



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

보오텍스에 의해 발생한 원통형 실린더의
2자유도 운동에 관한 실험연구

An experimental study of
a circular cylinder's two-degree-of-freedom
motion induced by vortex

지도교수 이승재



2016 년 8 월

한국해양대학교 대학원

조선해양시스템공학과

김신웅

공학석사 학위논문

보오텍스에 의해 발생한 원통형 실린더의
2자유도 운동에 관한 실험연구

An experimental study of
a circular cylinder's two-degree-of-freedom
motion induced by vortex

지도교수 이승재



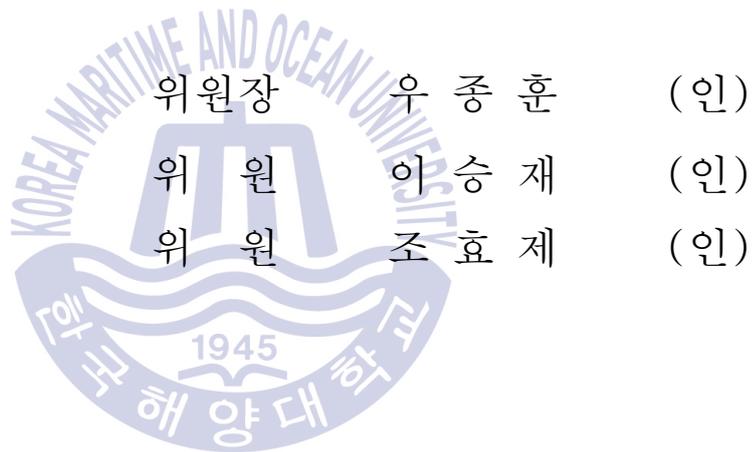
2016 년 8 월

한국해양대학교 대학원

조선해양시스템공학과

김신웅

본 논문을 김신웅의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2016년 4월 23일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iv
List of Figures	v
Abstract	vii

1. 서 론

1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적	3

2. 실험 구성

2.1 수조 사양 및 성능 검증	6
2.2 실린더 시스템 구성요소	6
2.3 실험 케이스	8

3. 강체 원형 실린더의 동역학

3.1 강체 원형 실린더 운동방정식	11
3.2 와 유기 진동(Vortex-induced vibration, VIV)의 주요 매개변수 ·	12
3.2.1 개요	12
3.2.2 보오텍스 부가질량	12
3.2.3 End effect	15

4. 실험 결과

4.1 $f^*=1.0$ 진폭응답 결과	16
4.2 $f^*=1.8, 2.0$ 진폭응답 결과	20
4.3 실린더 VIV응답 모드변화	24
4.4 실린더 궤적과 파워 스펙트럴 밀도	29
4.4.1 개요	29
4.4.2 실린더 궤적	30
4.4.3 복원력 파워 스펙트럴 밀도	31

5. 결론

참고문헌	36
감사의 글	40



List of Tables

Table 1.1 Non-dimensional parameters	5
Table 2.1 Experimental datasets	9
Table 2.2 Re number range for each experimental case	10
Table 4.1 Experimental datasets of KMOU, KHL, and Steppenbelts(2007)	19



List of Figures

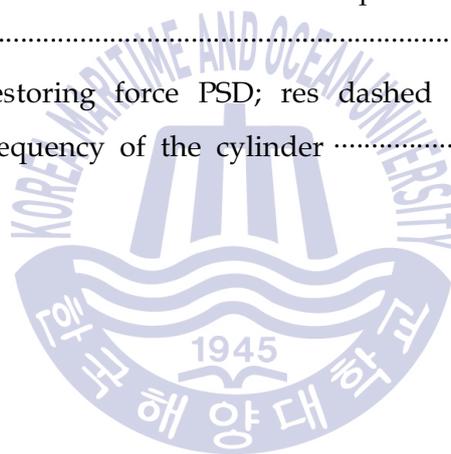
Fig. 2.1 Schematic view of the experimental apparatus	7
Fig. 3.1 Added mass coefficient and oscillation frequency of a cylinder 14	
Fig. 4.1 Comparisons of in-line and cross-flow response amplitude with variable damping ratio ($f^* \approx 1.0$)	16
Fig. 4.2 Response amplitude results of KMOU, KHL, and Stappenbelt (2007)	19
Fig. 4.3 Comparisons of in-line and cross-flow response amplitude with variable damping ratio ($f^* \approx 1.8$)	23
Fig. 4.4 Comparisons of in-line and cross-flow response amplitude with variable damping ratio ($f^* \approx 2.0$)	23
Fig. 4.5 Comparisons of in-line and cross-flow response amplitude with variable f^*	24
Fig. 4.6 Plotting the cross-flow response amplitude result of case 1-1 in an amplitude-wavelength plane (Williamson et al., 1988)	25
Fig. 4.7 In-line and cross-flow displacement time history with increasing V_r	27
Fig. 4.8 A trajectory of the cylinder at $V_r=12.7$ where the 'jump' phenomenon was occurred; intersection of red dashed line is mean position of figure '8'	28
Fig. 4.9 In-line and cross-flow displacement time history with V_r from 11.6 to 14.5 ($f^* \approx 1.8$)	29

Fig. 4.10 In-line and cross-flow displacement time history with V_r from 11.6 to 14.5 ($f^* \approx 2.0$) 29

Fig. 4.11 x-t trajectories of the cylinder with variable f^* ; case 1-1 ($f^* \approx 1.0$), case 2-1 ($f^* \approx 1.8$) and case 3-1 ($f^* \approx 2.0$). In case 1-1, red-colored trajectories represent a start and an end of the jump regime. Blue-colored trajectory represents the trajectory in a middle of the jump regime 30

Fig. 4.12 Restoring force PSD; graphs without fill denotes cross-flow components; graphs with fill denotes in-line components 32

Fig. 4.13 Cross-flow restoring force PSD; res dashed line represents the cross-flow oscillation frequency of the cylinder 33



An experimental study of a circular cylinder's two-degree-of-freedom motion induced by vortex.

Kim, Shin Woong

Department of Naval Architecture and Ocean systems Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

This paper presents results of an experimental investigation of vortex-induced vibration(VIV) of a flexibly mounted and rigid cylinder with two-degrees-of-freedom with respect to variable in-line to cross-flow natural frequency ratio at fixed low mass ratio. Combined motion between in-line and cross-flow motion was observed in a sub-critical Reynolds number range. Three-dimensional displacement meter and tension meter were used to measure dynamic responses of the model. To validate the results and the experiment system, x and y response amplitudes and ratio of oscillation frequency to cross-flow natural frequency were compared with other experimental results. It has been found that the higher harmonics, such as third and more than third vibration components, can occur on a certain part of steel catenary riser under a condition of dual resonance. In this present work, however, due to the limitation of a size of circulating water channel, it was not sufficient to conduct the VIV

experiment with a whole configuration of the riser at an adequate scale. Therefore, we have modelled a rigid cylinder and assumed that the cylinder is a part of steel catenary riser where the higher harmonic motions could occur. Through the experiment, we have found that even though the cylinder was assumed to be rigid, the occurrence of the higher harmonic motions was observed in a small reduced velocity (U) range, where the influence of the in-line response is relatively large. Transition of the vortex shedding mode from one to another mode was examined by using x and y displacement time history over all experimental cases. We also observed the influence of in-line restoring force power spectral density with.

KEY WORDS: Vortex-induced vibration, Mode transition, Dual resonance, Restoring force of a cylinder, Higher harmonic components, Power spectral density.



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

일반적으로 라이저의 형상은 길이방향으로 긴 형상, 횡단면이 둥근(bulff) 세장 형 구조물이다. 이러한 라이저는 설계 시 경제성과 안정성이라는 상충되는 요건을 만족시켜야 하는 어려움을 겪게 된다. 설치 해역이 깊어질수록 신뢰할 수 있는 분석이 수행되어야 하는 반면, 최소한의 재료를 사용해 경제성을 높이고자 하는 시도가 대표적인 예이다(Campbell, 1999; Blevins, 1990). 두 요소를 효과적으로 해결하기 위해 많은 연구자들에 의해 라이저에 관한 연구가 진행되어 왔다.

라이저는 그 형상으로 인해 비선형적인 운동 특성을 다수 포함하고 있는데, 그 중 대표적인 운동이 바로 와 유기 진동(vortex-induced vibration, VIV)이다. VIV 응답은 해양구조물, 특히 라이저에서 수명이 다할 때까지 반복하중(cyclic loading)을 유발하여 구조적 피로손상을 발생시키는 주원인이 된다 (Lejlic, 2013). 힘의 크기는 작지만 지속적으로 작용하기 때문에 라이저 설계 시 VIV 응답은 주요 고려대상이 되어야 한다(Assi et al., 2012). 좀 더 자세히 말하면, 조류(current)가 라이저 표면을 따라 흐를 때 와(vortex)는 라이저의 양 끝에서 비대칭적으로 떨어져 나가게 된다. 이러한 가진으로 인해 라이저에는 와에 의한 유체력과 진동이 발생하게 된다(Blevins, 1990). 이를 와 유기 진동(vortex-induced vibration, VIV)라 한다. VIV 운동은 라이저 시스템이 해상에 설치되고 해체되기까지 지속적으로 발생하는 현상이기에 피로손상 측면에서 중요한 고려대상이 되는 것이다. 여기에 더해, 만약 라이저의 동요 주파수(oscillation frequency)가 라이저 시스템의 고유주파수와 비

슷한 크기로 발생하면 실린더는 조류와 나란한 방향인 in-line과 그에 수직
한 방향인 cross-flow 방향에서 공진응답을 일으키며 응답 크기 또한 더욱
증폭 된다 (Dahl, 2008). 이러한 현상을 lock-in이라 부른다.

많은 연구자들이 VIV와 같은 비선형적인 운동 특성을 파악하기 위해 수
치적, 또는 실험적으로 연구해 왔다. VIV는 점성의 영향을 많이 받는 운동
응답이기에, 물리적 현상을 직접 관측하고 불확실한 요소들을 파악하고자
실험을 통한 연구가 주로 진행되어 왔다. 수치적 연구 또한 라이저 응답의
이해를 위한 중요한 방법 중 하나이기에 많은 연구가 수행 되어왔다.
Sarpkaya (2004)는 수많은 연구자들에 의해 수행된 수치적, 실험적 연구 결
과를 검토하여 VIV 연구의 전체적인 결과 및 경향을 파악하고자 하였다. 수
치해석을 통한 연구결과 중 대표적인 예로, Zhao et al. (2013), Zhao et al.
(2012) 등이 있는데 이들 연구는 2차원 Reynolds-Averaged Navier-Stokes
방정식을 기초로 하였다. Zhao et al. (2013)는 균일 흐름(steady flow), 그리
고 불 균일 흐름(oscillatory flow)에서 실린더 구조물의 운동 응답과 lock-in
현상 간의 관계에 관한 연구를 수행하였고, Zhao et al. (2012)는
mode-averaging 기술을 제안하고 불 균일 흐름 속에서 보오텍스 흘림
(vortex shedding)의 모드변화에 관한 연구를 수행하였다. 특히나 4개의 실
린더를 사각 형태로 배치하고, 유체 흐름과 4개 실린더의 접근 각을 바꿔가
며 그에 따른 영향을 관측한 것이 주된 연구였다. 이와 비슷한 연구로 Han
et al. (2015)은 2차원 4개 실린더의 형상은 정 사각 형태로 고정하고 속도
무차원계수인 reduced velocity, V_r 과 Reynolds number에 따른 VIV 운동응
답을 수치적으로 관측한 연구를 수행하였다. 두 연구 모두 후류 실린더 뿐
만 아니라 상류 실린더 또한 Wake의 형상과 패턴을 분석하여 VIV 운동을
파악하고자 하였다.

실험을 통한 VIV 운동 연구도 많은 연구자들에 의해 수행되어 왔지만
in-line 방향에서 발생한 운동응답은 라이저의 설계 고려대상, 특히 라이저의
피로 데미지 분석 대상에서 제외되어 왔다. 따라서 많은 연구자들은 2자유
도 운동이 아닌 실린더의 운동을 cross-flow 방향의 운동만을 허용한 1자유

도 VIV 운동실험을 수행하였고, cross-flow 방향의 운동만 피로 손상 분석에 사용되었다. 하지만, 라이저의 정확한 운동을 계측하기 위해서는 in-line 방향 운동까지 포함하여 cross-flow와 in-line의 상호작용을 매개변수 별로 파악해야 하며, 그 결과를 라이저 설계 시 반드시 고려해야 한다. 최근 VIV 실험을 수행한 연구자들은 in-line 방향 운동응답의 크기가 결코 작지 않으며 반드시 설계에 고려되어야 할 요소라고 밝혀왔다(Jauvtis & Williamson, 2004; Marcollo, 2007; Swithenbank, 2007; Baarholm et al., 2006). 더욱이 cross-flow와 in-line 방향의 상호작용과 cross-flow, in-line 운동 주파수보다 더 큰 고차 조화(higher harmonic) 주파수 운동성분의 영향이 라이저 설계의 주요 관심대상이며, 이에 관한 연구가 진행되어 왔다(Modarres-Sadeghi, 2010; Song et al., 2010; Vandiver et al., 2006).

선급이나 몇몇 기관들은 VIV를 고려한 라이저의 설계 가이드를 제시하고 있지만, 정확한 분석을 위한 가이드로는 부족한 면을 보인다 (DNV, 2010; API, 2005). 다시 말해, 비선형적인 VIV 응답을 정확히 파악하기 위해서는 VIV 운동에 영향을 주는 매개변수 별로 그 응답을 관측하고 운동응답의 전체적인 경향을 파악하는 것이 정확한 라이저 설계를 위한 방법이며 신뢰할 수 있는 방법이라 판단된다. Vandiver et al. (2006)이 연구한 바에 의하면 VIV 운동의 모든 요소를 고려한 라이저의 피로 손상 정도는 cross-flow 운동응답만을 고려한 피로 손상에 대해 최대 40배 이상 차이가 난다고 밝혔다.

1.2 연구 목적

본 논문의 최종 목적은 실린더의 in-line 방향과 cross-flow 방향 고유 주파수 비인 f^* 의 변화에 따른 각 방향 별 진폭응답, 복원력 응답스펙트럼, 그리고 jump 현상을 관측하여 그 결과를 토대로 in-line 방향의 운동응답의 영향을 분석하는 것이다. jump 현상은 같은 유속에서 상이한 운동응답이 나타나는 현상으로 자세한 내용은 4.3절에서 설명하고자 한다. 특히나 본 논문은 고유주파수비, 그리고 감쇠비와 jump 현상의 관계에 초점을 맞춰 수행한 연

구 결과를 기술하였다. 또한 실린더 시스템의 복원력 관점에서 in-line 방향의 복원력이 전체 실린더 시스템에 미치는 영향을 분석하여 그 결과를 기술하였다.

다른 연구자들에 의해 수행된 VIV 실험을 보면, 대부분의 VIV 실험은 중력과 부력의 비를 표현하는 질량비(mass ratio)와 감쇠비의 변화에 따른 운동 응답의 경향에 관한 연구를 수행했다(Stappenbelt et al., 2007; Blevins, 2009; Assi et al., 2009; Srinil et al., 2013). 질량비와 감쇠비는 아래와 같이 정의된다.

$$m^* = \frac{4m}{\rho\pi D^2 L} \quad (1)$$

m 은 실린더의 dry mass, 그리고 ρ 는 유체 밀도를 말한다.

$$\zeta = c/2\sqrt{(m+m_a)k} \quad (2)$$

c 는 실린더 시스템의 감쇠, $2\sqrt{(m+m_a)k}$ 은 정온수역(calm water)에서의 임계감쇠, 그리고 m_a 는 정온수역에서의 부가질량이다. 그 밖의 무차원 계수들은 Table 1.1에 정의하였다.

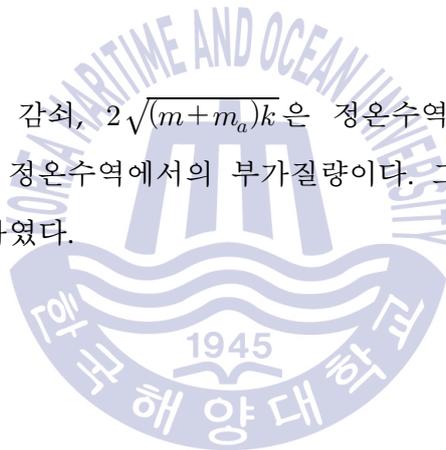


Table 1.1 Non-dimensional parameters

L/D	Aspect ratio
A_{xRMS}/D	In-line amplitude ratio
A_{yRMS}/D	Cross-flow amplitude ratio
V_r	Reduced velocity
$f^* = f_{nx}/f_{ny}$	Natural frequency ratio (in water)
$Re = \frac{VD}{\nu}$	Reynolds number

질량비와 감쇠비 외에도 고유주파수비에 따른 실린더 운동응답의 영향에 관한 연구도 수행되었으며 위 변수들에 기반 하여 본 연구도 수행되었다. 따라서 in-line 응답의 영향, in-line과 cross-flow 방향의 상호작용에 의한 운동 응답을 분석하기 위해 2자유도 운동이 허용된 강체 실린더의 VIV 실험을 수행하였다. 본 논문의 실험 케이스는 크게 in-line과 cross-flow 방향의 실린더 고유 주파수 비(f^*), 질량 비(m^*), 감쇠 비(ζ)의 변화에 따라 구성하였다.

제 2 장 실험 구성

2.1 수조 사양 및 성능 검증

실험은 한국해양대학교에 있는 회류 수조(Circulating Water Channel, CWC)에서 수행되었으며 수조의 크기는 폭 1.8m, 길이 4m이다. 회류 수조의 유속의 균일 정도를 파악하기 위해 Pitot tube와 차압계를 이용하여 유속 별, 위치 별 15초의 시간으로 관측하였다. 유속 관측 위치는 수조 관측부의 길이방향으로 4개 영역, 각 영역마다 폭 방향으로 5포인트, 수심방향으로 3포인트를 관측하여 총 60포인트를 유속의 변화에 따라 관측하였다. 수조의 앞부분, 폭 방향의 가장자리에서 불균일한 유속이 관측되었지만 결과적으로 약 1m/s 유속까지 실린더가 설치되는 영역에서는 균일한 흐름이 제공된다는 것을 확인하였다.

2.2 실린더 시스템 구성 요소

라이저 시스템의 실험 구성은 영국 Strathclyde 대학의 Kelvin Hydrodynamics Laboratory(KHL)에서 수행된 실험에 기초하였다. Fig. 2.1에서 보이는 바와 같이 전체 시스템은 크게 원형 실린더, 가이드 프레임, 그리고 실린더와 가이드 프레임을 연결하는 2m길이의 알루미늄 봉으로 이루어져 있다. 원형 실린더의 길이는 0.75m, 지름은 0.075m ($L/D=10$)이고, 가이드 프레임과 알루미늄 봉의 연결은 universal joint로 되어 있어 실린더의 2자유도 운동을 허용한다. 실린더의 중형비가 10으로 작기에 실린더는 강체라 가정한다.

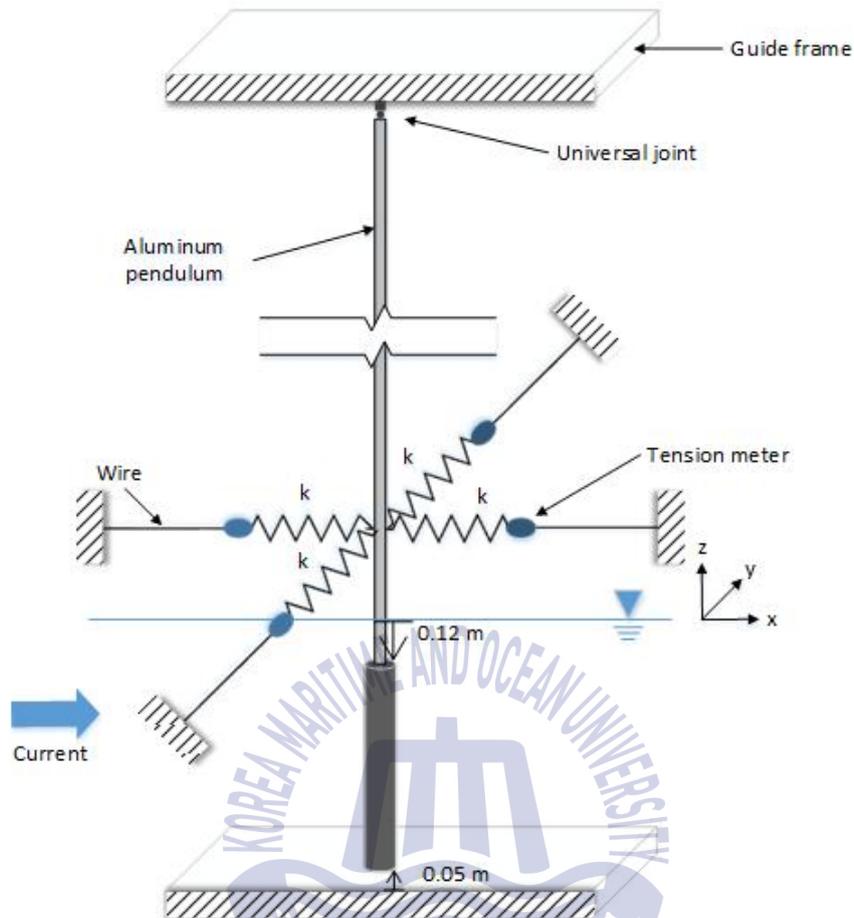


Fig. 2.1 Schematic view of the experimental apparatus.

실린더는 자유수면 효과를 최소화하기 위해 수면아래 완전히 잠겨 있게 설치하였다. 수면과 실린더 상단 끝부분과의 거리는 약 0.12m, 그리고 수조 바닥과 실린더 하단 끝부분과의 거리는 약 0.05m이다. 각 운동방향 별로 2개씩 인장스프링을 알루미늄 봉에 설치하여 실린더에 복원력을 제공한다. 실험 특성상 유속의 변화에 따른 VIV 운동응답을 측정하므로 속도가 증가함에 따라 스프링에 연결된 실린더는 초기 기울어짐이 발생하게 된다. 즉, 각 유속 별로 평균 항력이 다름을 의미하는데, 본 연구는 평균 항력이 아닌 in-line, 그리고 cross-flow 방향의 변동하는 운동응답을 관측하는 것에 주목적

이 있기에 in-line 방향의 와이어 길이를 조정하여 각 유속 별 실린더의 초기 위치를 수면에 수직하게 맞추어 실험을 수행하였다.

2.3 실험 케이스

전체 실험 케이스는 sub-critical Reynolds number 범위인 4.8×10^3 에서 5.8×10^4 범위 내에서 수행되었으며, 실린더의 2자유도 진폭응답은 3차원 변위계를 이용하여 각 방향 별로 변위를 측정하였다. 이는 실린더 표면에 0.1m 간격으로 부착 된 3개의 반사 테이프를 5개의 카메라가 20Hz 단위로 그 움직임을 측정한 값이다.

Table 2.1을 보면, 실험 케이스는 in-line과 cross-flow의 고유주파수비 f^* 에 따라 크게 3부분으로 나뉜다. f^* 는 1.0, 1.8, 그리고 2.0으로 나눌 수 있는데, 이는 in-line 방향 인장 스프링을 직접 교체하여 실험 조건을 구성하였다. 실린더의 고유주파수는 각 방향 별, 그리고 인장 스프링별 자유 감쇠 실험 (free decay test)을 5회씩 수행하여 구해진 감쇠비의 평균값을 사용하였다. 따라서 유체 동역학적 감쇠를 고려한 실린더의 고유주파수가 정의된다. 감쇠 비 ζ 의 계산은 다음과 같이 정의할 수 있다:

$$2\pi\zeta = \ln\left(\frac{Y_N}{Y_{N+1}}\right) \quad (3)$$

여기서 Y_N 과 Y_{N+1} 는 자유 감쇠 실험에서 첫 번째 그리고 두 번째 진폭의 크기를 말한다.

Table 2.1 Experimental datasets

	$f^* (f_{nx}/f_{ny})$	Cross-flow f_n (Hz)	ζ_x, ζ_y (%)	m^*
Case 1-1	≈ 1.0	0.289	4.6, 3.9	1.1
Case 1-2		0.373	4.3, 3.9	
Case 1-3		0.423	4.1, 3.5	
Case 1-4		0.524	3.4, 3.7	
Case 1-5		0.675	3.1, 2.8	
Case 2-1	≈ 1.8	0.289	3.4, 3.9	
Case 2-2		0.373	2.9, 3.9	
Case 2-3		0.423	2.4, 3.5	
Case 3-1	≈ 2.0	0.289	3.1, 3.9	
Case 3-2		0.373	2.7, 3.9	
Case 3-3		0.423	2.2, 3.5	

f^* 값이 2.0에 가까워진다는 것은 in-line과 cross-flow 모두에서 실린더의 동요주파수(oscillation frequency)와 고유주파수의 일치로 이중 공진(dual resonance)가 일어날 수 있는 상태임을 의미하며, 이중 공진으로 인해 고차 조화(higher harmonic) 주파수 성분의 운동이 발생할 수 있는 상태임을 의미한다. 각 f^* 케이스 별로 감쇠비의 변화에 따라 세부케이스로 나뉘며, 질량비는 1.0으로 고정하여 부력과 중력의 영향에 의한 실린더의 VIV 응답을 최소화하고자 하였다.

라이저는 보(beam)의 운동 특성을 보이는 구조물이기에 라이저를 가진 시키는 운동 주파수가 무수히 많다. 따라서 실제로 라이저의 in-line, cross-flow 방향에서 이중 공진이 발생할 수 있는 상황도 발생할 수 있다. 그렇기 때문에 다양한 f^* 값에 대한 실험을 통해 라이저의 VIV 운동응답을 파악하는 것은 필수적이다. 전체 실험 케이스의 Reynolds number 범위와 정리는 Table 2.1와 2.2에 각각 정리하였다.

Table 2.2 Re number range for each experimental case

Case	Re number range
Case 1-1, 2-1, 3-1	$4.8 \times 10^3 - 2.8 \times 10^4$
Case 1-2, 2-2, 3-2	$5.8 \times 10^3 - 3.6 \times 10^4$
Case 1-3, 2-3, 3-3	$6.9 \times 10^3 - 4.1 \times 10^4$
Case 1-4	$8.6 \times 10^3 - 5.1 \times 10^4$
Case 1-5	$10.3 \times 10^3 - 5.8 \times 10^4$



제 3 장 강체 원형 실린더의 동역학

3.1 강체 원형 실린더 운동방정식

강체 원형 실린더의 운동 방정식은 아래와 같다:

$$(m+m_a)\ddot{y}+c\dot{y}+ky=F_H \quad (4)$$

여기서 y , \dot{y} 그리고 \ddot{y} 는 실린더의 변위, 속도, 가속도를 말하며, F_H 는 실린더에 작용한 총 유체동역학적 힘을 말하고 아래와 같이 표현 된다:

$$F_H = \frac{1}{2}\rho U^2 DL [\bar{C} + \hat{C} \sin(2\pi f_o t + \Phi)] \quad (5)$$

여기서 f_o 는 실린더의 움직임 주파수이고 Φ 는 실린더에 작용한 양력과 운동변위 간의 위상차, \bar{C} 와 \hat{C} 는 평균과 변동하는 힘의 크기를 의미한다(Assi, 2010, 2014). 또한 F_H 는 실린더 주변의 유동장에서의 총 유체동역학적 힘은 관성력과 보오텍스에 기인한 힘으로 표현할 수 있다:

$$F_H = F_{Potential} + F_{Vortex} \quad (6)$$

실린더에 작용한 총 힘을 관성과 보오텍스 성분으로 나누어 표현하여 보오텍스 흘림에 의해 발생한 실린더의 운동을 효과적으로 분석할 수 있기에 유용하다. 실린더에 작용한 총 힘에서 F_{Vortex} 는 실린더에 작용한 유속별 부가질량과 보오텍스 흘림(vortex shedding)의 모드변화와 깊은 연관이 있다. 이러한 F_{Vortex} 와 부가질량, 그리고 모드변화의 연관성은 결과적으로 가진력과 실린더 진폭응답간의 위상 변화로 설명 된다(Larsen, 2010; Vikestad, 2000; Dahl, 2010).

3.2 VIV 응답의 주요 매개변수

3.2.1 개요

유체와 구조물간의 상호작용으로 인해 발생한 실린더의 VIV 응답은 특이나 몇 가지 요소에 의해 영향을 받는다. 시스템의 구조적 강성(structural stiffness), 감쇠, 질량비, 부가질량 효과(added mass effect), 실린더 운동 주파수와 고유 주파수의 비, f_o/f_n , 그리고 Reynolds number가 대표적인 예이다 (Govardhan and Williamson, 2006).

3.2.2 보오텍스 부가질량

VIV 응답에서의 부가질량은 실린더 응답의 F_{Vortex} 와 연관이 있다. VIV 응답과 관련된 부가질량 계수는 F_{Vortex} 와 in-phase관계에 있으며, 부가질량 계수를 정의하기 위해서는 실린더에 작용한 가진력과 진폭응답간의 위상이 정의되어야 한다. 속도의 변화에 따라 실린더에 발생한 힘과 운동의 위상은 다르기 때문에 전체 V_r 영역에 걸쳐 부가질량 계수는 달라진다(Larsen, 2010). 다시 말해, 부가질량을 고려한 in-line, 그리고 cross-flow의 실린더 고유주파수는 전체 V_r 에 걸쳐 다른 값을 가진다. 이러한 유속 의존 부가질량 (V_r dependent added mass)을 고려하는 고유주파수를 실고유주파수(true natural frequency, f_{nTrue})라 지칭한다. f_{nTrue} 는 V_r 의 함수이며 다음과 같이 정의 된다 (Gabbai, 2005):

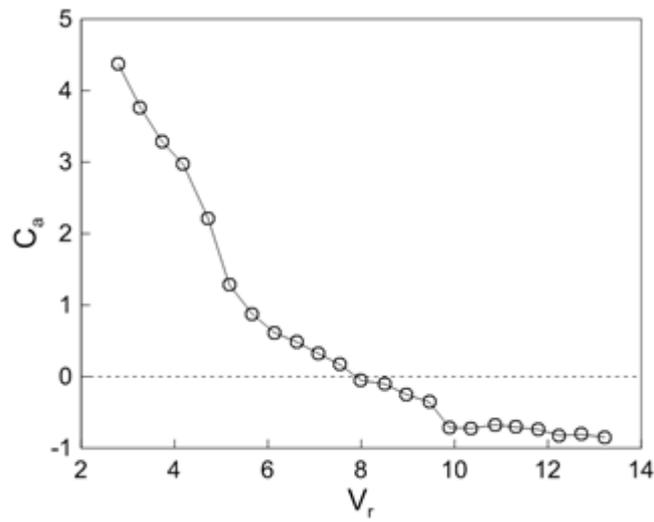
$$f_{nTrue}(V_r) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m + \rho V_{cylinder} C_a(V_r)}} \quad (7)$$

여기서 $V_{cylinder}$ 는 실린더의 체적, 그리고 C_a 는 부가질량 계수를 말한다.

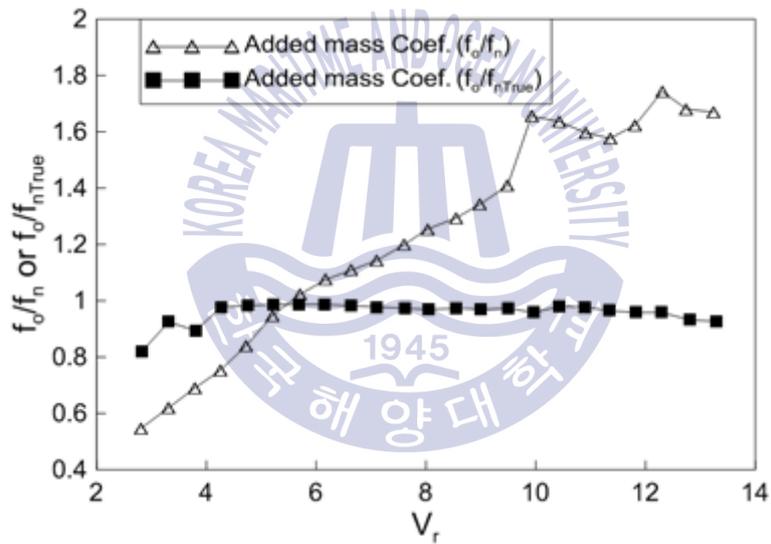
Fig. 3.1는 V_r 에 따른 C_a 와 f_o/f_n 을 표현하고 있다. Fig. 3.1(a)를 보면 알 수 있듯, V_r 이 증가함에 따라 C_a 값이 감소하는데, 특정 유속 이후부터는 심지어 음의 값을 가진다. Fig. 3.1(b)에서는 유속 변화에 따른 보오텍스 부가

질량을 고려한 f_{nTrue} 와 정온 수역(calm water)에서 정의 된 f_n 를 적용하였을 때의 유속 별 f_o/f_n 결과를 표현하고 있다 (Vikestad, 2000). 유속 변화에 따른 실린더의 운동을 이해하기 위해서는 f_{nTrue} 를 고려해야 한다. 그러나 각 실험케이스의 결과를 비교 분석하기 위해서는 고정 된 기준 값이 정의되어야 한다. 여기서 기준 값이라 함은 V_r 을 말하며, f_{nTrue} 를 사용하게 되면 유속 별로 V_r 값이 달라지기에 케이스별 결과 비교를 위한 기준 값으로 적당하지 않다. 대부분의 연구 또한 고정된 V_r 을 채택하여 실험 결과를 표현하고 있다. 따라서 본 연구에서도 일관된 비교를 위해 보오텍스 부가질량을 포함하지 않는 f_n 을 사용하기로 한다.





(a)



(b)

Fig. 3.1 Added mass coefficient and oscillation frequency of a cylinder

(a) Added mass coefficient with respect to (b) Ratios of oscillation frequency to both 'natural frequency' and 'true natural frequency' (Vikestad, 2000).

3.2.3 끝 효과(End effect)

실험 시 고려해야 할 요소 중 또 하나로 끝 효과(end effect)를 들 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이, 분석 대상 구조물은 원통형 강체 실린더이며 알루미늄 봉에 유연하게 설치되어 2자유도 운동을 허용한다. 따라서 실린더의 가장 아랫부분은 수조 바닥과의 충돌을 피하기 위해 0.05m의 간격을 가지고 있고 실린더 바닥 면은 자유표면을 가진다. 따라서 실린더의 바닥 면은 유체의 간섭을 피할 수 없다. 이러한 실린더 바닥 면에서 발생한 유체의 간섭을 '끝 효과'라 한다. Morse et al. (2008)은 'end plate' 장치를 이용하여 실린더 VIV 응답에서 끝 효과를 줄이기 위한 연구를 수행하였다. 실험 대상은 종횡 비 8인 원통형 실린더, 그리고 5.0×10^3 에서 1.6×10^4 의 레이놀즈수 범위에서 수행되었다. 본 연구는 종횡 비 10인 원통형 실린더, 그리고 4.8×10^3 에서 5.8×10^4 의 Reynolds number 범위에서 수행되었기에 공학적으로 유사한 범위 내에서 실험이 수행 되었기에 Morse et al. (2008)의 연구 결과를 본 연구에 적용할 수 있다고 판단되었다. Morse et al. (2008)은 'end plate'의 사용에 의해 실린더의 VIV 진폭응답 크기와 가진력이 줄어들었음을 밝혔다. 그러나 'end plate'를 설치한 경우와 'end plate'를 설치 하지 않은 순수 실린더의 최대 진폭응답을 비교해 봤을 때, 같은 유속에서 최대값을 가지는 응답이 발생하였고 그 크기가 아주 유사함을 밝혔다. Morse et al. (2008)의 연구결과를 바탕으로 볼 때, 본 연구에서는 실린더의 유의 진폭과 복원력에 초점을 맞추고 있기에 끝 효과는 무시할 수 있는 요소로 판단하였다.

제 4 장 실험 결과

4.1 $f^* \approx 1.0$ 진폭응답 결과

Fig. 4.1은 $f^* \approx 1.0$ 케이스인 1-1, 1-3, 그리고 1-5케이스의 유속 별 in-line, 그리고 cross-flow의 진폭응답 결과를 나타낸다.

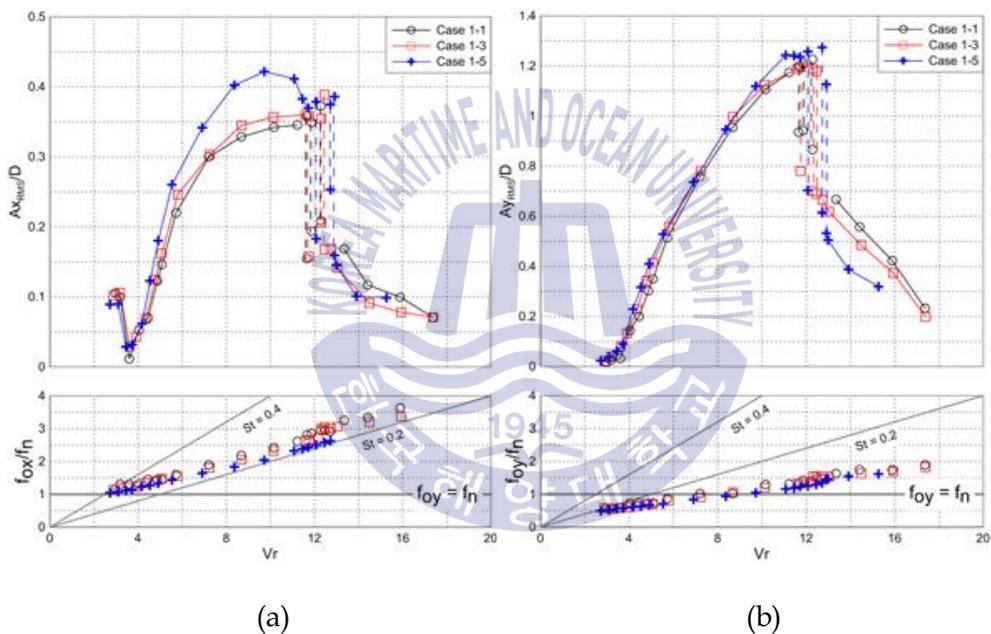


Fig. 4.1 Comparisons of in-line and cross-flow response amplitude with variable damping ratio($f^* \approx 1.0$).

1-1, 1-3, 그리고 1-5의 차이는 감쇠비로, 앞서 말한 바와 같이 인장스프링을 교체하여 실험케이스를 구성하였고, 그에 따라 감쇠비가 달라진다는 것을 알 수 있다. 따라서 각 케이스별 시스템의 고유주파수가 다르고, 결과적

으로 케이스 별로 Reynolds number의 범위가 차이가 난다. Reynolds number 범위의 변화에 따른 영향을 고려한다면 조금 더 정확한 비교가 될 수 있지만, 감쇠비나 고유주파수비 변화에 영향에 비해 상대적으로 VIV 응답에 대한 영향이 작기 때문에 Reynolds number 범위 변화에 따른 영향은 무시하기로 한다.

Jauvtis & Williamson (2004)는 2자유도, 그리고 낮은 질량비 ($\mu=6$)의 조건일 때 V_r 영역별로 보오텍스 홀림의 모드가 다르며, 그에 따라 속도 영역별 특정한 응답 가진다는 것을 연구하였다. 1자유도 VIV실험과는 달리 2자유도, 특히 낮은 질량비의 VIV실험에서만 발생하는 응답영역을 'super upper' 영역이라 정의하였다. Williamson (1988) 또한 마찬가지로 낮은 질량비의 VIV응답에서는 initial branch의 응답보다 더 큰 super upper branch가 발생한다고 밝혔다. 본 연구 또한 $f^* \approx 1.0$ 의 케이스의 결과에서 낮은 질량비 ($m^*=1.1$)의 특성인 'super upper'영역이 확연히 나타남을 확인할 수 있었으나 initial branch라 부를 수 있는 영역을 명확히 구분 할 수 없었다.

앞서 언급한 진폭응답 영역은 대표적으로 다음과 같이 구분 된다: stream-wise symmetric (SS), stream-wise asymmetric (AS), initial branch (I), super upper branch (SU), 그리고 lower branch (L). SS 모드는 가장 저속에서 실린더의 보오텍스 홀림이 실린더의 횡단면적 양 끝에서 대칭적으로 일어나는 모드를 말하며, AS 모드는 저속에서 유속이 증가함에 따라 보오텍스 홀림이 처음으로 비대칭적으로 떨어져나가는 영역을 의미한다. Initial branch는 VIV 응답의 크기가 급격히 증가하는 구간을 의미하며 2자유도 응답에서 나타나는 super upper branch는 이보다 더 큰 증가량을 가지는 응답 영역을 말한다. 마지막으로 lower branch는 VIV의 최대 응답 이후의 응답의 크기가 작은 구간을 말한다. 1자유도 VIV실험과 비교되는 2자유도 실험의 또 다른 특징으로, 낮은 질량비에 의해 in-line 진폭응답에서 super upper 영역의 진폭응답은 SS, 그리고 AS모드의 진폭응답보다 확연히 큰 크기의 응답을 보인다는 것이다(Jauvtis & Williamson, 2004).

각 진폭응답 영역마다 특정한 보오텍스 홀림의 형상을 가지는데, initial branch에서는 보오텍스 홀림 한 사이클에 2개의 단일 보오텍스가 형성되는 2S 모드, lower branch에서는 보오텍스 홀림 한 사이클에 2쌍의 보오텍스가 형성되는 2P 모드로 대표할 수 있다.

진폭응답 결과 그래프에 표현된 각 유속 별 진폭응답의 값은 600초의 관측 데이터의 Root Mean Square(RMS)값으로 대표하여 표현하였다. 관측 시간의 기준은 본 실험 케이스 중 VIV 응답의 주기가 가장 긴 저속구간을 바탕으로 정하였다. 실험 전체 케이스들 중 실린더 운동의 최대 장주기는 5초이며, 이는 600초 동안 약 120번의 응답 주기를 관측하는 것이므로 600초의 관측은 진폭응답의 RMS 값을 신뢰할 수 있는 관측시간이라 판단하였다.

Fig. 4.1에서 보는 바와 같이 in-line, 그리고 cross-flow의 진폭응답의 최대 값은 각각 $A_{xRMS}/D=0.42$, $A_{yRMS}/D=1.3$ 이며 in-line의 진폭응답은 감쇠비가 줄어들수록 A_{xRMS}/D 의 크기가 확연히 커지는 것을 관측할 수 있었다. 그러나 cross-flow 진폭응답의 $6.0 < V_r < 9.0$ 구간에서는 감쇠비의 변화에도 불구하고 크기의 차이가 확연히 나타나지 않았다. 이는 $6.0 < V_r < 9.0$ 구간은 실린더의 cross-flow 운동의 공진이 일어나는 lock-in 구간이며, 감쇠비의 차이에 따른 진폭응답의 영향을 상쇄할 만큼 lock-in 구간의 영향이 큰 것으로 판단된다. 저속구간인 $V_r=3$ 에서는 SS 모드의 응답이 관측되었고 Fig. 4.11에서 보이는 바와 같이 실린더의 응답 궤적이 일자형상을 보였다.

실험결과의 정량적, 정성적 비교를 위해 영국 University of Strathclyde의 Kelvin Hydrodynamics Laboratory (KHL)에서 수행한 실험의 결과, 그리고 Stappenbelt (2007)의 결과와의 비교를 수행하였다. 본 연구, KHL, 그리고 Stappenbelt (2007)에서 수행한 실험의 주요 매개변수 값들은 Table 4.1에 표현하였다.

Table 4.1 Experimental datasets of KMOU, KHL, and Stappenbelt(2007)

	m^*	ζ_x, ζ_y (%)	f_{nx}, f_{ny} (Hz)	f^*
KMOU (Case1-1)	1.1	4.6, 3.9	0.289, 0.292	≈ 1
KHL	1.4	4.7, 1.6	0.312, 0.316	
Stappenbelt (2007)	2.36	0.6	1.711, 1.711	

Fig. 4.2와 같이 실험결과의 비교는 $f^* \approx 1.0$ 케이스의 in-line, cross-flow VIV 진폭응답, 그리고 각 유속 별 실제 실린더 동요주파수(oscillation frequency)와 실린더의 고유주파수비 값의 비교를 수행하였다.

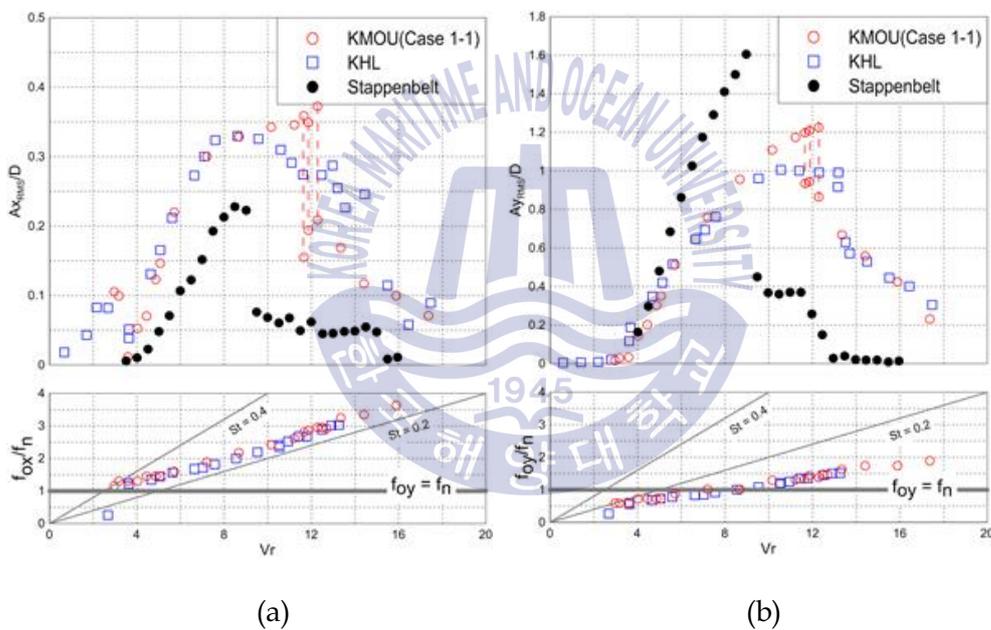


Fig. 4.2 Response amplitude results of KMOU, KHL, and Stappenbelt (2007).

Fig. 4.2에서 보이는 바와 같이 $V_r < 10.0$ 범위에서는 본 연구의 결과와 KHL의 결과가 정량적, 정성적으로 아주 유사한 경향을 나타냈다. 그러나 Stappenbelt (2007)의 결과와는 정성적인 면에서만 같았으며 응답의 크기는

차이를 보였다. 이는 Table 4.1에서 보이는 바와 같이 Stappenbelt (2007)는 본 연구와 KHL에 비교하여 상대적으로 낮은 감쇠비($\zeta = 0.6$), 그리고 높은 질량비($m^* = 2.36$)의 실험조건이었기에 결과의 차이가 있었던 것으로 판단된다. Stappenbelt (2007)의 결과 값을 보면 A_{xRMS}/D 와 A_{yRMS}/D 의 최대값은 약 1.6 그리고 0.24이며 최대값을 가지는 유속이 본 연구와 KHL과는 다를 수 있다. 그에 반해 본연구와 KHL의 최대 A_{xRMS}/D 와 A_{yRMS}/D 는 각각 0.3-0.4, 1.0-1.2이며 유사한 유속범위 $V_r \approx 3.0$ 에서 최대 응답이 발생했음을 알 수 있다. 또한 두 실험 모두 구간 $V_r \approx 3.0$ 에서 보오텍스 홀림이 대칭적으로 일어나는 SS 모드가 발생했음을 알 수 있었다. 자세히 설명하면, $V_r \approx 3.0$ 이전 구간에서는 in-line 방향 VIV 운동은 거의 일어나지 않아 진폭응답의 크기가 매우 작다. 즉, cross-flow 방향 VIV 운동만이 일어나며 따라서 실린더의 운동 궤적은 유속과 나란한 방향으로 직선 형태를 나타낸다. 그러나 $V_r \approx 3.0$ 을 기준으로 유속이 증가함에 따라 보오텍스 홀림이 대칭모드(SS)에서 비대칭모드(AS)로 일어나게 되는데, 이로 인해 cross-flow 방향 VIV 진폭응답의 크기는 줄어들게 되고 in-line 방향 VIV 진폭응답의 크기가 커지는 것을 확인할 수 있었다.

$f^* \approx 1.0$ 실험케이스에서 특히나 주목할 점은 최대 진폭응답이 발생한 $V_r = 12.0$ 구간으로, 같은 유속에서 최대응답이 발생함과 동시에 또 다른 응답이 발생하는 현상을 관측하였다. 이러한 현상은 $f^* \approx 1.0$ 케이스에서만 확연히 나타났다. 진폭응답의 급격한 변화에 대한 연구 결과는 4.3절에서 자세히 설명하고자 한다.

4.2 $f^* \approx 1.8, 2.0$ 진폭응답 결과

앞서 언급한 바와 같이 라이저를 가진시키는 운동주파수는 하나가 아닌 여러 개 존재하기에 이중 공진(dual resonance)가 발생할 수 있는 조건이 발생한다. 이는 $f^* \approx 1.0$ 의 조건과는 다른 운동응답이 발생할 수 있음을 예상

할 수 있다. 본 연구에서는 이중 공진 조건에서의 실린더의 운동응답 특성을 파악하고자 $f^* \approx 1.8$, 그리고 $f^* \approx 2.0$ 의 실험 케이스를 구성하여 실험을 수행하였다. 고유주파수비는 in-line에 나란히 설치된 인장스프링을 교체하여 실험조건을 맞추었다.

지금까지의 연구결과에 의하면 1자유도의 cross-flow 방향 VIV 응답은 2자유도의 cross-flow 방향 VIV 응답에 비교하여 확연히 다른 결과를 가진다. Jauvtis & Williamson (2004), 그리고 Dahl et al. (2010)은 in-line 방향 운동응답의 중요성을 강조하였고 그에 관한 연구를 수행하였다. 본 연구는 in-line과 cross-flow의 상호작용을 파악하기 위해 f^* 에 따른 실험케이스를 구성하였고, $f^* \approx 1.0$ 과 확연히 구분되는 VIV 응답을 $f^* \approx 2.0$ 에서 관측하였다.

Fig. 4.3, 4.4 아래쪽에 표현한 각 유속별 실린더 운동주파수와 실린더 고유주파수 비, f_o/f_n 를 보면, $3.0 < V_r < 6.0$ 범위에서 in-line과 cross-flow 양방향에서 공진이 발생한 것을 알 수 있다. 다시 말해, $f^* \approx 1.8$, $f^* \approx 2.0$ 케이스의 유속범위 $3.0 < V_r < 6.0$ 에서 f_{oy}/f_n 와 f_{ox}/f_n 이 '-'자 형상을 띤다. 이는 같은 유속범위의 $f^* \approx 1.0$ 의 f_{oy}/f_n 와 f_{ox}/f_n 의 형상과 확연히 구분된다. Fig. 4.3와 4.4을 보면 알 수 있듯, 전체 유속범위에서 감쇠비 차이에 따른 in-line 진폭응답, A_{xRMS}/D 의 차이가 Fig. 4.1(a)에서 보았던 $f^* \approx 1.0$ 케이스의 결과와 비교하여 응답 크기의 차이가 거의 나지 않았다. 더욱이, Fig. 4.5(b)를 보면, 이중 공진이 일어난 $3.0 < V_r < 6.0$ 에서의 크기가 같은 유속범위에서 $f^* \approx 1.0$ 케이스의 결과보다 더 큰 값을 가지는 것을 관측하였다. 이 응답의 결과 또한 f^* 가 2.0에 가까워지면서 이중 공진이 일어나 진폭응답에 영향을 준 것으로 판단된다.

$f^* \approx 2.0$ 의 진폭응답 결과는 $f^* \approx 1.8$ 케이스 결과와 비교하여 $V_r \approx 4.0$ 지점에서의 cross-flow 진폭응답 변화의 기울기가 급격하게 컸으며, 그에 따라 in-line 진폭응답의 크기가 국부적으로 감소했다는 것이다. 이는 in-line과

cross-flow의 상호작용의 영향에 따른 결과로 보여 지며 f^* 의 변화 또한 진폭응답의 결과에 영향을 주었다고 판단된다.



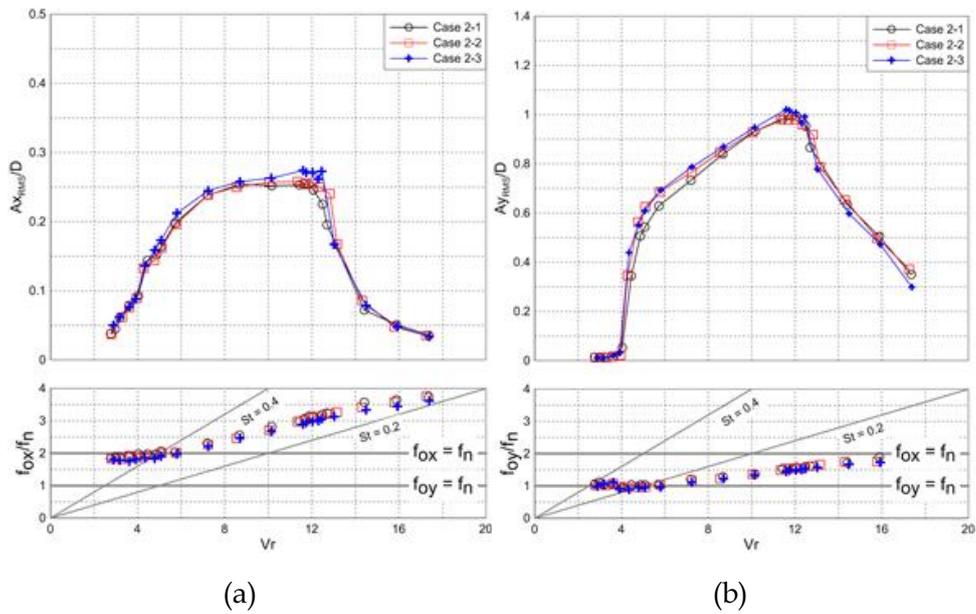


Fig. 4.3 Comparisons of in-line and cross-flow response amplitude with variable damping ratio ($f^* \approx 1.8$).

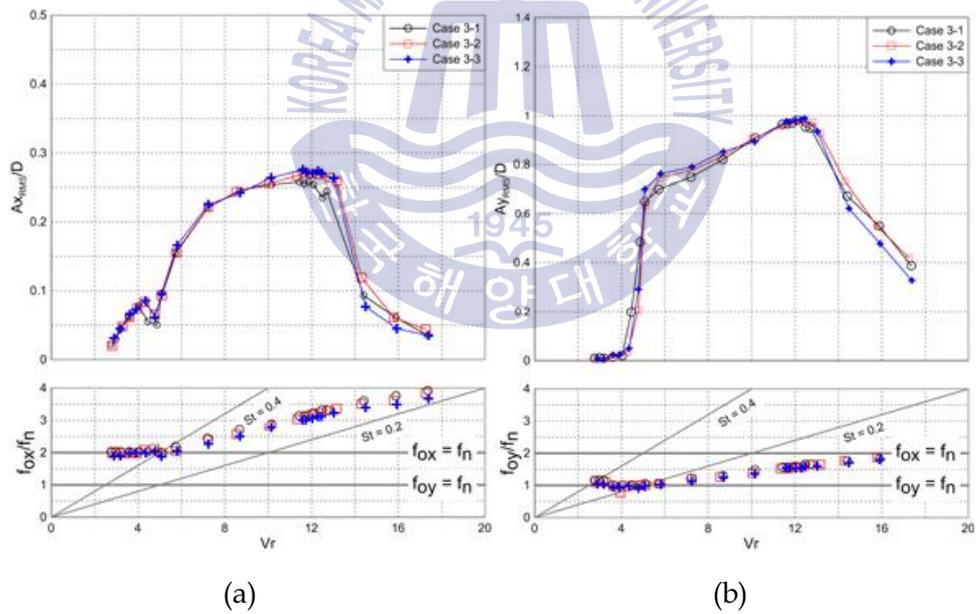


Fig. 4.4 Comparisons of in-line and cross-flow response amplitude with variable damping ratio ($f^* \approx 2.0$).

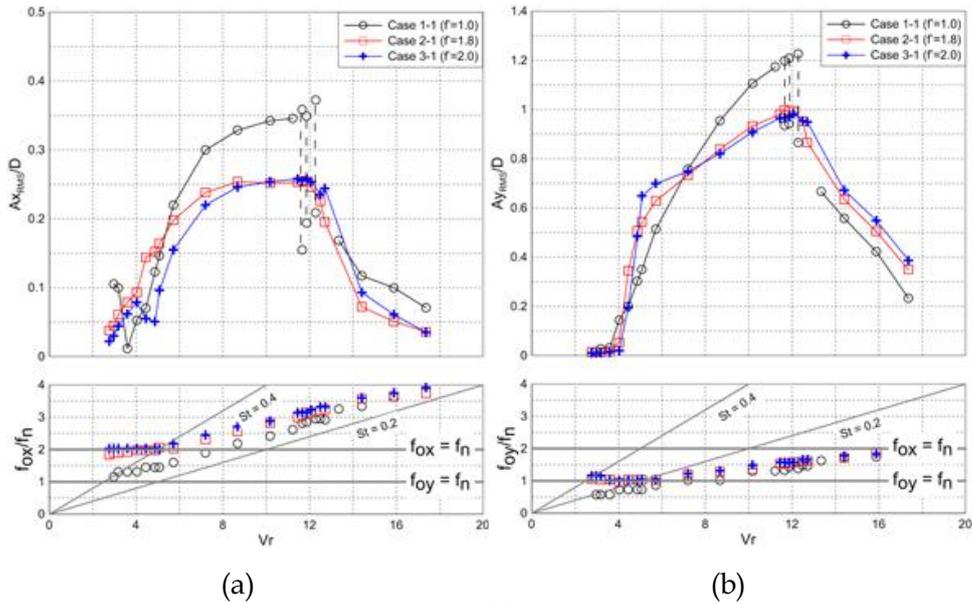


Fig. 4.5 Comparisons of in-line and cross-flow response amplitude with variable f^* .

4.3 실린더 VIV 응답 모드 변화

Fig. 4.1에서 보이는 바와 같이 실린더 고유주파수비, $f^* \approx 1.0$ 케이스에서 관측된 가장 흥미로운 운동 응답은 최대 진폭 응답이 관측된 $11.6 < V_r < 13.0$ 구간의 'jump' 현상이다. 동일한 유속에서 큰 응답과 작은 응답이 동시에 발생하는 'jump' 현상은 실린더에 발생한 보오텍스 흘림 모드의 급격한 변화와 깊은 연관이 있다. 앞서 언급한 바와 같이 SS, AS, initial, super-upper, 그리고 lower 영역은 각기 다른 보오텍스 흘림 모드를 가지는 응답을 보이는데, 'jump' 현상이 super-upper 영역에서 lower 영역으로 바뀌는 유속범위에서 발생한 점이 관측되었다. Williamson, C.H.K., and Roshko, A. (1988)가 정의한 진폭과 V_r 의 관계에 따른 보오텍스 흘림 모드 경계를 정의한 그래프에 본 실험의 $f^* \approx 1.0$ 케이스 진폭응답 결과를 Fig. 4.6처럼 동시에 표현한 결과, 흥미롭게도 2P+2S 보오텍스 흘림 모드의 경계영역에서

‘jump’현상이 일어남을 관측하였다.

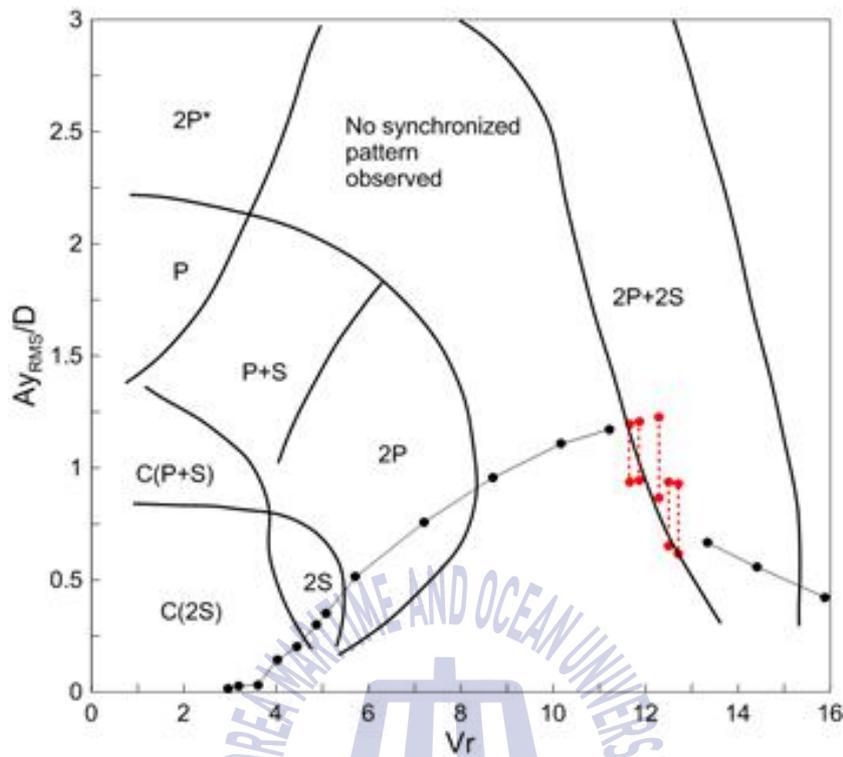


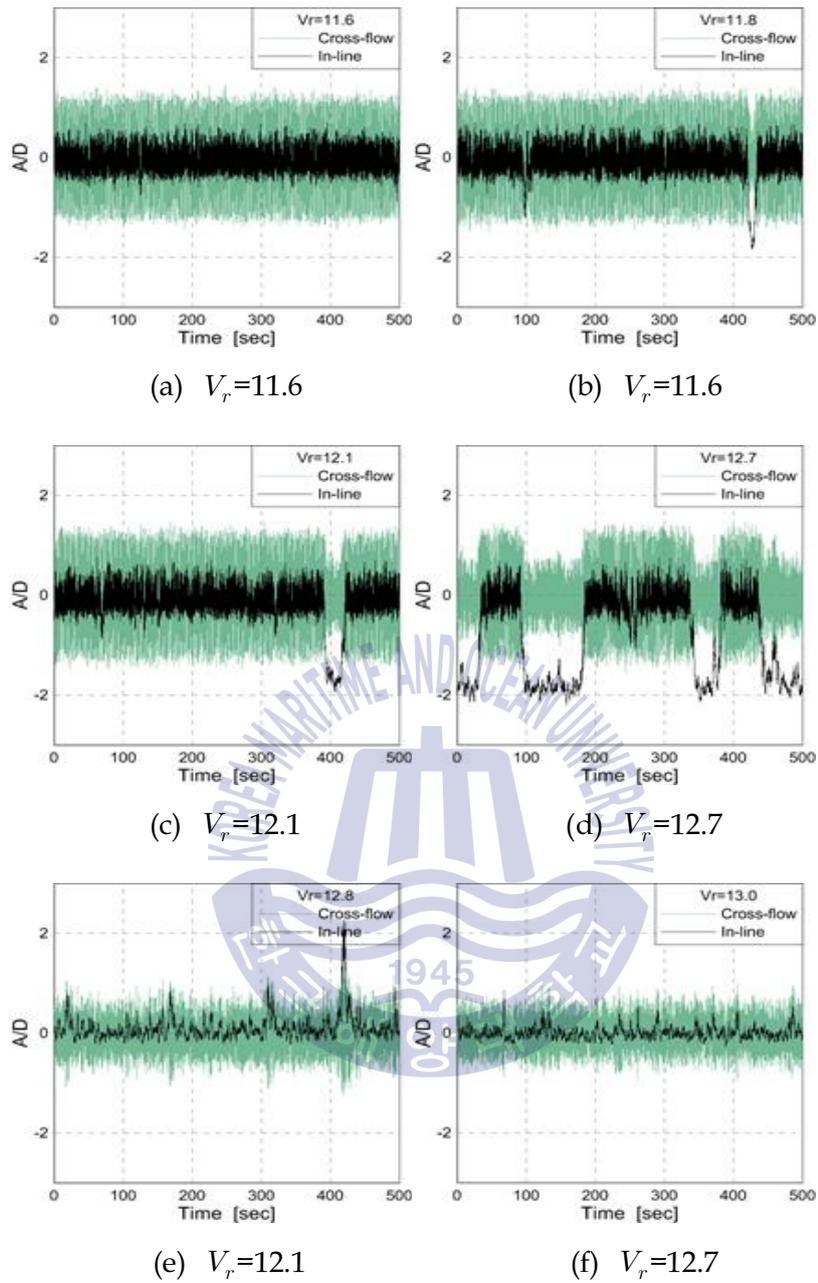
Fig. 4.6 Plotting the cross-flow response amplitude result of case 1-1 in an amplitude-wavelength plane (Williamson et al., 1988).

모드 변화에 연관된 매커니즘은 유속 내 실린더의 가속과 감속이라 할 수 있다. Williamson & Roshko (1988)은 실린더에서 발생한 양력과 cross-flow 운동간 위상의 급격한 변화를 설명하는 보오텍스 동역학이 모드변화와 깊은 관계가 있음을 연구했다. 보오텍스가 특정한 형태로 형성되는 과정은 양력의 위상변화에 중요한 영향을 미치며 보오텍스 흘림 타이밍의 급격한 변화에 기여한다. Williamson & Govardhan (2004) 또한 마찬가지로, 보오텍스 흘림의 모드변화가 갑작스럽게 일어날 때 실린더에 발생한 양력과 cross-flow 운동의 위상차가 동시에 발생한다고 밝혔다. Jump 현상이 일어나는 유속에서 보오텍스의 형태, 그리고 실린더 후방의 보오텍스 영역을 PIV (Particle Image Velocimetry)로 관측하는 것이 보오텍스 흘림의 모드변

화를 설명하기에 주로 사용되는 방법이다. 그러나 본 연구에서는 PIV 기술을 사용하는 대신 실린더의 in-line, cross-flow 방향의 진폭응답 시간 이력 데이터를 통해 jump 현상을 분석하였다.

Fig. 4.7는 jump 현상이 발생한 영역의 in-line, cross-flow 방향 진폭응답 시간 이력 데이터를 의 V_r 변화에 따라 표현한 것이다. 이러한 jump 현상은 특히나 모든 $f^* \approx 1.0$ 케이스에서 두드러지게 나타났다. Fig. 4.7(b)와 (e)는 모드변화의 발생 시점과 종료 시점이고 V_r 이 증가함에 따라서, 즉, 2S+2P 모드로 가까워짐에 따라 큰 진폭응답에서 작은 진폭응답으로 수렴해가는 것을 관측할 수 있었다. 또한 Fig. 4.7을 보면, 상이한 두 응답이 발생할 때 실린더 운동의 중심 위치가 다름을 관측하였다.





Case 1-3 ($f^* \approx 1.0$)

Fig. 4.7 In-line and cross-flow displacement time history with increasing V_r .

Fig. 4.8은 jump 현상이 가장 확연하게 일어난 Fig. 4.7(d)에서의 실린더 궤적을 표현한 것으로, 실린더는 수면에 수직한 중앙에서 큰 운동응답을 보이다가 유속 흐름에 반대되는 상류(upstream)로 이동하여 작은 크기의 운동응답을 보였다.

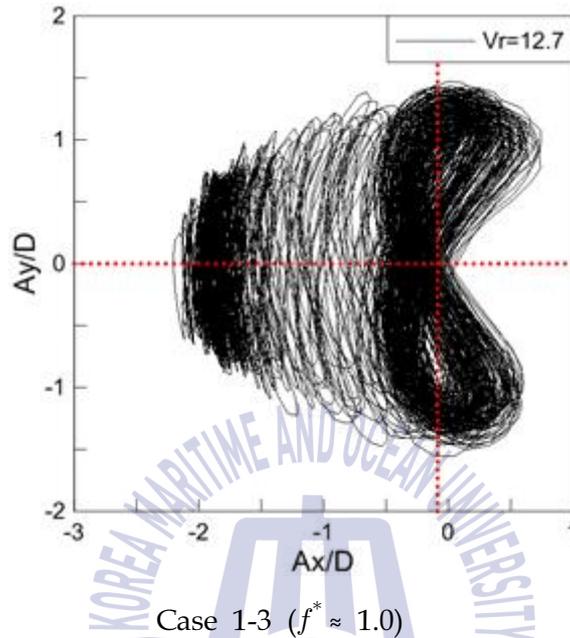
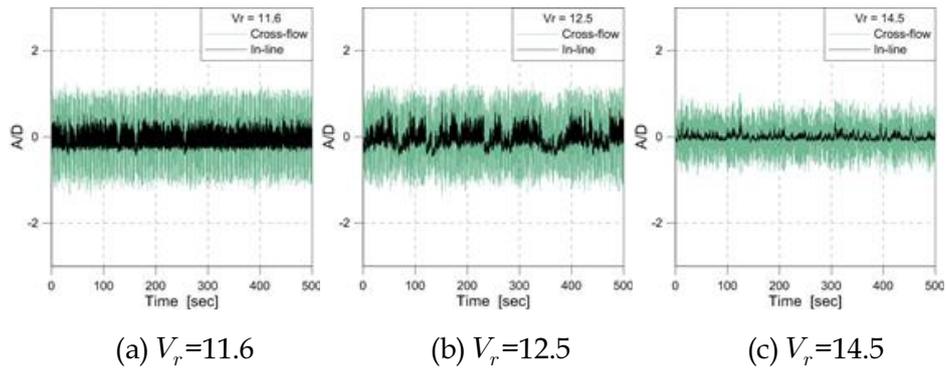


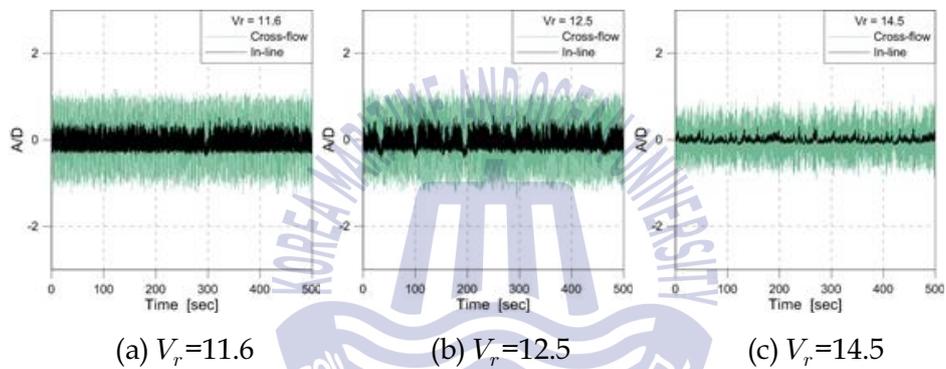
Fig. 4.8 A trajectory of the cylinder at $Vr=12.7$ where the 'jump' phenomenon occurred; intersection of red dashed lines is mean position of figure '8'

Fig. 4.9과 4.10은 각각 $f^* \approx 1.8$ 과 $f^* \approx 2.0$ 케이스의 결과를 나타내고 있는데 $f^* \approx 1.0$ 과 비교하여 확연한 jump 현상은 관측되지 않았다. 다시 말해, f^* 값이 2.0에 가까워질수록 jump 현상은 점차적으로 사라졌다. 이러한 결과로 볼 때, 실린더의 고유 주파수 비, f^* 는 jump현상과 아주 밀접한 연관이 있음을 판단할 수 있었다.



Case 2-3 ($f^* \approx 1.8$)

Fig. 4.9 In-line and cross-flow displacement time history with V_r from 11.6 to 14.5.



Case 3-3 ($f^* \approx 2.0$)

Fig. 4.10 In-line and cross-flow displacement time history with V_r from 11.6 to 14.5.

4.4 실린더 궤적과 파워 스펙트럴 밀도

4.4.1 개요

Fig. 4.5의 케이스 1-1, 2-1, 그리고 3-1의 결과를 보면, f^* 값이 1.0에서 2.0으로 증가함에 따라 진폭 응답의 크기는 유속의 변화에 따라 넓게 분포하는 경향을 보였다. 해상에 설치되는 라이저의 전체 형상은 길이 방향의 축에

대하여 대칭적인 형상을 갖지 않는다. 스틸 카티너리 라이저(steel catenary riser, SCR)가 대표적 예이다. 이러한 형상에 의해 라이저의 in-line과 cross-flow 방향 복원력은 각기 다른 크기를 가지게 된다. 라이저의 설계 관점에 기초하여 본 연구에서는 라이저의 위치별 각기 다른 복원력을 가지는 상황을 구현하였고, 결과적으로 실린더의 운동 궤적과 복원력 ($F=kx$), 그리고 복원력 파워 스펙트럴 밀도를 $f^* \approx 1.0, 1.8$, 그리고 2.0 케이스 별로 측정하여 그에 따른 결과를 분석하였다.

4.4.2 실린더 궤적

Fig. 4.11은 케이스 1-1, 2-1, 그리고 3-1 케이스의 유속 별 실린더 궤적을 표현한 그래프이다. 실린더 궤적 형상의 변화는 결과적으로, f^* 의 변화, 그리고 유속 변화에 따른 in-line과 cross-flow 방향 운동의 위상 차이로 달라질 수 있다는 것을 실험 결과를 통해 판단할 수 있었다.

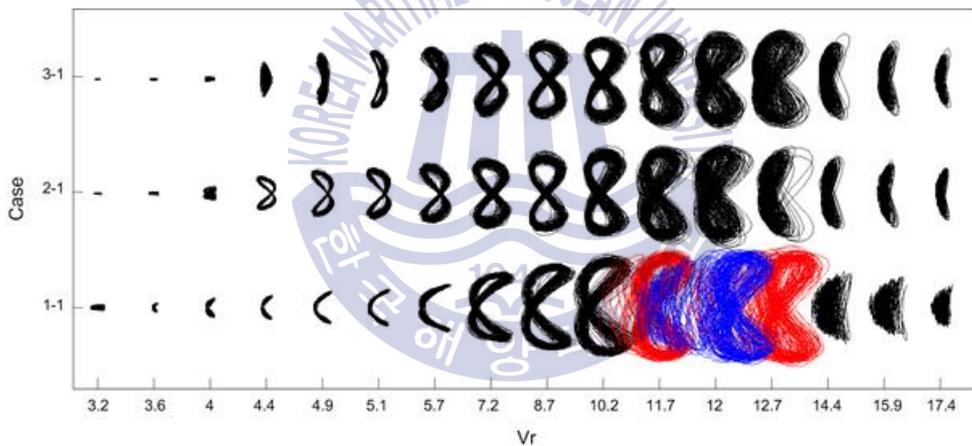


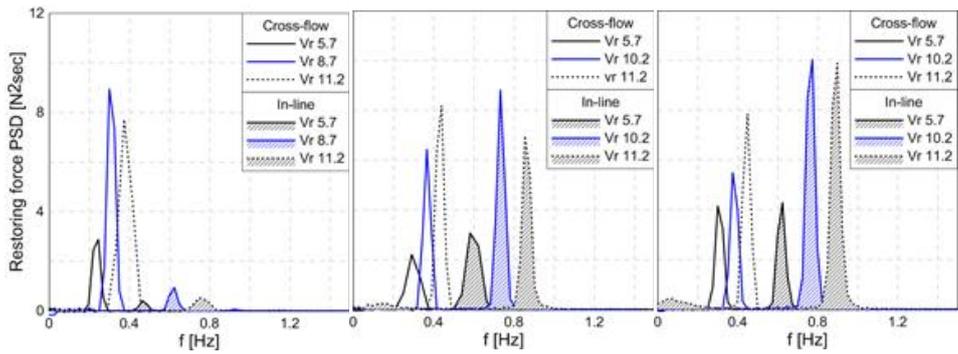
Fig. 4.11 x-y trajectories of the cylinder with variable f^* ; case 1-1 ($f^* \approx 1.0$), case 2-1 ($f^* \approx 1.8$) and case 3-1 ($f^* \approx 2.0$). In case 1-1, red-colored trajectories represent a start and an end of the jump regime. Blue-colored trajectory represents the trajectory in a middle of the jump regime.

Fig. 4.11을 보면 알 수 있듯, 케이스 2-1과 3-1은 운동 궤적의 크기는 뚜

몇한 차이를 보이지 않았다. 그러나 궤적의 형상, 그리고 궤적 형상의 양 가장자리(tip points)가 가리키는 방향이 f^* 와 V_r 의 변화에 따라 달라진다는 것을 관측할 수 있었다. 1-1 케이스 결과를 보면, 궤적 형상의 가장 끝부분은 유속의 변화에 관계없이 조류 흐름에 반대되는 방향(downstream)을 향했고 $7.0 < V_r < 12.0$ 범위에서는 케이스 2-1, 그리고 3-1보다 응답의 크기가 현저히 컸다. 케이스 2-1과 3-1을 보면 V_r 이 11.0보다 커지게 되면 궤적 형상의 양 끝부분은 조류 흐름의 반대되는 상류방향에서 하류방향으로 향하는 형상을 가짐을 관측하였다.

4.4.3 복원력 파워 스펙트럴 밀도(Power spectral density, PSD)

보오텍스에 기인한 힘(F_{Vortex})과 관계가 있는 고차 조화(higher harmonic) 주파수 성분의 운동응답은 실린더의 양 방향 공진이 발생할 수 있는 $f^* \approx 2.0$ 조건에서 나타난다. 여기서 보오텍스에 기인한 힘은 실린더에 발생한 총 힘에 관성력을 빼 값으로 표현 된다(Assi et al., 2010). 본 연구에서는 보오텍스에 기인한 힘만 따로 분리하여 그 영향을 관측하지 않고 실린더에 작용한 총 힘에 관한 복원력 파워 스펙트럴 밀도를 계산하여 각 실험 케이스에 따른 전체 복원력의 변화 양상을 파악하고자 하였다. Fig. 4.12를 보면, 실린더의 복원력 파워 스펙트럴 밀도는 f^* 값이 2.0에 가까워질수록 in-line 방향 복원력의 영향이 cross-flow 방향 복원력보다 오히려 커지는 결과를 가짐을 알 수 있다.

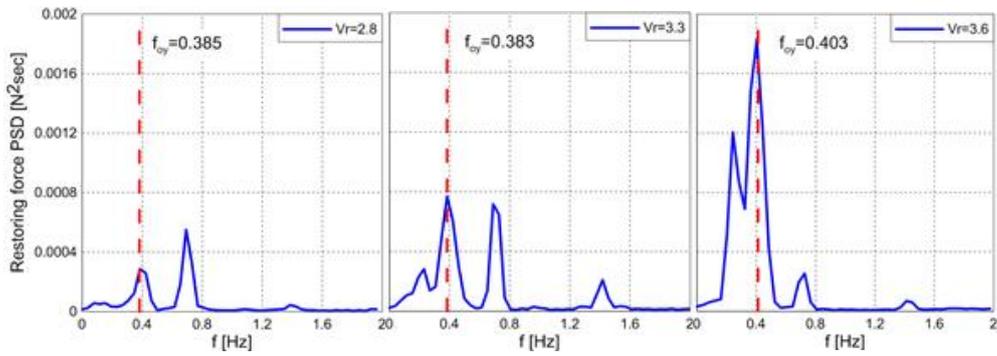


(a) Case 1-1($f^* \approx 1.0$) (b) Case 2-1($f^* \approx 1.8$) (c) Case 3-1($f^* \approx 2.0$)

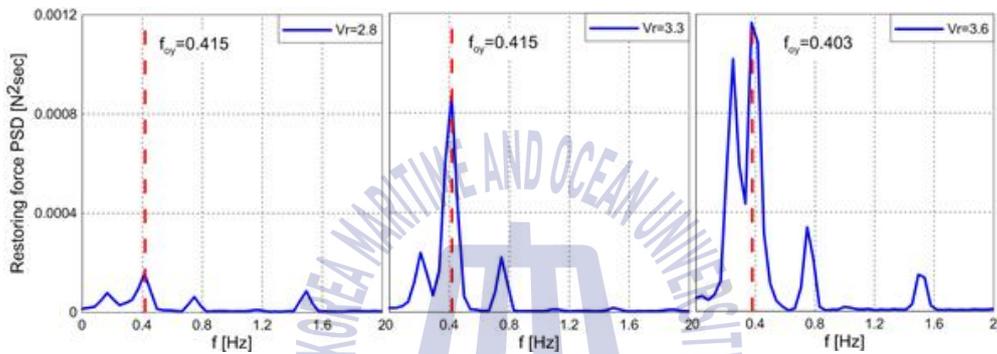
Fig. 4.12 Restoring force PSD; graphs without fill denotes cross-flow components; graphs with fill denotes in-line components.

Fig. 4.12(a)는 $f^* \approx 1.0$ 케이스로, cross-flow 방향 복원력의 영향이 전체적으로 우세한 반면, $f^* \approx 2.0$ 케이스인 Fig. 4.12(c)에서는 in-line 방향 복원력의 영향이 전체 복원력에서 cross-flow 방향 복원력보다 오히려 더 큰 영향을 차지한다.

Fig. 4.13은 고차 조화 주파수 성분 운동응답에 대한 파워 스펙트럴 밀도를 표현한 것이다. Dahl (2008)의 연구결과에 의하면, 고차 조화 요소들의 발생은 이중 공진 조건과 더불어 in-line 진폭응답이 cross-flow 진폭응답에 비해 상대적으로 큰 영향을 가질 때, 그리고 관성의 영향이 전체 힘에서 상대적으로 약할 때 나타날 수 있고 밝혔다.



Case 2-2



Case 3-2

Fig. 4.13 Cross-flow restoring force PSD; red dashed line represents the cross-flow oscillation frequency of the cylinder.

2-2, 그리고 3-2 케이스의 진폭응답 결과인 Fig. 4.3와 4.4을 참고 하면, $2.0 < V_r < 4.0$ 영역에서 in-line 방향의 진폭응답이 cross-flow 방향의 응답보다 컸다. 유속이 느린 영역이기에 관성의 영향이 다른 영역에 비해 상대적으로 작은 곳임을 알 수 있다. 결과적으로 해당 유속 영역인 $2.0 < V_r < 4.0$ 에서 Fig. 4.13에서와 같이 기본 주파수의 2배, 3.5배의 주파수를 가지는 고차 조화 요소의 운동응답이 관측되었다. $V_r > 4.0$ 유속 범위에서는 cross-flow 방향 운동 응답이 급격히 증가하는 구간으로, 고차 조화 요소의 운동은 실린더의 총 복원력 파워 스펙트럴 밀도에서 관측 되지 않았다.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 실린더의 in-line 방향 운동응답을 정량적으로 관측하고 또한, cross-flow 방향 운동과의 상호작용을 정량적으로 파악하고자 하였다. 실린더의 VIV 응답을 피로 손상관점에서 볼 때, 특정 케이스의 경우 실린더의 in-line 방향 운동응답의 영향이 cross-flow 방향 운동응답보다 상당히 컸기에, in-line 방향 운동응답은 라이저 설계 시 반드시 고려해야 할 요소라고 판단된다.

실린더는 in-line, 그리고 cross-flow 방향의 운동에서 공진이 발생 되는 조건을 가진다. 이중 공진 조건($f^* \approx 2.0$)에서의 응답은 cross-flow 방향의 공진만 일어나는 단일 공진(single resonance) 조건($f^* \approx 1.0$)에서의 운동응답과는 확연히 다른 결과를 보였다. $f^* \approx 1.8, 2.0$ 케이스의 진폭응답의 결과를 볼 때 이중 공진에 의해 감쇠비 변화에 따른 응답의 변화가 $f^* \approx 1.0$ 케이스의 결과에 비교하여 거의 없었고, 특히나 $f^* \approx 1.8, 2.0$ 케이스에서 in-line 방향 진폭응답에서 확연히 관측되었다. 감쇠비의 진폭응답으로의 영향이 적었던 결과는 $f^* \approx 1.0$ 케이스 $6.0 < V_r < 9.0$ 영역에서도 마찬가지로 관측이 되었다. 이러한 응답은 모든 실험 케이스의 lock-in 구간에서 두드러지게 나타났음을 관측하였다. 따라서 공진 응답, 그리고 in-line과 cross-flow 응답의 상호작용이 실린더 운동응답에 영향을 미친 것으로 판단된다. 또한, f^* 가 2.0에 가까워질수록 super upper 영역의 증가율이 급격히 커졌고, 응답의 크기 또한 커짐을 관측하였다. 이에 더하여 $f^* \approx 1.8, 2.0$ 은 $f^* \approx 1.0$ 케이스의 진폭응답과 비교하여 최대 진폭응답의 크기가 줄어들었으며, 그래프의 전체적인 형

상이 넓고 완만한 형태를 가졌다.

$f^* \approx 1.0$ 조건에서 흥미로웠던 VIV 응답은 jump 현상인데, Fig. 4.6에서 보이는 바와 같이 보오텍스 홀림 모드가 바뀌는 영역, 다시 말해 2P+2S 모드의 경계지점에서 jump 현상이 일어남을 관측하였다. 이 현상은 보오텍스의 병합 과정(process of vortex pairing)과 깊은 연관이 있음을 실험을 통해 알 수 있었다. 본 논문에서는 보오텍스 홀림의 모드변화를 실린더의 각 방향 별 진폭응답 시간 이력 데이터를 통해 관측하였다. 결과적으로 V_r 의 미세한 증가에도 큰 진폭응답과 작은 진폭응답이 동시에 나타나는 양상이 빈번히 일어나는 것을 관측하였고, 보오텍스 홀림 모드변화의 종료 지점으로 갈수록 큰 진폭응답에서 작은 진폭응답으로 수렴되는 응답 결과를 관측할 수 있었다. $f^* \approx 1.0$ 을 제외한 $f^* \approx 1.8, 2.0$ 조건에서는 jump 현상이 점차적으로 줄어드는 것을 관측하였다. 이를 통해 의 변화는 실린더 VIV 응답의 jump 현상과 밀접한 관계가 있음을 밝혔다.

이에 더하여 본 논문에서는 실린더 in-line과 cross-flow의 복원력의 영향을 분석하기 위해 f^* 의 변화에 따른 복원력 파워 스펙트럴 밀도를 제시하였다. 최근에 발표된 다른 연구 결과와 유사하게 실린더의 in-line 방향의 운동응답이 결코 작지 않으며, f^* 가 2.0에 가까워질수록 cross-flow 방향 운동응답의 복원력보다 오히려 더 큰 영향을 가지는 결과를 얻었다. 실린더에 작용한 총 힘에 대해 상대적으로 관성력의 영향이 약한 구간임과 동시에 cross-flow 방향 진폭응답이 거의 나타나지 않았던 $2.0 < V_r < 4.0$ 구간에서 기본 운동 주파수(cross-flow 운동주파수)에 2배, 그리고 3.5배 크기의 주파수 운동 성분이 관측 되었다.

강체 원형 실린더의 2자유도 VIV실험을 통해 in-line 방향 운동성분은 특정 조건에 따라서 그 중요성이 커질 수 있으며, 양 방향 운동의 상호작용이 실린더의 운동응답에 상당한 영향을 미친다는 것을 분석하였다. 이는 해양 플랜트의 생산 라이저(production riser)와 같은 실린더 형상의 구조물 설계에 in-line 방향의 운동 영향을 반드시 고려해야 한다는 것을 역설한다.

참고문헌

- American Petroleum Institute, 2005. Recommended Practice 3rd Edition 2SK Design and Analysis of Station keeping Systems for Floating Structures, API.
- Assi, G.R., Bearman, P.W. and Kitney, N., 2009. Low drag solutions for suppressing vortex-induced vibration of circular cylinders. *Journal of Fluids and Structures*, 25(4), pp.666-675.
- Assi, G.R.S., Bearman, P.W. and Meneghini, J.R., 2010. On the wake-induced vibration of tandem circular cylinders: the vortex interaction excitation mechanism. *Journal of Fluid Mechanics*, 661, pp.365-401.
- Assi, G.R., Freire, C.M., Korkischko, I. and Srinil, N., 2012. Experimental investigation of the flow-induced vibration of a curved circular cylinder. *Proceedings of the 10th International Conference on Flow-Induced Vibration and Noise*, Dublin, Ireland.
- Assi, G.R., 2014. Wake-induced vibration of tandem and staggered cylinders with two degrees of freedom. *Journal of Fluids and Structures*, 50, 340-357.
- Baarholm, G.S., Larsen, C.M. and Lie, H., 2006. On fatigue damage accumulation from in-line and cross-flow vortex-induced vibrations on risers. *Journal of Fluids and Structures*, 22 (1), pp.109-127.
- Blevins, R.D., 1990. *Flow-induced vibration*. Van Nostrand Reinhold, New York, USA.
- Blevins, R.D. and Coughran, C.S., 2009. Experimental investigation of vortex-induced vibration in one and two dimensions with variable mass, damping, and Reynolds number. *Journal of Fluids Engineering*, 131 (10), pp.101202-101207.

- Campbell, M., 1999. The complexities of fatigue analysis for deepwater risers. Proceedings of the deepwater pipeline conference, New Orleans, USA.
- Dahl, J.J.M., 2008. Vortex-induced vibration of a circular cylinder with combined in-line and cross-flow motion (Ph.D Thesis). Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, USA.
- Dahl, J.M., Hover, F.S., Triantafyllou, M.S. and Oakley, O.H., 2010. Dual resonance in vortex-induced vibrations at subcritical and supercritical Reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 643, pp.395-424.
- Det Norske Veritas, 2010. Recommended Practice DNV-RP-F204 Riser Fatigue, DNV.
- Han, Z., Zhou, D., He, T., Tu, J., Li, C., Kwok, K. C., & Fang, C., 2015. Flow-induced vibrations of four circular cylinders with square arrangement at low Reynolds numbers. *Ocean Engineering*, 96, pp.21-33.
- Lejlic, E., 2013. Vortex Induced Fatigue Damage of a Steel Catenary Riser near the Touchdown Point (M.Sc. thesis). Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.
- Gabbai, R. D. and Benaroya, H., 2005. An overview of modeling and experiments of vortex-induced vibration of circular cylinders. *Journal of Sound and Vibration*, 282(3), pp.575-616.
- Govardhan, R.N. and Williamson, C.H.K., 2006. Defining the 'modified Griffin plot' in vortex-induced vibration: revealing the effect of Reynolds number using controlled damping. *Journal of Fluid Mechanics*, 561, pp.147-180.
- Jauvtis, N. and Williamson, C.H.K., 2004. The effect of two degrees of freedom on vortex-induced vibration at low mass and damping. *Journal of Fluid Mechanics*, 509, pp.23-62.
- Larsen, C.M., 2010. VIV-A short and incomplete introduction to fundamental concepts. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.

- Marcollo, H., Chaurasia, H. and Vandiver, J.K., 2007. Phenomena observed in VIV bare riser field tests. Proceedings of the 26th ASME International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, San Diego, pp.989-995.
- Modarres-Sadeghi, Y., Mukundan, H., Dahl, J.M., Hover, F.S. and Triantafyllou, M.S., 2010. The effect of higher harmonic forces on fatigue life of marine risers. Journal of Sound and Vibration, 329 (1), pp.43-55.
- Morse, T. L., Govardhan, R. N., and Williamson, C. H. K., 2008. The effect of end conditions on the vortex-induced vibration of cylinders. Journal of Fluids and Structures, 24 (8), pp.1227-1239.
- Sarpkaya, T., 2004. A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations. Journal of Fluids and Structures, 19, pp.389-447.
- Song, J.N., Teng, B., Tang, G.Q., Wu, H., Park, H.I., Lu, L. and Zhang, J.Q., 2010. Experimental investigation on VIV responses of a long flexible riser towed horizontally in a wave basin. Proceedings of the 20th International Offshore and Polar Engineering Conference, Beijing, China.
- Srinil, N., Zanganeh, H. and Day, A., 2013. Two-degree-of-freedom VIV of circular cylinder with variable natural frequency ratio: Experimental and numerical investigations. Ocean Engineering, 73, pp.179-194.
- Stappenbelt, B., Lalji, F. and Tan, G., 2007. Low mass ratio vortex-induced motion. Proceedings of the 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, Gold Coast, Australia. pp. 1491-1497.
- Swithenbank, S.B. and Vandiver, J.K., 2007. Identifying the power-in region for vortex-induced vibrations of long flexible cylinders. Proceedings of the 26th ASME International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, pp.723-730.
- Vandiver, J.K., Swithenbank, S.B., Jaiswal, V. and Jhingran, V., 2006. Fatigue damage from high mode number vortex-induced vibration. Proceedings of the

- 25th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Hamburg, Germany, pp.803-811.
- Vikestad, K., Vandiver, J.K. and Larsen, C.M., 2000. Added mass and oscillation frequency for a circular cylinder subjected to vortex-induced vibrations and external disturbance. *Journal of Fluids and Structures*, 14 (7), pp.1071-1088.
- Williamson, C.H.K. and Govardhan, R., 2004. Vortex-induced vibrations. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 36, pp.413-455.
- Williamson, C.H.K. and Roshko, A., 1988. Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder. *Journal of fluids and structures*, 2 (4), pp.355-381.
- Zhao, M., and Cheng, L., 2012. Numerical simulation of vortex-induced vibration of four circular cylinders in a square configuration. *Journal of Fluids and Structures*, 31, pp.125-140.
- Zhao, M., Cheng, L., and An, H., 2012. Numerical investigation of vortex-induced vibration of a circular cylinder in transverse direction in oscillatory flow. *Ocean Engineering*, 41, pp.39-52.
- Zhao, M., Kaja, K., Xiang, Y., and Yan, G., 2013. Vortex-induced vibration (VIV) of a circular cylinder in combined steady and oscillatory flow. *Ocean Engineering*, 73, pp.83-95.

감사의 글

4년 남짓 연구실에서 지내면서 좋은 가르침을 주신 이승재 지도교수님께 가장 먼저 감사의 말씀을 드립니다. 대학원 생활을 하면서 저 자신을 성장할 수 있도록 좋은 기회를 만들어 주셨습니다. 다시 한 번 감사드리며 잊지 않겠습니다.

열정으로 좋은 가르침 주신 조선해양시스템공학부 모든 교수님 분들께도 진심으로 감사의 말씀 드립니다. 안주하지 않고 꾸준히 노력해서 더 훌륭한 인재가 되겠습니다.

그리고 해양플랜트 공학연구실에서 함께 동고동락한 연구원 준혁, 성민, 상우, 호탁, 철영, 수원, 승현, 유정, 솔미 모두 열심히 해서 좋은 결과가 있길 바라고, 졸업해서도 종종 만나길 바랍니다.

