

예측수정된 Stanitz 방정식을 이용한 임펠러 출구 조건 해석

정진희*, 김춘동*, 이현구*, 이용덕*

Analysis of impeller exit condition using a modified Stanitz equation in a centrifugal refrigerant compressor

J. Jeong, C.D. Kim, H.K. Lee & Y.D. Lee

ABSTRACT

We have measured pressure distributions within the diffuser and pressures at the inlet and outlet of the compressor in order to match impeller and low-solidity diffuser of 500RT centrifugal refrigerant-compressor which has been developed in LG Cable Ltd. Modified Stanitz equation is used to predict the measured data by tuning several parameters and then is validated. Using the validated parameters and modified Stanitz equation, we have obtained data necessary to design the diffuser.

기호 설명

a	음속
b	펠러 혹은 디퓨저의 높이
C	절대속도
D	직경
g	중력가속도
h	엔탈피
\dot{m}	질량유량
p	압력
s	엔트로피
T	온도
U	임펠러 원주속도

하첨자

s	등엔트로피 과정
m	자오면 성분
θ	원주방향 성분
0	전(total) 혹은 정체(stagnation) 상태
1	임펠러 입구
2	임펠러 출구
3	배인 디퓨저 입구

1. 소 개

일반적으로 산업용 터보압축기는 주로 공기나 다른 이상기체를 압축하기 위한 것으로 널리 사용되고 있다. 이에 관한 연구는 오랜 동안 많은 연구가 진행되어 왔으나, 많은 연구결과들이 회사에 귀속되어 발표되고 있지 않는 것도 사실이다. 이상기체로부터 많이 벗어나는 개스를 사용

* LG 전선 기계연구소

하는 개스압축기에 종사하는 사람은 이상기체를 작동유체로 하는 압축기를 연구하는 사람보다 훨씬 적으며, 그나마 시험에 딸린 어려움으로 (1: 폐쇄회로로 작동하여야 함; 2: 많은 경우 응축, 증발등 열교환기를 사용하여야 함; 3: 응축/증발의 과정을 거칠 경우 입출구 압력비를 throttling device로 간단히 다룰 수가 없고, 열교환장치에 의해 압력비를 조절하여야 하므로 응답속도도 느리고 많은 부대설비가 필요함), 학계에서는 연구하는 사람이 거의 없어 연구인력이 회사에 종속되어 있으므로 연구결과가 발표되는 경우가 이상기체를 작동유체로 사용하는 터보압축기보다 훨씬 적다. 하지만 실제 개스인 경우, 압축성유체에서 사용되는 많은 편리한 가정 ($h = h(T)$, Joule-Thompson coefficient $\mu=0$, isentropic coefficient $\gamma=Cp/Cv$ 등)을 사용할 수 없고, 모든 계산식을 실제 개스 물성치를 사용하여 계산하여야 한다. 따라서 이상기체 터보압축기에서 널리 사용되는 개념의 정의를 다시 내려야 하는 경우도 많다.

실제개스를 사용하는 터보압축기의 대표적인 경우가 터보냉동기에 사용되는 압축기이고, 이의 연구는 세계시장의 약 80~90%를 장악하고 있는 미국의 4개회사 (Trane, Carrier, York, McQuay)가 대부분이다. 일본에서는 Mitsubichi, Hitachi, Daihikin 등 몇 개의 회사가 미국의 기술을 1950년대에 수입하여, 자체적으로 개발 및 발전시키고 있으나, 일본의 기술 및 제조능력은 미국에 밀려 해외수출은 꿈꾸고 있지 못하는 실정이다. 한국에서는 과거 70년대부터 미국 및 일본의 도면을 수입하여 제조되어 왔고, 일부 수정되어 개발되고 있으나, 현재 미국의 기술 수준과는 엄청난 차이를 보이고 있다. 미국은 과거 오일 쇼크후에 많은 전력을 소모하는 터보냉동기의 기술 수준에 많은 발전을 이루었으며 (70년대와 비교하여 전체적인 효율 즉 COP에서 약 20~30%의 향상을 이루었음), 국내에서는 아직 미국의 70년대 수준을 넘어서지 못하고 있다. 이 뿐만 아니라, 몬트리올을 협정에 따라, 현재 사용되고 있는 CFC 및 HCFC 냉매를 사용하는 터보냉동기는 향후 폐기될 예정이므로, 국내 사용을 위해서도 HFC 냉매를 사용하는 터보냉동기의 개발이 필수

적이며, 해외 수출을 위해서는 더욱 그 필요성이 증대되고 있다.

LG전선(주)에서는 1997년부터 HFC 냉매인 R134a 냉매를 사용하는 터보냉동기의 개발을 위해 노력해 왔으며, 1998년말에 300RT 시제품 개발에 성공한 바 있다. 이후 계속 성능 향상을 위해 노력해 왔으며, 터보냉동기 시리즈 개발에 힘쓰고 있다. 본 논문에서는 500RT 냉동기 개발에서 이루어진 노력의 일환으로 수행한 임펠러/디퓨저의 매칭을 위한 연구를 기술하려고 한다. 이 매칭에서 가장 중요한 변수는 디퓨저에서 유동각이며, 이 유동각은 디퓨저의 폭이 매우 작은 관계로(약 12mm) 측정하기 힘들다. 그나마 시제품에서는 여러 주물 구조물이 앞뒤로 가로막고 있는 실정이라서 이것의 측정이 현실적으로 불가능하였다. 하지만, 임펠러 출구에서의 유동각의 정확한 측정은 통상 디퓨저의 중요한 설계변수인 stagger angle, turning angle의 설정에 필수조건이다. 실제 이 각도가 몇 도만 벗어나 있어도 디퓨저의 심각한 효율저하와 운전 범위에 지대한 영향을 끼칠 수 있으므로, 임펠러 출구 유동각의 측정은 매우 중요하다고 할 수 있다. 이 각도를 측정하기 위해서는 임펠러 출구에서의 압력과 온도를 측정하여야 하나, 이의 정확한 측정이 힘들므로, 베인리스 디퓨저에서의 압력 분포로서 측정하고, 수정된 Stanitz 방정식을 사용하여 디퓨저 내의 압력분포를 맞춤으로써, 임펠러 출구에서의 온도, 압력과 속도 삼각형이 계산되었다.

2. 임펠러 분석

- 출구온도의 예측

비점성, 터보기계의 Euler 방정식은 다음과 같다.

$$U_2 C_{a2} - U_1 C_{a1} = \frac{W_{shaft}}{(1-f_{shear})(h_{06} - h_{01})} - W_{shear} \quad (1)$$

여기서 f_{shear} 는 임펠러 표면에서의 shear에서 발생하는 일에 의한 성분으로 일반적으로 5% 이내로 가정되고 본 논문에서는 f_{shear} 를 3%로 계산하였다.

IGV 100% 개도 조건으로 압축기 입구에서 예

선회가 없다면,

$$U_2 C_{02} = (1 - f_{shear})(h_{06} - h_{01}) \quad (2)$$

으로 나타낼 수 있으며, 여기서 압축기 입구 조건으로 증발기의 상태를 적용하고, 토출배관에서 유량계가 설치되어 있는 곳을 압축기 출구 조건으로 정하면, 계측된 온도, 압력, 냉매 순환 유량으로부터 임펠러 출구 속도 성분 C_{02} 를 구할 수 있다.

냉매가스의 상태 방정식 (PROPATH v10.2)에서

$$\rho_2 = \rho(P_2, T_2) \quad (3)$$

냉매의 질량유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = \rho_2 C_{m2} b_2 \{2\pi r_2 (1 - f_{blockage})\} \quad (4)$$

여기서 $f_{blockage}$ 는 임펠러 출구에서 dead zone 면적비를 나타내는 blockage factor이다.

압축기 출구와 임펠러 출구에서 단열조건 가정을 하면, 전 엔탈피 보존에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_{06} = h_{02} = h_2 + \frac{1}{2}(C_{m2}^2 + C_{02}^2) \quad (5)$$

$$h_2 = h(P_2, T_2) \quad (6)$$

임펠러 출구 상태를 알기 위해 식 (3), (4), (5) 를 사용하여 반복계산을 통하여 임펠러 출구 온도 T_2 및 자오면 속도 성분 C_{m2} 를 구할 수 있다.

① 먼저 임펠러 입출구 상태변화를 등엔트로피 과정으로 보고 출구온도 T_{2s} 를 구한다.

$T_2 = T_{2s}$ 로 초기값을 가정하면, 식 (5)에 의해 출구 엔탈피 h_{2s} 를 구한다.

② T_2 를 T_{2s} 에서 조금씩 (예를 들면 0.05도

씩 증가시켜 가정한다.

③ 식 (3)에서 ρ_2 를 구한다.

④ 식 (4)에서 C_{m2} 를 구한다.

⑤ 식 (6)에서 h_2 를 구한다.

⑥ 전 엔탈피 보존식 (5)에서 우변에 해당하는 h_{02} 를 구하여 압축기 출구에서 계측된 온도, 압력, 냉매유량으로 결정되는 h_{06} 과 같은지 비교한다.

⑦⑥이 만족될 때까지 ②~⑤을 반복계산한다.

이상의 과정을 통해 임펠러 출구온도 T_2 를 구할 수 있고, 계측된 압력 P_2 와 조합하여 임펠러 출구 상태량과 속도 삼각형을 알 수 있다.

- 임펠러의 효율

임펠러의 효율을 나타내기 위해 다음과 같이 임펠러 입출구에서 등엔트로피 과정을 통한 전엔탈피 변화와 실제 전엔탈피 차이의 비로써 등엔트로피 효율을 정의한다.

$$\eta_i = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (7)$$

전술한 바와 같이 압축기 입구조건을 계측하기 힘들기 때문에, 입구조건은 증발기 포화가스 상태로 정하였으며, 임펠러 출구 전 엔탈피는 식 (5)에 의해 구할 수 있다. 한편 등엔트로피 과정의 출구 전엔탈피 h_{02} 는 다음과 같다.

$$h_{02s} = h_{2s} + \frac{1}{2}(C_{m2}^2 + C_{02}^2) \quad (8)$$

여기서,

$$h_{2s} = h(p_2, T_{2s}) \quad (9)$$

3. 베인리스 디퓨저의 성능분석

디퓨저의 압력회복 특성을 나타내기 위해, 다음과 같이 정의되는 압력계수를 도입한다.

$$C_p = \frac{p_6 - p_2}{p_{02} - p_2} \quad (10)$$

임펠러 출구에서 전압력 p_{02} 및 전온도 T_{02} 는 p_2 , T_2 , 유속 c_2 인 상태가 등엔트로피 과정을 통하여 속도 0이 되는 온도, 압력을 각각 전온도, 전압력으로 정의한다. 즉,

$$p_{02} = p(h_{02}, s_2) \quad (11)$$

$$T_{02} = T(h_{02}, s_2) \quad (12)$$

4. 실제기체에서의 Stanitz 방정식을 사용한 베인리스 디퓨저의 성능분석

Stanitz 방정식은 베인리스 디퓨저의 정압회복에 대한 대표적인 모델이며, 운동량 방정식에서 점성력을 body force로서 가정한다. 이 가정은 (1) 디퓨저면에 수직한 방향으로, 레이놀즈스트레스가 일정하고, (2) 난류가 local equilibrium 상태를 유지한다는 것을 의미한다. 위의 가정은 수직 방향의 높이가 디퓨저의 반경방향의 길이보다 훨씬 크고, 레이놀즈수가 높을 때에는 적절한 가정이라고 할 수 있다. 따라서 운동량방정식은 다음과 같다.

$$C_m \frac{\partial C_m}{\partial r} - \frac{C_\theta^2}{r} + C_f \frac{C^2 \cos \beta}{b \sin \phi} + v \frac{dP}{dr} = 0 \quad (13)$$

$$C_m \frac{\partial C_\theta}{\partial r} + \frac{C_m C_\theta}{r} + C_f \frac{C^2 \sin \beta}{b \sin \phi} = 0 \quad (14)$$

여기서 β 는 속도벡터가 법선방향으로부터 벗어난 각도이며 (즉 $\sin \theta = \frac{C_\theta}{\sqrt{C_\theta^2 + C_m^2}}$ 이고, $\cos \theta = \frac{C_m}{\sqrt{C_\theta^2 + C_m^2}}$), ϕ 는 diffuser 중앙선으로부터의 diffuser면이 이루는 각도이며, radial diffuser의 경우는 90° 이다.

질량보존으로부터 다음의 식이 성립한다.

$$\frac{1}{v} C_m b 2\pi r = m \quad (15)$$

여기서 v 는 비체적이다.

에너지보존법칙으로부터 다음 식을 구할 수 있다.

$$h + \frac{1}{2} (C_m^2 + C_\theta^2) = h_0 \quad (16)$$

그리고 물성치로부터

$$P = P(h, v) \quad (17)$$

여기서 변수는 C_m , C_θ , P , h , v 이고 식이 5개이므로 위의 식들은 풀릴 수 있다.

하지만 상미분방정식의 완전한 형태로 나타내기 위해서는 $\frac{dP}{dr}$ 의 값이 결정되어야 하고, 이것은 다음과 같은 식으로 결정될 수 있다.

식 (17)로부터,

$$\frac{dP}{dr} = \left(\frac{\partial P}{\partial h} \right)_v \frac{dh}{dr} + \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_h \frac{dv}{dr} \quad (18)$$

식 (16)에서

$$\frac{dh}{dr} = -C_m \frac{dC_m}{dr} - C_\theta \frac{dC_\theta}{dr} \quad (19)$$

식 (15)에서

$$\frac{dv}{dr} = \frac{v}{C_m} \frac{dC_m}{dr} + \frac{v}{br} \frac{dbr}{dr} \quad (20)$$

따라서

$$\frac{dP}{dr} = - \left(\frac{\partial P}{\partial h} \right)_v \left(C_m \frac{dC_m}{dr} + C_\theta \frac{dC_\theta}{dr} \right) + \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_h \left(\frac{v}{C_m} \frac{dC_m}{dr} + \frac{v}{br} \frac{dbr}{dr} \right) \quad (21)$$

여기서 $\left(\frac{\partial P}{\partial h} \right)_v$ 과 $\left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_h$ 는 물성치로부터 다음과 같이 구해질 수 있다.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial h} \right)_v = - \frac{\beta_p v}{T \beta_p^2 v^2 - \beta_p v^2 - \beta_T v C_p} \quad (22)$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_h = \frac{C_p}{T \beta_p^2 v^2 - \beta_p v^2 - \beta_T v C_p} \quad (23)$$

따라서 완전한 상미분 방정식은 식 (13), (14), (19), (21)이며, 종속변수는 C_m , C_θ , h , P 가 되고, 식(13), (14), (15), (16)에서 나타나는 v 값은 질량보존식(식(14))으로부터 결정하여, 사용하였다. 따라서 질량보존은 대수방정식에서 보장되며, 에너지 방정식은 미분방정식의 체계로부터 결정되는 것이므로, 시뮬레이션의 결과에서 에너지보존의 정확도는 시뮬레이션 결과의 정확도라고 생각될 수 있다. 물성치는 P 와 v 가 결정됨에 따라 결정될 수 있으므로 완전한 미분방정식의 형태를 취하고 있다. 실제 컴퓨터에 적용시에 시뮬레이션에서 미분방정식은 IMSL package중 "IVPRK" routine을 사용하였으며, 물성치는 PROPATH의 R134a package를 사용하였다.

5. 수정 Stanitz 방정식

실제 압축기에서는, impeller토출에서의 유동이 impeller의 뚜게, impeller vane근처에서의 유동의 boundary layer 및 separation등 때문에, 유동의 dead zone이 존재하고 균등하게 분포되어 있지 않다. 이 영향을 blockage라고 하고, 이의 영향을 고려하는 모델을 만들어 보았다.

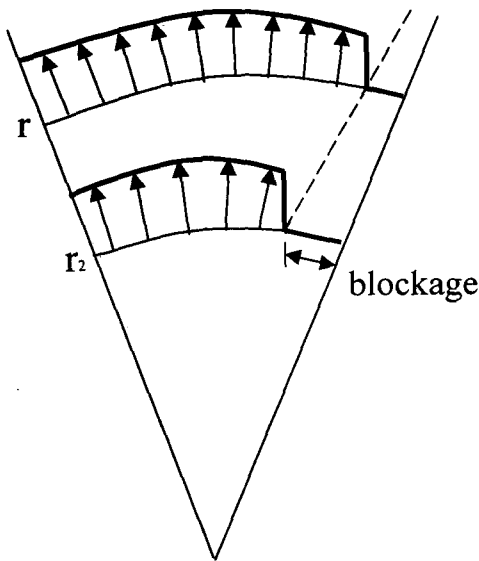


fig 1 dead zone of flow in the diffuser

blockage가 실제로 얼마나 되고, 얼마나 빨리 소멸하는 지에 대한 값은 외부에서 주어지게 하였다. blockage를 고려할 때, 디퓨저에서의 주어진 반경에서의 원주방향을 따른 면적 $2\pi r b$ 대신에 $2\pi r b(1 - f_{blockage} * \exp(-x*(r - r_2)))$ 를 사용하였다. 여기서 x 는 blockage가 반경방향에 따라 소멸하는 속도를 표시하며, $f_{blockage}$ 는 디퓨저입구(즉 $r=r_3$)에서의 blockage factor이며, 이 factor는 반경이 커질수록 지수함수로 소멸한다고 가정한 것이다. 따라서 표준 Stanitz모델에서 달라지는 것은 b 대신에 $b(1 - f_{blockage} * \exp(-x*(r - r_2)))$ 것 뿐이다. 이 모델은 Stanitz모델에서 사용된 가정외에, dead zone밖의 유동에서는 유동이 균일하다는 가정을 사용하였고, dead zone은 외부에서 주어지는 대수방정식을 사용한 것이다.

컴퓨터 시뮬레이션은 임펠러 설계 program에서 32%로 계산되었기 때문에 32%fmf 사용하였다. 하지만 이 값이 유동각에 미치는 효과는 사실상 미미하였기 때문에 (임펠러 블레이드의 뚜게가 약 20%를 차지하고 있으므로 최소한 20%는 되고, 이 값을 집어넣을 때, 유동각의 변화가 0.5도 이내였다), 34%를 그대로 사용하였다. x 값은 약 500(1/m)를 사용하였다. 이 값의 선정은 디퓨저에서의 압력분포에 상당한 영향을 끼치는 것이 확인되었으나, 측정된 압력분포에 맞추어지게끔 조절하였다.

6. 실험

R134a 냉매를 사용하는 500RT급 터보냉동기의 시제품이 LG전선에서 자체 설계/제작되어 시험에 사용되었다. 시험은 시제품에 직접 온도와 압력 sensor를 취부하여 사용되었고, 센서가 취부된 위치는 그림 2와 같다. 본 논문에서는 압축기 내부와 입출구에만 관심이 있으므로, 임펠러 입구에서의 전압을 증발기에서의 정압으로, 전온도를 증발기에서의 포화온도로 계산하였다. 압축기 출구에서는 압력과 온도를 측정하고, cone유량계로 체적유량을 측정하여, 질량유량을 계산하였다. 압축기 내부에서의 질량의 누출은 없다고 가정하였다. 압축기의 shaft work는 압축기 입출구에서 측정된 압력과 온도로서 계산된 엔탈피의 차이와

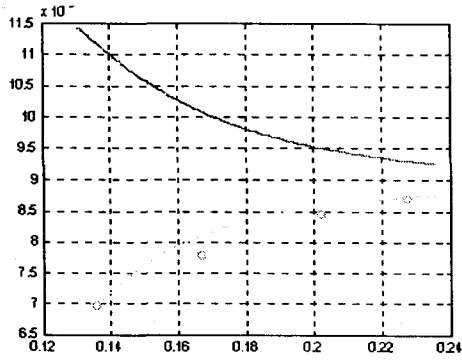


fig 4 calculated (line) and measured (circle) pressure. Upper and lower lines denotes total and static pressure respectively

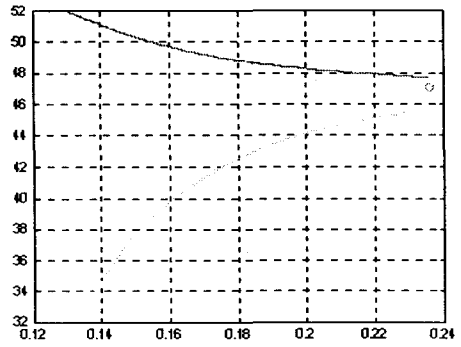


fig 5 static and stagnation temperatures along the diffuser. circle denotes static temperature at the exit of the compressor.

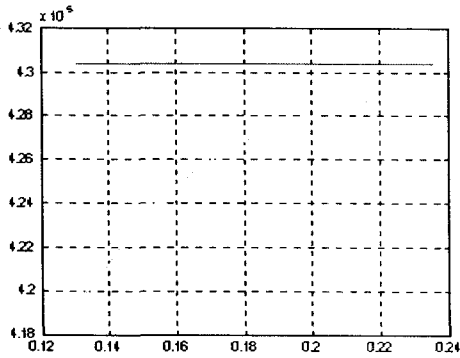


fig 6 total and static enthalpy along the diffuser

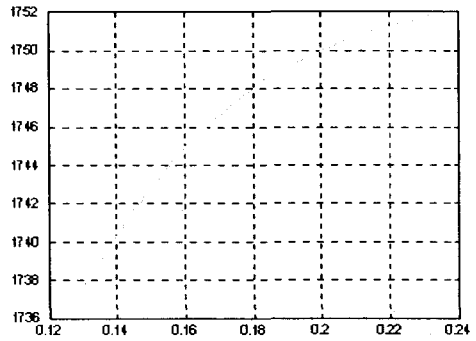


fig 7 entropy distribution along the diffuser

다. 그림 6은 디퓨저를 따라 엔탈피와 전엔탈피를 그린 것이다. 그림에서 보듯이 전엔탈피는 잘 보존되고 있고, 이 양은 대수방정식에서 계산된 것이 아니고, 미분방정식안에 포함되어 있으므로, 수치계산의 정확도를 보여주는 것이라고 해석될 수 있다. 엔트로피 변화(그림7)는 디퓨저 입구에서 급격하게 증가하고 있고, 이것은 유동속도가 빠를수록 많은 엔트로피 변화를 초래한다는 것을 의미한다. 반경방향의 속도는 초기에는 디퓨저의 높이가 감소하므로 증가하다가, 높이가 변하지 않는 구간에서는 감소하고 있고, 원주방향의 속도는 각운동량보존을 위해 (물론 각운동량은, 마찰의 영향이 있으므로 보존되지 않는다) 디퓨저의 높이에 상관없이 감소하고 있음을 알 수 있다.

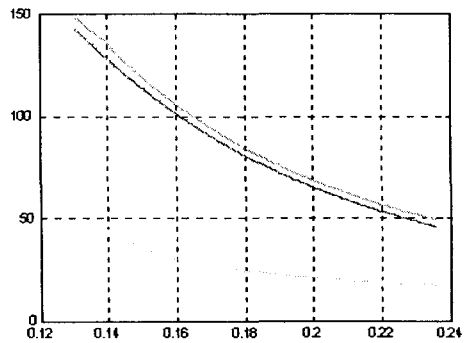


fig 8 radial, circumferential and total velocity distribution along the diffuser

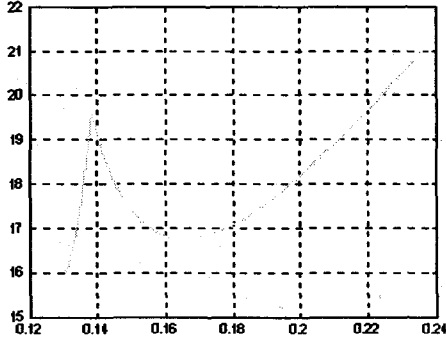


fig 9 beta angle distribution along the diffuser

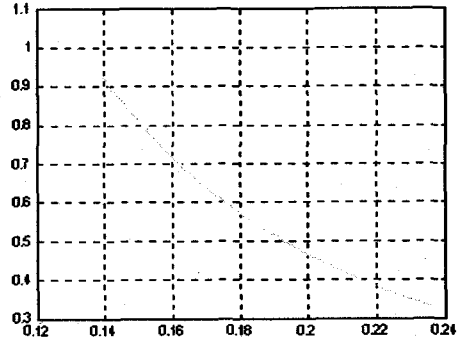


fig 10 Mach number distribution along the diffuser

범선방향으로부터의 유동의 각도 β 값은 초기에는 디퓨저의 핀치(pinch)에 의해 급격히 증가하다가, 완만히 감소하며 다시 증가함을 보여주고 있다. 감소하는 구간에서는 dead zone이 줄어들어 것이 원인이며 (dead zone이 줄어드는 속도를 매우 빠르게 하면 이 구간이 없어짐), 정확한 원인은 불확실하다. 다시 증가하는 원인은 반경방향속도보다 원주방향의 속도가 훨씬 빠르고, 따라서 마찰손실이 많기 때문에 더 빠른 속도로 줄기 때문인 것으로 풀이된다.

마하수는 초기에 1을 조금 넘고 있으며, 이 높은 마하수는 디퓨저의 설계시 주의를 요구하고 있음을 알 수 있다. 현재 디퓨저는 vaned airfoil 형태를 취하고 있으나, airfoil에 형태에 따라 airfoil leading edge부근에서 충격파를 일으킬 수 있으므로, 될 수 있는 한 그런 충격파를 없애줄 수 있는 설계를 해야 한다는 것을 의미하고 있다. 그림 11에서는 현재 계산에 사용된 blockage를 보여주고 있다.

8. 결론 및 향후 계획

위의 계산으로 그리고 이를 기반으로 하여 디퓨저를 설계할 수 있었다. 터보냉동기 설계에서 가장 힘들

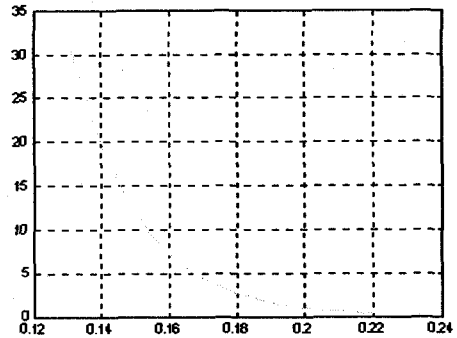


fig 11 blockage factor along the diffuser

고 중요한 항목은 터보 냉매압축기 설계이다. 그동안 LG전선에서 터보냉동기 개발중 임펠러/디퓨저의 매칭부분에서 오랜 동안 실패를 거듭하였으나, 위의 계산을 통하여 임펠러 출구조건의 압력과 온도를 결정할 수 있었으며, 이는 2,3절에서 언급된 정의를 사용하여, 임펠러의 성능과 임펠러의 출구조건을 계산할 수 있었다. 이 방법은 향후 더 높은 용량의 터보냉동기 설계를 위해 사용될 것이고 다음의 경험에서 더 많은 노하우를 쌓아, 계속해서 발표될 것이다.