



저작자표시-변경금지 2.0 대한민국

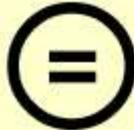
이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



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](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

고압회로 차단기의 동적성능
예측을 위한 스프링 조작기의 특성
실험 및 해석



2008년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

지 능 기 계 공 학 전 공

이 승 규

공 학 석 사 학 위 논 문

고압회로 차단기의 동적성능 예측을 위한 스프링
조작기의 특성 실험 및 해석

지도교수 손 정 현

이 논문을 석사학위논문으로 제출함.

2008년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

지 능 기 계 공 학 전 공

이 승 규

이승규의 공학석사 학위논문을
인준함.

2008년 2월



주 심 공학박사 백운경 ①인

위 원 공학박사 양보석 ①인

위 원 공학박사 손정현 ①인

목 차

Abstract	1
제 1 장 서 론	3
1.1 연구 배경	3
1.2 연구 목적 및 범위	7
제 2 장 회로 차단기	8
2.1 회로 차단기의 종류	8
2.2 스프링 조작기를 가진 회로 차단기	10
제 3 장 스프링 조작기 특성 시험	13
3.1 스프링 특성 시험	13
3.1.1 정적 시험	13
3.1.2 동적 시험	18
3.2 조작기 특성 시험	27
3.2.1 시험 장치 구성	28
3.2.2 시험 결과	34
제 4 장 스프링 조작기 모델링	38
4.1 조작기 모델링	38
4.2 스프링 모델링	40
4.2.1 선형 모델	40
4.2.2 절점좌표 모델	41
4.2.3 모드좌표 모델	42
제 5 장 조작기 특성 시험과 해석의 비교	46
5.1 정적 시험과 해석 비교	46
5.2 동적 시험과 해석 비교	47
5.3 조작기 특성 시험과 해석 비교	49

제 6 장 결론 52

참고문헌 54



List of Table and Figures

Table 3. 1 Specification of spring	14
Table 3. 2 Specification of static tester	16
Table 3. 3 Specification of dynamic tester	19
Table 3. 4 Specification of dynamic test	20
Table 3. 5 Specification of release test setup	30
Table 3. 6 Specification of LVDT	34
Table 4. 1 Modeling data of spring	41
Table 4. 2 Natural frequencies for the spring	43
Table 4. 3 Parameter of equation(4.3, 4.4)	45
Table 5. 1 Comparison of error of each model with experiment	48
Table 5. 2 Comparison of release time	50
Table 5. 3 Comparison of simulation CPU time	50
Fig. 1. 1 Amount of power transmission(1998~ 2005)	3
Fig. 1. 2 Coil spring types	6
Fig. 2. 1 Oil pressure type circuit breaker	8
Fig. 2. 2 Air pressure type circuit breaker	9
Fig. 2. 3 Spring force type pressure circuit breaker	9
Fig. 2. 4 145 kV high voltage circuit breaker	11
Fig. 2. 5 Spring operating mechanism (SOM)	11
Fig. 2. 6 Schematic diagram of a SOM	12
Fig. 3. 1 Spring configuration	13
Fig. 3. 2 Jig for static test	15
Fig. 3. 3 Static tester(UH-F100a)	16
Fig. 3. 4 Deformed shape at several time step	16
Fig. 3. 5 Static test result	17

Fig. 3. 6 Dynamic tester	18
Fig. 3. 7 Excitation input profile	20
Fig. 3. 8 Vertical dynamic tester	21
Fig. 3. 9 Spring force according to amplitude change	21
Fig. 3.10 Spring force according to frequency change	22
Fig. 3.11 Horizontal dynamic tester and set up	23
Fig. 3.12 Spring jig for horizontal dynamic test	24
Fig. 3.13 Fixed jig for horizontal dynamic test	26
Fig. 3.14 Horizontal and vertical spring forces	27
Fig. 3.15 Test bed to measure release motion	29
Fig. 3.16 Compression and release process	29
Fig. 3.17 Experimental setup for the release test	31
Fig. 3.18 High speed camera	31
Fig. 3.19 LVDT in release tester	32
Fig. 3.20 Motor driver & SCB-68	33
Fig. 3.21 Schematic diagram of release test	33
Fig. 3.22 LabVIEW program for release test	33
Fig. 3.23 LVDT	34
Fig. 3.24 Configuration of 200 mm compression test	35
Fig. 3.25 Tracking point	35
Fig. 3.26 Horizontal displacement of tracking point in release test	36
Fig. 3.27 Position of tracking point in release test	37
Fig. 4. 1 Assembly of the tester	39
Fig. 4. 2 Release test model for simulation	40
Fig. 4. 3 Part of FEM model of spring	41
Fig. 4. 4 Real eigenvalues of spring model	43
Fig. 4. 5 Mode shapes	44

Fig. 5. 1 Static test model for simulation 46
Fig. 5. 2 Static test result 47
Fig. 5. 3 Comparison of spring forces under the horizontal excitation 48
Fig. 5. 4 Displacement of the end point(100 mm) 51
Fig. 5. 5 Displacement of the end point(150 mm) 51



Analysis and Experiment of Spring Operating Mechanism for
Dynamic Performance Prediction of a High Voltage Circuit Breaker

Seung-kyu Lee

*Department of Mechanical Engineering, The Graduate School.
Pukyong National University*

Abstract

Since the performance of the circuit breaker mainly depends on the spring operating mechanism, an analysis of the spring operating mechanism is required for advanced designs. The spring, especially the closing spring, stores the deformation energy due to compression and then accelerates the load rapidly within the circuit breaker. To carry out a kinematic and dynamic analysis of the circuit breaker. An accurate modeling of the spring behavior is required.

In this thesis, the static stiffness of the spring was captured by using a material testing machine. Sine-wave excitation tests based on several amplitudes were performed to find out the spring characteristics. Then, The test results were used to make the spring model for the computer simulation.

Three types of spring models such as a linear spring model, a modal spring model, and a nodal spring model were made and compared to the experimental results. Numerical results were also compared to the

experimental results, according to the numerical accuracy and efficiency.

In this thesis, a simple mechanism similar to the spring operating mechanism was designed to generate the release motion of the spring. A high speed camera was used to capture the behavior of the spring. The release simulation results were compared to the experimental results. Finally, a circuit breaker simulation was carried out to compare the performances of the spring models.

Keywords : Circuit Breaker(회로차단기), Spring Operating Mechanism(스프링 조작기), Modal Analysis(모드해석), Flexible Multibody Dynamics(탄성다물체동역학), High Speed Camera(고속 카메라)



제 1 장 서론

1.1 연구 배경

현대사회의 산업발전에 따른 최근의 송전전력량을 분석해 보면 기존 송전계통의 증설, 전력기기의 복합화 및 대용량화가 요구되는 실정이다. 이에 따라 송전계통계의 과전류, 단락, 지락사고 등에 의한 사고피해는 대형 화재로 인한 큰 인명피해, 산업기반의 파괴 등으로 이어질 수 있으므로 예방이 절실히 요구되고 있다. Fig. 1.1은 1998년부터 2005년까지의 송전전력량을 보여주고 있다.¹⁾ 해마다 송전전력량이 증가하고 있음을 알 수 있으며, 이를 감당하기 위해 송전계통의 장비설치가 증가하고 있고 단락 사고등의 예방을 위해 차단기 수요도 꾸준히 증가하고 있다.

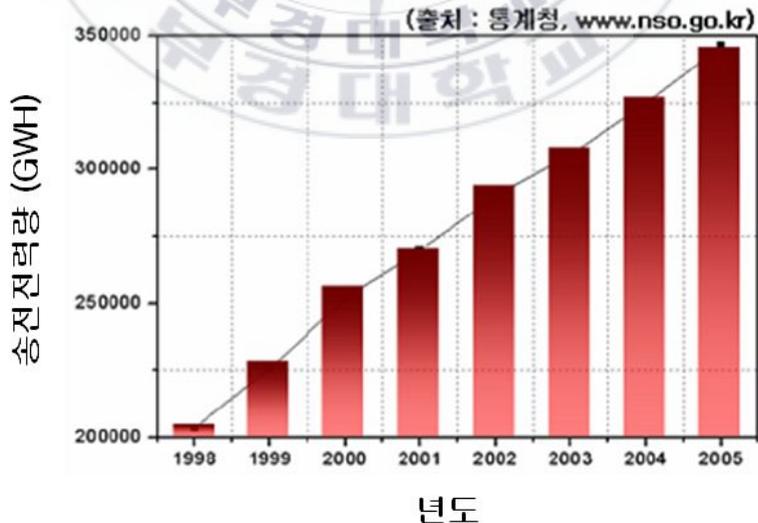


Fig. 1.1 Amount of power transmission (1998 ~ 2005).

회로차단기(circuit breaker)는 전력의 송신, 수신, 전환과 정지등을 계획적으로 행하는 이외에도 만일 전력계통에 고장이 발생했을 때에는 신속하게 자동차단하는 매우 중요한 장치이다. 즉, 회로에 전류가 흐르고 있는 상태에서 그 회로를 개폐한다든지 또는 차단기 부하 측에서 단락사고 및 지락사고가 발생했을 때 신속히 회로를 차단할 수 있는 능력을 가진 설비이다. 전력계통에 이상이 있을 시에 사고전류를 그대로 흐르게 하면, 전류의 허용전류를 훨씬 초과하기 때문에 전로에 존재하는 변압기 권선, 차단기, 단로기 등이 타거나 녹고, 파열되는 사고로 이어지므로 차단기의 중요성은 높다고 할 수 있다.²⁾

회로차단기는 구동동력원에 따라 유압, 공압, 스프링력 회로차단기로 분류되며 스프링의 힘을 구동동력으로 하는 스프링 타입의 조작기가 주로 이용되는 데 이것은 구조가 간단하면서 30~40 ms의 짧은 시간에 큰 부하를 가진 중동절을 높은 가속도로써 움직이게 할 수 있기 때문이다. 회로차단기의 성능은 차단속도에 의해 결정되는데, 스프링 조작기는 차단속도에 결정적인 역할을 한다. 스프링 조작기 내에서 스프링은 압축되어 스프링에너지를 저장하였다가, 차단이나 투입 신호에 따라 아주 빠른 속도로 방출(release)된다. 스프링 조작기 내의 스프링은 큰 자중을 가지고 있으며, 수평 방향으로 배치되어 있어서 자중 및 압축에 의한 굽힘 현상도 발생된다. 하지만 회로차단기는 전력기기로써 주로 전기전공의 기술자가 개발하고 있어서 기계적인 메커니즘 설계 및 해석이 많이 이루어지지 못했다. 따라서 메커니즘에 대한 분석과 해석결과를 설계에 반영하여 개선하는 과정이 시급히 요구된다.

특히 스프링력 회로차단기의 경우 스프링의 변형 시 에너지 흡수, 방출 등에 따라 에너지 손실이 있게 되고, 이러한 손실이 조작기 전체 성능에 영향을 미치게 되므로 이러한 거동을 체계적으로 해석할 필요가 있다. 현

재까지 회로차단기내의 스프링모델링에 대한 연구는 몇몇 연구자에 의해 수행되었으나, 집중 질량 모델이거나 간단한 수학적 모델링에 국한되어 왔다.

스프링은 기계나 구조물에서 외부에서의 하중이나 충격으로 전달되는 에너지를 자신의 변형을 통해 일시 저장했다가 다시 복원시켜 주는 요소로써 사용된다. 스프링을 기능면으로 보면 힘을 제거하면 스스로 본래 상태로 돌아가는 기능, 에너지를 저장, 방출하는 기능, 힘을 계측하는 기능 등으로 구분할 수 있다. 이러한 면에서 볼 때 스프링이란 금속, 고무, 플라스틱, 공기 등의 재료를 이용하여 보다 유용한 형태의 에너지 흡수, 에너지의 저장 및 복원, 진동 및 충격의 완화 등의 목적으로 필요한 형상으로 제작된 기초적인 기계요소라고 정의 할 수 있다.³⁾

이 중에서도 코일스프링은 그 종류가 매우 다양하고 가장 광범위하게 사용되고 있는데, 이는 코일 스프링은 제작이 용이 하고, 그 효율성에 비해 가격이 저렴할 뿐만 아니라 취급이 쉽기 때문이다. 에너지의 축적이라는 관점에서 보면 판 스프링은 굽힘 탄성 에너지를 가장 크게 축적하는데 비해 코일 스프링은 주로 비틀림 탄성 에너지를 받는다.

코일 스프링의 종류는 크게 압축 하중을 받고 있는 압축 코일 스프링, 인장 하중을 받고 있는 인장 코일 스프링, 비틀림 하중을 받고 있는 비틀림 코일 스프링으로 구분되며, 그 중 압축 코일스프링은 Fig. 1.2에 도시한 바와 같이 형상에 따라 원통형(cylindrical coil spring), 원추형(conical coil spring)으로 구분할 수 있으며 그 밖에도 장고형(hourglass-shaped coil spring), 장독형(barrel-shaped coil spring)등이 있다.

회로차단기에서는 무거운 부하를 높은 가속도로 운동시키기 위하여 큰 힘을 가진 스프링을 사용하므로 스프링의 질량도 상대적으로 크다. 따라서 동적 거동 시에 경계조건의 변화와 스프링의 자중에 의한 굽힘 변형도

발생한다. 회로차단기의 성능을 결정짓는 스프링조작기의 성능을 예측하고 평가하기 위해서는 조작기 메커니즘의 해석이 필수적으로 요구되며, 조작기 메커니즘에 있어서 스프링의 거동은 무엇보다 중요하다 할 수 있다. 스프링의 대변형 동적 거동을 정확히 나타내기 위해서는 절점좌표를 이용한 유한요소모델이 필요하다.

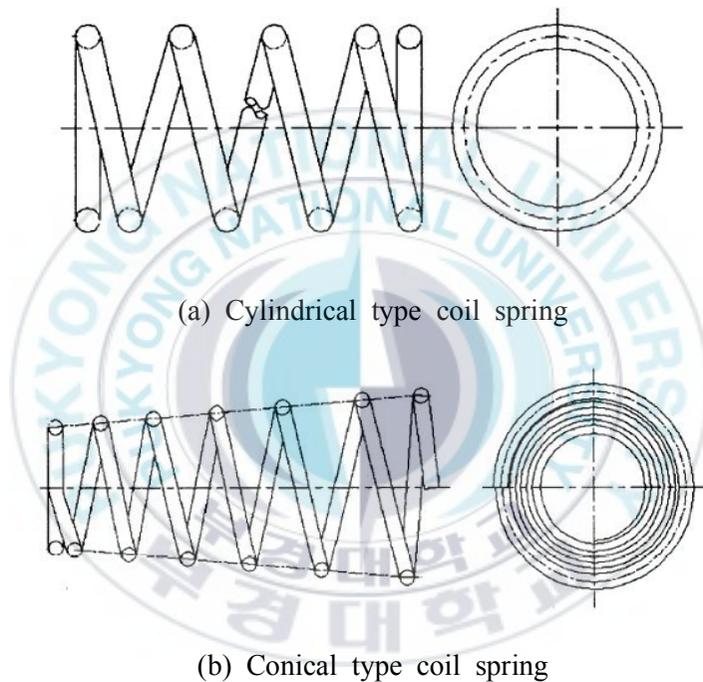


Fig. 1.2 Coil spring types.

한편, 컴퓨터의 성능이 많이 향상되었다 할지라도 탄성 다물체 동역학 해석 시에 유한요소가 많아지게 되면 좌표 수가 많아져서 해석시간이 오래 걸리게 된다. 설계자가 링크위치 하나를 바꾸려고 하더라도 스프링의 유한요소모델로 인해 해석시간이 많이 걸려 불편하게 된다. 따라서 해석의 정확성과 함께 효율성을 높일 필요가 있다.

1.2 연구 목적 및 범위

본 연구에서는 스프링 조작기를 가진 회로차단기의 성능을 예측하고 메커니즘 설계를 위해 기본이 되는 요소인 스프링의 모델링 방법에 따른 효율성 및 정확성을 비교 분석하여 스프링 조작기를 가진 회로차단기의 성능을 잘 예측하고자 한다. 이러한 목적을 달성하기 위해 정적 및 동적 시험기를 이용하여 정적 시험과 동적 시험을 실시하여 스프링의 강성 및 특성을 측정하고, 스프링을 3가지 모델 즉, 선형모델(linear model), 모드모델(modal model), 절점모델(nodal model)로 모델링 하였다. 스프링을 압축한 후 순간적으로 방출할 수 있는 기구를 제작하여 에너지 방출시험을 행하였으며, 고속 카메라를 이용하여 스프링 끝단의 변위를 계측하였다. 세 가지 스프링 모델을 이용한 시뮬레이션과 시험결과를 비교하였다.

제 2 장 회로 차단기

2.1 회로 차단기의 종류

회로차단기는 크게 용량, 구동동력원과 전류 차단시에 발생하는 아크(arc)의 소호(arc extinguishing)방법에 따라 분류할 수 있다. 먼저 용량에 따라 100 kV 이상 1000 kV 이하는 고압 회로차단기, 1000 kV 이상은 초고압 회로차단기로 분류되며, 구동동력원에 따라 유압, 공압 및 스프링력 회로차단기로 분류된다. 마지막으로 아크 소호방법에 따라 유입차단기(oil circuit breaker, OCB), 자기차단기(magnet blast circuit breaker, MBB), 진공차단기(vacuum circuit breaker, VCB) 및 가스차단기(gas circuit breaker, GCB) 등이 있다.



Fig. 2.1 Oil pressure type circuit breaker.



Fig. 2.2 Air pressure type circuit breaker.



Fig. 2.3 Spring force type circuit breaker.

유입차단기는 차단이나 투입 동작 시에 기름속에서 발생하는 아크로 기름이 분리되고, 그로 인해 발생하는 수소를 주체로 하는 가스의 팽창에 의한 냉각 작용, 가스압의 분사작용, 가스와 기름의 난류작용에 의해서 공

기 중에서의 차단보다는 우수한 차단능력을 가지는 장점이 있으며, 가스 차단기는 공기 대신에 절연능력과 소호력이 우수한 SF6가스를 아크에 불어 넣어 소호하는 방식으로, 소전류 차단시에 발생하는 이상전압이 작고, 차단점수가 적어서 고전압 대용량의 것을 제작할 수 있는 특징이 있다. 각 차단기는 차단성능, 설치면적, 사용전압, 보수의 난이도 등을 감안하여 합리적으로 사용되고 있다. 하지만 요즘은 환경면, 유지 보수면에서 스프링력을 구동동력으로 하는 스프링조작기 형태의 회로차단기가 각광을 받고 있다.

2.2 스프링 조작기를 가진 회로 차단기

스프링조작기 형태의 회로차단기는 크게 주접점부, 구동 링크계, 스프링 조작부로 나눌 수 있다. 주접점부는 전기가 흐르는 부분으로써 주접점부가 하강하면 주접점이 분리되면서 전기가 차단된다. 구동 링크계는 스프링조작기로부터 발생한 스프링력을 주접점부의 상하운동으로 바꾸어주는 부분이다.^{4), 5)}

스프링조작기에는 회로차단기의 구동동력원이 되는 스프링이 설치되어 있으며 여러 종류의 링크들이 연결되어있다. 아래의 Fig. 2.4에 본 연구에서 사용된 145 kV급 고압 회로차단기의 스프링조작기를 나타내었다.

스프링조작기에는 차단동작을 하는 차단스프링(open spring)과 투입동작을 하는 투입스프링(close spring)이 각각 4개씩 설치되어있으며, 투입스프링은 투입 동작 시 주접점부의 투입뿐만 아니라 차단스프링을 압축시키는 역할도 한다. Fig. 2.5와 Fig. 2.6에 각각 스프링조작기와 스프링조작기의 개략도를 나타내었다.

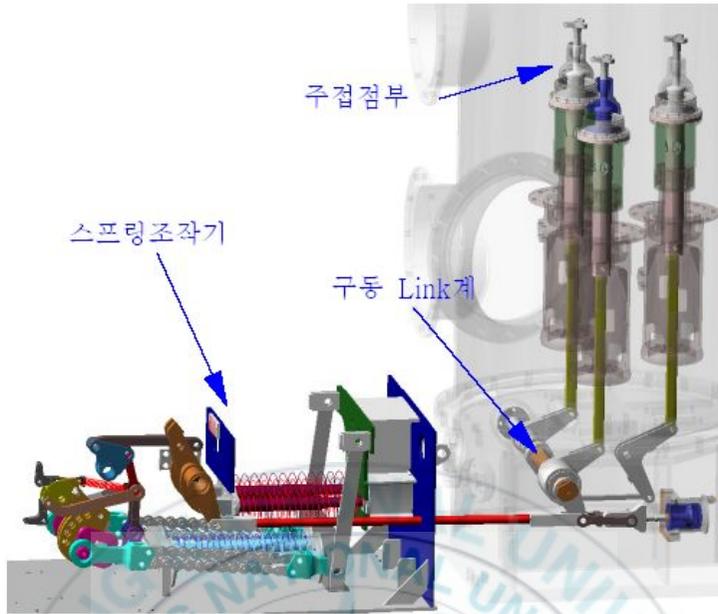


Fig. 2.4 145 kV high voltage circuit breaker.

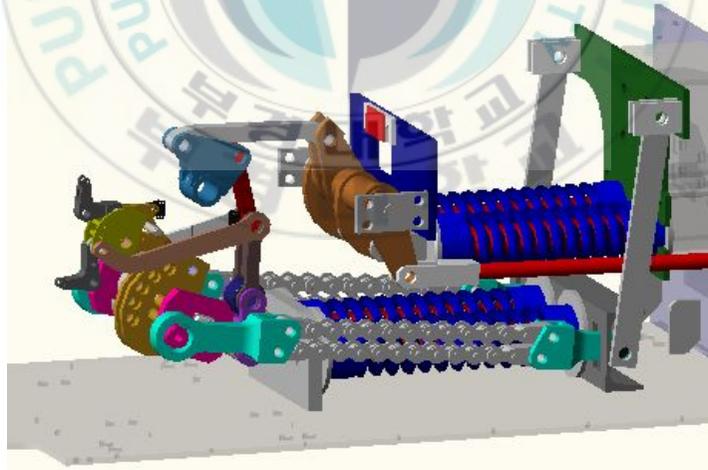


Fig. 2.5 Spring operating mechanism (SOM).

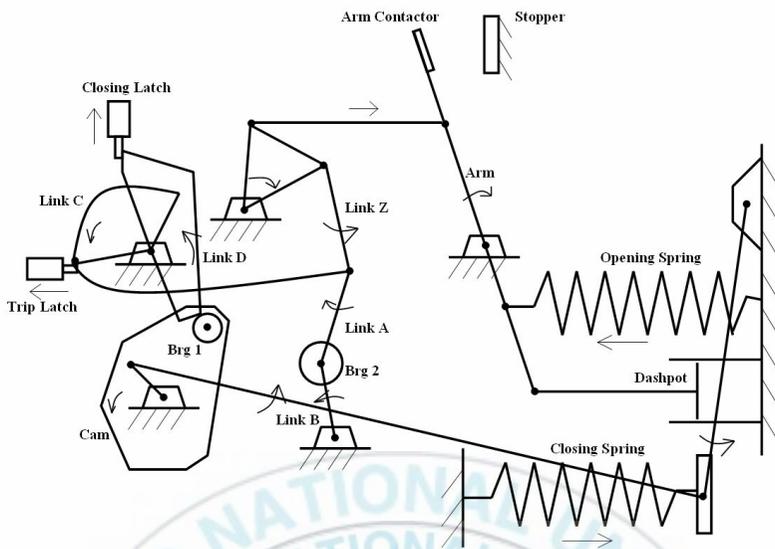


Fig. 2.6 Schematic diagram of a SOM.

제 3 장 스프링 조작용기 특성 시험

3.1 스프링 특성 시험

3.1.1 정적 시험

먼저 스프링의 강성을 측정하기 위하여 정적 시험을 수행하였다. Fig. 3.1과 Table 3.1에 본 연구에서 사용한 압축 코일 스프링의 좌표계와 형상 그리고 스프링 각 부분의 기호를 나타내었다.

본 연구에서 사용한 스프링은 압축응력을 받는 압축 코일 스프링으로써 자유길이가 629 mm이고, 외경이 133.5 mm인 압축 코일 스프링이다.

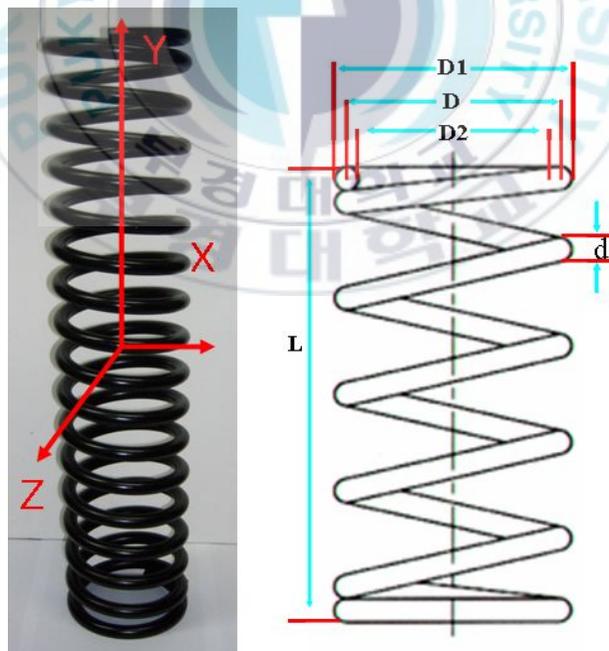


Fig. 3.1 Spring configuration.

Table 3.1 Specification of spring

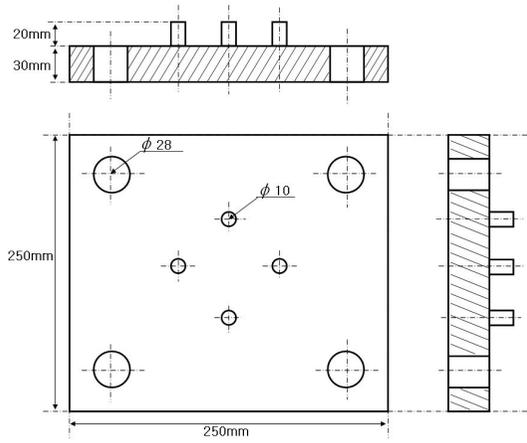
Out diameter (D1)	133.5 [mm]
Inner diameter (D2)	102.5 [mm]
Mean diameter (D)	118 [mm]
Diameter of wire (d)	15.5 [mm]
Free length (L)	629 [mm]
Wind direction	CCW
Active number of turns	16

정적 시험기에 스프링을 고정시키기 위한 지그를 Fig. 3.2에 나타내었다. 정적 시험에 사용한 지그는 정적 시험 중 스프링이 지그를 이탈하는 안전사고를 예방을 위하여 4개의 스프링 고정 핀을 설치하였다. 하부 지그에는 만능 재료 시험기에 지그를 고정할 수 있도록 고정핀을 제작하여 하부 지그를 만능 재료 시험기에 고정하였다.

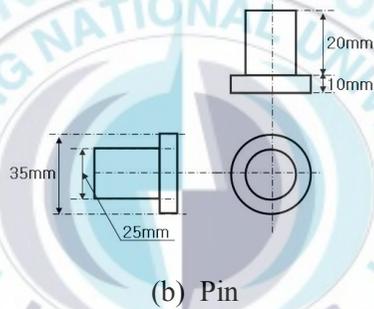
Fig. 3.3에 나타난 정적시험기(UH-F100A)가 스프링의 강성을 측정하기 위해 사용되었다. 그리고 Table 3.2에 만능 재료시험기의 사양을 나타내었다. 만능 재료 시험기의 사양을 보면 최대하중은 100 ton이고 최대변위는 250 mm이다.

정적 시험의 시험방법으로 200 mm의 변위를 10 mm/min의 속도로 스프링에 가하였고, 이때의 스프링의 변위와 스프링력을 측정하였다.

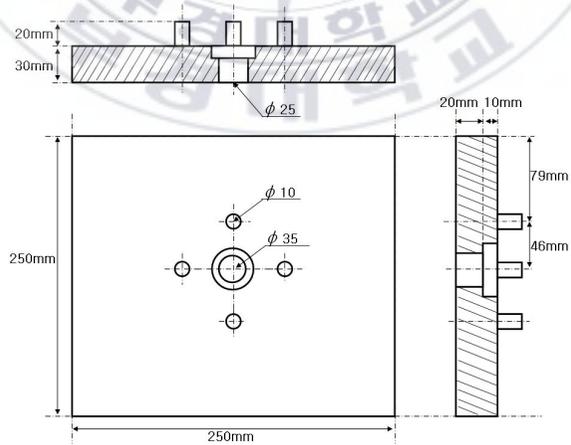
시험의 정확성을 위하여 정적 시험은 총 6번 이루어졌으며, 2개의 스프링을 이용하여 각각 3번씩 시험하였고 시험이 끝날 때 마다 10분간의 휴식시간을 두었다.



(a) Upper jig for static test



(b) Pin



(c) Lower jig for static test

Fig. 3.2 Jig for static test.

Table 3.2 Specification of static tester

Company	Shimadzu (Japan)
Model	UH-F100A
Max. load	100 [ton]
Max. displacement	250 [mm]
Measurement data	Force, Displacement



Fig. 3.3 Static tester (UH-F100A).



(a) 0 mm

(b) 100 mm

(c) 200 mm

Fig. 3.4 Deformed shape at several time step.

Fig. 3.4는 정적 시험을 수행 하는 동안의 스프링의 변형 형상을 나타내고 있다. (a)는 자유길이 상태의 스프링이고, (b)는 100 mm를 압축했을 때, (c)는 200 mm를 압축했을 때의 스프링을 나타낸다.

정적 시험 동안 스프링이 수평 방향으로 휘는 좌굴현상이 관찰되었는데, 이는 스프링 권선간의 압축량이 서로 다르기 때문에 일어나는 현상으로 분석되었다.

정적 시험 종료 후 스프링의 소성변형 여부를 확인하기 위하여 스프링의 자유길이를 측정하였으며 소성변형은 관찰되지 않았다.

정적 시험 결과를 Fig. 3.5에 나타내었다. Fig. 3.5에서 Spring A와 Spring B는 두 개의 스프링을 뜻하며 1, 2 그리고 3은 시험 순서를 나타내는 것이다. 본 연구에서 사용한 스프링은 강성이 22.5 N/mm로써 선형적인 특성을 보여주었다. 6번의 정적 시험이 모두 유사한 결과를 보이고 있었다.

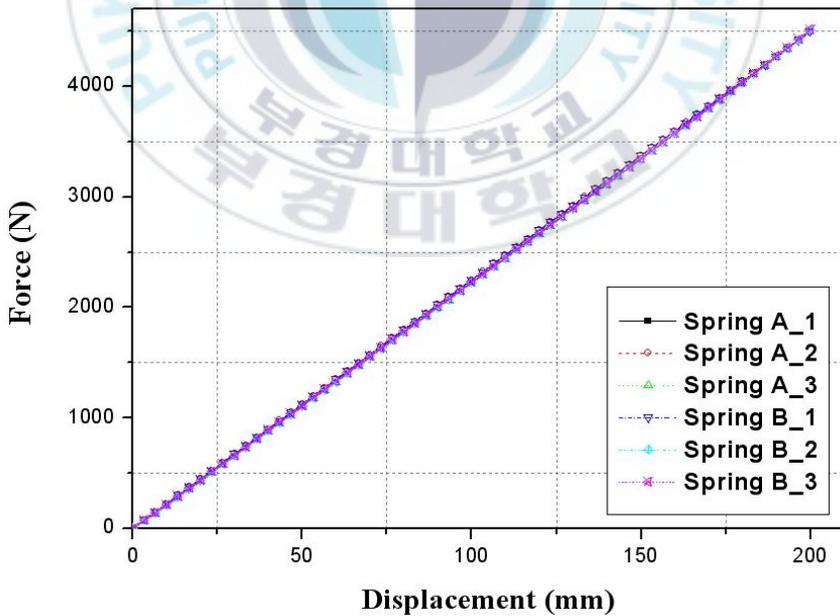


Fig. 3.5 Static test result.

3.1.2 동적 시험

스프링의 가진 진폭과 가진 주파수에 대한 동적 특성을 파악하기 위하여 동적 시험을 실시하였다.

스프링이 회로차단기의 스프링 조작기에 설치될 때 수평방향으로 설치되기 때문에 본 연구에서는 이점을 고려하여 동적 시험을 스프링의 수직 방향과 수평방향으로 나누어 실시하였다.

Fig. 3.6에 동적 시험을 위한 가진기(actuator)와 동적 시험 장치의 전체적인 모습을 나타내었다. 본 시험에 사용된 가진기는 MTS사의 유압 가진기이다.

본 연구에서 사용된 유압 가진기의 사양을 살펴보면 최대 행정이 250 mm이며 최대 동적하중은 25 ton이다. Table 2.3에 본 시험에서 사용된 유압 가진기의 사양을 나타내었다.



Fig. 3.6 Dynamic tester.

Table 3.3 Specification of dynamic tester

Company	MTS (USA)
Model	Model 244.31 Hydraulic Actuator
Max. Dynamic force	25 [kN]
Max. Static force	37.5 [kN]
Max. Dynamic length	250 [mm]
Data acquisition rate	over 6.0 [kHz]

동적 시험은 스프링을 150초 동안 100 mm 가진한 후 60초 동안 정적 평형을 위한 유지 시간(keeping time)을 가졌다. 초기 100 mm를 압축한 이유는 본 연구에서 사용되는 스프링이 스프링조작기에 설치될 때 100 mm가 초기 압축되어 설치되기 때문이다. 초기 압축량 유지시간이 끝나면 진폭을 각각 20, 40, 60 및 80 mm로 바꾸어가며 스프링을 가진하였다. Fig. 3.7에 동적 시험에 사용된 가진 입력 파일을 그래프로 나타내었다. 그리고 Table 3.4에 가진 입력 파일의 명세를 나타내었다. Fig. 3.7과 Table 3.4의 (a)는 초기 압축량을 나타내고 (b)는 가진 진폭을 나타내며, (c)는 초기 압축량을 압축하는데 걸린 시간, (d)는 정적 평형상태를 위한 유지 시간을 나타낸다.

동적 가진 시험은 수직방향 뿐만 아니라 수평방향으로도 이루어졌는데 그 이유는 본 연구에 사용된 회로차단기모델의 스프링이 스프링조작기 내에 설치될 때 수평방향으로 설치되기 때문이다. 수직방향과 수평방향 시험의 비교는 초기 압축량 100 mm에서 진폭이 100 mm인 경우만 실시하였다.

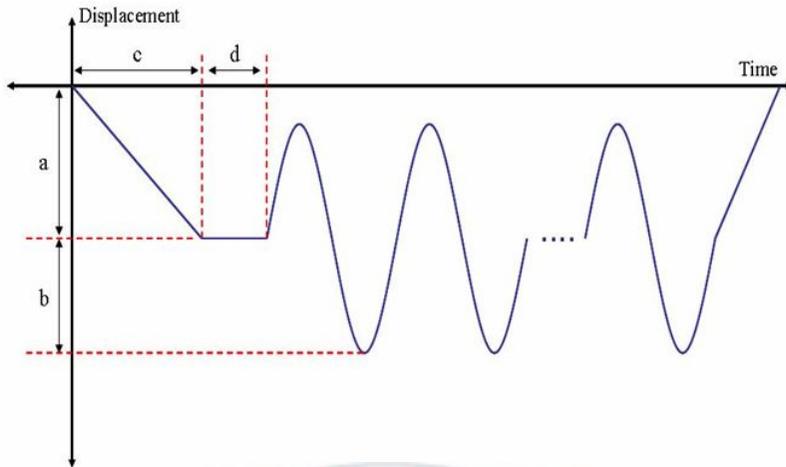


Fig. 3.7 Excitation input profile.

Table 3.4 Specification of dynamic test

Parameters	Values
Preload displacement (a)	100 [mm]
Amplitude (b)	20, 40, 60, 80 [mm]
Preload setting time(c)	150 [sec]
Keeping time (d)	60 [sec]

Fig. 3.8에 수직 방향의 가진 시험구성과 지그를 나타내었다. 시험기의 특성상 가진 주파수는 가진 진폭에 따라 변경되었으나, 진폭에 따른 스프링력을 비교하기 위하여 가진 주파수 0.1 Hz는 공통으로 하였다.

Fig. 3.9에 시험결과를 나타내었으며, 동적 시험에서도 스프링은 선형특성을 강하게 보이고 있다.



Fig. 3.8 Vertical dynamic tester.

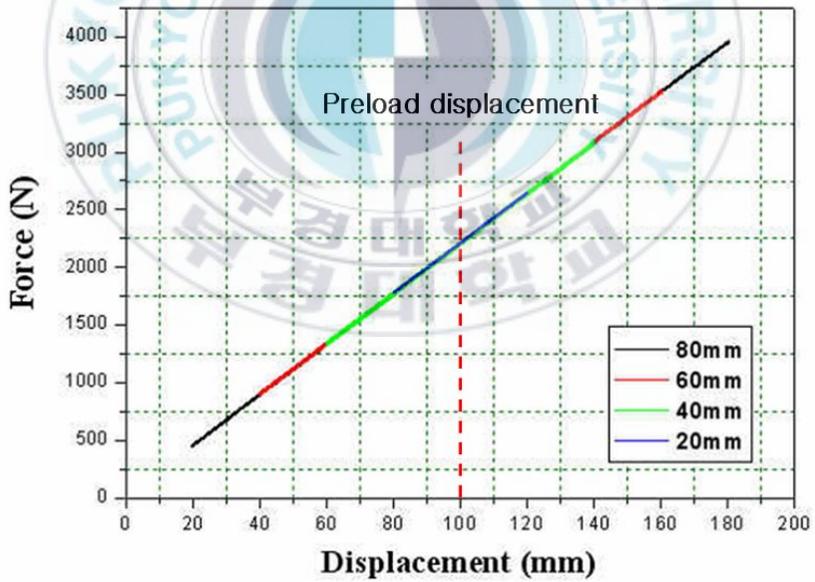


Fig. 3.9 Spring force according to amplitude change.

(exciting frequency is fixed as 0.1 Hz)

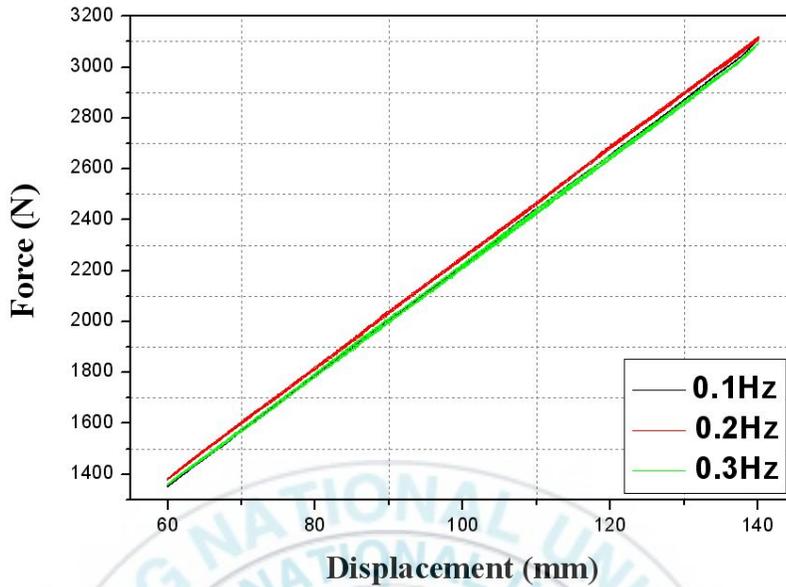


Fig. 3.10 Spring force according to frequency change.

(exciting amplitude is fixed as 80 mm)

Fig. 3.10는 진폭을 80 mm로 고정시키고 가진 주파수를 0.1, 0.2 및 0.3 Hz로 하여 스프링을 가진한 시험의 결과 그래프이다.

스프링을 수직으로 세워놓고 가진한 동적 시험결과 본 연구에서 사용된 스프링은 가진 진폭이나 가진 주파수에 상관없이 선형적인 결과를 보이고 있었다. Fig. 3.10에서 세 개의 그래프가 완전히 일치하지 않은 이유는 스프링의 자유길이에 약간의 오차가 있기 때문이라고 생각된다.

본 연구에 사용된 스프링의 경우, 스프링이 스프링조작기내에 설치될 때 수평 방향으로 설치되기 때문에 스프링을 수평 방향으로 설치하고 가진 할 때의 특성을 조사할 필요가 있다.

Fig. 3.11은 수평 가진 시험장치의 구성과 전체적인 모습을 보여주고 있으며, Fig. 3.12과 Fig. 3.13은 수평 가진 시험을 위한 스프링의 지그를 나

타내고 있다.

수평 방향 가진의 경우, 스프링이 지그에서 이탈할 수 있는 위험이 크기 때문에 지그에서 스프링이 결합되는 부분을 90 mm의 원통으로 제작하였으며, 스프링의 수평가진을 위하여 수평 고정 지그를 제작하였다. 수평고정 지그는 두께가 20 mm로 제작하여 수평 가진시에 스프링의 고정을 보장하도록 하였다.

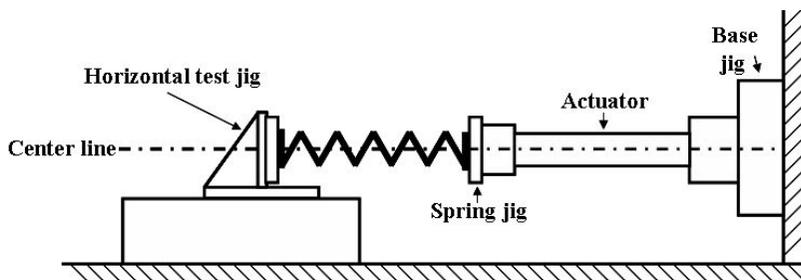


Fig. 3.11 Horizontal dynamic tester and set up.

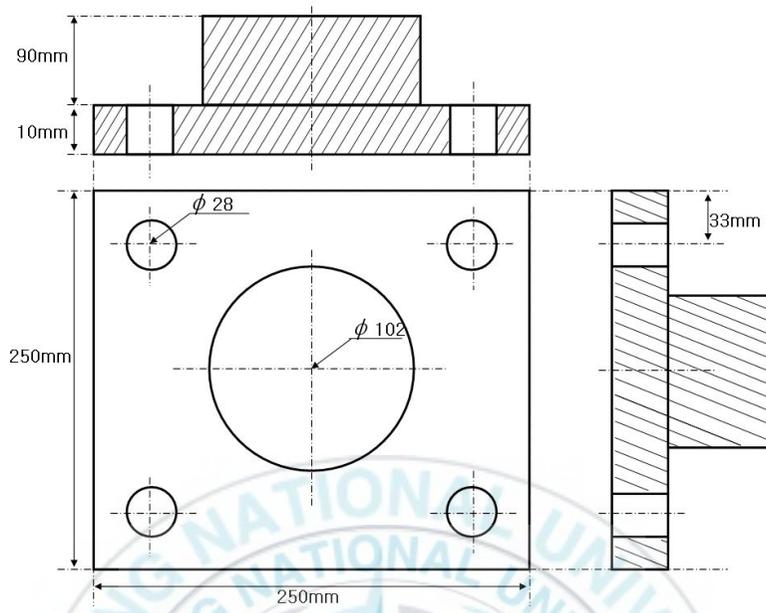
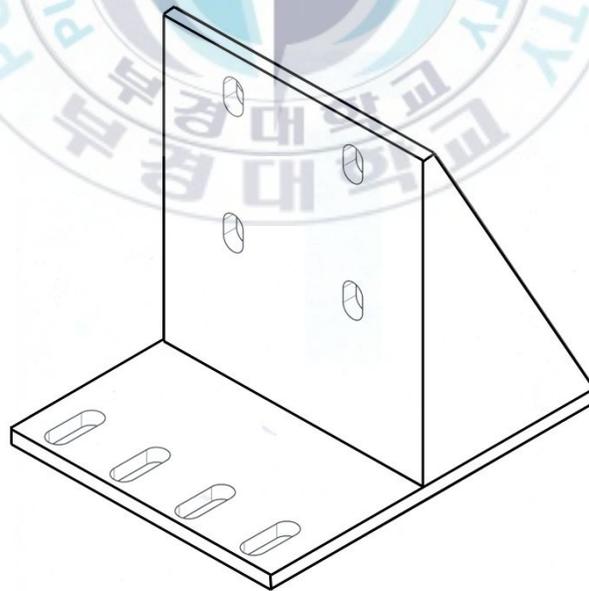
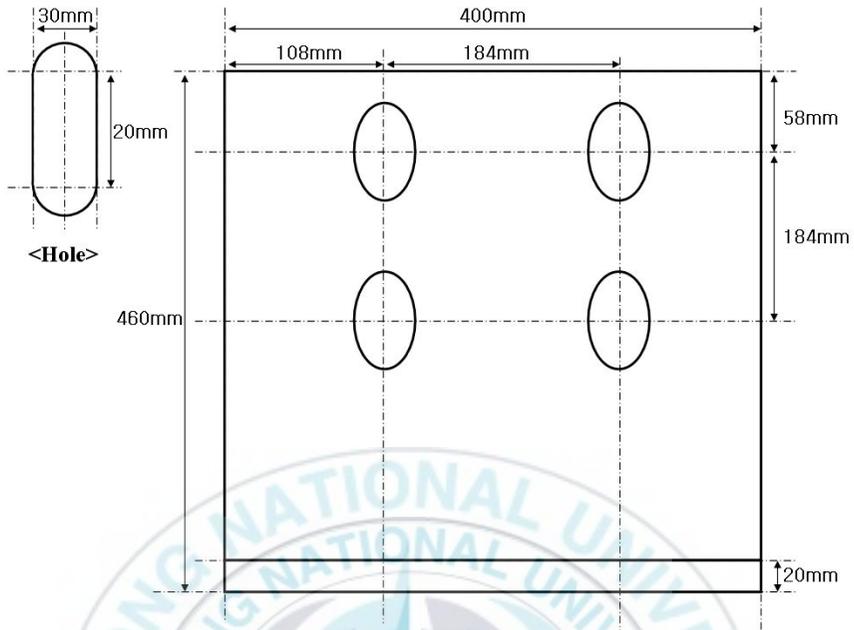


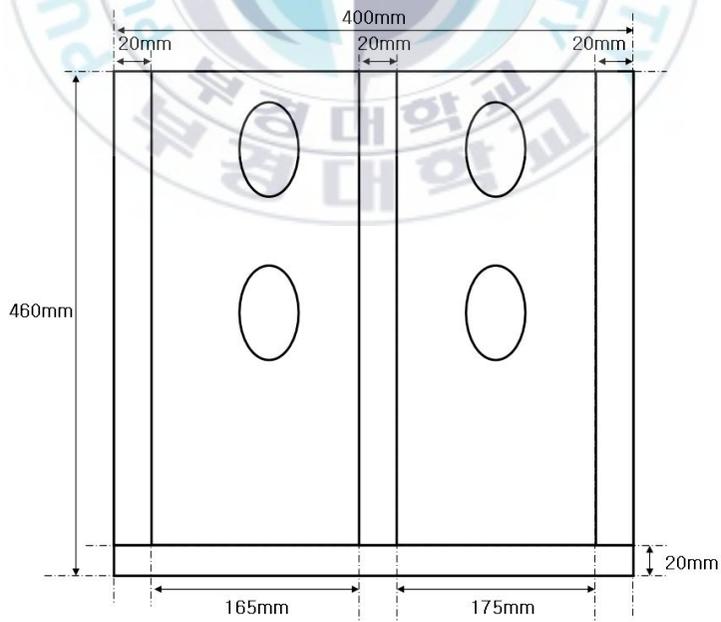
Fig. 3.12 Spring jig for horizontal dynamic test.



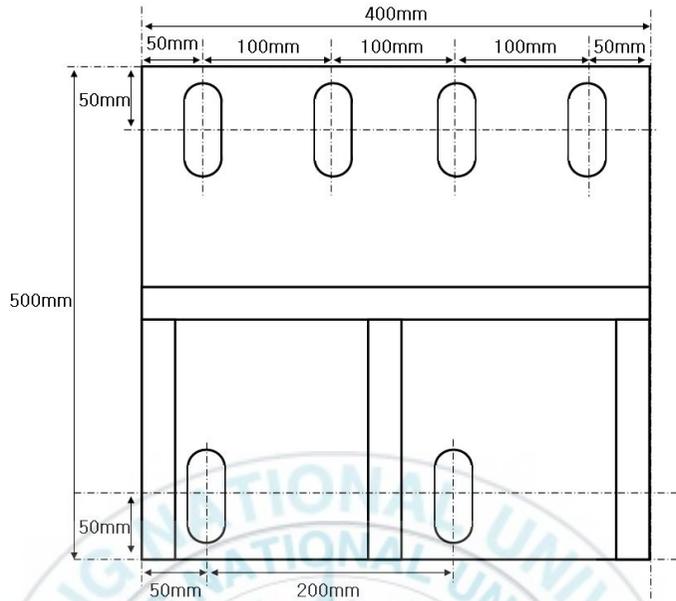
(a) Horizontal fixed jig



(b) Front view



(c) Rear view



(d) Top view

Fig. 3.13 Fixed jig for horizontal dynamic test.

Fig 3.14에 스프링의 수평 가진 시험과 수직 가진 시험 결과를 나타내었다. 수평 가진과 수직 가진 시험의 명세는 초기 압축량과 가진 진폭이 100 mm이고 가진 주파수가 0.25 Hz이다.

Fig. 3.14의 A점은 스프링이 스프링조작기에 설치될 때의 상태(초기 100 mm 압축상태)를 나타내고, B점은 스프링이 차단동작이나 투입동작을 하기 위해 압축된 상태(200 mm 압축상태)를 나타내고 있다. A점과 B점에서의 스프링력의 차이를 비교해 보면 수직방향 가진 결과를 기준으로 A점에서는 1.4%, B점에서는 0.4%의 차이를 보이고 있었다. 두 시험결과가 아주 유사한 결과를 보이고 있으며, 이는 스프링의 자유길이 비해 스프링 강성이 아주 크기 때문에 스프링 가진되는 동안 좌굴의 영향이 아주 작은 것으로 생각된다.

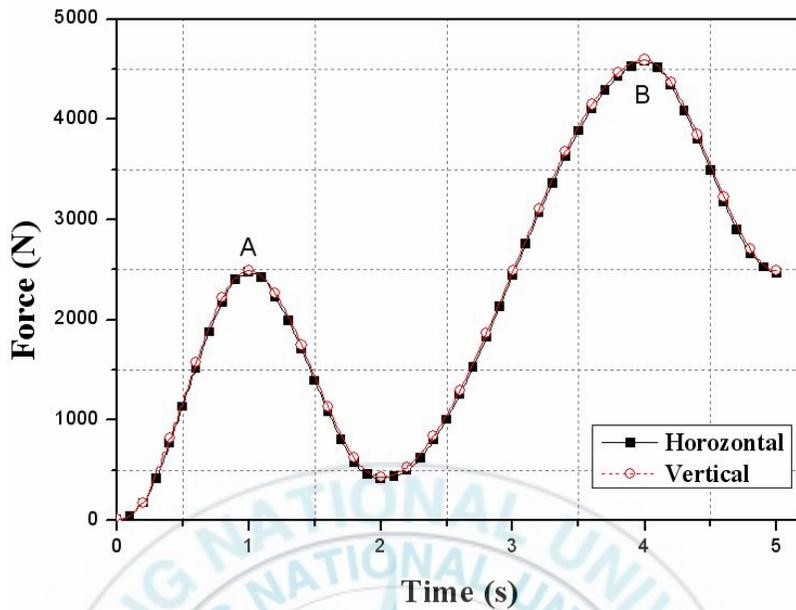


Fig. 3.14 Horizontal and vertical spring forces (100 mm, 0.25 Hz).

3.2 조작기 특성 시험

스프링조작기 내에서 스프링은 200 mm가 압축된 후에 30 ms ~ 40 ms의 짧은 시간에 순간적으로 방출되는 특별한 거동을 하게 된다. 따라서 이러한 스프링의 거동을 측정할 필요가 있다. 하지만 스프링 조작기는 커버로 덮혀있어 스프링이 방출되는 동안 스프링의 거동을 측정하기 어렵다.

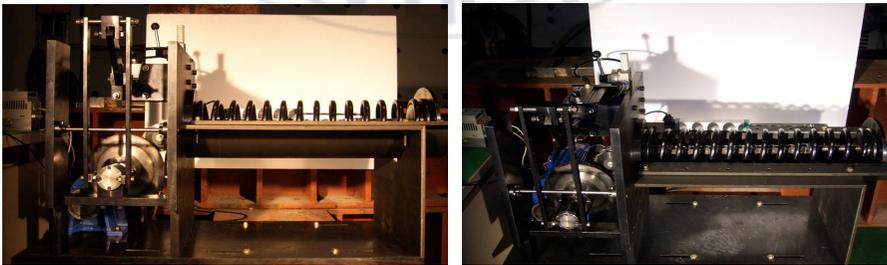
본 연구에서는 스프링이 방출되는 동안의 거동을 분석하기 위해 스프링 조작기내의 스프링의 거동을 유사하게 표현할 수 있는 스프링 방출 시험

기를 제작하고 스프링이 방출되는 동안의 스프링을 고속카메라를 이용하여 스프링의 거동을 측정하였다.

3.2.1 시험 장치 구성

Fig. 3.15에 스프링 방출 시험을 위하여 제작한 스프링 방출 시험 장치를 나타내었다. Fig. 3.15의 (a)는 방출 시험기의 전체적인 모습이며, (b)는 스프링 방출 시험기의 방출 랫치(ratch) 부분과 방출 랫치를 작동시키기 위한 공압 실린더 그리고 스프링을 압축하기 위한 전동기를 나타내고 있다.

스프링은 전동기동력으로 압축된 후, 랫치를 당김으로써 무부하 상태에서 방출하도록 클러치(clutch) 부분을 고안하여 제작하였다. 이는 스프링조작기 내의 스프링의 거동을 흡사하게 표현한 것이다. 방출 랫치의 경우, 클러치 부분에 아주 큰 면압이 작용하므로 공압실린더를 사용하여 랫치를 작동하도록 제작하였다.



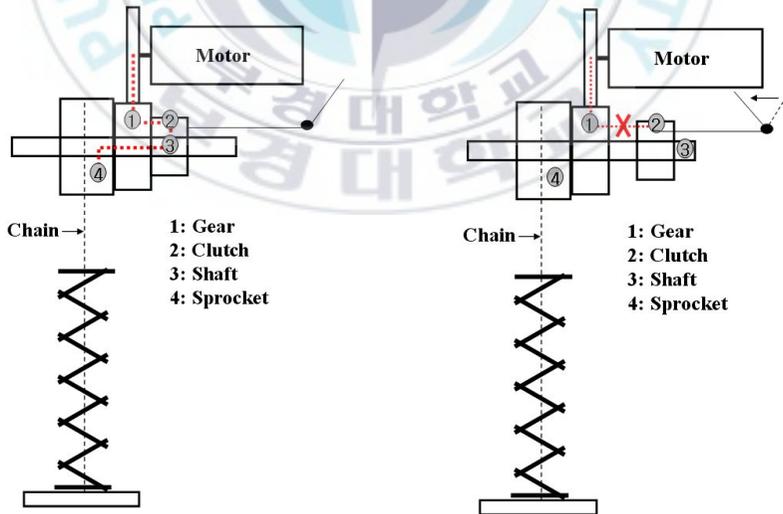
(a) Test bed



(b) Ratch and motor in test bed

Fig. 3.15 Test bed to measure release motion.

스프링 방출 시험에서 스프링의 압축과정을 살펴보면, 전동기로 부터의 동력이 기어(1)에 전달되고 이 동력은 클러치(2), 축(3)을 통해 스포라켓(4)에 전달된다. 최종적으로 스포라켓이 회전하며 스프링 끝단의 지그에 연결되어 있는 체인을 감음으로써 스프링이 압축되게 되는 것이다. 전동기에는 자체 브레이크가 내장되어 있어 전동기가 작동하지 않아도 스프링은 방출되지 않게 되어있다.



(a) Compression process

(b) Release process

Fig. 3.16 Compression and release process.

스프링을 무부하 상태로 방출되는 과정은 랫치를 당기면 클러치가 뒤로 후퇴하여 기어와 축사이의 동력을 차단하게 되며 이때 스프링은 무부하 상태로 방출되게 되는 것이다. 전동기의 동력이 기어에서 클러치로 전달 될 때에 클러치에는 아주 큰 면압이 작용하여 사람의 힘으로는 랫치를 당길 수 없기 때문에 공압 실린더를 사용하여 랫치를 당기게 된다. Fig. 3.16에 스프링의 압축과정과 방출과정 시의 동력 전달 개략도를 나타내었다.

Table 3.5에 스프링 방출 시험장치의 명세를 나타내었으며 Fig. 3.17에 스프링 방출 시험장치의 전체적인 구성을 나타내었다. 스프링의 거동은 30 ms~ 40 ms의 아주 순간적인 시간에 이루어지므로 고속카메라를 이용하여 스프링의 거동을 측정하였다. 본 연구에서는 초당 1000 프레임을 찍을 수 있는 고속카메라를 이용하였다.

Table 3.5 Specification of release test setup

Parameters	Values
Compression displacement	100, 150 [mm]
Control of compression value	NI/LabVIEW
Type of release	Air pressure
High speed camera	1000 [fps]



(a) Test set up and high speed camera



(b) LabVIEW program and computer

Fig. 3.17 Experimental setup for the release test.



Fig. 3.18 High speed camera.

스프링 방출 시험에는 스프링의 압축량을 정확하게 제어하기 위하여 변위센서(Linear Variable Differential Transformer, LVDT)와 LabVIEW를 사용하였다.⁶⁾ Fig. 3.19에 방출 시험기에 설치된 변위센서를 나타내었다.



Fig. 3.19 LVDT in release tester.

Fig. 3.20에 스프링을 압축시키기 위한 전동기의 드라이버와 LabVIEW 데이터 수집 장치인 SCB-68을, Fig. 3.21에 방출 시험 장치 구성의 개략도를 나타내었다. 그리고 Fig. 3.22에 스프링의 압축량을 제어하기 위한 LabVIEW 프로그램의 순서도를 나타내었다. Fig. 3.21에서 (a)는 LVDT로부터 출력되는 신호를 나타며 그 신호는 데이터 수집장치인 SCB-68을 거쳐 컴퓨터의 입력(b)으로 입력된다. 입력된 신호는 미리 프로그래밍 되어 있는 LabVIEW 프로그램에 따라 전동기의 on/off를 결정하게 되며 결정된 신호(c)는 SCB-68를 통해 전동기 드라이버로 전달(d)되고 최종적으로 전동기의 on/off 신호(e)로 전동기에 보내지게 된다. Fig. 3.22은 전동기의 on/off를 결정하게 되는 LabVIEW 프로그램으로써 (A)는 LVDT를 통해 입력된 전압, (B)는 작동자가 미리 셋팅한 전압을 나타내며 (A)와 (B)가 같아질 때 까지 전동기의 on신호를 출력하게 되어있다.

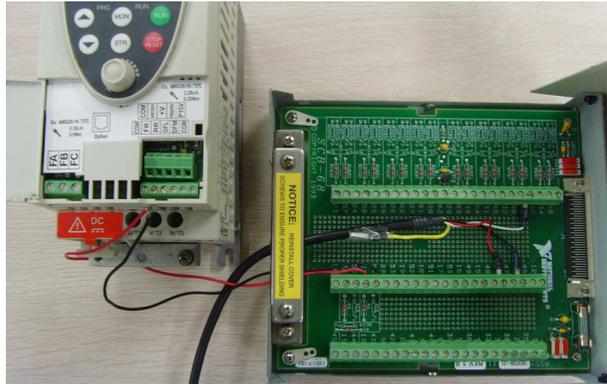


Fig. 3.20 Motor driver and SCB-68.

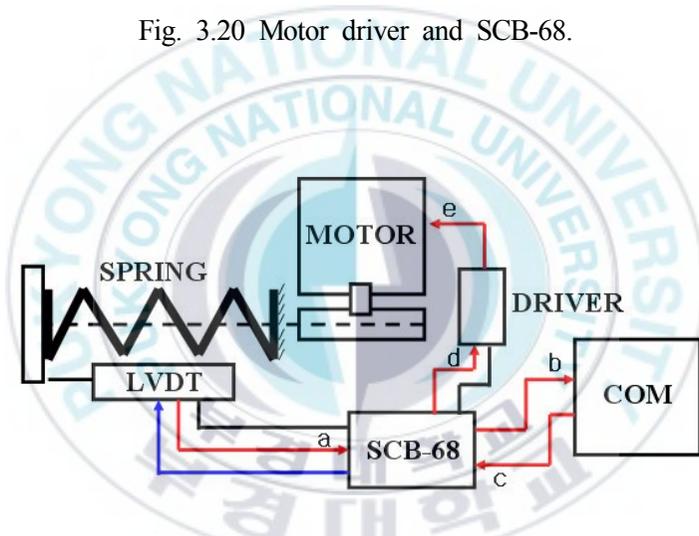


Fig. 3.21 Schematic diagram of release test.

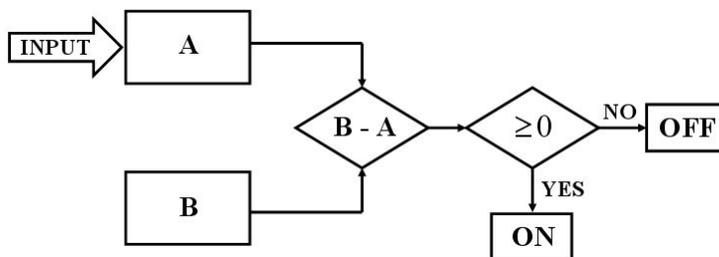


Fig. 3.22 LabVIEW program for release test.

Fig. 3.19에서 변위센서는 스프링 끝단의 변위를 측정하게 되며, Fig.3.23에 변위센서를 나타내었고 Table 3.6에 변위센서의 명세를 나타내었다.



Fig. 3.23 LVDT (Linear Variable Differential Transformer).

Table 3.6 Specification of LVDT

Model	LT-M-0150-S
Useful electrical stroke	150 [mm]
Independent linearity	± 0.05 [%]
Displacement speed	≤ 10 [m/s]

3.2.2 시험 결과

스프링 방출 시험은 스프링을 100 mm 압축했을 때와 150 mm 압축했을 때의 2가지의 경우에 대하여 실시하였다. 스프링의 압축량이 많아 질 수록 스프링을 압축하는 동안의 처짐현상이 관찰 되었는데, Fig.3.24은 스프링을 200 mm 압축하는 동안의 스프링의 처짐을 보여준다.

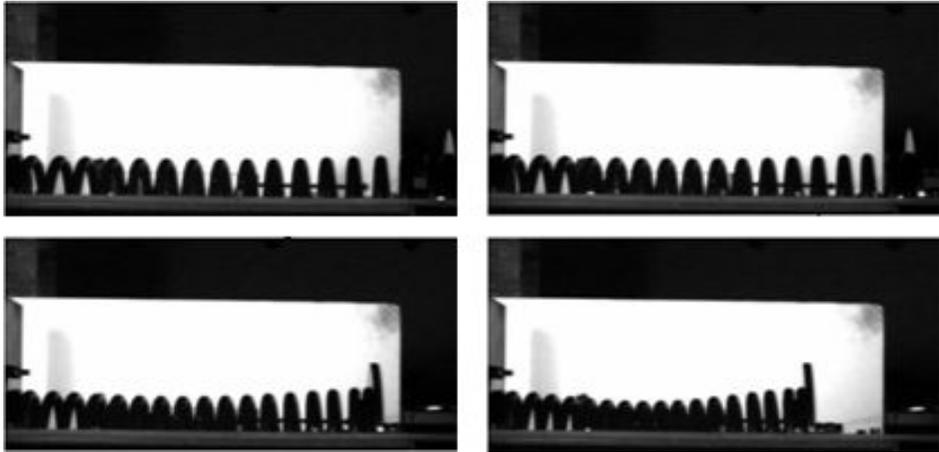


Fig. 3.24 Configuration of 200 mm compression test.

Fig. 3.25에 고속카메라의 트래킹 포인트를 나타내었다. 트래킹 포인트는 스프링의 끝단으로 하였다.



Fig. 3.25 Tracking point.

Fig. 3.26과 Fig. 3.27에 스프링 방출 시험결과를 나타내었다. Fig. 3.26은 100 mm압축량 방출 시험과 150 mm압축량 방출 시험의 수평방향 변위를 나타낸 것이다. 100 mm압축량 방출 시험의 경우 23 ms, 150 mm압축량 방출 시험의 경우 32 ms가 각각 걸렸다. Fig. 3.26을 살펴보면 방출량이 각각 70 mm와 120 mm인데 이는 스프링을 시험기에 설치 할 때에 스프

링의 끝단에 안전상의 문제로 너트를 2개 끼우게 되었는데 이 때문에 압축량은 100 mm와 150 mm이나 스프링의 방출량은 각각 70 mm와 120 mm이다.

Fig. 3.27은 100 mm, 150 mm 압축량 방출 시험에서 스프링이 방출되는 동안의 수평방향에 대한 수직방향의 궤적을 나타낸 것이다. 압축량을 방출한 후의 스프링의 끝단의 거동을 살펴보면, 150 mm 압축량 방출 시험의 경우가 100 mm 압축량 방출 시험보다 상하진동의 진폭이 큰 것을 관찰할 수 있다. 이는 150 mm를 압축했을 때의 스프링력이 더 크기 때문인 것으로 사료된다. 뿐만 아니라 150 mm 압축량을 방출하는 동안의 수직 변위를 보면 100 mm 압축량을 방출하는 동안보다 2 mm 정도 높은 것을 볼 수 있다. 이것 역시, 압축했을 때의 스프링력이 다르기 때문인 것으로 사료된다.

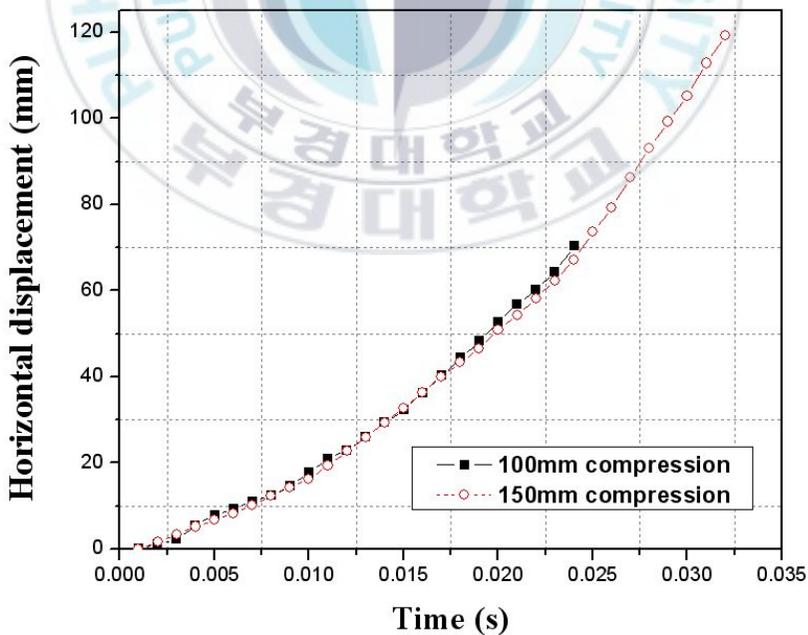


Fig. 3.26 Horizontal displacement of tracking point in release test.

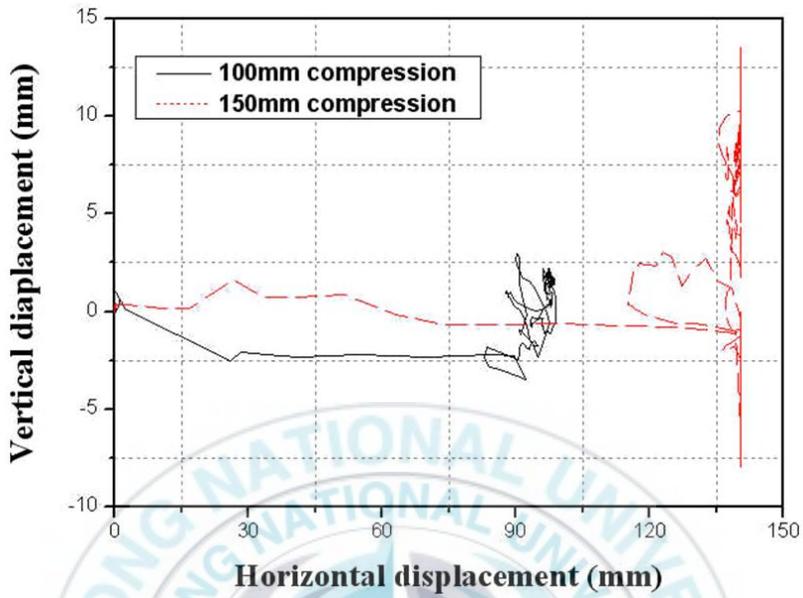


Fig. 3.27 Position of tracking point in release test.

제 4 장 스프링 조작기 모델링

4.1 조작기 모델링

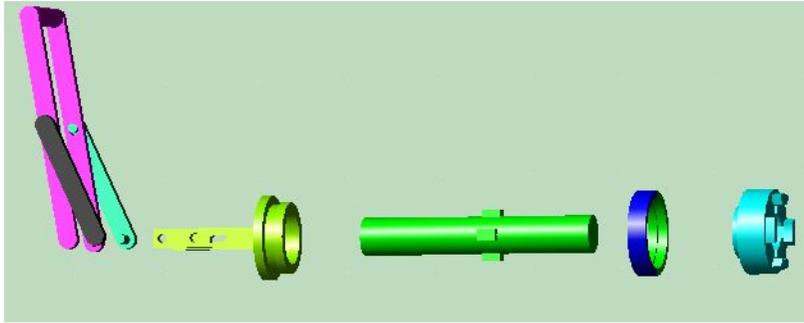
조작기 특성 시험의 시뮬레이션을 통해 스프링 모델을 비교하기 위하여 조작기 특성 시험기를 모델링 하였다. 상용프로그램인 CATIA에서 Parasolid파일로 모델링하여 동역학 해석 프로그램인 RecurDyn에서 해석할 수 있도록 모델링 하였다.⁷⁾ CATIA에서 정확하게 모델링하였기 때문에 동역학 해석에서 가장 기본이 되는 각 부품의 질량은 실제 질량과 똑같이 맞추었다.⁸⁾ 조작기 특성 시험시 스프링 권선간의 접촉이 관찰되지 않았기 때문에 해석에서도 스프링 권선간의 접촉은 고려하지 않았으나 체인과 체인롤러사이의 RecurDyn의 면접촉으로 고려하였다. RecurDyn의 접촉력은 다음과 같은 식(4.1)로 모델링 할 수 있다.

$$f_n = k\delta^{m1} + c\frac{\dot{\delta}}{|\dot{\delta}|}|\dot{\delta}|^{m2}\delta^{m3} \quad (4.1)$$

여기서 k 와 c 는 각각 스프링 상수와 댐핑 계수를 나타내며 $m1$, $m2$ 그리고 $m3$ 는 각 계수들의 지수값이다. 그리고 δ 와 $\dot{\delta}$ 는 침투량과 침투속도를 나타낸다. 이 모든 값들은 사용자가 직접 입력할 수 있는 값들이다.

Fig. 4.1는 방출 시험기의 조립도를 나타내고 있으며, Fig. 4.1의 (a)는 스프링을 방출시키기 위한 렛치와 스프링이 무부하 상태에서 방출하도록 하는 클러치, (b)는 스프링을 압축시키기 위한 스포라켓(sprocket), (c)는 스프링이 방출 되는 쪽에서 스프링의 이탈을 방지하는 지그 그리고 (d)는 방

출 시험기의 프레임(frame)을 나타내고 있다.

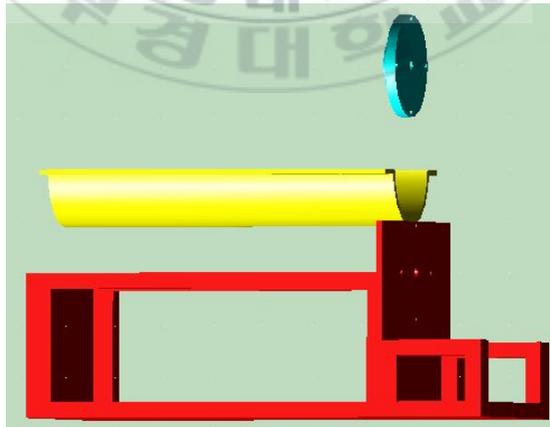


(a) Ratch, shaft and clutch



(b) Gear and sprocket

(c) Moving part



(d) Frame and hold part

Fig. 4.1 Assembly of the testing.

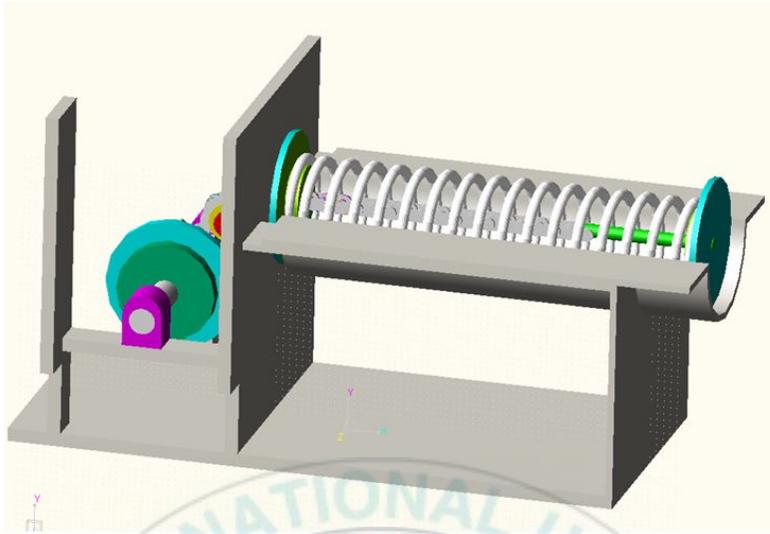


Fig. 4.2 Release test model for simulation.

Fig. 4.2는 RecurDyn을 이용하여 모델링한 조작기 특성 시험기와 절점좌표 스프링 모델을 나타내고 있다.

4.2 스프링 모델링

4.2.1 선형 모델

스프링의 선형모델은 Hook의 법칙, 변위는 하중에 비례한다라는 법칙에 의해 스프링의 변위와 복원력의 관계로부터 유도되며 식(4.2)와 같이 표현된다.

$$F = k\Delta x \quad (4.2)$$

여기서 k 는 스프링 강성, Δx 는 스프링 변위, F 는 스프링력을 나타낸다. 스프링 강성은 실험으로부터 구해진다.

4.2.2 절점좌표 모델

RecurDyn은 탄성체를 모델링하는 데에 상대절점좌표를 사용하여 모델링하는 도구를 제공하고 있다. 본 연구에서는 RecurDyn에서 제공하는 MFBD(Multi Flexible Body Dynamic) 모듈을 이용하여 스프링의 절점모델을 구성하였으며, 이는 스프링의 유한요소모델의 절점좌표를 동역학해석에서 그대로 사용한다는 의미이다.⁹⁾

Fig. 4.3의 상부에 표시되어 있는 평평한 면을 RecurDyn의 패치 셋(Patch set)을 사용하여 지그와 접촉되는 접촉면으로 정의하였다. 스프링의 정적 시험시에 권선간의 접촉은 관찰되지 않았으므로, 권선간의 접촉은 고려하지 않았다. Table 4.1은 모델링에 사용된 데이터이다.



Fig. 4.3 Part of FEM model of spring.

Table 4.1 Modeling data of spring

Number of nodal points	37316
Number of elements	31042
Total degree of freedom	223914
Young's modulus	2.1e+5 [N/mm ²]
Poisson's ratio	0.3
Density	7.8e-9 [kg/mm ³]
Number of turn	17.5
Mean coil radius	59 [mm]
Radius of wire	7.75 [mm]

4.2.3 모드좌표 모델

모드좌표 모델을 위해서는 유한요소모델이 필요하며, 본 연구에서는 MSC/Patran을 이용하여 유한요소 모델을 생성하였다. Table 4.2는 본 연구에 사용된 스프링 모델의 고유진동수를 나타낸다. Table 4.2에서 x , y , z 축은 Fig. 3.1에서 나타낸 좌표축을 의미한다.

스프링의 유한요소 모델에는 헥사요소(hexa element)를 사용하였으며, 동역학 해석은 상용프로그램인 RecurDyn을 이용하였다. 모드좌표를 이용한 탄성체 해석을 위해서 MSC/Patran에서 *.bdf 파일을 생성하였으며, *.bdf파일은 MSC/Nastran에 넘겨져서 *.pch파일이 생성된다. 최종적으로 RecurDyn에서 *.pch파일을 불러서(importing) *.res파일을 생성하게 되며 *.res파일로 탄성체를 정의하게 된다. Fig. 4.4에 MSC/Nastran을 이용하여 얻어진 출력파일의 예를 나타내었다.

0

SUBCASE 1

REAL EIGENVALUES						
MODE NO.	EXTRACTION ORDER	EIGENVALUE	RADIANS	CYCLES	GENERALIZED MASS	GENERALIZED STIFFNESS
1	1	-4.298809E-08	2.073357E-04	3.299850E-05	1.000000E+00	-4.298809E-08
2	2	-3.307861E-08	1.818752E-04	2.894634E-05	1.000000E+00	-3.307861E-08
3	3	-2.637009E-08	1.623887E-04	2.584496E-05	1.000000E+00	-2.637009E-08
4	4	-5.523304E-09	7.431894E-05	1.182823E-05	1.000000E+00	-5.523304E-09
5	5	1.100292E-08	1.048948E-04	1.669453E-05	1.000000E+00	1.100292E-08
6	6	1.611684E-08	1.269521E-04	2.020506E-05	1.000000E+00	1.611684E-08
7	7	8.201997E+00	2.863913E+00	4.558059E-01	1.000000E+00	8.201997E+00
8	8	8.203970E+00	2.864257E+00	4.558607E-01	1.000000E+00	8.203970E+00
9	9	2.128749E+01	4.613837E+00	7.343149E-01	1.000000E+00	2.128749E+01
10	10	2.772366E+01	5.265326E+00	8.380026E-01	1.000000E+00	2.772366E+01
11	11	4.931751E+01	7.022643E+00	1.117688E+00	1.000000E+00	4.931751E+01
12	12	4.940059E+01	7.028555E+00	1.118629E+00	1.000000E+00	4.940059E+01
13	13	8.458815E+01	9.197182E+00	1.463777E+00	1.000000E+00	8.458815E+01
14	14	1.101559E+02	1.049552E+01	1.670413E+00	1.000000E+00	1.101559E+02
15	15	1.466490E+02	1.210987E+01	1.927346E+00	1.000000E+00	1.466490E+02
16	16	1.475186E+02	1.214572E+01	1.933052E+00	1.000000E+00	1.475186E+02
17	17	1.883458E+02	1.372391E+01	2.184229E+00	1.000000E+00	1.883458E+02
18	18	2.451914E+02	1.565859E+01	2.492142E+00	1.000000E+00	2.451914E+02
19	19	3.062519E+02	1.750006E+01	2.785220E+00	1.000000E+00	3.062519E+02
20	20	3.114518E+02	1.764800E+01	2.808766E+00	1.000000E+00	3.114518E+02

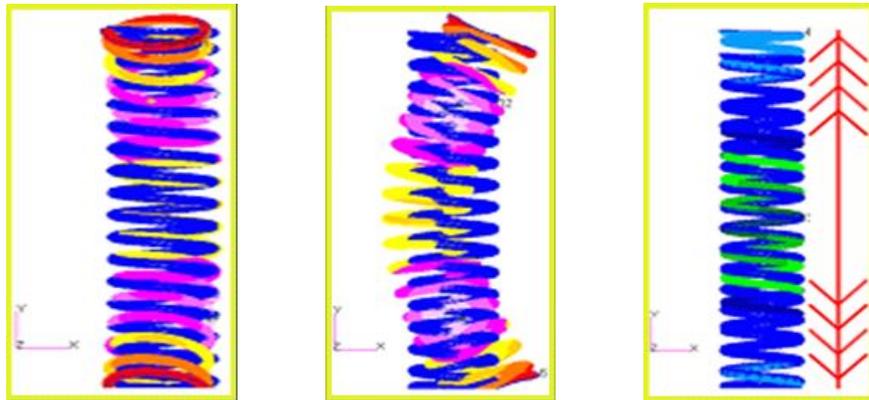
0

SUBCASE 1

Fig. 4.4 Real eigenvalues of spring model.

Table 4.2 Natural frequencies for the spring

Mode no.	Mode type	f [Hz]
1	Symmetric(rotation about x -axis)	0.45581
2	Symmetric(rotation about z -axis)	0.45586
3	Axial	0.734
4	Torsional(rotation about y -axis)	0.832
5	Asymmetric(rotation about x -axis)	1.115
6	Asymmetric(rotation about z -axis)	1.116
7	Axial	1.463
8	Torsional(rotation about y -axis)	1.658
9	Symmetric(rotation about x -axis)	1.922
10	Symmetric(rotation about z -axis)	1.928



(a) Symmetric(x -axis) (b) Symmetric(z -axis) (c) Longitudinal(y -axis)

Fig. 4.5 Mode shapes.

Fig. 4.5는 모드 해석을 통하여 얻은 스프링 모델의 모드형상을 나타내고 있다. (a)는 x 축 중심의 굽힘 모드, (b)는 z 축 중심의 굽힘 모드 그리고 (c)는 y 축 방향의 병진 모드를 나타내고 있다. 조작기 특성 시험 시물레이션의 경우, 모드 좌표 모델은 조작기 특성 시험 시 지배적인 모드 형상인 y 축 병진 1, 2차 모드와 스프링이 수직방향으로 좌굴되는 영향을 고려하기 위하여 z 축 방향 1차 모드를 사용하여 시물레이션을 실시하였다.

본 연구에서 모델링한 스프링모델을 검증하기 위하여 보편적으로 사용되고 있는 코일스프링의 고유진동수를 구하는 이론식¹⁰⁾과 MSC/Nastran에서 구한 고유진동수를 비교하였다. 아래의 식(4.3)를 사용하여 고유진동수를 구하였다.

Table 4.3은 식(4.3), 식(4.4)에 사용된 값들이다. 아래의 식에서 G 는 전단 단면 계수를 나타낸다.

$$f = \frac{r}{8\pi n R^2} \sqrt{\frac{2G}{\rho}} \quad (4.3)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (4.4)$$

Table 4.3 Parameter of equation (4.3, 4.4)

Symbol	Contents	Data
n	Number of turn	17.5
R	Mean coil radius	59 [mm]
r	Radius of wire	7.75 [mm]
ρ	Density of spring material	7.8e-9 [kg/mm ³]
G	Shear coefficient wire cross section	80769 [N/mm ²]

Table 4.3의 파라미터 값은 스프링 제작사로부터 제공 받았으며, 식(4.3)을 통하여 구한 고유진동수는 0.728 Hz가 계산되었다. 이는 MSC/Nastran에서 구한 0.734%와 0.8%정도의 오차가 발생하였다. 이 오차의 발생 원인은 스프링 코일의 감긴 횟수, 코일의 직경 등의 제조상에서 발생하는 근소한 오차 때문인 것으로 생각되며, 오차가 아주 작은 값이기 때문에 본 연구에서 모델링한 스프링 모델의 타당성을 검증할 수 있다고 사료된다.

제 5 장 조작기 특성 해석과 시험의 비교

5.1 정적 시험과 해석 비교

상용프로그램인 RecurDyn을 이용하여 3가지 스프링 모델에 대한 정적 시험 시뮬레이션을 수행하였으며, 그 결과를 시험과 비교하였다.

Fig. 5.1은 정적 시험 시뮬레이션을 위한 절점 좌표 스프링 모델을 나타내고 있다. 앞에서 언급했듯이 스프링과 지그 사이에는 접촉면을 모델링하여 접촉을 정의하였으며, 스프링 권선간의 접촉은 정적 시험시 관찰되지 않았기 때문에 고려하지 않았다.

Fig. 5.2에 정적 시험 및 시뮬레이션 결과를 보여주고 있다. 정확도면에서 시뮬레이션 결과는 세 가지 모델 모두 시험과 잘 일치하고 있음을 보여준다. 하지만 효율성을 본다면 절점좌표 모델과 모드좌표 모델의 경우 선형 모델보다 모델링에 어려운 점이 많으며, 해석시간이 많이 걸리는 단점이 있다. 선형 모델의 경우 스프링 상수값을 알아야한다는 단점이 있다.

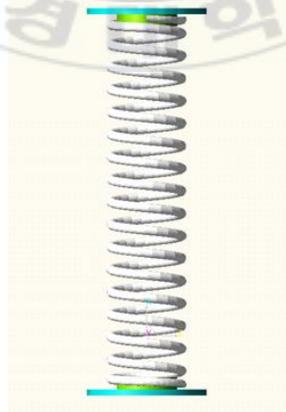


Fig. 5.1 Static test model for simulation.

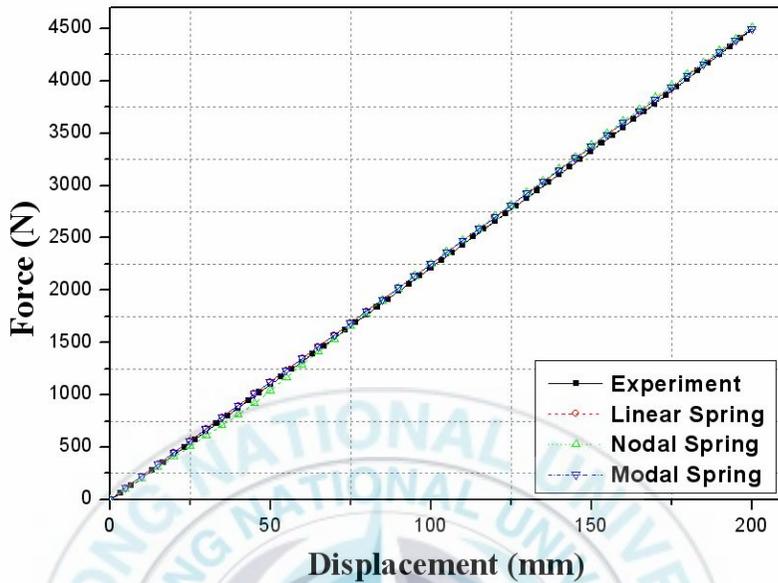


Fig. 5.2 Static test result.

5.2 동적 시험과 해석 비교

스프링의 동적 시험과 시뮬레이션의 비교는 스프링이 회로차단기내의 스프링조작기에 설치될 때 수평방향으로 설치되기 때문에 수평 방향 가진에 대한 시험과 시뮬레이션만 비교 하였다. Fig. 5.3은 수평방향 가진시험과 시뮬레이션을 비교한 결과를 나타내고 있으며, 점 A, B 그리고 점 C에 대하여 수치오차를 비교하였다. 점 A는 초기 100 mm를 압축한 상태이며, 점 B는 스프링이 조작기내에 설치되어 있는 상태이고 점 C는 최대 압축량인 200 mm를 압축한 상태이다.

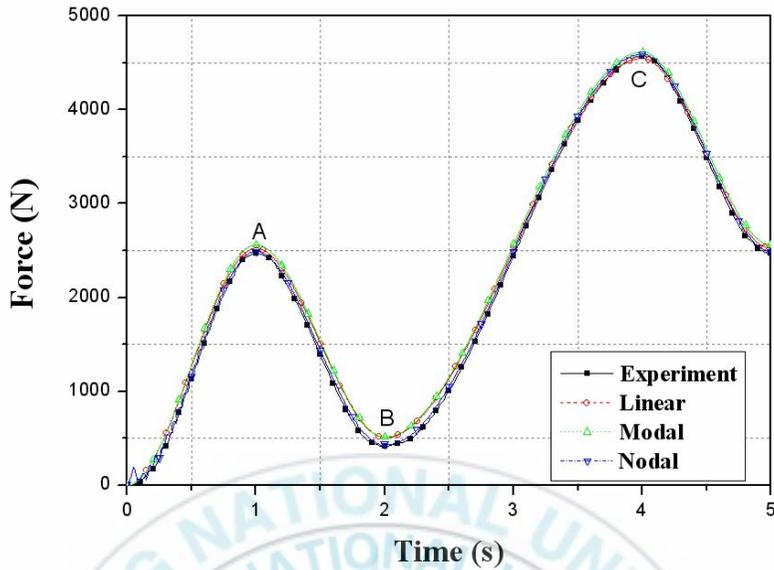


Fig. 5.3 Comparison of spring forces under the horizontal excitation.

$$\frac{\sum_{t=1}^T (F_{\text{exp}}(t) - F_{\text{pre}}(t))^2}{\sum_{t=1}^T (F_{\text{pre}}(t))^2} \quad (5.1)$$

Table 5.1 Comparison of error of each model with experiment

Model	RMS ratio [%]	Peak error [%]		
		A	B	C
Linear	1.2	2.2	22.1	0.6
Nodal	0.8	0.8	5.2	0.4
Modal	1.6	3.6	23.9	0.8

Table 5.1에 식(5.1)을 이용하여 오차제곱평균(Root Mean Square, RMS)를 계산한 결과를 나타내었다. 전체적으로 선형모델과 모드좌표모델은 근사

한 결과를 보여주고 절점좌표 모델이 가장 좋은 결과를 보여주고 있는 것을 알 수 있다. 특히 스프링이 조작기 내에 설치되어 있는 상태인 점 B에서는 절점좌표 모델보다 선형 모델과 모드좌표 모델의 경우 실험과 많은 오차를 보이고 있었는데 이는 점 B의 경우, 압축량이 거의 없는 초기상태로서 스프링의 좌굴이 눈으로 관찰되는 지점이다. 절점좌표 모델의 경우, 스프링의 관성력에 의한 영향이 고려된 모델이기 때문에 역시 이 지점에서 스프링의 관성력에 의한 좌굴이 관찰된다.

5.3 조작기 특성 시험과 해석 비교

스프링을 100 mm, 150 mm 압축 후 방출 시켰을 때의 시험과 세 종류의 모델을 이용한 시뮬레이션 결과를 Fig. 5.4와 Fig. 5.5에 도시하였다.

스프링 끝단의 압축량이 완전히 방출되는데 걸린 시간은 100 mm 압축량 일 때, 실험의 경우 23 ms 였으며 선형, 모드, 절점좌표모델의 경우 각각 25 ms, 23 ms, 23 ms이였다. 압축량이 150 mm일 때는 실험의 경우 32 ms이였으며 선형, 모드, 절점좌표모델의 경우 각각 35 ms, 32 ms, 32 ms 이였다. 선형 모델의 경우 시험보다 100 mm 압축 후 방출 시험에서는 2 ms, 150 mm 압축 후 방출 시험에서는 3 ms의 시간이 더 걸렸다. 이는 아주 근소한 차이라고도 할 수 있지만, 방출 속도의 10 %의 오차로서 회로 차단기에서는 중요하다. 선형 모델의 이 같은 오차는 스프링의 질량이 고려되지 않은 모델이라서 발생한 오차라고 생각된다. 즉, 스프링이 방출되는 동안 초기 스프링력 뿐만 아니라 방출되는 동안의 속도에 스프링의 질량이 곱해져 그 만큼의 운동에너지가 더해지게 되는데 선형 모델에서는 이 같은 과정이 없기 때문에 오차가 발생하는 것으로 사료된다.

따라서 시뮬레이션 결과, 선형모델은 효율성 면에서는 탁월하지만, 에너지 방출 시뮬레이션에서는 다소 불리함을 알 수 있었다.

Table 5.2에 스프링 방출시험과 시뮬레이션 결과를 비교하였고, Table 5.3에 계산시간(CPU time)을 비교하였다. 절점좌표 모델의 계산시간이 압도적으로 많이 걸렸으며, 모드 모델과 선형 모델은 다소 비슷하였다. 따라서 계산의 정확성과 효율성을 따졌을 때는 모드 좌표 모델이 유리한 것으로 판단된다.

Table 5.2 Comparison of release time

	Experiment	Linear	Nodal	Modal
100 mm	23 [ms]	25 [ms]	23 [ms]	23 [ms]
150 mm	32 [ms]	35 [ms]	32 [ms]	32 [ms]

Table 5.3 Comparison of simulation CPU time

	Linear	Nodal	Modal
100 mm	482 [s]	52262 [s]	772 [s]
150 mm	728 [s]	78351 [s]	1152 [s]

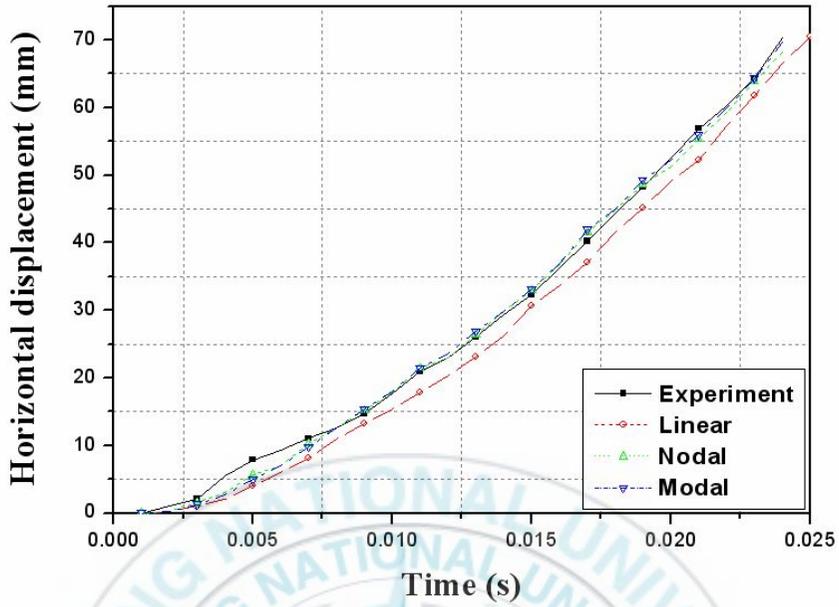


Fig. 5.4 Displacement of the end point. (100 mm compression and release)

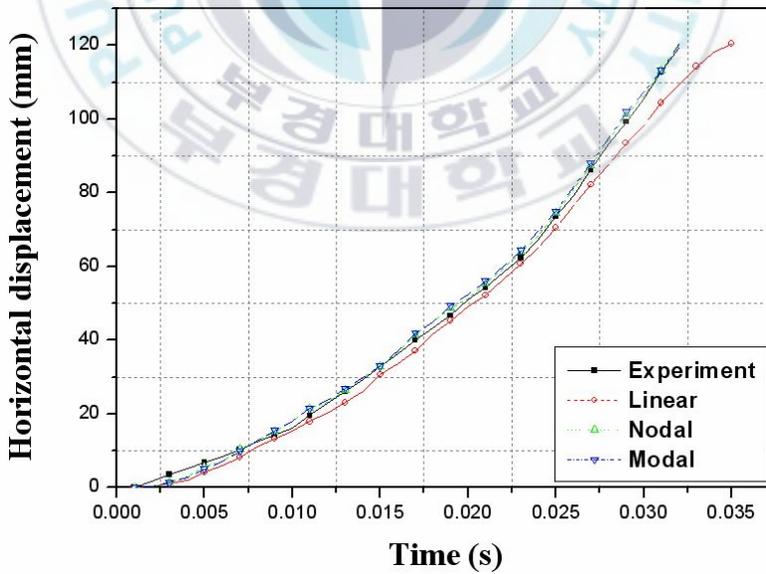


Fig. 5.5 Displacement of the end point. (150 mm compression and release)

제 6 장 결론

본 연구에서는 스프링 조작기를 가진 회로차단기의 성능을 예측하고 메커니즘 설계를 위해 기본이 되는 요소인 스프링의 모델링 방법에 따른 효율성 및 정확성을 비교 분석하기 위하여 다음과 같은 연구를 수행하였다.

정적 시험기를 이용하여 스프링의 정적 강성을 측정하였다. 스프링을 세 가지 모델, 즉 선형모델, 모드모델, 절점모델로 모델링을 하였으며, 정적 시험결과와 시뮬레이션을 비교하였다.

정적 시험의 경우, 세 가지 모델 모두 비슷한 경향을 보였으며, 해석에 소요되는 시간은 선형모델이 탁월하게 우수한 것으로 조사되었다.

MTS가진기를 이용하여 스프링의 수직 가진과 수평 가진 시험을 비교하였다. 절점모델이 수평가진 시험결과와 가장 비슷한 결과를 나타내었다.

회로차단기에 사용되는 스프링조작기에서 스프링은 수평방향으로 장착이 되어 일정량을 압축 한 뒤 순간적으로 풀려서 차단이 이루어지게 된다. 따라서, 에너지방출 동작을 재현할 수 있는 간단한 기구를 제작하였으며, 시험과 시뮬레이션을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 선형스프링 모델은 정적 시험의 경우 정확성과 효율성 측면에서 가장 좋은 결과를 나타내었다.

(2) 스프링이 수평방향으로 설치된 조건에서 시험과 시뮬레이션을 비교했을 때, 절점모델이 가장 적은 오차를 나타내었다.

(3) 기구제작을 한 후, 스프링 방출 시험을 했을 때, 시뮬레이션 결과는 절점좌표와 모드좌표를 이용한 모델이 도달시간이 시험과 똑 같은 결과를 보여주어 우수한 성능을 나타내었다.

따라서, 스프링을 단순히 모델링 할 경우는 스프링의 선형적인 특성을 고려할 수 있고, 효율적인 측면을 고려해서 선형모델이 가장 양호하다고

판단되며, 차단기와 같이 수평으로 설치된 상태에서 고속으로 변형이 이루어질 경우는 절점좌표를 이용한 절점모델이 정확성 측면에서 정확하다고 사료된다.



참 고 문 헌

- 1) 통계청 자료, “1998년부터 2005년까지의 송전전력량,” www.nso.go.kr.
- 2) W. S. Yoo, J. H. Sohn, S. O. Kim, "Dynamic Analysis and Design of a High Voltage Circuit Breaker with Spring Operation Mechanism"
- 3) J. Y. Kim, , “Finite Element Stress Analysis for a Coil Spring with a Multi-level Substructuring Method," 석사학위논문, KAIST, 1997.
- 4) S. O. Kim, H. I. Seok, D. Y. Han, D. S. Lim, W. H. Choi, “A Study on the Reliability Improvement of Part Analysis in a Spring Operating Mechanism for 145kV GIS," 대한전기학회 추계학술대회 논문집, 2005.
- 5) S. O. Kim, W. S. Yoo, D. S. Lim, W. H. Choi, "Dynamic Analysis and Validation of High Voltage Switchgear with Spring Operating Mechanism,"
- 6) 광두영, “컴퓨터 기반의 제어와 계측 LabVIEW," Ohm社.
- 7) RecurDyn User's Manual, Ver 6.0, FunctionBay Co., 2006
- 8) CATIA V5 R14 "Basic class," CIES 2006.
- 9) S. H. Kim, “Dynamic Analysis of a Helical Spring Using an Extended Finite Difference-type Numerical Scheme,” Ph.D Thesis, KAIST, Taejon, Korea, 1993.
- 10) L. E. Becker, G. G. Chassie, W. L. Cleghorn, "On the Natural Frequencies of Helical Compression Springs," International Journal of Mechanical Sciences 44, pp.825~841, 2002.

- 11) (주)한국미스미, "MISUMI FA용 메카니컬 표준부품," 2006.
- 12) R. S. Paranjpe, "Dynamic Analysis of a Valve Spring With a Coulomb-Friction Damper," ASME J. of Mechanical Design, Vol. 115, pp. 412~422, 1990.
- 13) K. Y. Ahn, S. H. Kim, "Influence of Spring Dynamics and Friction on Dynamic Responses in a Spring-Driven Cam," Transactions of the KSME (A), Vol.27, No.2, pp. 247~254, 2003.
- 14) H. Sakai, H. Kosaki, "Analysis of Valve Motion in Overhead Valve Linkage-Roles of Valve Spring Surge in Valve Motion," J. of the Faculty of Eng. Uni. of Tokyo(B), Vol. XXXIII, No. 4, pp. 441~446, 1976.
- 15) S. H. Kim, W. K. Kim, Y. S. Park, "Optimal Cam Profile Design and Experimental Verification on an OHC Type Cam-valve System," Transactions of the KSME (A), Vol. 16, No. 11, pp.2049~2058, 1992.
- 16) Introduction to MSC/Patran V2005 Seminar Workbook, MSC Software Co.
- 17) H. Lee, J. H. Kim, Y. S. Park, "Contact Force and Response Analysis of Vibration Isolated Systems," KSME, Vol. 18, No. 12, pp.3185~3194, 1994.
- 18) D. J. Kim, D. Y. Lee, "Development of Helical Rod Finite Element for the Dynamic Analysis of Cylindrical Springs," 한국소음진동공학회지, Vol. 9, No. 3, pp.544~553, 1999.
- 19) K. Y. Ahn, B. J. Ryu, "A Modeling of Impact Dynamics and its Application to Impact Force Prediction," Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 19, No. 1, pp.422~428, 2005.
- 20) I. D. Moon, H. S. Yoon, C. Y. Oh, "A Flexible Multi-body Dynamic

Model for Analyzing the Hysteretic Characteristics and the Dynamic Stress of a Taper Leaf Spring," Journal of Mechanical Science and Technology. Vol. 20, No. 10, pp.1638~1645, 2006.

- 21) K. Y. Ahn, K. Y. Jeong, "Optimization of the Spring Design Parameters of a Circuit Breaker for Satisfying Specified Dynamic Characteristics," Journal of Korean Society of Precision Engineering, Vol. 21, No. 3, March, 2004.



감사의 글

2년의 대학원 생활동안 아낌없는 가르침과 격려를 베풀어주신 손정현 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 정말 부족한 저를 끝까지 믿어 주시고 기다려 주신 우리 교수님. 교수님의 부지런함과 식견으로 많은 반성과 성장을 할 수 있었습니다.

또한 바쁘신 와중에도 시간을 내주시어 논문 심사를 해주신 백운경 교수님과 양보석 교수님께도 감사를 드립니다. 그리고 언제나 존경의 대상이셨던 유완석 교수님. 정말 감사드립니다.

저는 운이 좋은 놈이라서 정말 좋은 분들이 주위에 많이 계셨습니다.

연구뿐만 아니라 이런저런 이야기 할 수 있었던 승오선배, 선배님을 알게 된 건 정말 행운이었습니다.

언제나 만형인 종석선배님, 따뜻한 동운선배님(선배님 결혼식 못 가서 정말 죄송합니다.), 든직한 민석선배님, 같이 공부하고 싶은 재욱선배님, 이런저런 도움이 되는 이야기 많이 해 주신 진규선배님, 9공 1호기 성원선배님, 꼼꼼한 동규선배님, 똑똑한 정훈선배님, 믿음직한 상석선배님, 차분한 창우선배님, 그리고 우리 실험실... 부족한 선배 때문에 고생이 많았다. 성준이, 석천이, 건락이, 경원이, 희원이 그리고 막내 진석이...다들 열심히 하니깐 좋은 결과 있을꺼야.

우리 가족...

장남하나만 바라보시면서 살아오신 우리 부모님... 못난 아들 항상 믿어 주신 우리 부모님... 아직 이런 말 한 번도 한 적이 없는데...

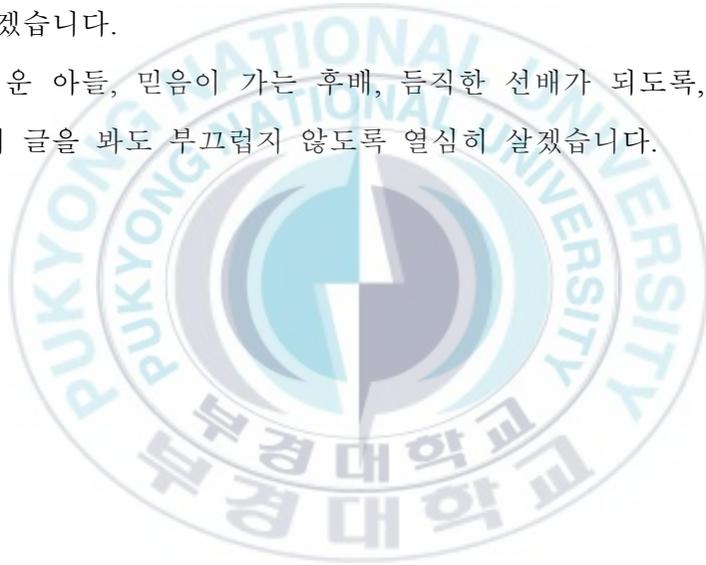
사랑합니다 어머니 아버지. 그리고 내 하나뿐인 동생 동규야 너도 사랑한다. 그리고 오랫동안 불평 한마디 없이 나를 지켜봐준 선영아. 고맙다 선영아.

내 친구들...

몇 달 차이도 안 나는데 형이라고 우기는 주형이, 나보다 한참 늦게 태어났으면서도 군번 빠르다고 덤비는 길이, 딱 하나 빠진 성하, 성하한테 딱 하나 이기는 지웅이 그리고 몸이 작은 규현이. 정말 다들 고맙다. 항상 행복하게, 폼나게 살자.

마지막으로 이런 말이 생각납니다. "To do is to be!" 재욱선배님께 배운 말입니다. 항상 생각만 하고 걱정만 하고 있었습니다. 그런 제 모습을 지금 생각해 보면 정말 부끄러울 따름입니다. 항상 이 말을 마음에 새기면서 살아가겠습니다.

자랑스러운 아들, 믿음이 가는 후배, 든직한 선배가 되도록, 세월이 흐른 뒤에 이 글을 봐도 부끄럽지 않도록 열심히 살겠습니다.



- 2008년(戊子年) 1월 2일 새 출발 시점에서 이 승규