

선박용 유압원치용 레귤레이터의 설계 파라미터 변화에 따른 밸브 거동 특성 연구

정유성^a, 정원지^{a*}, 노기태^b, 이정민^b, 최종갑^a, 정용욱^a

A Study on Dynamic Valve Characteristics of Regulators in Hydraulic Winches According to Design Parameters

Yoo Seong Jeong^a, Won Jee Chung^{a*}, Ki Tae Noh^b, Jung Min Lee^b,
Jong Kap Choi^a, Young Wook Jeong^a^a School of Mechatronics, Changwon National University,
20, Changwondaehak-ro, Uichang-gu, Changwon, Gyeongnam-do, 51140, Korea
^b Flutek Ltd.,
6, Gongdan-ro 98beon-gil, Seongsan-gu, Changwon, Gyeongnam-do, 51567, Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	31	October	2016
Revised	18	January	2017
Accepted	22	March	2017

Keywords:

Regulator
Control valve
Winch
Dynamic characteristic
Amesim
Simulation

ABSTRACT

Maritime deck machinery relies heavily on the importation of components produced by overseas companies. Our research defines design parameters for hydraulic winch regulators used in maritime deck machinery. Using Amesim, we were able to conduct 1D modeling, and utilizing CFS then enabled us to create 3D models. These models were analyzed in our research for changes in pressure on each port that resulted from the regulator's spring constant and changes in the primary tension-compression field. Our research then analyzed alterations in traits caused by changes in the length of overlap between the spool and sleeve. Last but not least, our research analyzed the trait alteration resulting from changing the interval between the spool and sleeve. We believe the results of our research can be used to design a hydraulic winch regulator used in maritime deck machinery that does not require importation.

1. 서론

한국의 조선업 시장은 이미 일반 상선이 아닌 oil & gas 관련 시장이 한국 조선업의 주요 시장으로 자리를 잡았다. 2010년부터 빠르게 높아지면서 2012년 처음으로 상선을 추월하여 60%를 기록하였다. 이러한 현상의 원인은 상선의 선복량 과잉에 따른 발주 부진이 지속되는 한편 해양 자원 개발의 시대가 본격화되고 있기 때문이다^[1]. 이러한 불황이 장기화되었던 지난 몇 년 사이에는 각종 선박 기기들의 주요 부품을 수입에 의존하고 있는 중소기업에

서는 선박 부품의 국산화를 통한 원가 절감으로 이윤을 극대화할 필요가 있으며, 조금씩 수주량이 회복되는 지금 시점에는 국산화를 통한 이윤을 극대화하는 것을 넘어 기존의 제품보다 경쟁력 있는 제품을 만들어 시장 점유율을 높일 필요가 있다. 선박용 갑판 기계에 사용되는 부품의 경우 해외 기업들로부터 대부분 수입에 의존하고 있는 실정이며, 현재 국내에서는 레귤레이터 개발이 미비한 실정이다. 각 부품들의 개발을 통한 원가 절감을 달성함으로써 경쟁력을 갖는 것이 절실한 상황이다^[2]. 따라서 본 연구에서는 선박용 갑판기계인 유압 원치에 사용되는 부품 중 레귤레이터의

* Corresponding author. Tel.: +82-55-213-3624

Fax: +82-55-263-5221

E-mail address: wjchung@changwon.ac.kr (Won Jee Chung).

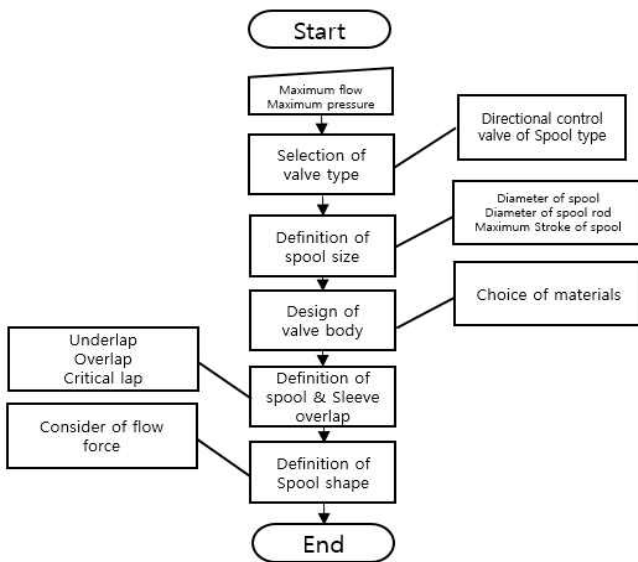


Fig. 1 Flow chart of valve design

개발과 성능 향상을 위한 설계 파라미터를 정의하기 위하여 Fig. 1과 같이 설계 flow chart를 작성하고 이 순서로 선택용 원치의 사용 환경 그리고 설계식과 파라미터 등을 조사하였다. 레귤레이터의 주요 기능으로는 선택용 원치의 구성품 중 유압모터의 편심량을 자동으로 조절하는 것으로, 부하가 적을 때는 모터의 회전반경이 적어 고속 회전, 저 토크로 작동하고, 부하가 증가하면 그에 따라 모터의 회전 반경이 커져 저속 회전, 고 토크로 작동되게 하는 기능을 한다. 본 논문에서는 11.1 ton 이상의 중량을 가지는 anchor를 들어 올리는 조건으로 사양을 선정하고, 밸브 기초 이론을 기본으로 레귤레이터 설계에 필요한 파라미터를 정의하여 세부적인 치수를 설계하였다. 그리고 시뮬레이션 및 실험을 통해 밸브의 설계식을 검증함으로써 각 파라미터가 레귤레이터의 거동에 끼치는 영향을 파악하고, 설계 파라미터의 변화에 따른 레귤레이터의 거동을 예측하고자 한다.

2. 레귤레이터 분석

2.1 기능 분석

선택용 원치에 사용되는 모터의 레귤레이터는 방향제어밸브 중 스푼형 밸브를 이용하였으며, 이 밸브는 파일럿 압력에 의해 작동되어 유량과 작동 압력의 방향을 조절하여 모터의 편심량을 조절한다. 선택용 유압 원치에 사용되는 모터의 레귤레이터는 방향 조절 밸브 중 스푼형 3-position 밸브를 사용하며, Fig. 2에서 보이는 스푼의 양 끝단의 스프링의 힘에 의해서 복귀하는 스프링 복귀식 레귤레이터이다. 레귤레이터의 구조는 Fig. 2와 같으며, 그 구성으로는 4개의 block body와 5개의 주요 부품으로 구성된다^[3]. 레귤레이터는 유량 그리고 압력 조건으로 정의되는 스푼 직경, 스푼의

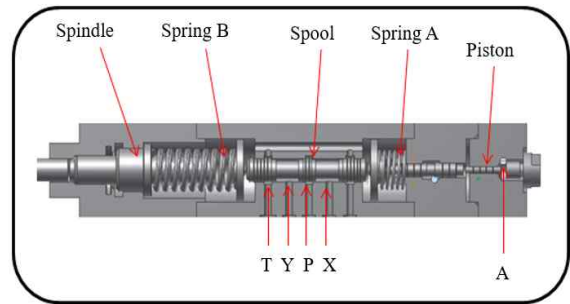


Fig. 2 Sections and main components of regulator

최대 스트로크, 스푼 로드의 직경이 레귤레이터의 거동 특성에 영향을 미치는 기본 설계 파라미터가 될 것이며, 주요 기능을 하는 port로는 P, T, X, Y 그리고 A로 5개의 port이다. 작동은 port A로 pilot 압력이 공급되지 않을 경우 spring B의 spring force가 spring A의 spring force 보다 커 스푼은 spring A 쪽으로 움직이며, 이 결과 각 Port는 P-Y, X-T의 port가 연결되어 모터의 편심은 소편심을 유지하게 된다. 반대로 pilot 압력이 적당한 크기의 압력이 공급하게 되면 이 힘이 spring B의 spring force를 이겨 스푼이 반대로 spring B 쪽으로 운동하여, 유로는 P-X, Y-T port가 연결되게 된다^[3].

2.2 회로 분석

레귤레이터는 유압모터 드럼의 편심량을 자동으로 조절하여 고하중일 때는 저속으로 회전하도록 유압모터 드럼을 대편심 측으로 압력을 전달하고 저하중일 때는 고속으로 회전하도록 소편심 측으로 압력을 전달하여 주는 방향제어 밸브(directional control valve)로 제작되어 작동된다. 유압모터에서 레귤레이터는 무단 변속을 가능하게 하는 기능을 한다. 이 레귤레이터와 유압모터의 구성은 Fig. 3의 회로도처럼 구성되어 작동된다.

유압모터의 부하가 증가하게 되면 selection valve를 통하여 모터와 연결된 두 포트 중 고압의 작동유가 레귤레이터로 들어가게 되며, 이 작동유의 일부는 port A로 들어가 레귤레이터를 작동시키는 pilot 압력이 된다. X, Y port의 경우 모터의 편심의 위치를 조절하는 port이며, 이 각 port에 압력이 전달되는 방향에 따라 모터의 편심 그리고 회전 속도가 결정된다. 여기서 Fig. 3의 레귤레이터의 양단에 위치한 스프링의 경우 Fig. 2의 스푼 양단에 위치하고 있으며, 작동은 스프링에 의한 힘과 pilot 압력에 의한 힘들의 평형에 의해 스푼의 위치가 결정이 되고 그에 따라 레귤레이터의 유로가 결정이 된다^[4]. 이 레귤레이터의 기능에 가장 큰 영향을 미치는 부품의 경우 Fig. 2에 보이는 body, spool, spring, piston 등이 주요 부품이다. 이들과 관련된 치수는 body에서 각 port 크기, 각 port간 거리가 되고, 스프링에서는 스프링 상수, 스프링의 초기 압축장이 될 것이다. 그리고 스푼에서는 스푼과 슬리브의 겹침 형태,

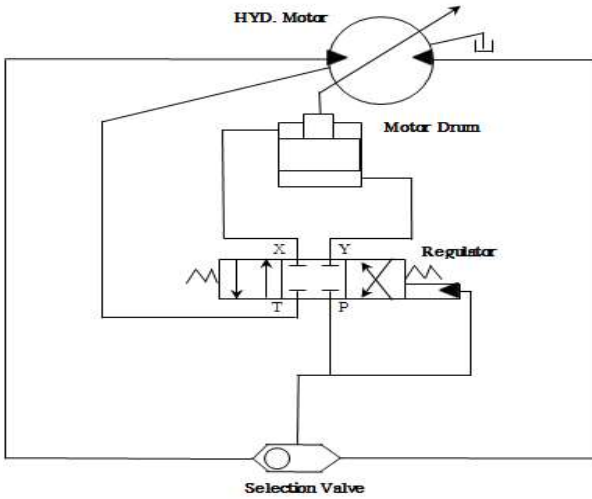


Fig. 3 Circuit of regulator and hydraulic motor

접침 길이, 스풀의 직경, 최대 스트로크(stroke), 스풀과 슬리브 사이의 간극이 주요 치수가 되며, 피스톤에서 피스톤의 직경이 주요 치수가 될 것이다. 이들 중 body와 관련된 치수들과 spool의 직경, 그리고 spool rod의 직경, spool의 최대 스트로크는 기본 설계 조건인 사용압력, 그리고 최대유량에 의해 결정되어 진다. 선박용 유압 윈치에서 11.1 ton 이상의 앵커를 들어 올리는 윈치에 사용되는 레귤레이터의 경우 75 bar를 기준으로 스풀의 위치가 전환 되어, 유압모터 드럼의 편심이 전환이 되며, 이에 맞추어 밸브가 설계되어 있다.

2.3 밸브 기본이론을 이용한 치수 분석

본 연구는 기존 국산화 제품의 개선 제품을 만들기 위한 기초연구로, 레귤레이터의 기능에 영향을 미치는 파라미터를 정의하기 위해 기능을 분석하여 주요 부품을 먼저 정의하였다. 다음 단계로 각 주요 부품들이 이 레귤레이터에 미치는 영향을 분석하기 위하여, 먼저 일반적인 밸브의 기본 이론을 정리 하였고, 레귤레이터에 사용할 기본적인 치수인 body에서의 각 포트 크기 그리고 spool의 크기, 스풀의 최대 stroke, 스프링 상수 등을 분석하여 설계하였다. 본 연구에서는 11.1 ton 이상의 앵커를 들어 올릴 때 사용하는 윈치의 모터를 K사 제품을 타깃으로 이 모터의 편심량을 조절하기 위한 최대유량이 36 L/min가 필요함을 확인하였다. 여기서 사용된 모터에 요구되는 작동 압력을 윈치 시스템의 사용최대압력이 250 bar이며, 이 조건들을 이용해 연구를 진행하였다^[5,6]. 레귤레이터 내부 밀폐 요소(spool)에 구동력인 pilot 압력이 작용하면, 이 구동력은 스프링과 밸브 내부에서 발생하는 축 방향 힘을 이겨서 레귤레이터 내부의 스풀을 작동시킨다. 여기서 밸브 내부에서 밀폐 요소에 축 방향으로 작용하는 힘을 유체 유동력(flow force)이라고 한다. 밸브 구동력은 스프링력과 밸브 내부에서 발

생하는 축방향 힘들을 극복할 수 있어야 한다. 이 힘들의 계산 과정은 간단하지 않으며, 일반적으로는 실험을 통하여 얻어진 성능 한계 곡선이 사용된다. 레귤레이터 설계에 사용된 식으로는 (1)식과 같다.

$$Q = A \times V \tag{1}$$

Q: 최대유량 (m³/sec)

A: 포트의 단면적 (m²)

V: 작동유의 속도 (m/sec)

앞서 정의한 사용 유량 Q값과, 유압 시스템 내에 흐르는 유압유의 적정 속도를 이용하여 밸브에 사용되는 각 port들을 선정할 수 있을 것이다. 여기서 작동유의 속도는 K사에서는 6 m/s를 적정 속도로 규정을 하나, 본 연구에서는 밸브 내 유체의 최소 속도를 가혹시험의 경우와 같이 14 m/s를 기준으로 각 포트의 넓이를 정하였다^[7]. 스풀을 선정할 경우에는 다음의 식 (2)~(5)을 이용하면 될 것이다.

$$d_r \geq \frac{d}{2} \tag{2}$$

$$\pi \times \frac{d^2 - d_r^2}{4} \geq 4 \times \pi \times d \times x_{max} \tag{3}$$

식 (2)에서 d_r 은 스풀이 적절한 강도를 가질 수 있는 최소한의 스풀의 로드 직경으로 정의된다. 식 (3)의 경우는 스풀의 내부 유로의 단면적이 과도한 유동 저항을 발생하지 않는 설계 값이다. 위 (2), (3) 식의 조건을 이용할 경우, 스풀에 의한 포트의 최대 열림 길이의 경우는 (4)의 조건에 의해서 얻을 수 있다.

$$x_{max} \leq 0.047 \times d \tag{4}$$

위 식 (1)~(4)에서 얻은 결과를 이용하여 최종적인 설계 식은 식 (5)와 같다.

$$Q = C_d \times \pi \times d \times x_m \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho}} \tag{5}$$

C_d 는 유량 계수이며, Δp 는 밸브의 입구 측과 출구 측의 압력차이, ρ 는 작동유의 밀도이다. 식 (1)~(5)는 스풀의 지름, 포트의 최대 열림 길이를 결정하는 중요한 요소이며, 이는 유동력 고려 시 작동유가 레귤레이터의 내부의 챔버로 들어가는 입사각을 결정하는 요소로 대 유량 밸브에서는 밸브의 기능에 영향을 주는 중요한 요소가 된다. 이러한 이론에서 레귤레이터에 사용되는 각종 기본치수들은 port size는 4 mm, 스풀에 의한 포트의 최대 열림 길이는 약 0.7 mm라는 것을 얻을 수 있었다^[8,9]. 기초이론의 결론으로 레귤레이터는 유량 그리고 압력 조건으로 정의되어지는 스풀 직경,

스풀의 최대 스트로크, 스푼 로드와 직경이 레귤레이터의 기본 설계 파라미터가 될 것이며, 외에 스푼의 겹침 형태, 간극의 크기, 스푼의 형상 역시 레귤레이터의 성능에 영향을 미치는 주요 설계 파라미터로 정의 될 수 있을 것이다^[10]. 밸브 기본 이론으로 치수를 선정하지 못했던 스푼과 슬리브 사이의 간극 그리고 겹침의 변화에 따른 밸브의 성능 변화의 경우는 시뮬레이션을 통하여 확인할 것이다.

3. 밸브 거동 시뮬레이션

3.1 1D 모델링

본 연구에서 사용된 밸브에 있어 중요한 구성 부품으로는 Fig. 2에서 스프링 A, 스프링 B, 스푼이며, 구성에 따라 AMESim으로 Fig. 5와 같이 modeling 하였다. AMESim을 이용한 시뮬레이션^[11]은 스푼을 움직이게 하는 pilot 압력에 따른 스푼의 운동을 확인하고, 스푼의 운동에 따라 각 포트의 압력변화 특성이 어떻게 되는

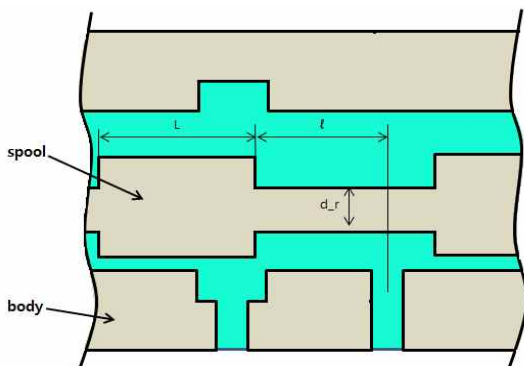


Fig. 4 Inner flow of regulator

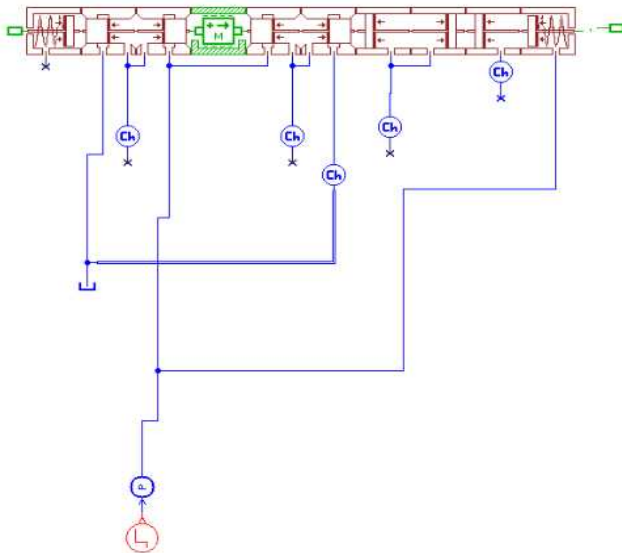


Fig. 5 1D Modeling of regulator in amesim

지를 확인하여, 설계 파라미터의 변화에 따라 이 동특성은 어떻게 변화 하는가를 예측하는데 목적이 있다. 이를 위하여 시뮬레이션에 사용된 입력 압력을 실험 조건을 고려하여 Fig. 6과 같이 시간에 따라 압력이 150 bar까지 상승되는 입력값을 조건으로 해석을 수행하였다. 레귤레이터의 사용최대압력의 경우 250 bar이나 이 밸브 내 스푼에 의한 position 변화는 70~80 bar 사이에서 일어나며, 20 bar 이하의 압력이나, 150 bar 이상의 압력에서는 입력 압력에 따른 각 포트의 압력특성 변화에 특이사항이 발생하지 않는다. 그러한 이유로 해석에 사용된 입력 압력은 20~150 bar 범위의 입력 값을 사용하였다. 그리고 해석에 앞서 AMESim 해석에 필요한 parameter 설정 값의 경우 스푼의 초기 위치는 경우 Fig. 16과 같이 설정하였으며, 스프링 상수의 선정은 식 (6)^[7]과 같이 스푼의 운동방정식을 사용하여 설계하였다.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b_f \frac{dx}{dt} + kx = F_d + F_x \quad (6)$$

여기서, m (kg)은 spool의 질량이며, b_f (Nsec/m)은 점성마찰계수이다. k (N/m)는 스프링 상수이며, F_x, F_d (N)는 스푼에 작용하는

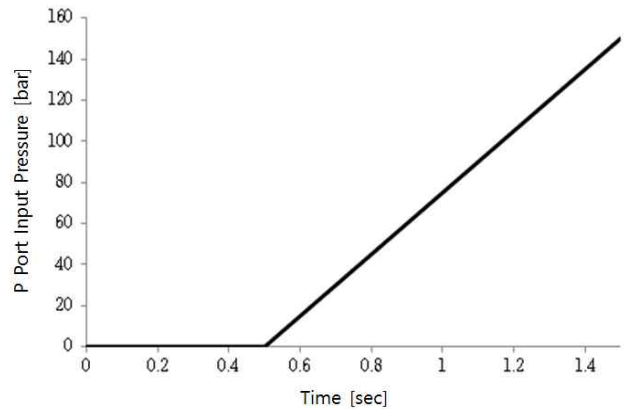


Fig. 6 P port pressure in simulation

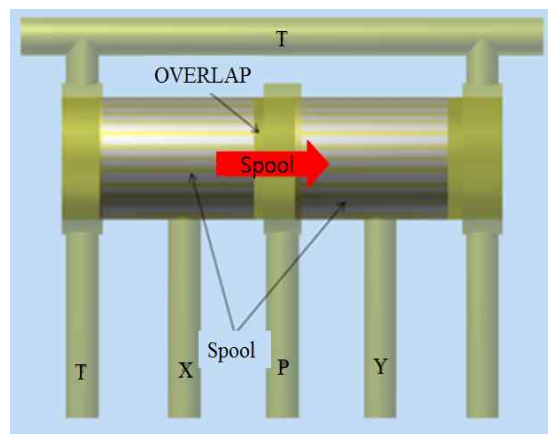


Fig. 7 3D model of regulator body

축방향 유동력 및 구동력을 나타낸다. 따라서 스톱 양단에 위치한 spring 상수의 경우 $K_A=0.75$ (kgf/mm), $K_B=4.14$ (kgf/mm)으로 해석을 수행 하였다.

3.2 3D 모델링

CFX를 이용한 3D 해석을 통해서 스톱에 작용하는 유동력, 그리고 밸브 내 유동과 간극에서의 압력 강하를 확인하기 위해 시뮬레이 션을 실시하였다. CFX의 경우는 본 제품을 3D modeling 하여, Navier-Stokes 방정식에 의해 해석되어진다^[12]. 스톱의 운동 과 실제 유체의 이동이 일어나는 part인 body 부분을 주요 타깃으 로 하여, 밸브 내부 유동을 보기 위해 body 내 실제 유동이 일어나 는 내부 유동장을 Fig. 7과 같이 모델링하였다.

3.3 시뮬레이션 검증 실험

본 연구에서는 레귤레이터의 주요 설계 파라미터의 변화에 따른 거동 특성을 예측하기 위하여 시뮬레이션 모델을 모델링 한 후, 이 모델의 신뢰성을 검증하기 위해 밸브의 압력 변화 실험을 실시하였 다. 이 실험에 사용된 실험 장비는 Fig. 8의 실험 장치를 이용 하였



Fig. 8 Tester of hydraulic valve pressure

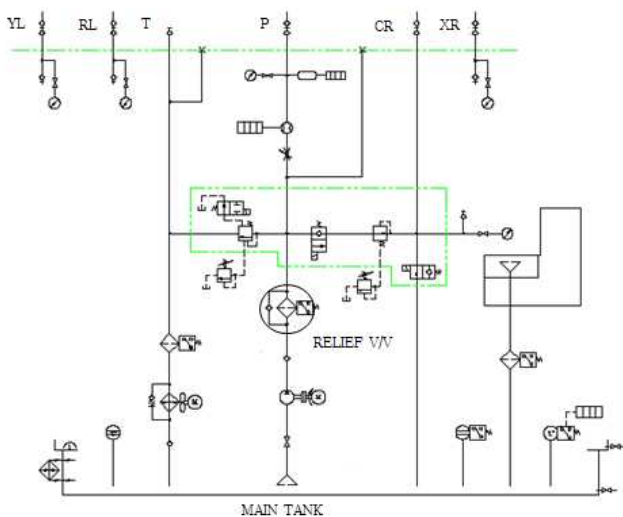


Fig. 9 Circuit of pressure characteristic test on hydraulic valve

으며, 장치의 회로도 는 Fig. 9과 같다^[13]. 이 실험 장치의 경우 스톱 의 변위에 따라 각 포트의 압력이 어떻게 변화 하는지 파악하여 이 밸브의 거동 특성을 파악하고, 필요한 압력 절한 압력에서 스톱 의 위치를 변화 시키는 것에 목적이 있다. 본 연구에서는 70~80 bar 사이에서 스톱이 절한 되도록 세팅하여 실험을 실시하였다. 실험 방법으로는 P포트의 압력을 10 bar씩 증가시키며 각 포트에서 압력을 측정하는 방법으로 진행 되었으며, 이때 P 포트의 압력 제어 방식으로는 Fig. 9에서 P 포트에 있는 Relief 밸브로 P 포트의 압력을 제어하여 실험을 진행 하였다.

이 실험 결과 Fig. 10의 압력 특성을 데이터를 얻을 수 있었으며, 여기서 스톱의 위치가 절한 되는 지점은 X port의 압력과 Y port의 압력이 같아지는 지점이 될 것이다. 실험의 데이터와 시뮬레이 션 결과 데이터와 비교하여 앞의 시뮬레이션 모델에 대한 신뢰성을 검증 하였다.

3.4 시뮬레이션 검증 실험의 결과 비교

선박용 윈치에 사용되는 레귤레이터의 개선 모델을 만들기 위하

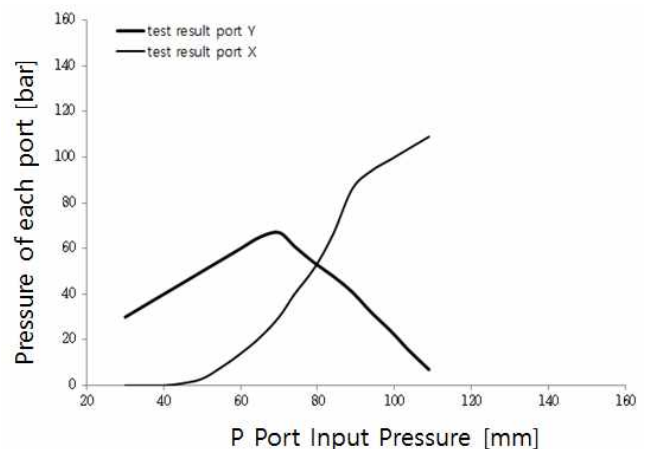


Fig. 10 Result of pressure characteristic test

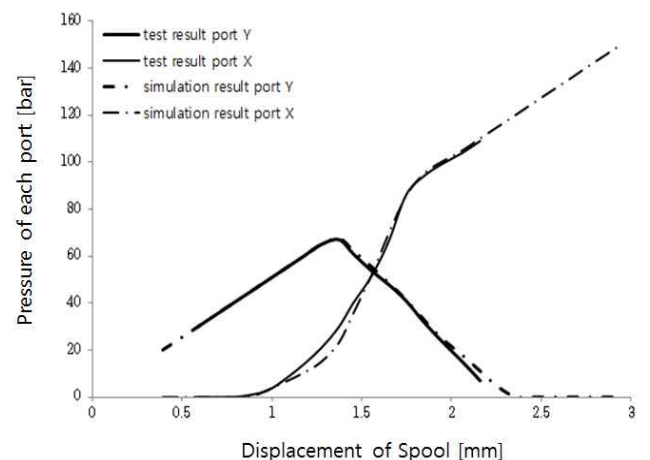


Fig. 11 Comparison of test result & 1D simulation result

여 설계 파라미터의 변화에 따른 레귤레이터 거동 특성을 예측하기 위한 시뮬레이션 모델을 상용되고 있는 레귤레이터를 분석하여 먼저 modeling 하였다. 이 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 실험을 실시하였다. 70~80 bar 사이에서 스톱이 절환 되도록 세팅하여 실험을 실시하였고, 그 결과를 AMESim을 이용한 1D 해석 결과와 비교한 결과는 Fig. 11과 같이 나타났으며, 오차 범위가 ± 5 bar 내로 성능시험 시 허용 오차 범위 내임을 확인하였다. CFX를 이용한 3D 해석의 결과와 실험 결과를 비교한 결과는 Fig. 12와 같으며, 이 결과 역시 오차 범위가 ± 5 bar 내로 성능시험 시 허용 오차 범위 내임을 확인함으로 이 모델의 신뢰성을 검증하였다. 이때 3D 해석에서는 1D 해석으로 알기 힘들었던 스톱 형상에 따른 스톱 주위에 의한 유동력의 영향을 확인하였다. 그 결과 계단 형상의 스톱의 경우 Fig. 13과 같이 스톱의 위치 변화에 따른 유동력이 나타남을 시뮬레이션 결과 확인 할 수 있었다. 그 결과 본 연구에 사용된 레귤레이터의 경우 유량에 의한 영향은 아주 적음을 확인 하였다.

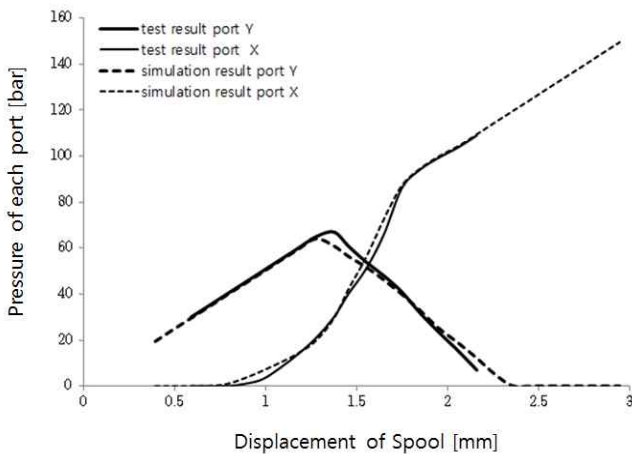


Fig. 12 Comparison of test result & 3D simulation result

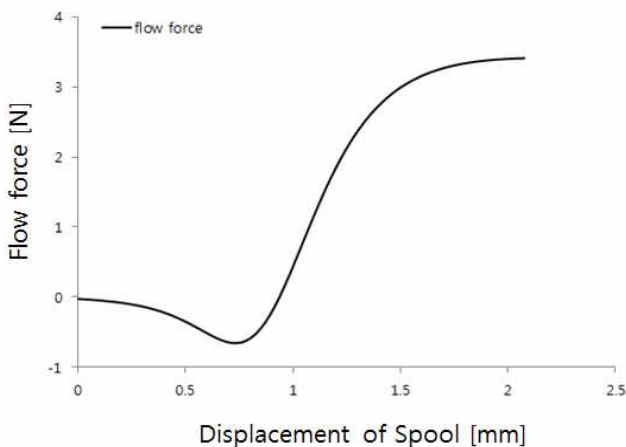


Fig. 13 Fluid power according to location of spool of CFX result

4. 파라미터 변화에 따른 밸브 거동에 대한 예측

4.1 스프링 상수, 스프링 초기 압축장 변화에 따른 특성 변화

원치 시스템 내의 메인 압력과 연결된 pilot 압력에 의한 구동력과 레귤레이터 내부 스톱 양단에 위치한 스프링들의 힘의 평형에 의해 스톱의 위치가 결정되어지는 레귤레이터 시스템에 있어서, 스프링B의 힘은 이 레귤레이터의 작동에 영향을 주는 중요한 파라미터이다. 이 스프링에 힘의 크기를 결정하는 주요인자인 스프링상수 k_B 와 초기 압축장 x_0 를 변화시켜 특성을 분석하였다^[4].

4.2 스톱과 슬리브 사이 겹침 길이 변화에 따른 특성 변화

스톱을 이용한 밸브의 경우 스톱과 슬리브의 겹침 길이에 따라 압력특성과 유량특성이 영향을 받으며, 이 파라미터들이 레귤레이

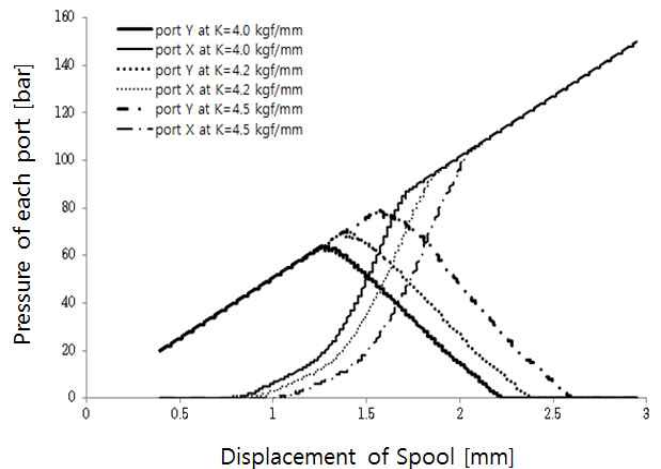


Fig. 14 Pressure change of each port according to spring B constant

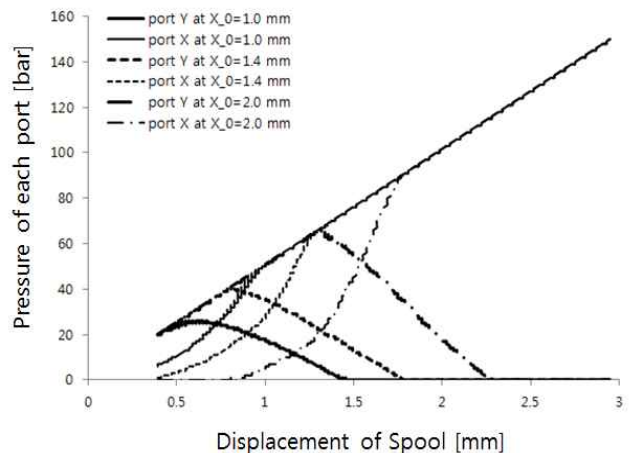


Fig. 15 Pressure change of each port according to initial spring compression

터의 성능에 영향을 주는 주요 파라미터가 될 것이다. Fig. 16에 스톱과 슬리브의 겹침 길이를 나타내었다. 스톱과 슬리브 사이의 겹침 형태가 오버랩이 될 경우 밸브의 압력 특성에서 불감대 영역이 생기게 되며 이는 정밀한 제어를 요구하는 시스템에서는 오차를 가지게 되는 주요 원인이 되는 주요 인자이나, 오버랩의 길이가 길어질 경우 스톱과 슬리브 사이의 간극을 키울 수 있는 장점이 있으

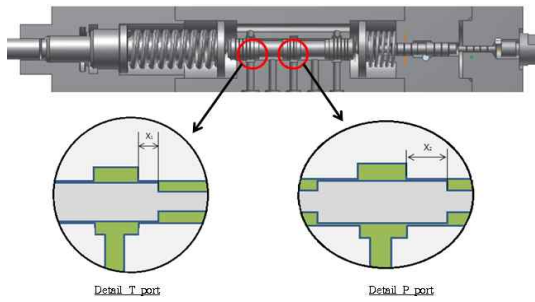


Fig. 16 Overlapping of T port and P port

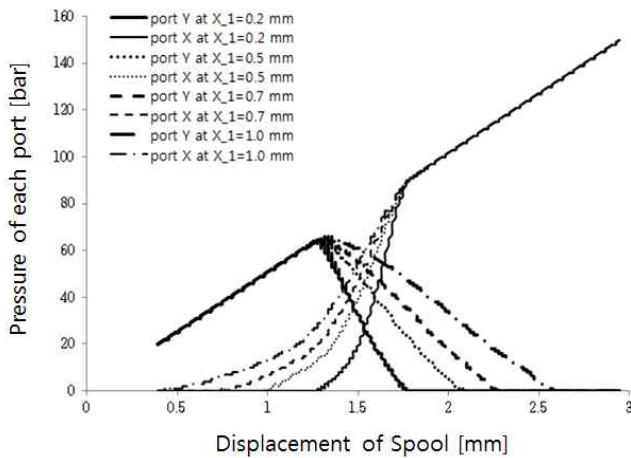


Fig. 17 Pressure change of each port according to overlapping length of T port

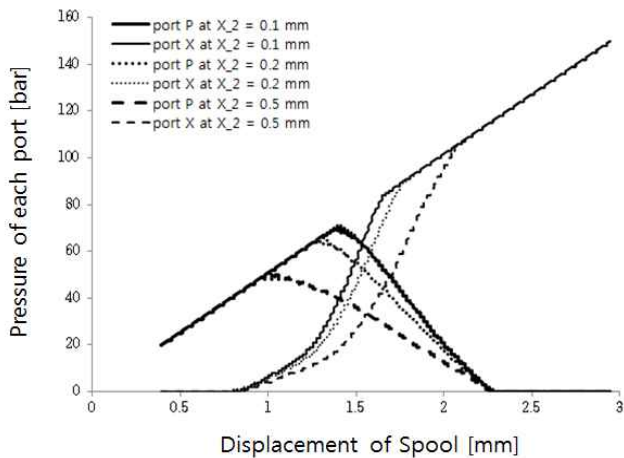


Fig. 18 Pressure change of each port according to overlapping length of P port

므로 적정 길이를 택하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 오버랩의 길이를 변화시켜 스톱의 위치변화에 따른 각 포트에서의 압력 변화 특성을 예측하기 위하여 AMESim을 이용한 1D 해석을 실시하였으며, 스톱과 슬리브의 적정한 오버랩 길이를 정하기 위하여 CFX를 이용한 3D 해석을 수행하였다. 이 결과는 Fig. 17과 18에 나타내었으며, T 포트의 오버랩 길이가 스톱의 위치변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성 변화에 어떻게 영향을 끼치는지 확인하였다. Fig. 19는 적정 오버랩 길이를 정하기 위한 CFX 해석 결과로 간극 0.025 mm에서 오버랩의 길이에 따른 압력 프로파일을 나타내었다.

4.3 스톱과 슬리브 사이 간극 변화에 따른 특성 변화

레귤레이터 설계 시 스톱과 슬리브 사이에 간극이 생기도록 설계가 되어진다. 스톱과 슬리브 사이의 간극은 압력특성과 유

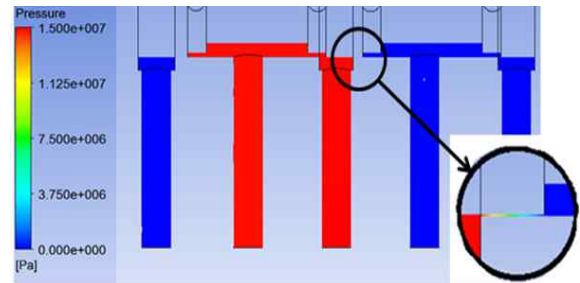


Fig. 19 Pressure profile of clearance on 0.025 mm

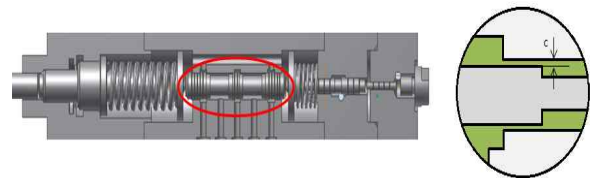


Fig. 20 Clearance between spool and sleeve

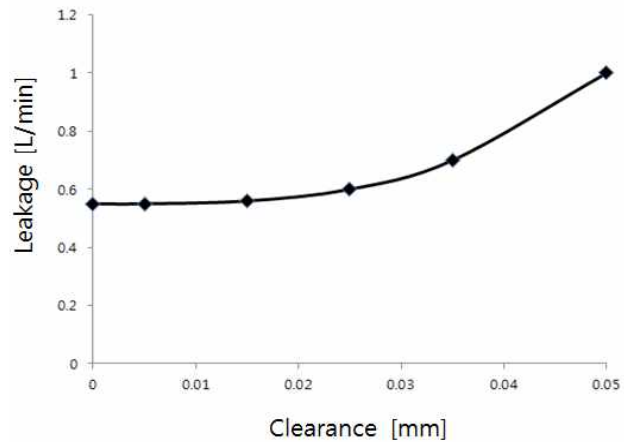


Fig. 21 Leakage flow according to change of clearance between spool and sleeve

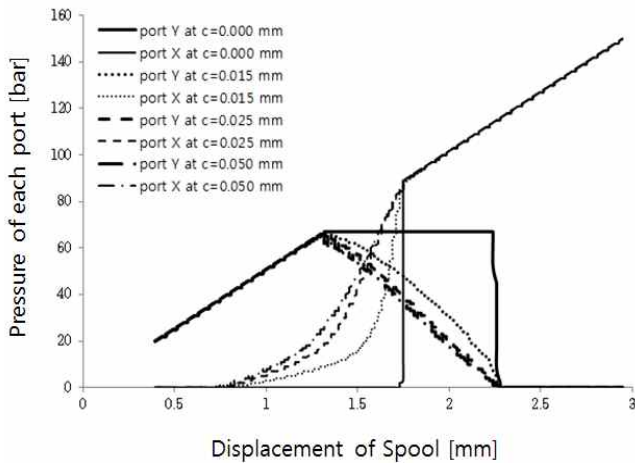


Fig. 22 Pressure change of each port according to change of clearance between spool and sleeve

량특성에 영향을 주는 레귤레이터의 중요 파라미터로서 이 간극의 크기에 따라 레귤레이터의 압력 변화 특성과 누유량이 변화한다^[15].

본 연구에서는 이 간극이 변화할 때 스톱의 위치변화에 따른 각 포트의 압력변화와 누유량을 예측하기 위하여 AMESim을 이용한 1D 해석을 실시하였다. 간극 $c = 0.000 \sim 0.050$ mm로 변화시켜 시뮬레이션을 실시하였으며, 그 결과 Fig. 21의 결과를 얻을 수 있었다. 이 결과로 0.025 mm 이상의 간극부터 누유량이 급격히 증가함을 확인 할 수 있었다. 다음으로 간극이 변화할 때 스톱의 위치변화에 따른 각 포트의 압력변화 특성을 예측하기 위하여 시뮬레이션을 하였고, 그 결과 Fig. 22의 결과를 얻었다. 이 결과 각 포트들의 압력 변화 특성은 0~0.025 mm 범위 내에서는 그 특성이 급격히 변화하며, 0.025 mm 이상의 간극에서는 압력변화의 특성이 적음을 확인하였고, 레귤레이터의 간극은 0.025 mm 이상의 크기로 설계함이 타당하다는 것을 확인하였다. 이일영^[7] 등은 통상적인 고압용 스톱 밸브의 경우 간극을 0.005~0.015 mm로 설계함을 권장하나, 시뮬레이션 결과로 본 연구에서 사용된 레귤레이터의 경우 원치 시스템에 따라 유압모터의 편심이 조절 가능해야하는 사용조건과 가공여건을 고려하여 간극의 설계 시 압력특성의 변화가 없으면서 누유량이 최소가 되는 0.015~0.025 mm로 선택하여 설계해야 함이 타당하다고 볼 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 먼저 밸브를 선택하는데 필수 요소인 사용압력, 그리고 유량을 정의하고 레귤레이터 선정의 필수요소인 최대압력, 최대유량, 그리고 레귤레이터의 포지션 절환 압력을 정의하였다. 레귤레이터의 설계파라미터 정의를 위하여 레귤레이터의 기능 및

치수를 분석한 결과, 최대유량 조건으로 각 포트의 사이즈와 스톱의 크기를 밸브의 기본이론을 이용하여 치수를 선정하였다. 그리고 최대압력 조건으로 스톱 위치 절환 압력을 정의하였다. 이때 성능에 영향을 미치는 주요설계 파라미터를 스프링 상수, 스프링의 초기 압축장, 스톱의 형상, 스톱과 슬리브 사이의 간극, 스톱과 슬리브의 겹침 형태로 정의하였고 이들의 영향을 파악하고 각 주요설계 파라미터들의 변화에 따른 밸브의 거동 특성 파악을 위하여 AMESim과 CFX를 이용하여 시뮬레이션을 실시하였다. 시뮬레이션을 이용하여 밸브의 거동 예측 결과는 스프링의 경우 스톱 위치가 절환되는 압력을 결정하는 주요한 파라미터임을 알 수 있었고, CFX를 이용하여 스톱이 계단 형상일 경우 밸브 내에서 작동유 유동이 스톱에 작용하는 유동력의 크기와 그 영향을 확인한 결과 유동력에 의한 영향은 아주 적음을 확인 하였고 레귤레이터에서 유량에 의한 영향은 적은 것을 알 수 있었다. 또한, 스톱과 슬리브 사이의 간극의 경우 압력 변화 특성과 누유량에 중요한 영향을 주는 파라미터임을 알 수 있었다. 본 연구에 사용된 레귤레이터는 원치의 내부 부하에 따라 모터의 편심이 결정하기 위하여 압력 특성에 영향을 적게 받으면서 누유량이 최소가 되는 0.015~0.025 mm의 범위에서 설계하는 것이 최적임을 알 수 있었다. 오버랩의 경우 간극에서 발생하는 압력 강하를 CFX를 이용하여 고려한 결과 P 포트에서는 0.2 mm가 타당하고, T포트에서는 0.7 mm로 설계함이 타당하다고 보며, 이 결과로 선박용 유압 원치에 사용되는 레귤레이터의 설계에 사용 할 수 있을 것으로 사료된다.

References

- [1] SNAK, 2000, Trim Design of Ships, DongMyungSa, Republic of Korea.
- [2] Park, W. H., Choi, J. H., Kim, J. S., Lee, W. T., 2010, A Study on the Low Temperature Application for the Speed Control Regulator of Hydraulic Motor used in Marine Winch, Proceedings of the KSPE conference No. 5, 1303-1304.
- [3] Park, T. J., Kun, Y. H., 2009, Lubrication Analysis of Hydraulic Spool Valve with Groove Cross Sectional Shapes, Journal of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers., vol25, No. 1, 13-19.
- [4] Oh, K. K., 2012, Rules for the Classification of Steel Ships Guidance, Korea Register of Shipping.
- [5] Lee, Y. S., 2012, Energy & Offshore to Transform, NH Investment & Securities Ltd., Republic of Korea.
- [6] Shin, W. K., Choi, H. Y., Shin, H. P., Moon, U. J., 2003, Flow Force Compensation by Stepped Spool Valve, Journal of the Korean Society

- for Precision Engineering Vol20, No. 6, 145-150.
- [7] Lee, Y. Y., 2012, Hydraulic Engineering, Moonundang, Republic of Korea.
- [8] Akers, A., Gassman, A., Smith, R., 2006, Hydraulic Power System Analysis, Taylor & Francis, United Kingdom.
- [9] Jung, C. J., Yang, S. Y., 2013, A Study on the Development of High Flow Solenoid Valve, Journal of Hydraulic and Pneumatic Construction of Mechanical Engineers, Vol10, No. 1, 7-13.
- [10] Lee, D. J., Kim, J. K., 2000, Design of an Automatic Winch System for Small Fishing Vessel, Bull. Korean Soc. Fish. Tech. 36, Korea.
- [11] Dok, G. W., Yang, S. Y., 2007, Development of a Seaborne Towing Winch System, Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology, Vol3, No. 1, 47-50.
- [12] Maoying, G., Nakano, K., 1986, Numerical study for the Compensation of Axial Flow in a Spool Valve by Boundary Element Method, Proceedings of the 2nd Intl. Conf. on Fluid Power Transmission and Control, 171-176.
- [13] Yun, S. N., Jung, Y. H., Kim, D. K., Seo, W. S., Choi, B. O., Lee, H. C., 2006, A Study on the Null Characteristics Improvement of Spool Valve, The Fall Conference of the Korea Society For Power System Engineering, 477-482.
- [14] Philip L., 2004, Hand book of Valve, HongPub, Republic of Korea.
- [15] Liu, S., Yao, B., 2009, Characterization and Attenuation of Sandwiched Deadband Problem using Describing Function Analysis and Application to Electrohydraulic Systems Controlled by Closed-center Valves, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control vol. 131, 1-7.
- [16] Shin, W. G., Choi, H. Y., Shin, H. P., Moon, E. J., 2003, Flow Force Compensation by Stepped Spool Valve, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol20, No. 6, 145-150.
- [17] Yeaple, F. 2006, Fluid Power Design Handbook, Dekker, United State of America.