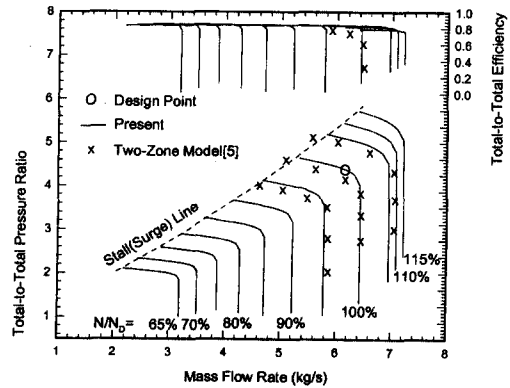


Fig. 4 (a) Predicted performance characteristics of the first-stage compressor

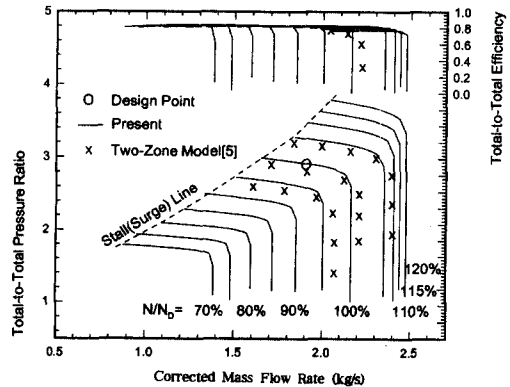


Fig. 4(b) Predicted Performance characteristics of the second-stage compressor

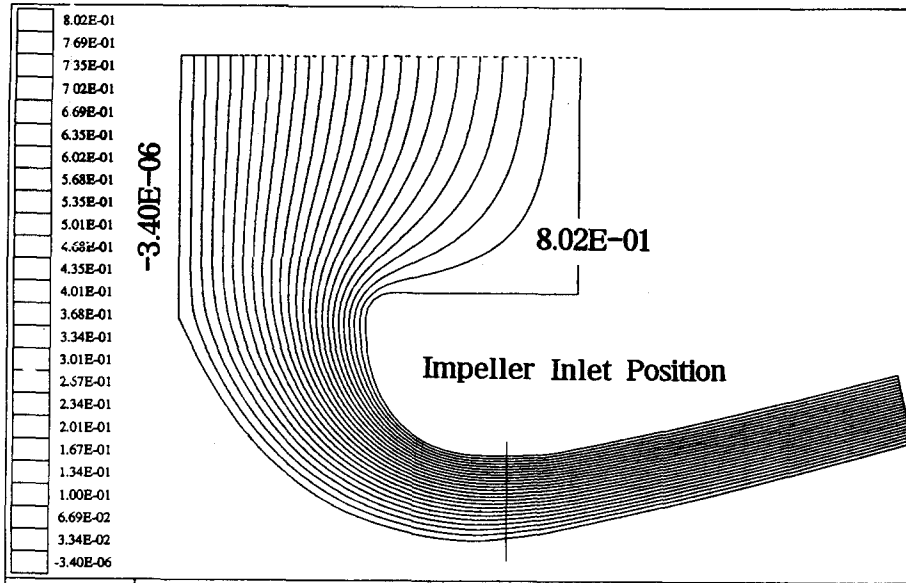
마진을 확보하기 위하여 설계점이 초킹근처에 존재함을 알 수 있다. Japikse⁽⁵⁾의 방법은 대체적으로 본 연구의 성능예측방법에 비해 공력성능을 조금 낮게, 그리고 초킹유량은 약간 크게 예측하였는데, 초킹유량이 크게 예측된 이유는 이 방법이 해석하는 채널디퓨저의 형상이 단순한 쐐기형(Wedge-type)에만 국한되어 본 연구의 디퓨저와 같이 약간 변형된 형상의 실제 Throat 면적을 정확히 계산하지 못하기 때문이다. 그러나 공력성능을 낮게 예측한 부분은 경험적이 손실모델을 도입한 종래의 성능해석법과 Two-Zone 이론모델에 근거를 둔 새로운 성능해석법간의 근본적인 차이에 해당하며, 이는 후에 수행될 구성품 공력성능시험의 결과에 의해 확인될 것이다.

2.2 3차원 형상설계 및 공력해석

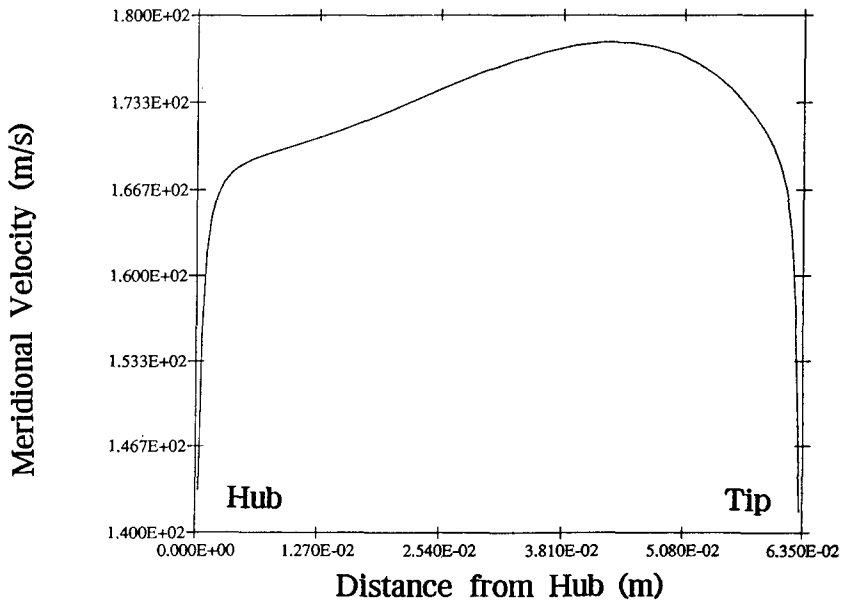
유입되는 공기유로의 형상을 결정하는 과정으로서 2차원 난류유동해석법을 이용하여 유로의 유동조건을 지속적으로 검증하면서 설계하였다. 특히 케이싱면 상의 내부곡면상에서 유동박리(Flow Separation)가 발생하지 않도록 유의해야 하며, 임펠러입

2.2.1. 흡입부

흡입부설계는 임펠러입구의 허브(Hub) 및 팁(Tip) 반경과 입구채널형상을 고려하여 외부에서



(a) Streamlines



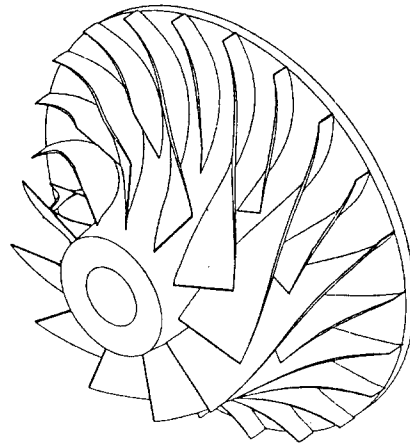
(b) Meridional velocity distribution at the first-stage impeller inlet section

Fig. 5 2D numerical flow field of intake

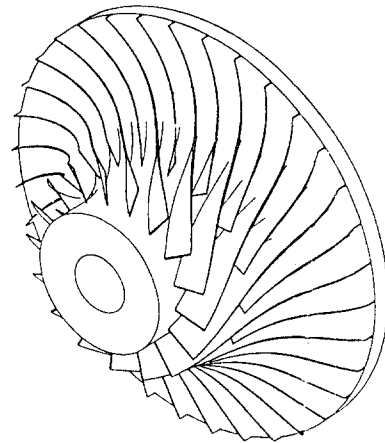
구에서 반경방향의 속도분포를 가능한한 균일하도록 분포시키고 전압손실(Total Pressure Loss)을 최소화해야 하며, 또한 임펠러 입구위치에서 회전방향 속도성분인 선회(swirl) 속도를 제거해야 하는 점에 주의해야 한다. 본 연구에서는 유동해석을 위하여 상용코드인 FLUENT⁽⁸⁾를 이용하여 2차원 난류유동해석을 수행하였으며, 그 결과가 Fig. 5에 제시되어 있다. 임펠러입구에서의 전압손실은 입구 압력의 약 1.7%로 나타났고 평균선회속도성분은 자오면 평균속도의 약 0.07%로서 무시할 정도로 작았으며, 중간스팬(mid-span)에서의 자오면속도에 대한 케이싱 근처에서의 속도비는 약 1.05임을 확인하였다. 이러한 결과는 임펠러 입구설계시 사용되는 중요한 인자로서 1차원설계에 다시 반영되어 반복설계를 수행하였다.

2.2.2. 임펠러

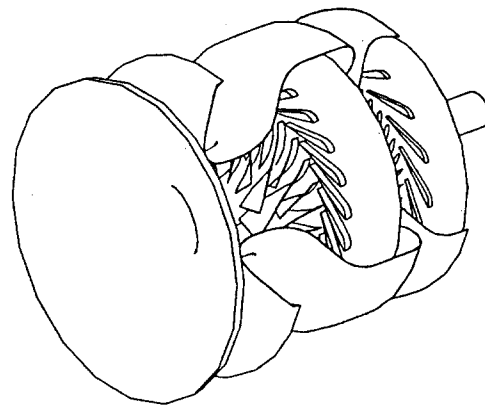
임펠러의 3차원 형상설계에서 결정하는 중요한 형상변수로서 허브곡선과 팁곡선이 이루는 자오면 유로형상과 임펠러의 축방향길이, 블레이드각, 그리고 블레이드두께가 있다. 자오면 유로형상은 1차원설계 결과값을 바탕으로 그 사이를 부드러운 곡선으로 연결하여 결정하는데 본 연구에서는 Casey⁽⁹⁾의 방법을 적용하였다. 이와 아울러 임펠러의 축방향길이와 블레이드각 분포를 적절히 변경하면서 최적의 블레이드 하중분포(loading distribution)를 얻도록 설계하였다. 블레이드의 두께분포는 공력성능에 큰 영향을 주지 않기 때문에 제작성을 고려하여 미리 적당한 분포를 주어 고정시켰다. Betzier 곡선의 조합으로 우선 결정된 자오면유로에 대하여 축대칭 H-S(Hub-to-Shroud) 유선곡률법⁽¹⁰⁾을 이용하여 유동분포를 얻은 후, Staniz⁽¹¹⁾와 Howard⁽¹²⁾의 방법을 이용하여 B-B(Blade-to-Blade)면상의 비점성속도 및 압력분포를 간단히 예측하여 원하는 블레이드 하중분포 여부를 확인하여 반복계산하였다. 최적의 블레이드 하중분포를 얻기 위하여 3차원 형상설계는 수많은 반복과정이 필요하기 때문에 일반적 B-B 유선곡률법 보다는 위의 방법을 이용하는 것이 효과적이다. 본 연구에서는 인듀서(Inducer)의 초킹마진(Choking Margin)을 증가시키고 5축기계가공시의 제작편의성을 고려하여 Splitter 블레이드를 채택하였는데, 인듀서 쪽에서 비교적 급격한 감속을 주고 Splitter 영역의 중간위치에서 최대 블레이드하중이 발생하도록 하여 임펠



(a) The first-stage impeller



(b) The second-stage impeller



(c) 3D Shape of two-stage centrifugal compressors

Fig. 6 3D Shape of centrifugal compressors

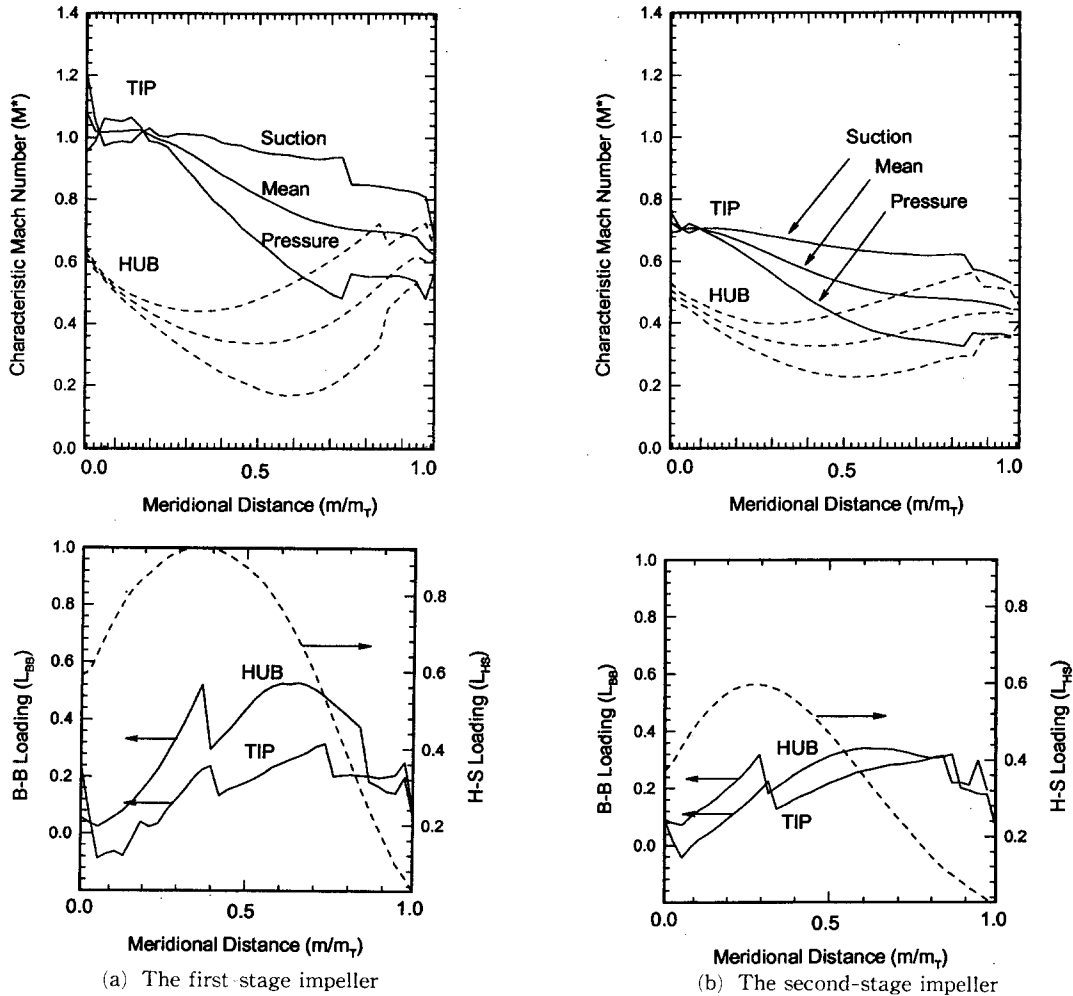


Fig. 7 Blade loading distributions

리의 출구부에서 일어나기 쉬운 불안정한 유동가능성을 배제하도록 설계하였다. 각단 임펠러의 3차원 형상설계 결과가 Fig. 6에 나타나 있고, 예측된 블레이드 하중분포가 Fig. 7에 제시되어 있다. 각단 모두에 대하여 최대 H-S 하중계수가 약 0.9 이하, 그리고 최대 B-B 하중계수가 약 0.6 이하가 되어 설계의도를 만족하고 있음을 알 수 있다.

형상설계의 마지막 단계인 3차원 유동해석을 위하여 본 연구에서는 Dawes⁽¹³⁾가 개발한 상용코드인 BTOB3DSP를 이용하였는데, 이는 일반적인 터보기계 내부의 완전 3차원 압축형 점성유동해석을 위하여 특별히 개발되어 현재 세계적으로 가장 많이 이용되고 있는 프로그램 중의 하나이다. 별도

의 좌표변환이 필요없는 유한체적법을 이용하여 Implicit/Explicit 방법을 동시에 적용한 시간진행법으로서 Baldwin-Lomax 난류모델을 이용하였고 익말단간극(Tip Clearance)뿐만 아니라 Splitter 있는 임펠러까지도 계산할 수 있도록 개발되었다. Fig. 8은 이러한 유동해석을 통하여 얻은 1단 임펠러 평균B-B면 상에서의 상대마하수(Relative Mach Number)와 정압(Static Pressure) 분포로서, 유로내에 충격파나 유동박리가 발생하지 않고 점진적으로 정압이 상승하고 Splitter를 중심으로 피치(Pitch) 구간내의 유동장이 거의 대칭으로 되어 있어서 만족스러운 결과를 얻었다. 2단 임펠러의 경우에도 유사한 결과를 얻었다(Fig. 11). Fig. 9는 1

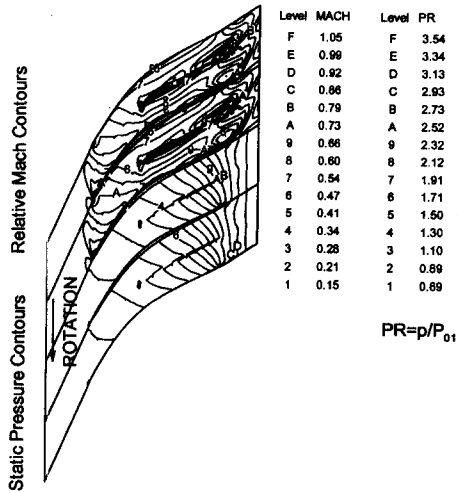


Fig. 8 Mean blade-to-blade flow field of the first-stage impeller

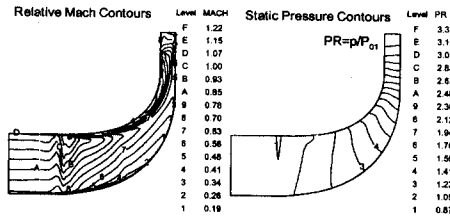
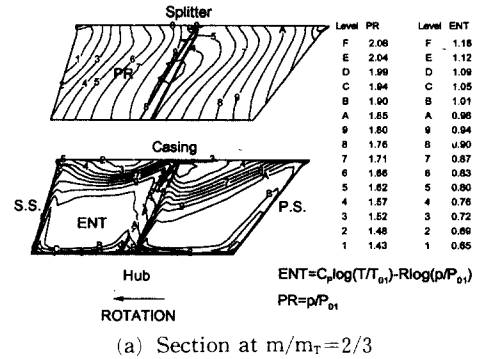
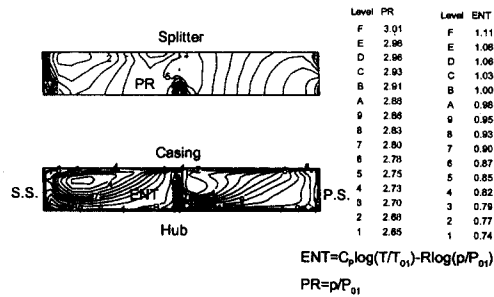


Fig. 9 Hub-to-shroud flow field of the first-stage impeller at mid_{SUC-SPLT} section

단 임펠러의 부압면(Suction Side)과 Splitter 사이 구간의 중간지점에 해당하는 H-S 단면상에서 살펴본 상대마하수와 정압분포로서, 1차원설계에서 예상했던대로 인듀서팁 부근에 한하여 초음속영역이 존재하지만, 전체유동장에 영향을 주지 않고 있다. 임펠러 중반이후부터 케이싱부근에서 경계층이 성장하는 것을 볼 수 있는데, 이는 곡관내부유동이 본질적으로 갖고 있는 특성이기 때문에 이러한 경계층성장을 억제할 수 있도록 원심임펠러를 설계하는 데에 특히 주의해야 한다. 순조로운 정압상승분포로 보아 양호한 유동장이 형성되었음을 알 수 있고, 2단 임펠러의 경우도 이와 유사한 경향을 확인하였다(Fig. 12). Fig. 10은 1단 임펠러의 전면(Leading-edge)에서 후면(Trailing-edge)까지의 자오선길이의 각각 2/3와 3/3에 해당하는 후반부 위치에서 본 준직교면(Quasi-Orthogonal Plane) 유동장으로서, 정압분포와 손실을 평가하는 엔트로피분포를 나타낸다. Splitter를 기준으로 양쪽 구간



(a) Section at $m/m_T=2/3$



(b) Section at trailing-edge

Fig. 10 Quasi-orthogonal flow field of the first-stage impeller

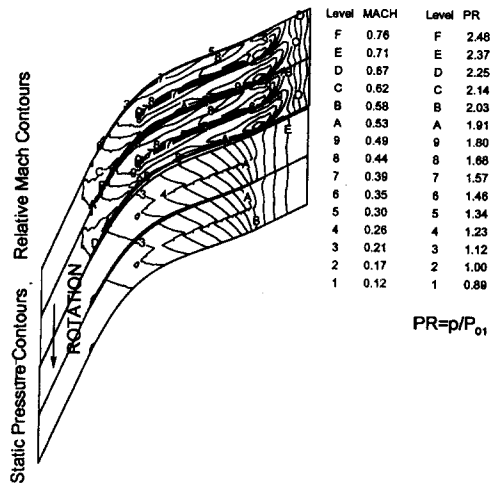


Fig. 11 Mean blade-to-blade flow field of the second-stage impeller

이 서로 유사한 정압분포를 보이고 블레이드간의 공력하중이 비교적 균일하게 분포되고 있다. 익달 단 누설유동과 케이싱(Casing), 허브 그리고 각 블레이드벽면에서의 경계층 발달로 인하여 복합적으

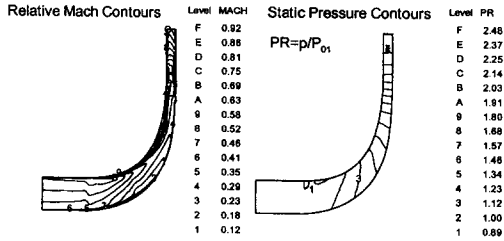
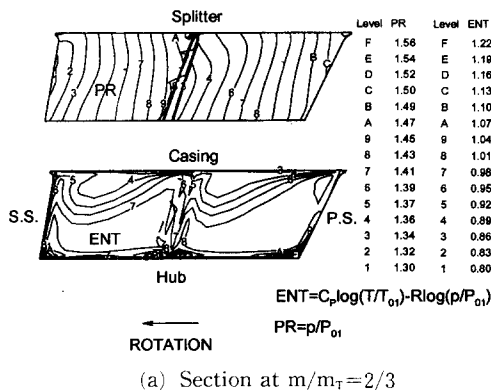
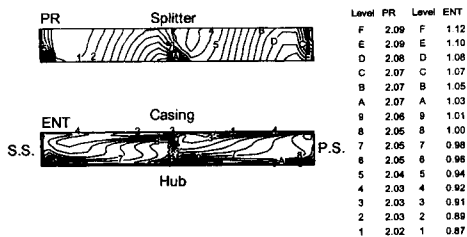


Fig. 12 Hub-to-shroud flow field of the second-stage impeller at mind_{SUC-SPLIT} section

로 야기된 유동손실은 케이싱근처의 부압면 쪽으로 치우쳐서 집중되어 있음을 확인하였고 이는 후연위치에서의 엔트로피분포에서 더욱 명확하게 나타난다. 2단 임펠러의 경우도 이와 유사한 결과를 얻었다(Fig. 13). 이러한 결과는 임펠러 출구부근에서 발생하여 흔히 제트/후류(Jet-Wake Flow)라고 부르는데, 불균일하게 분포된 두 가지 상이한 유동이 임펠러를 유출한 후 곧바로 서로 혼합되어 임펠러가 최종적으로 감당하는 정확한 에너지상승분을 결정하고, 또한 디퓨저입구 유동조건을 결정하는 데에 중요한 역할을 하기 때문에, 주요 설계인자 중의 하나이다. 임펠러출구면에서의 불균일 유동장



(a) Section at $m/m_T = 2/3$



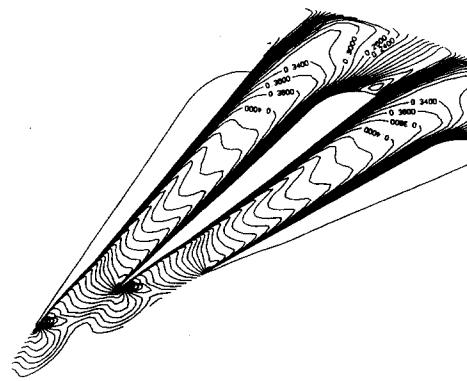
(b) Section at trailing-edge

Fig. 13 Quasi-orthogonal flow field of the second-stage impeller

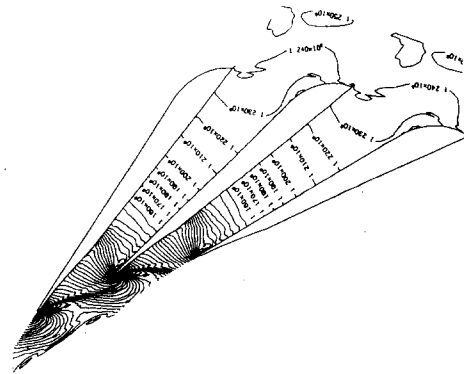
가능한 한 감소시키는 방안이 그 핵심이며, 이는 앞으로도 꾸준히 연구되어야 할 과제이다.

2.2.3 반경류디퓨저

반경류디퓨저는 약 0.7~1.0 사이의 높은 마하수를 갖고 임펠러를 유출한 유동을 약 0.1~0.3의 수준까지 확산시켜서 정압상승을 이룸으로써 전체 압축기의 공력효율을 증가시키는 데에 매우 중요한 역할을 한다. 따라서 서지마진의 감소를 감수하더라도 고효율을 달성하기 위하여 본 연구에서는 썩기형 채널디퓨저를 사용하였으며, 디퓨저베인의 확산각과 길이, 그리고 베인입구의 입사각등을 전압손실과 초킹마진에 유의하면서 주의깊게 조절하여 결정하였다(Fig. 6(c)). 일반적으로 베인디퓨저내의 유동장해석은 앞에서 언급한 바와 같이 임펠러출구의 불균일한 유동이 혼합되는 과정과 정지해 있는 디퓨저 베인과의 비정상 상호작용(Unsteady



(a) Mach number contours



(b) Static pressure contours

Fig. 14 3D Numerical flow field of the second-stage channel diffuser (Re-designed)

Interaction)으로 인하여 디퓨저 계산영역의 입구 경계조건을 결정하기가 매우 어려워 특별한 경우가 아니면 일차원 성능예측으로 국한하는 것이 보통이다. 그러나 최근에는 임펠러와 디퓨저를 하나의 계산영역에 넣어서 비정상 상호작용을 해석하는 연구

⁽¹⁴⁾가 발표되어 앞으로의 연구전망이 밝다고 할 수 있다.

본 연구에서는 특별히 각단에 대하여 3차원 유동 해석을 수행하지 않았으나, 2단 디퓨저의 경우에 제작성과 관련하여 설계수정이 불가피한 일이 발생

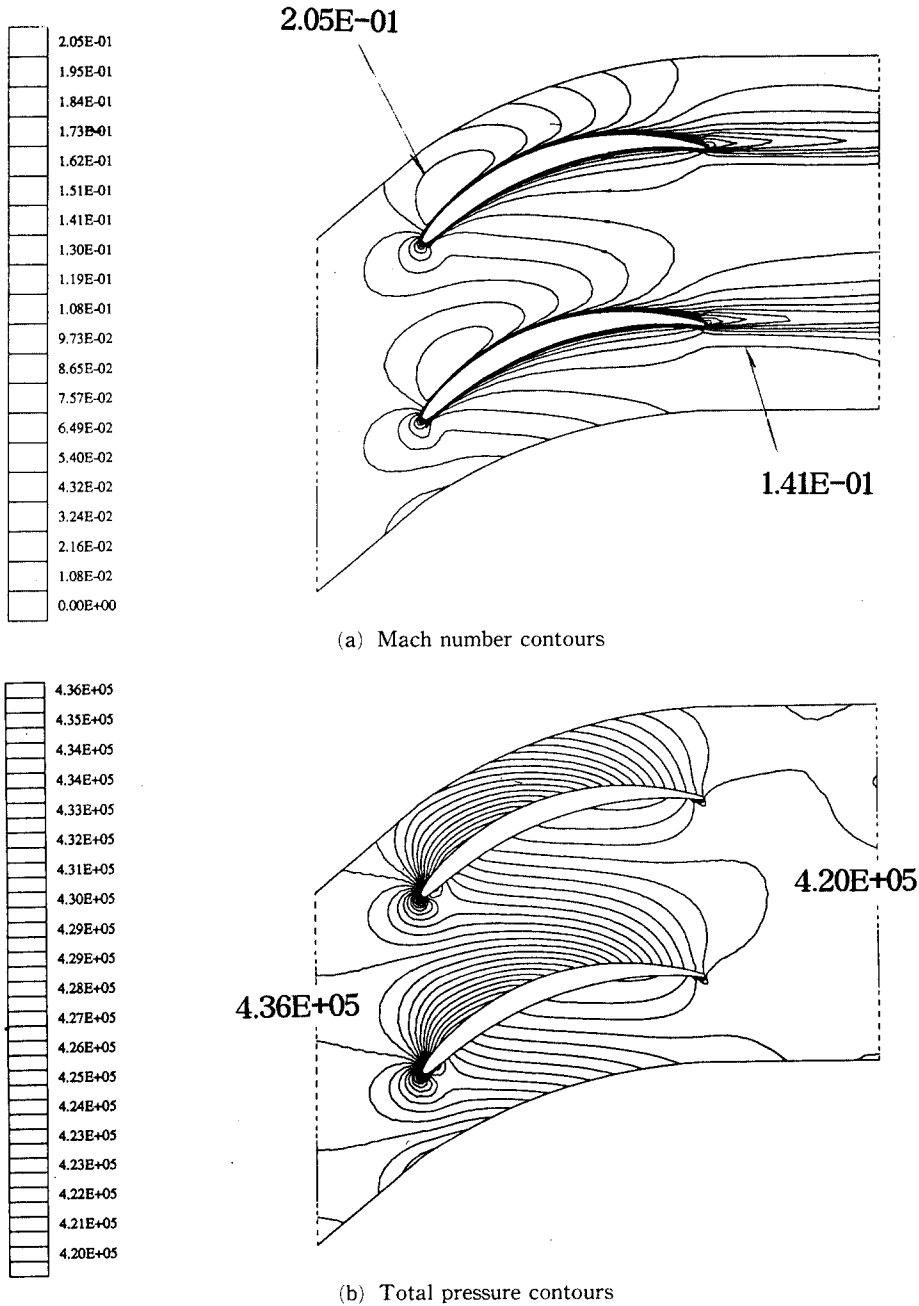
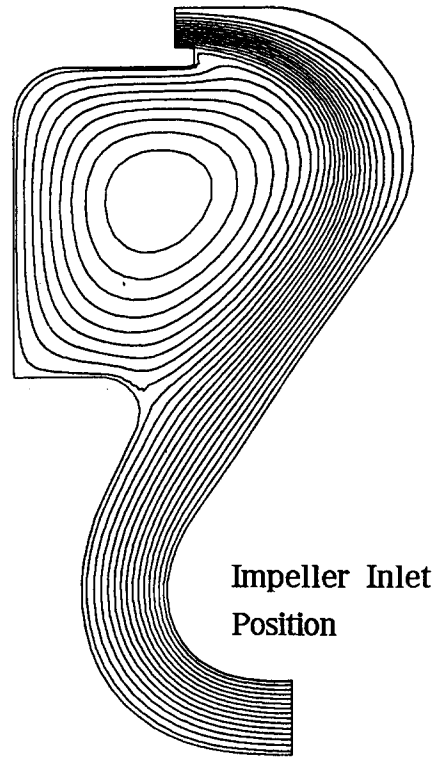
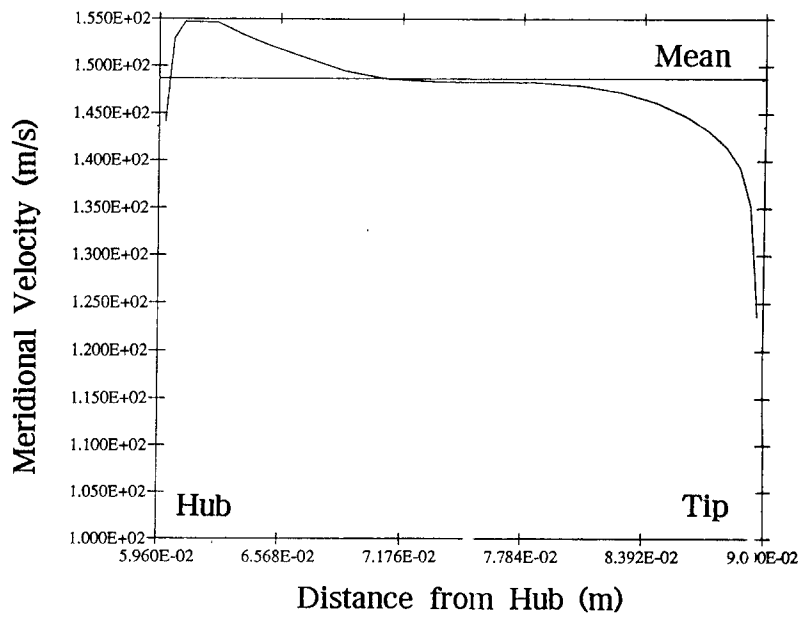


Fig. 15 2D Numerical flow field of the first-stage axial guide vanes



Impeller Inlet
Position

(a) Streamlines



(b) Meridional velocity distribution at the second-stage impeller inlet section

Fig. 16 2D Numerical flow field of return channel

하여 설계수정 확인차원에서 유동해석을 수행하였다. 최초설계시 유동의 안정성을 고려하여 2단 디퓨저채널의 허브면이 축방향으로 약 1.3°의 각도로 확산되도록 설계되었으나 디퓨저 기계가공시의 어려움과 제작단가의 상승으로 인해 케이싱면이 확산되도록 변경하였다. 변경된 디퓨저 유로형상에 대하여 Dawes⁽¹³⁾가 개발한 BTOB3D 상용코드를 이용하여 전압손실과 정압상승 효과의 차이를 확인하기 위한 3차원 유동해석을 수행하였다. 디퓨저 계산영역의 입구경계조건은 임펠러 계산결과로부터 얻은 후방유동해 중의 압력과 온도 그리고 유동방향등을 회전방향으로 질량평균하여 사용하였는데, 엄밀한 의미에서는 실제와 다른 입구유동이지만, 본 연구와 같이 설계변경의 차이를 서로 비교하기 위한 목적에서는 정성적으로 합리적인 결과를 줄 수 있다. Fig. 14는 허브와 케이싱 간의 중간스팬에 해당하는 위치에서의 마하수분포와 정압분포로서, 마하수가 약 0.82에서 약 0.24로 순조롭게 확산되고 있으며 압력회복계수(Pressure Recovery Coefficient)도 설계 의도대로 약 0.66~0.68 정도를 보이고 있어 만족스러운 결과를 보이고 있다. 설계변경 전후의 전압손실 차이는 입구압력의 1% 미만으로 계산되어서 설계변경을 확정하였다.

2.2.4 축류안내깃

축류안내깃은 반경류디퓨저를 통과한 유동이 갖고 있는 선회성분을 최소 유동손실을 유지하면서 제거시켜서 다음에 계속되는 구성요소에 안내하는 역할을 하는데, 그 특성상 축류압축기의 정익(Stator)설계방법을 이용하여 설계한다. 본 연구에서는 축류압축기 설계방법⁽¹⁵⁾을 이용하여 가상의 동익(Rotor)과 실제의 정익으로 구성되는 하나의 단을 이루어 설계하였다. Fig. 15는 FLUENT⁽⁸⁾를 사용하여 얻은 2차원 난류유동장으로서 1단 축류안내깃 내부의 마하수분포와 전압분포를 나타낸다. 마하수분포의 후류지역에서도 볼 수 있듯이 유동이 축방향에 대하여 0.67°를 이루면서 유출하는 만족스러운 결과를 얻었고, 전압손실은 입구압력의 약 0.22%로 설계시에 예측한 0.20%와 상당한 근접한 결과를 얻었다.

2.2.5 Return Channel

이 부분의 설계는 흡입부설계에서와 같이 부드러운 곡선의 조합으로 구성하여 설계하지만, 180°에

가깝게 유동이 회전하기 때문에 곡관내부유동의 불안정성을 제거하고 유동손실을 최소화하면서, 또한 2단 임펠러 입구유동을 반경방향으로 최대한 균일하게 만들고 선회성분을 제거해야 하는 등 어려운 설계조건을 만족시켜야 한다. 본 연구에서는 FLUENT⁽⁸⁾를 사용한 2차원 난류유동해석과 병행하여 여러번의 시행착오를 거쳐 3차원형상을 확정하였고, 그 유동해석결과가 Fig. 16에 나타나 있다. 이 유선의 분포로부터 알 수 있듯이 본 설계의 의도는 인위적으로 재순환영역을 발생시켜서 유동장내부를 이원화하는 것이 있으며, 계산결과에서와 같이 S자형의 별도곡관이 형성되었음을 확인하였다. 비록 예기치 못했던 경계층이 상부 입구 부근에서 형성되어 주유동을 약간 가속시키지만, 출구 쪽으로 갈수록 비교적 균일한 속도분포를 이루며, 특히 2단 임펠러 입구면에서는 중간스팬에서의 자오면속도성분에 대한 케이싱 쪽 속도성분 비율이 1.01 이어서 1단의 경우보다도 더욱 균일한 속도분포를 얻을 수 있었다. 출구에서의 평균선회속도성분을 평균속도의 약 0.04% 미만이어서 만족스러운 결과를 보여주었다.

2. 결 론

1.2MW급 산업용 가스터빈 원심압축기의 공력설계를 수치해석과정과 병행하여 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 2단 원심압축기의 흡입부, 임펠러, 디퓨저 그리고 Return Channel 등에 대한 1차원 공력설계와 성능예측을 수행한 결과, 설계의도를 만족하는 결과를 얻었다. Two-Zone 모델을 이용한 성능예측방법은 본 연구방법에 비하여 약간 큰 초킹유량과 낮은 공력성능값을 예측하였다.

(2) 완전 3차원 난류유동해석을 통하여 각단 임펠러의 3차원형상 설계결과에 대한 공력성능이 확인되었고, 2단 반경류 채널디퓨저의 설계변경사항도 최소한의 성능변화 범위에서 성공적으로 수행되었다.

(3) 흡입부와 축류안내깃, 그리고 Return Channel의 설계는 2차원 난류유동해석과 병행하여 유동손실을 줄이는 방향으로 반복계산과정을 통하여 확정되었다.

이와 같이 완료된 공력설계결과는 구조해석 단계로 이동하여 응력해석과 축진동해석, 그리고 블레

이드 진동해석의 검증을 거친 후 재료선정과 수명 해석등의 추가 검토작업을 거쳐 상세설계에서 제작 도면을 확정하여 시제작에 들어갈 예정이며, 시제품에 대한 공력성능시험을 수행하여 본 연구의 공력설계결과에 대한 재확인 작업이 예정되어 있다.

후 기

본 연구는 통상산업부와 과학기술처의 지원을 받아 수행되는 공업기술기반과제 연구의 일부에 해당되며, 관계기관에 심심한 감사의 뜻을 전한다.

참고문헌

- (1) Came, P. M., 1978, "The Development, Application and Experimental Evaluation of a Design Procedure for Centrifugal Compressors," *Proc. I. Mech, E.*, Vol. 192, No. 5.
- (2) Rodgers, C., 1964, "Typical Performance Characteristics of Gas Turbine Radial Compressors," *J. of Eng. of Power, Trans, ASME.*, Vol. 86.
- (3) Herbert, M. V., 1980, "A Method of Centrifugal Compressor Performance Prediction," *Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, ASME.*
- (4) Galvas, M. R., "Analytical Correlation of Centrifugal Compressor Design Geoemtry for Maximum Efficiency with Specific Speed," *NASA TN D-6729.*
- (5) Japikse, D., 1985, "Assessment of Single- and Two-Zone Modeling of centrifugal Compressors," *ASME Paper 85-GT-73.*
- (6) Galvas, M. R., 1973, "FORTRAN Program for Predictin Off-Design Performance of Centrifugal Compressors," *NASA TN D-7487.*
- (7) Jay Chul Kim, Joeng Lak Sohn and Jeong Hwan Cha, 1995, "Development of 1.2MW Industrial Gas Turbien Engine," *ASME Paer 95-CTP-21.*
- (8) FLUENT User's Guide, FLUENT Inc., Centra Resource Park 10 Cavendish Court, Lebanon.
- (9) Casey, M. V., 1983, "A Computational Geometry for the Blades and Internal Flow Channels of Centrifugal compressors," *ASME J. of Eng. for Power*, Vol. 105.
- (10) Katsanis, T., 1964, "Use of Arbitrary Quasi-Orthogonals for Calculating Flow Distribution in the Meridional Plane of a Turbomachine," *NASA TN D-2546.*
- (11) Staniz, J. D. and Prian, V. D., 1951, "A Rapid Aerodynamic Loading Procedure for Centrifugal Impeller Design," *ASME Paer 94-GT-148.*
- (12) Howard, J., Osborne, C. and Japikse, D., 1994, "A Rapid Aerodynamic Loading Procedure for Centrifugal Impeller Design," *ASME Paper 94-GT-148.*
- (13) Dawes, W. N., 1988, "Development of a 3D Navier-Stokes Solver for Application to All Types of Turbomachinery," *ASME Paper 88-GT-70.*
- (14) Dawes, W. N., 1994, "A Simulation of the Unsteady Interaction of a Centrifugal Impeller with its Vaned Diffuser : Flow Analysis," *ASME Paper 94-GT-105.*
- (15) 박기철, 김승우, 김재철, 1995, "가스터빈 엔진용 고효율 축류압축기의 공력설계 및 시험평가," 한국항공우주학회지 제23권 제5호.