

베인없는 디퓨저에서의 스톨 임계 유동각에 관한 연구

강 정 식*·강 신 형**

Stall Critical Flow Angle in a Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor

Jeong-Seek Kang* and Shin-Hyoung Kang**

Key Words : Vaneless diffuser(베인없는 디퓨저), Rotating stall(선회 실속), Critical flow angle(임계 유동각)

Abstract

Rotating stall in vaneless diffusers of centrifugal compressor occurs in the diffuser wall due to flow separation at large inlet flow angle. For this reason, the critical inlet flow angles are suggested by several researchers. Beyond this critical angle, flow separates in the diffuser, and develops into rotating stall. This paper studied this critical flow angle. Rotating stall is measured through eight fast-response pressure transducers which are equally spaced around the circumference at the inlet and exit of a vaneless diffuser. Experiments are done from 20000rpm to 60000rpm for the diffuser stall. Two-cell structure which rotates at 6~10% of impeller speed is fully developed at 20000~40000rpm, and three-cell structure which rotates at 7~9% of impeller speed is fully developed at 50000~60000rpm. This paper shows that the critical inlet flow angle is not constant but related with tip speed of impeller. As tip speed increases, so does the critical inlet flow angle.

1. 서론

원심압축기에서 스톨(선회 실속)이 발생하면 압력비가 떨어지고 효율이 낮아지며, 날개에 심한 진동을 일으킨다. 그리고 압축기가 연소기와 터빈으로 연결될 경우에는 연소기에 들어가는 유체의 온도를 상승시켜서 터빈으로 들어가는 온도가 과열되는 현상이 발생하며, 때로는 스톨과 서지로 인한 유체의 역류와 시스템의 불안정한 거동이 연소기에서의 화염을 소화시키기도 한다. 이런 이유들로 인해서 많은 연구자들이 원심압축기에서 스톨 현상을 연구해 왔다. 스톨은 임펠러에서뿐 아니라 베인디퓨저와 베인없는 디퓨저에서도 발생한다. 그런데 베인없는 디퓨저에서 스톨이 발생하는 것은 디퓨저 입구에서의 유동각이 커서 베인없는 디퓨저의 벽면에서 스톨이 발생한다고 알려져 있다(Jansen 1964; Frigne et al. 1985). Jansen (1964)은 이 임계유동각이 75°라고 제안하였고, Y. H. Shin 등 (1998)은 스톨이 발생하는 임계각은 76.3°라고 제안하였다. 본 논문에서는 이 베인없는 디퓨저에서 스톨이 발생하는 임계각에 대하여 기술하였다. 베인없는 디퓨저에서 스톨이 발생하는 임계각은 일정한 값이 아니라 임펠러의 회전속도와 관계가 있음을 보였다.

2. 시험장치 및 시험방법

본 연구를 위하여 사용된 압축기 시험설비의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 원심압축기의 임펠러는 동축으로 연결된 구심터

빈의 구동으로 인하여 회전되며, 구동동력을 얻기 위해서 세 대의 이동식 공기압축기와 전기가열기를 사용하여 얻어진 고온, 고압의 공기를 이용하여 터빈을 구동한다. 시험용 임펠러는 18개의 주날개를 가지고 있으며 스플리터는 없다. 임펠러의 직경은 110mm이고, 반경방향 기준으로 -35°의 날개 후향각을 가지고 있다. 디퓨저는 폭이 일정한 베인없는 디퓨저를 사용하였으며, 디퓨저의 폭은 5.8 mm이다. 시험용 임펠러와 시험설비에 대한 더 자세한 사항은 강정식 등 (2000, 2001, 2002), Kang et al. (2000, 2001)에 자세히 나타나 있다.

본 연구에서는 베인없는 디퓨저에서 원주방향으로 순간 압력 분포를 측정하기 위하여 8개의 고속 응답 압력 변환기를 사용하였다. 사용한 고속 응답 압력 변환기는 측정부의 크기가 직경 2 mm, 길이 6.4 mm로 아주 작으면서도 빠른 응답과 높은 정밀도를 가지고 있다. 측정은 먼저 베인없는 디퓨저의 $R/R_2=1.1$ 의 위치에서 원주방향으로 균일하게 45°의 간격으로 8개의 센서를 벽에 밀착 설치하여 실험하였으며, 이것을 Fig. 2에서 ①로 표시하였다. 두 번째는 베인없는 디퓨저의 $R/R_2=2.0$ 의 위치에서 원주방향으로 균일하게 45°의 간격으로 8개의 센서를 벽에 밀착 설치하여 실험하였으며, 이것을 Fig. 2에서 ②로 표시하였다.

고속 응답 압력 변환기를 사용하여 순간압력 데이터를 측정하는 방법은 다음과 같다. 압력측정은 스톨이 발생하지는 않는 작동조건에서부터 스로틀 밸브를 조절하여 점차적으로 저유량으로 진행하며 측정하였고, 이 과정 동안 각각의 8개의 압력변환기에서 데이터를 각각 19530Hz의 sampling rate로 동시에 측정하였다. 그리고 고속응답 압력변환기에서의 신호를 증폭기(Amplifier)를 통하여 증폭한 후, A/D 변환기를 통하여 디지털 신호로 변환하여 컴퓨터에 저장하였다. 측정된 데이터는 공간 푸리에 변환(SFT), 주파수 분석 등 여러 가지 신호해석을 수행하

* 한국항공우주연구원 터보기계연구그룹
jskang@kari.re.kr

** 서울대학교 기계항공공학부 kangsh@snu.ac.kr

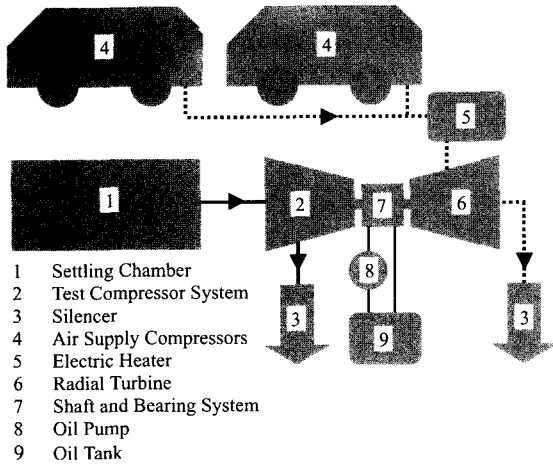


Fig. 1 Schematic view of compressor test facility

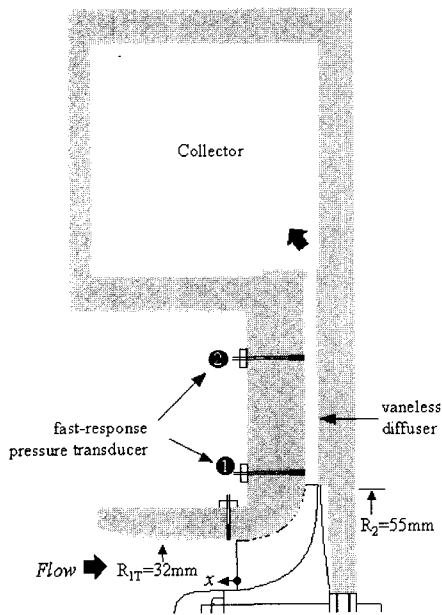


Fig. 2 Meridional positions of fast-response pressure transducers

여 스톨의 특성을 분석하였다.

3. 완전 발달된 스톨의 특성

시험을 통하여 측정된 원심압축기의 성능곡선을 Fig. 3에 나타내었다. 시험은 20000rpm에서 60000rpm까지 수행하였으며, 베인없는 디퓨저의 뒷부분($R/R_2=2.0$)에서 측정된 정압을 대기압으로 나누어서 정압비(total to static pressure ratio)로 나타내었다. 회전수를 고정하고 유량을 증가시키면 50000~60000rpm에서는 임펠러에서 초크(choke)가 발생하였다. 회전수를 고정하고 압축기를 스로틀링(throttling) 시켜서 유량을 서서히 감소시키면 저 유량에서 스톨이 발생하는데, 스톨이 발생하지 않는 최저의 유량을 스톨 한계선(stall limit line)으로 표시하였다. 스톨 한계선보다 더 유량을 감소시키면 스톨이 발생한다. 스톨이 발생한 후에 유량을 더욱 감소시키면 40000~60000rpm에서는 약 10~11Hz의 서지(surge)가 발생하였다.

스톨이 발생하게 되면 스톨은 정수의 셀의 수와 일정한 전과속도를 가지고 회전하게 된다. Frigne et al. (1984)에 의하면 스

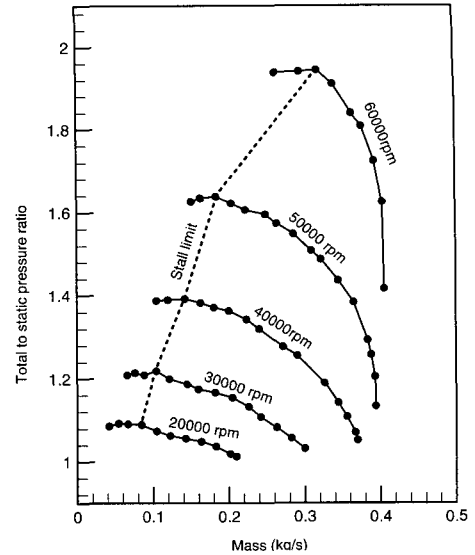


Fig. 3 Compressor characteristics

톨의 주파수가 f_{stall} 이고, θ° 만큼 떨어진 두 센서에서 측정된 스톨의 시간 간격(time lag)이 τ 라면 스톨 셀의 수(m)는 다음의 Eq. 1과 같이 계산된다.

$$m = \frac{360 \text{ deg}}{\theta \text{ deg}} \tau f_{stall} \quad (1)$$

그리고 스톨 셀의 전과속도(ω_s)는 Eq. 2와 같이 계산된다.

$$\omega_s = \frac{2\pi f_{stall}}{m} \quad (\text{rad/sec}) \quad (2)$$

두 센서에서 측정된 시간간격(τ)은 두 센서에서 측정된 신호를 correlation하여 첫 번째 최고점의 시간을 계산하면 된다. 이로부터 위의 두 식을 이용하면 스톨 셀의 수와 전과속도를 계산할 수 있다.

각 회전수에서 압축기를 스로틀링(throttling)시키면 스톨이 발생하여 성장하게 된다. 완전 발달된 스톨 셀(fully developed stall cell)은 일정한 주파수와 전과속도(propagation velocity)를 가지며 임펠러의 회전방향으로 회전한다. 스톨이 발생하였을 때 디퓨저의 입구($R/R_2=1.1$, Fig. 2에서 ①의 위치)에서 균일한 간격으로 배치된 8개의 고속응답 압력변환기(fast-response pressure transducer)로 측정된 순간 압력비(instantaneous pressure ratio)의 그림을 Fig. 4에 나타내었다. 45° 의 간격으로 설치된 8개의 고속 응답 압력 변환기에는 임펠러의 회전방향으로 각각 a, b, c, d, e, f, g, h라고 기호를 붙였다. Fig. 4는 50000rpm에서의 스톨 셀의 모습을 나타낸 결과인데, 세 개의 스톨 셀이 임펠러와 동일한 방향으로 8.042%의 속도로 회전하고 있다. Fig. 5는 30000rpm에서 측정된 압력비 데이터를 공간 푸리에 변환한 결과이다. 두 개의 셀 구조를 가진 스톨이 발생하면서 2차 공간 푸리에 계수가 크게 증가하는 것을 알 수 있다. 완전 발달된 스톨을 정리하면 20000~40000rpm까지는 스톨 셀이 두 개인 구조를 보이며, 50000~60000rpm에서는 스톨 셀이 세 개인 구조를 보인다. Abdelhamid (1980)는 베인없는 디퓨저의 스톨 실험에서 두 개의 셀이 10%의 속도로 회전하는 것을 가장 일반적으로 관찰하였으며 이것은 본 연구의 결과와도 비슷하다. 셀의 회전속도는 회전수에 대하여 큰 차이를 보이지 않고 비슷한 정도를 보인다. 이런 경향은 디퓨저 출구에서 측정된 결과와도 동일하다. 그러므로 각 회전수에서 스톨 셀의 수와 전과속도가 동일한 것을 알 수 있었는데, 이로부터 디퓨저 입구에서

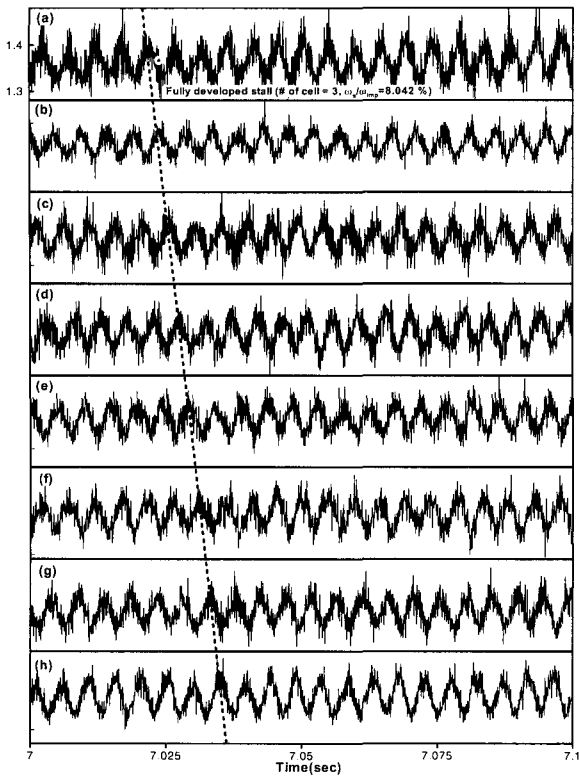


Fig. 4 Pressure ratio fluctuation in fully developed stall at 50000 rpm. (Measurement position $R/R_2=1.1$, # of cell = 3, $\omega_s/\omega_{imp}=8.042\%$)

발생한 스톨과 디퓨저 출구에서 발생한 스톨은 동일한 스톨이며, 스톨 셀은 적어도 디퓨저 입구에서부터 디퓨저 출구까지 걸쳐서 발생하고 있음을 알 수 있었다. 그리고 일반적으로 회전수가 고정되면 스톨링이 많이 될수록, 즉 유량이 적을수록 스톨 셀의 회전속도는 조금 증가하였다.

4. 베인없는 디퓨저 입구 임계 유동각

축류압축기의 로터에서 선회실속이 발생하는 이유는 Emmons et al.(1955)의 이론으로 설명이 가능하지만, 베인이 없는 원심압축기의 베인없는 디퓨저에서의 선회실속의 이유를 설명하는 것은 쉬운 일이 아니다. 베인없는 디퓨저에서 선회실속이 발생하는 것은 디퓨저 입구에서의 유동각이 커서 베인없는 디퓨저에의 벽면에서 스톨이 발생한다고 알려져 있다 (Jansen 1964; Frigne et al. 1985). 그래서 몇몇 연구자들은 베인없는 디퓨저에서 선회실속이 발생하는 조건에 대하여 제안하였다. Jansen (1964)은 이 임계유동각이 75° 라고 제안하였고, Y. H. Shin 등 (1998)은 스톨이 발생하는 임계각은 76.3° 라고 제안하였다. 하지만 베인없는 디퓨저의 입구에서 선회실속을 일으키는 요소는 입구 유동각 뿐 아니라 다른 변수들과도 연관되어질 수 있을 것이다. 본 연구에서는 압축기를 20000rpm에서 50000rpm 까지 작동시키며 스톨의 발생을 분석하였다. 그래서 회전속도가 압축기의 스톨에 미치는 영향에 대하여 분석하였다.

스톨이 발생하기 전의 유량과 스톨이 발생한 유량에서의 디퓨저 입구에서의 입구유동각과 마하수를 Table 1에 나타내었다. 여기서 MU_2 의 정의는 Eq. (3)과 같다.

$$MU_2 = \frac{U_2}{\sqrt{\gamma RT_{01}}} \quad (3)$$

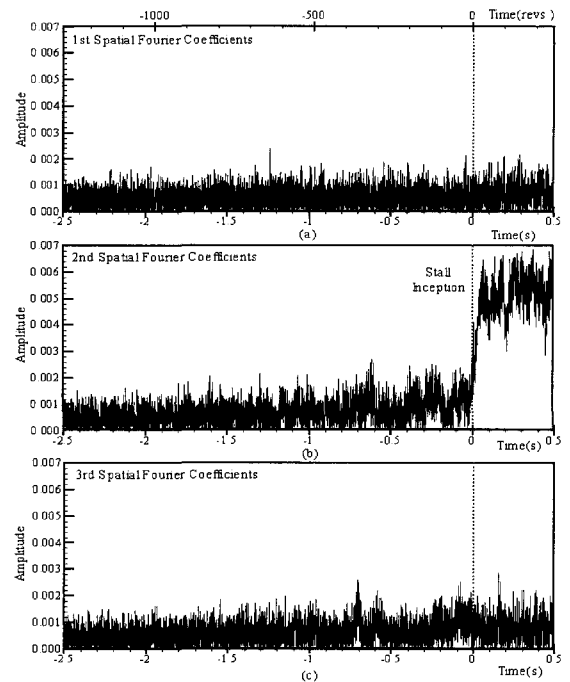


Fig. 5 Magnitude of Spatial Fourier Transform at 30000 rpm. (Measurement position $R/R_2=1.1$) (a) 1st coefficient (b) 2nd coefficient (c) 3rd coefficient

여기서 U_2 는 임펠러 출구의 팁 회전속도이며 γ 는 비열비, R 은 공기의 기체상수, T_{01} 는 입구에서의 온도이다. 디퓨저 입구에서의 유동각(α_2)과 마하수 M_2 는 Fig. 6에 나타낸 순서도에 따라 계산되었다. 계산하는 방법은 다음과 같다. 먼저 압축기의 입구 온도(T_{01})와 콜렉터의 온도(T_{0c}), 회전수(rpm), 유량(\dot{m})을 측정하고, 압축기 출구의 정압력을 측정한다. 그 후에 계산을 위하여 압축기의 출구 마하수를 가정하고 Fig.6에 나타낸 대로 온도, 밀도, 속도를 계산하여 이로부터 마하수를 계산한 후 처음에 가정한 마하수와 비교하여 치환하여 수렴할 때까지 반복하는 방법이다. 복잡한 유동패턴을 보이는 압축기의 출구속도와 온도를 직접 측정하는 방법은 측정비용 문제 뿐 아니라, 측정 후에도 큰 오차와 측정신뢰도 문제를 일으키는 단점이 있다. 반면에 본 연구에서 사용한 방법은 압축기 입구와 콜렉터의 온도, 유량, 회전수 등 비교적 높은 정확도를 가지고 측정할 수 있는 변수들로부터 디퓨저 입구의 평균 유동상태를 계산하는 방법으로, 평균 유동의 면에서는 훨씬 간편하고 정확도가 높은 방법이다. 그리고 임펠러 출구에서의 정압력 측정을 위해서는 측정의 정확도를 위하여 4개의 압력을 측정하여 평균하였다.

Table 1의 결과를 보면 선회실속이 발생하는 임계유동각은 일정하지 않고 회전수가 증가할수록 조금씩 증가하는 결과를 보인다. 이 결과를 Fig.7에 나타내었다. 스톨이 발생하기 전의 입구유동각과 스톨이 발생한 후의 입구유동각은 모두 팁속도가 증가하면서 증가하는 경향을 보였다.

스톨을 일으키는 변수는 입구유동각과 팁 회전속도 외에도 디퓨저의 형상과 관련이 있다. 예를 들어, Abdelhamid(1982)는 베인없는 디퓨저의 출구에 장애물을 두어서 출구의 면적을 줄임으로 스톨의 발생을 억제하였다. 그러므로 디퓨저의 형상을 고려하지 않고 스톨을 일으키는 임계입구유동각을 정량화하는 것은 일반적인 정확도를 얻지 못할 것이다. 그렇지만 본 연구에서 팁 회전속도가 증가할수록 임계유동각이 커진다는 결과는 주목할만하다. 임계유동각에 대한 좀더 일반적인 결과는 다양한 형

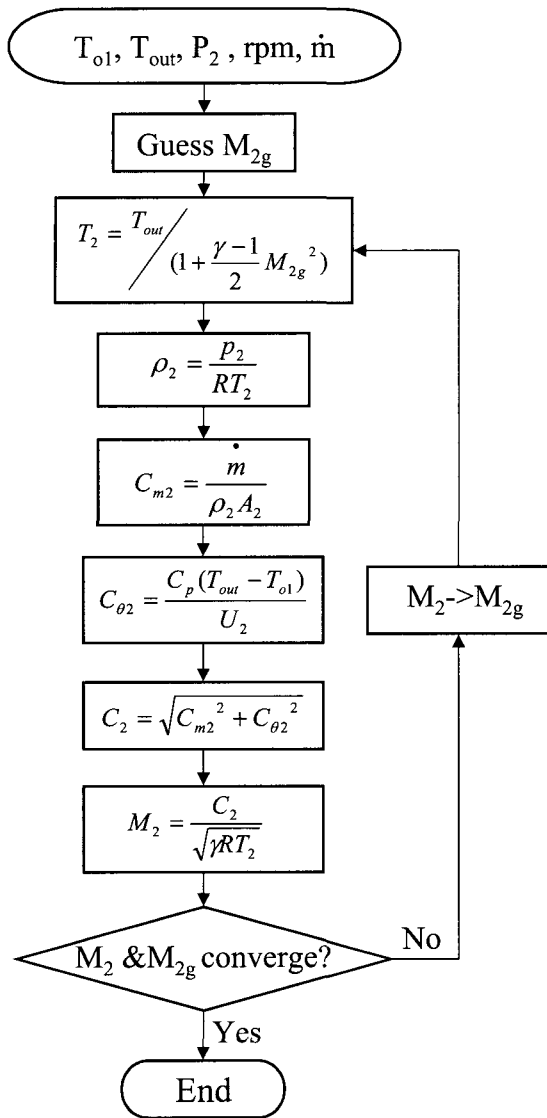


Fig.6 Flow chart for impeller exit flow evaluations

상을 가진 여러 개의 베인없는 디퓨저에 대하여 실험을 한 후에 얻을 수 있을 것이다.

4. 결론

베인없는 디퓨저를 장착한 원심압축기에서 선회실속을 일으키는 디퓨저 입구 유동각을 회전속도에 대하여 고찰하였다. 압축기를 스톨링하여 유량을 줄이고 디퓨저의 입구유동각을 증가시키면 임계 유동각을 지나서 디퓨저에서 선회실속이 발생한다. 그런데 이 임계유동각은 Jansen(1964)이 제안한 바와 같이 일정한 값이 아니라 임펠러의 회전속도와 관계있음을 실험을 통하여 보였다. 임펠러의 회전속도가 증가하면 임계 유동각은 증가하는 경향을 보였다.

참고문헌

[1] Jansen, W., Rotating Stall in a Radial Vaneless diffuser. *ASME Journal of Basic Engineering*, Dec. (1964), pp.750-757.
 [2] Frigne, P. & Van Den Braembussche, R., A Theoretical Model for Rotating Stall in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines*

Table 1 Vaneless diffuser inlet flow angle at the stall limit and stall conditions. Calculation flow chart is shown in Fig. 6.

| rpm | MU ₂ | Stall limit | | | Stall | | |
|-------|-----------------|-------------|-----------------------|----------------|-------------|-----------------------|----------------|
| | | m-dot(kg/s) | α ₂ (deg.) | M ₂ | m-dot(kg/s) | α ₂ (deg.) | M ₂ |
| 20000 | 0.339 | 0.08416 | 69.20 | 0.268 | 0.06649 | 73.95 | 0.271 |
| 30000 | 0.508 | 0.10458 | 72.79 | 0.378 | 0.08867 | 75.93 | 0.388 |
| 40000 | 0.677 | 0.14244 | 73.56 | 0.500 | 0.11976 | 76.75 | 0.515 |
| 50000 | 0.846 | 0.18408 | 74.19 | 0.614 | 0.16335 | 76.40 | 0.627 |

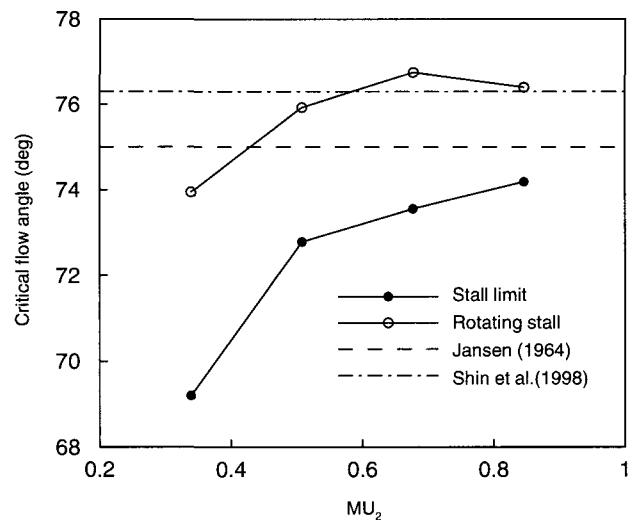


Fig. 7 Critical flow angle with rotational speed

and Power, Vol. 107 (1985), pp. 507-513.

[3] Shin, Y. H., Kim, K. H. & Son, B. J., An Experimental Study on the Flow Behavior in Vaneless Diffuser Under Rotating Stall. *Proceedings of ISROMAC-7 C* (1998), pp. 1149 ~ 1158.
 [4] 강정식, 조성국, 강신형, 원심압축기 채널디퓨저 내부의 비정상 압력분포. *유체기계저널* 제3권 제2호 (2000), pp.57-65.
 [5] 강정식, 강신형, 원심압축기 스톨 발단에 관한 실험적 연구 (1) -스톨 발단 과정. *대한기계학회논문집 B권*, 제25권 제10호 (2001), pp.1436-1444.
 [6] Kang, J. S., Cho, S. K., and Kang, S. H., Unsteady Flow Phenomena in a Centrifugal Compressor Channel Diffuser. *ASME Paper No. 2000-GT-451*.
 [7] Kang, J. S., and Kang, S. H., Stall Inception in a High-Speed Centrifugal Compressor. *ASME Paper No. 2001-GT-301*.
 [8] 강정식, 원심압축기의 스톨 발단에 관한 실험적 연구, 서울대학교 공학박사학위논문 (2002).
 [9] Abdelhamid, A. N., Analysis of Rotating Stall in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors. *ASME Paper No. 80-GT-104*.
 [10] Emmons, H. W., Pearson, C. E. & Grant, H. P., Compressor Surge and Stall Propagation. *ASME Transactions*, Vol. 77 (1955), pp.455-469.
 [11] Abdelhamid, A. N., Control of Self-excited Flow Oscillations in Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor System. *ASME Paper No. 82-GT-188*.