유공압시스템학회지 제4권 제2호 pp. 35~43 2007년 6월

선박용 서브머지드 카고 펌프 시스템에 사용되는 유압 기술
Hydraulic technology for a Shipboard Submerged Cargo Pump System

김종기 · 박명환 · 김태형
J. G. Kim, M. H. Park and T. H. Kim

1. 서 언

최근 조선 산업이 초호황을 누리는 가운데 다양한 선박을 건조한 경험과 풍부한 일감이 확보된 상태에서 생산성 향상, 공법 개선 및 안정된 노사관계 등에 힘입어 국내 조선 산업은 향후에도 상당 기간 동안 세계 최고 수준의 경쟁력을 유지할 것으로 전망된다.

국내 조선소의 2005년도 수주 실적 및 건조량은 세계 1위이나, 핵심 자본재인 디젤엔진을 포함한 주요 조선기자재 부문의 기술력은 아직도 발전 도상에 머무르고 있으며, 주요 조선 기자재 관련 기술경쟁력의 열세로 인해 외국사의 라이선스에 의한 생산·조립 또는 외국 전문 제조사로부터의 수입에 의존하고 있는 실정이다.

특히, 원유로부터 정제한 석유제품을 운송하는 프로덕트 캐리어(Products Carrier), 특정 화학제품의 액체 원료를 운송하는 캐미컬 캐리어(Chemical Tanker) 등에 장착되는 서브머지드 카고 펌프 시스템(Submerged Cargo Pump System, 이하 SCPS, 그림 1 참조)은 선박의 건조 목적인 석유 및 화학제품 운송을 위한 핵심 기자재로써 각 탱크별로 다양한 제품(Cargo Oil)을 양하하는 역할을 수행한다. SCPS는 선박의 주요 추진 원동기인 디젤 엔진(주기관)과 함께 선박의 운용 및 영업활동을 위한 매우 중요한 핵심 기자재이며, 주기관 엔진 다음으로 선체 가격에서 차지하는 비중(약 7.0%)이 높다.

현재까지 국내에는 SCPS의 생산 업체가 없어 전량 수입에 의존하고 있으며 세계적으로도 특정 제조사에 의해 생산, 공급되고 있다. SCPS의 국산화가 이루어진다면, 국내 조선 기자재 산업의 발전에 기여함은 물론이고, 원화로 결재되고, 납기가 단축된 SCPS의 수급 조건이 갖추어져 국내 조선산업의 지속적 발전에도 도움이 될 것으로 기대된다.

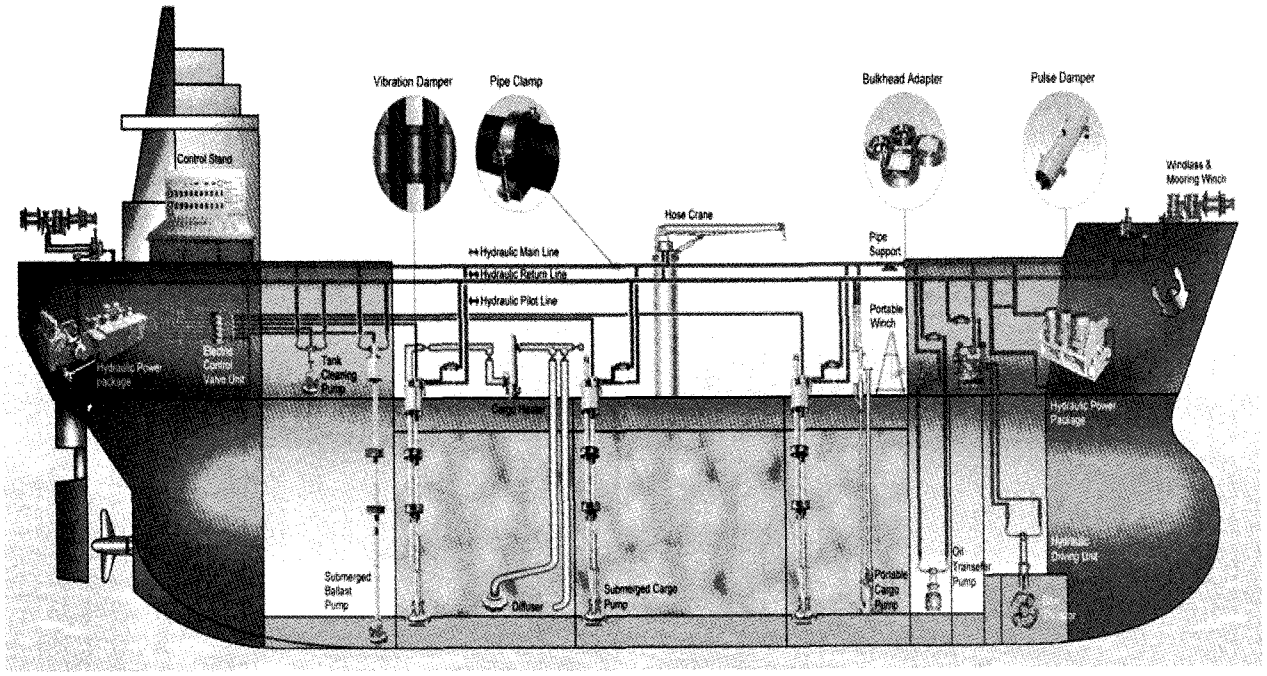


그림 1 서브머지드 카고 펌프 시스템의 선내 배치(예시)

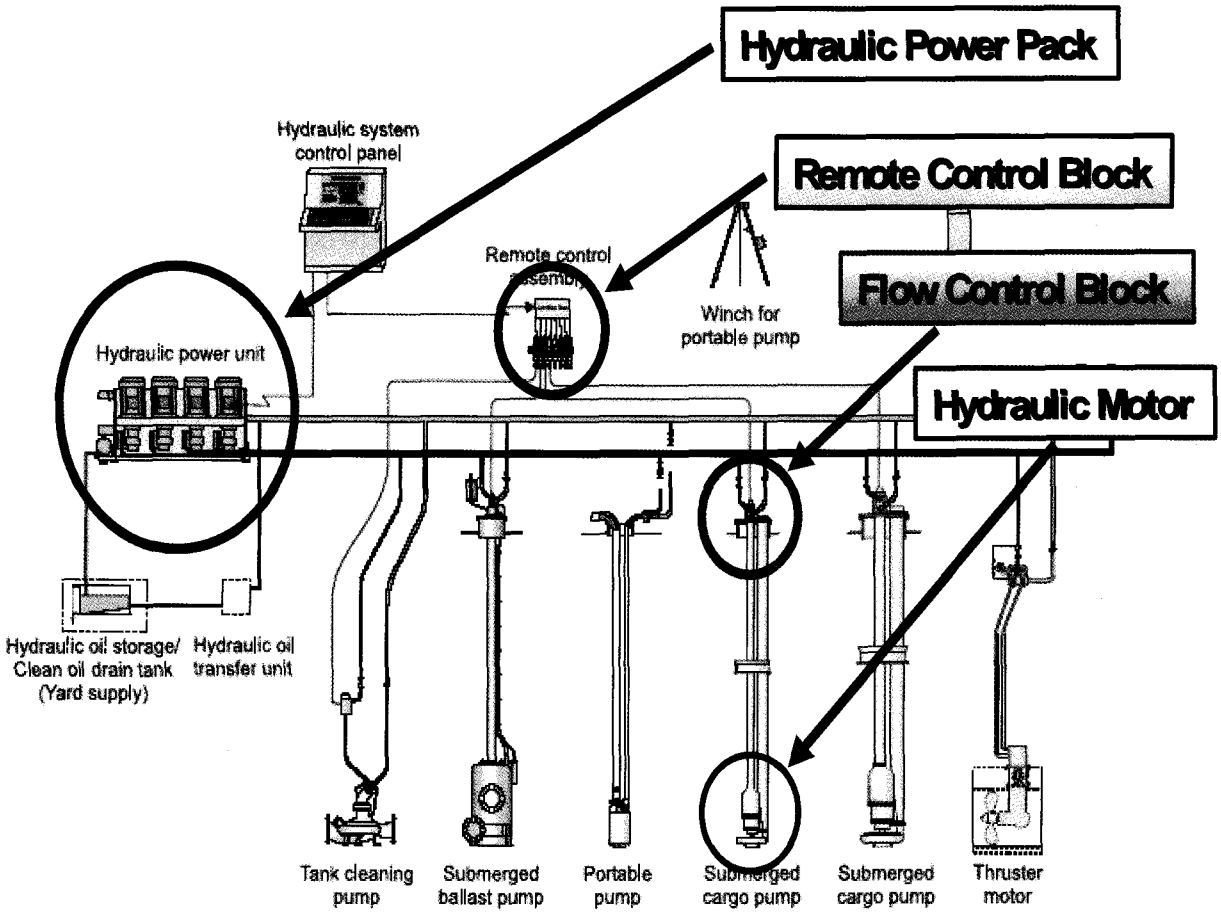


그림 2 SCPS의 유압 장치

국내·외의 관련 기술 현황을 살펴보면, 먼저 선진 제작사의 경우, 선박의 대형화에 따라 카고 펌핑 용량을 600 m3/hr × 125 mlc 까지 증대하고, 임펠러, 유압 모터, 유압 파워 패키지의 성능 향상 및 소음·진동 감소를 위한 기술개발에 주안점을 두고 있다. 특히 세계 시장에서 독점적인 지위와 경쟁력을 보유하고 있는 노르웨이의 Framo社는 오랜 기간 동안의 설계, 제작 및 A/S 경험에서 터득한 풍부한 기술력을 바탕으로 대형 SCPS를 개발하여 세계 시장을 주도하고 있으며, 선주 및 조선소들로부터 높은 평판을 받고 있다. 일본의 Kosaka社는 SCPS를 개발 완료하였으나, Framo社의 인지도, A/S 체계 등의 열세로 수출 실적은 미비하며, 주로 중·소형 선박용 SCPS를 일본국 내수 위주로 생산 및 납품하고 있는 실정이다. 그러나, 국내에서는 근래에 들어서 S社 및 H社 등에서 SCPS 관련 분야의 특허 조사 및 설계, 해석 등에 대하여 검토를 시작하고 있는 실정이며 향후 지속적인 조선 산업의 경쟁력 유지를 위해서는 조속한 국산화 개발이 시급하다고 하겠다.

SCPS를 구성하는 대표적인 유압 장치들을 그림 2에 나타내었다. 본 해설에서는 SCPS에 사용된 유압 회로의 구성에 대해서 설명하고 유압 회로의 에너지 효율, 시스템 제작비용 및 운전관리의 편의성을 동시에 고려한 유압 회로 설계의 최적화 과정을 설명한다. 전체 유압 회로에 대한 수치 해석 모델을 구하고 수치 시뮬레이션을 통하여 유압 회로의 운전 안정성 및 에너지 효율 등을 살펴본다.

2. 대표적 SCPS의 유압 회로 해석 및 분석

대표적인 SCPS 제조사인 A社 및 B社의 SCPS를 채택한 3척의 선박에 대한 일반적 자료를 표 1에 나타내었다.

또한, SCPS의 대표적인 시스템 구성을 그림 3에 나타내었다.

2.1 메인 유압 파워 패키지의 성능 분석

A社 및 B社에서 사용하고 있는 메인 펌프는 채택된 선박의 크기가 유사한 경우에는 동일하게 회

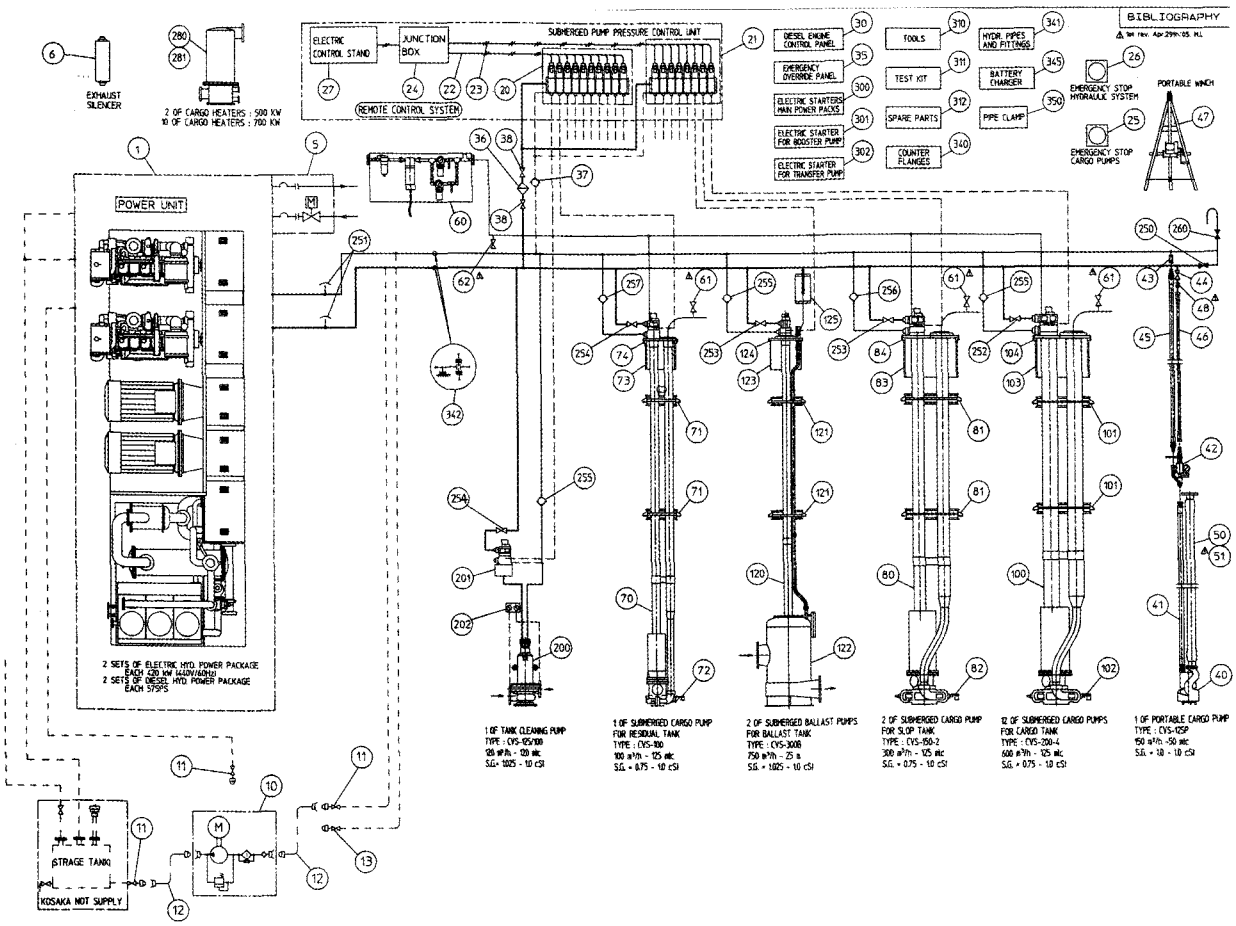


그림 3 SCPS의 대표적 시스템 구성 (K社)

전당 500 cc를 토출하는 4개의 펌프를 사용하였으며, 전체의 토출 유량은 조금의 차이가 있어서 A社는 분당 3,250 ℓ이고, B社는 3174 ℓ 이며, 사용 압력은 A社는 275 bar이고 B社는 280 bar로 거의 유사한 토출 유량과 작동 압력임을 알 수 있다.

메인 펌프의 토출량과 압력의 차이는, 각 메이커의 카고 펌핑 시에 요구하는 동시 운전 조건으로 구동되는 카고 펌프의 수량과 펌프의 특성 차이에서 오는 것으로 추정된다. 그러나 검토 대상 2개 사가 6개의 카고 펌프를 동시에 구동하는 것이 최대 유량의 조건으로 확인되었다.

표 1 A社 및 B社의 SCPS가 탑재된 선박의 일반 자료

Ship Capacity	46K	45.8K	46K
Kind of ship	Product carrier	Product carrier	Product carrier
Country	Korea	Italy	Korea
Classification	KR	ABS/RINA	ABS/KR
System supplier	B	A	A
Ship delivery year	2006	2006	2003 & 2004

부스트용인 피더 펌프는 상당한 차이가 있는 것으로 A社는 분당 278 ℓ이며, B社는 800 ℓ로 약 3배의 차이를 보이고 있으며, 양사가 동일하게 3개의 펌프를 사용하고 있다. 구동방식은 A社는 카고 펌핑 시 2개를 구동하고 운항 시에는 1개를 구동하며, B社는 구동이나 운항 시에 1개를 구동한다. 1개의 펌프는 비상시용이며, 일반적인 유압으로는 A社의 선정이 적합한 것 판단된다.

트랜스퍼 펌프는 2개사가 34 ℓ 및 35 ℓ를 사용하여 유사한 형태를 갖고 있으며, 이는 단지 초기 오일 차징 또는 수리 · 보수 시에 오일을 일정 장소로 이동하는 목적으로 사용하므로 중요한 차이는 아니라 판단된다.

2.2 각종 펌프 구동용 장치 분석

4대의 메인 펌프 구동에 사용하는 원동기로는 2개사 동일하게 2개의 전동 모터와 2개의 디젤엔진을 사용하였으며, 전동 모터는 동일하나 디젤엔진은 A社는 425 kW이고, B社는 456 kW로 약간의 차이는 있으나 메인 펌프 구동에는 문제가 없으며, 카고

펌핑 시 모든 메인 동력은 동시에 구동되며, 경우에 따라 별도 구동 또한 가능하다.

2 개사 모두의 피드 및 트랜스퍼 구동용 전동 모터는 유사하나, 최근에 A社는 피드 펌프용 동력으로 8.5 kW를 사용하고 있다.

2.3 쿨러의 성능 및 냉각수에 대한 분석

쿨러는 고압 및 대유량의 유체 에너지가 카고 펌프를 구동하는 동안 발생되는 에너지 손실로부터 발생되는 열을 냉각하기 위한 장치로, 2개사의 냉각 능력은 유사하여 A社는 470 kW이고 B社는 504 kW이며, 냉각수도 거의 동일한 양을 사용하고 있다.

2.4 작동 오일 온도 및 청정도 비교

유압 파워 패키지에서는 적정 오일 온도와 청정도의 유지가 매우 중요하다. 시스템 설치 후 모든 배관 부분의 플러싱 후의 청정도를 A社는 ISO4406에 따른 15/11등급을 요하며, B社는 NAS1638의 7등급을 요하고 있다. 그러나 유압 파워 패키지에 사용된 필터는B社의 경우 NAS1638의 9등급 정도며, A社는 경우는 ISO4406에 따른 16/12등급으로 플러싱에서 요구하는 것 보다는 등급이 떨어진다. 특이한 사항은 A社는 고압 라인용 필터를 적용하지 않은데 반하여, B社는 고압 라인용 필터를 적용하여 유압 장치의 청정도 관리를 강화하고 있는 점이다.

작동 온도 범위는 오일 점도 VG46 기준으로B社는 25~60℃이고 A社는 20~60℃ 이다.

2.5 유량 제어 밸브(Flow Control Valve)의 분석

FCV는 크게, 압력 보상 밸브(Pressure Compensate Valve), 압력 보상 밸브 파일럿 압력 제어용 비례 전자 방향 제어 밸브, 부하 변동 측정용 벤츄리 등으로 구성된다.

그림 4 및 5는 각각 A社 및 B社 FCV의 주요 부품인 유량 감지용 벤추리부의 단면 형상을 나타낸 것이다.

카고 탱크 내 액위가 하강하여 스트리핑(stripping) 상태에 도달하면 카고 펌프의 부하가 급격히 줄어들어 카고 펌프 구동용 유압 모터가 오버런(over-run)하게 되면 카고 펌프 및 구동용 유압모터계에 위험한 상황이 발생할 수 있다. FCV는 밸브의 입구와 출구의 압력차에 변화가 생겨도 펌프 구동용 유압모터의 속도가 일정하게 유지되도록 제어하는 것이 그 목적이다.

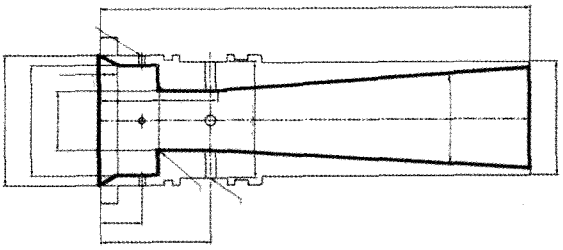


그림 4 A社의 FCV용 벤추리부 단면 형상

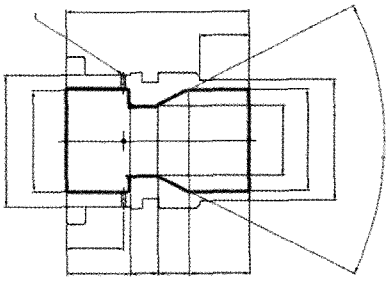


그림 5 B 社의 FCV용 벤추리부 단면 형상

정상 운전 중이던 유압 모터가 오버런 상태로 되면 급격한 유량 증가가 발생한다. 유량이 증가하게 되면 벤츄리를 통과하는 유체의 속도가 빨라지게 되고, 벤츄리 입구부에서의 압력과 벤츄리 목부에서의 압력의 차이가 설정치 이상으로 커지게 된다. 벤츄리 입구부 및 목부에서의 압력차가 설정치 이상으로 커지면 이 압력차를 파일럿 신호로 받는 압력 보상 밸브 파일럿 압력 제어용 비례 전자 방향 제어 밸브가 작동하여 벤츄리 입구부의 압력을 떨어트리게 되며, 이것은 벤츄리 통과 유체의 압력을 떨어트려 결국 유압 모터에 공급되는 유량을 일정하게 유지시켜 준다.

이러한 FCV의 설계에 있어서 중요한 부분 중의 하나가 벤츄리의 축소부 및 확대부의 설계이다. 특히 확대부의 경우에는 에너지 손실과 매우 밀접한 관계가 있기 때문에 신중한 설계가 요구된다.

2.6 SCPS의 에너지 효율 계산

유압 회로의 에너지 효율은 메인 펌프의 송출 유체 동력과 카고 펌프 구동용 유압 모터의 구동 동력의 비로써 나타낼 수 있으며 그 식은 아래와 같다.

$$\text{에너지 효율 } \eta = \frac{L_1 - L_2}{L_1} \times 100\,(\%) \qquad (1)$$

여기서, L_1은 메인 펌프의 송출 유체 동력, L_2는 카고 펌프 구동용 유압 모터의 구동 동력을 나타낸다. 전체 유압 시스템의 손실 동력 L_l은 $L_1 - L_2$

로 나타낼 수 있으며, 동력 손실의 주요 원인으로는 고압 및 저압 관로에서의 마찰 손실, FCV에서의 유동 손실 및 기타 제어용 유압 동력 손실 등이 있다.

A社 및 B社의 유압 회로에 대하여 전문 유압 시스템 해석 S/W인 AMESim을 사용하여 에너지 효율을 계산하였다.

2.6.1 고압 및 저압 관로에서의 손실 에너지

유압 관로에서의 손실 에너지를 계산하기 위해서는 모든 유압 관로에 대한 정보, 예를 들어 관로들의 직경, 길이, 각종 관로 연결부의 종류, 수량 및 치수 등의 정보가 모두 있어야 한다. 그러나 이러한 관로의 규격은 건조되는 선박마다 달라질 수 있기 때문에 저자들은 표 2에 제시한 관로 조건 하에서 손실 에너지를 검토하였다. 그리고 각 사의 유압 회로 에너지 효율의 비교를 위하여 관로 길이는 동일한 값으로 하였다.

그림 6은 AMESim S/W로 구성한 유압 회로도이며, 손실 에너지 계산 결과도 표 2에 함께 나타내었다.

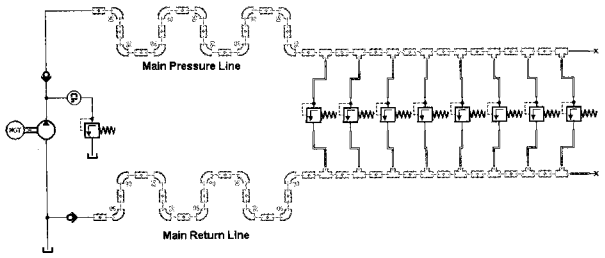


그림 6 유압 관로에서의 손실 에너지 계산을 위한 시뮬레이션 모델

표 2 유압 관로에서의 손실 에너지 계산 결과

구 분	A社	B社
시뮬레이션 조건	메인 펌프 공급 압력 : 250 bar, 펌프 송출 유량 : 3520 [ℓ/min], 부하 밸브 설정 압력 : 250 bar, 부하 밸브 사이의 간격 10 [m], 메인 펌프에서 고압측 부하 분기 관로까지의 길이 : 50 [m], 부하 분기 관로에서 부하까지의 거리 : 10 [m], 저압측 부하 분기 관로에서 탱크까지의 길이 : 50 [m]	
	고압 관로 내경 : 96[mm]	고압 관로 내경 : 108[mm]
	저압 관로 내경 : 160.3[mm]	저압 관로 내경 : 159.2[mm]
	부하 관로 내경 : 35[mm]	부하 관로 내경 : 34.4[mm]
고압 관로 손실 에너지	9.485 kW	8.210 kW
저압 관로 손실 에너지	0.768 kW	1.258 kW
전체 손실 에너지	10.253 kW	9.468 kW

표 2에 나타낸 결과에서, 고압 관로에서의 손실 에너지는 A社가 B社 보다 크며, 저압 관로에서의 손실 에너지는 B社가 A社 보다 큰 것을 알 수 있다. 이것은, A社의 고압 관로 내경이 B社 보다 작아서 동일한 유량 및 압력에서 유체 관마찰 손실이 크기 때문이다.

저압 관로에서의 손실 에너지 차이 역시, 각 사의 관로 직경 차이 때문이다. 전체 손실 에너지는 A社가 B社보다 조금 큰 것을 확인할 수 있다.

2.6.2 FCV에서의 손실 에너지

각 사의 FCV 손실 에너지를 계산하기 위해서 AMESim을 사용한 시뮬레이션을 수행하였으며 시뮬레이션 모델을 그림 7에 나타내었다. 시뮬레이션 조건 및 그 결과는 표 3에 나타내었다.

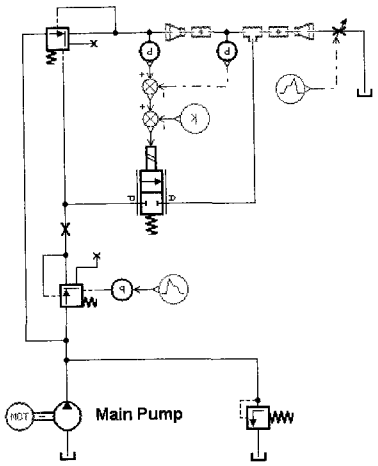


그림 7 FCV의 손실 에너지 계산용 시뮬레이션 모델

표 3 FCV에서의 손실 에너지 계산 결과

구 분	A 社	B 社
시뮬레이션 조건	메인 펌프 송출 유량 : 500 [ℓ/min], 메인 펌프 송출 압력 : 280 bar, 부하 유량 440 [ℓ/min], 압력 보상 밸브 설정 압력 : 250 bar	
압력보상밸브 입구부 및 출구부의 압력차	30 bar	30 bar
압력보상 밸브에서의 손실 에너지	21.9912 kW	21.9912 kW
Venturi 입구부 및 출구부의 압력차	2.05 bar	2.11 bar
Venturi에서의 손실 에너지	1.50 kW	1.55 kW
FCV 1대에서의 손실 에너지	23.50 kW	23.54 kW
FCV 8대에서의 손실 에너지	187.97 kW	188.30 kW

FCV에서만의 손실 에너지를 계산하기 위해서 관로 상에서의 유체 손실은 없다고 가정하였으며, 벤츄리 부분을 제외한 나머지 부분들은 동일하게 설정하였다.

표 3에서, FCV에서의 손실 에너지는 A社와 B社가 거의 차이가 없음을 알 수 있다.

이상의 결과에서, A社의 경우 전체 손실 에너지는 약 198.2kW, B社의 전체 손실 에너지는 약 197.8 kW이며, 양 사의 에너지 손실은 거의 같음을 알 수 있다.

3. SCPS 유압 회로의 설계 및 성능 시뮬레이션

3.1 메인 유압 파워 패키지의 설계

유압 파워 패키지는 실선에 설치될 카고 펌프 모듈의 용량 및 수량을 고려한 용량과 실선에서의 설치 공간을 고려한 크기로 설계되어야 한다. 하지만 카고 펌프 모듈의 수량이나 실선에서의 설치 공간 등은 선박마다 다르기 때문에 본 해설에서는 용량 46K인 선박을 대상으로 하는 SCPS의 용량 및 크기를 기준으로 하였다.

유압 파워 패키지에서 필요로 하는 전체 송출 유량은 6개의 카고 펌프를 구동할 수 있어야 하며 누설 유량 등을 고려하여야 한다. 1대의 카고 펌프 구동을 위한 정격 유량은 524 ℓ/min이며, 정격 압력은 260 bar이다. 카고 펌프의 총 설치 수량은 12대이며, 한번에 6대씩 구동된다. 유압 파워 패키지에서 사용되는 메인 유압 펌프는 총 4대로 구성되며 이는 펌프의 고장 발생 등을 고려한 것이다. 또한, 메인 유압 펌프 구동은 전동기와 디젤 엔진으로 이원화하였다. 이러한 조건을 만족시키면서 현재 상용화된 유압 펌프를 고려하여, 전동기 구동식 유압 펌프는 정격 유량 792 ℓ/min, 정격 압력 260 bar로, 디젤 엔진 구동식 유압 펌프는 정격 유량 795 ℓ/min, 정격 압력 260 bar로 선정하였다. 부스트 펌프는 총 3대가 설치되며 각각의 펌프는 정격 유량 390 ℓ/min, 정격 압력 3 bar이다.

작동유의 청정도 유지를 위해서, 4대의 메인 펌프

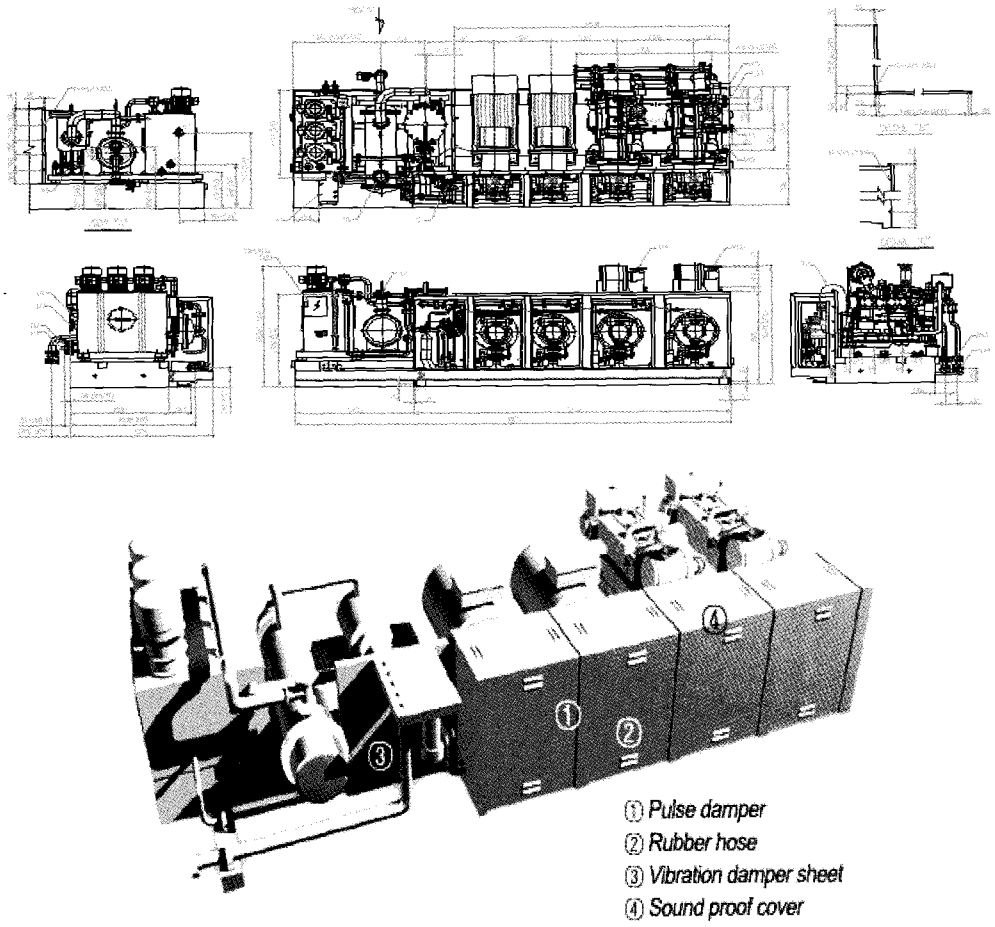


그림 8 유압 파워 패키지의 외형 및 설계도

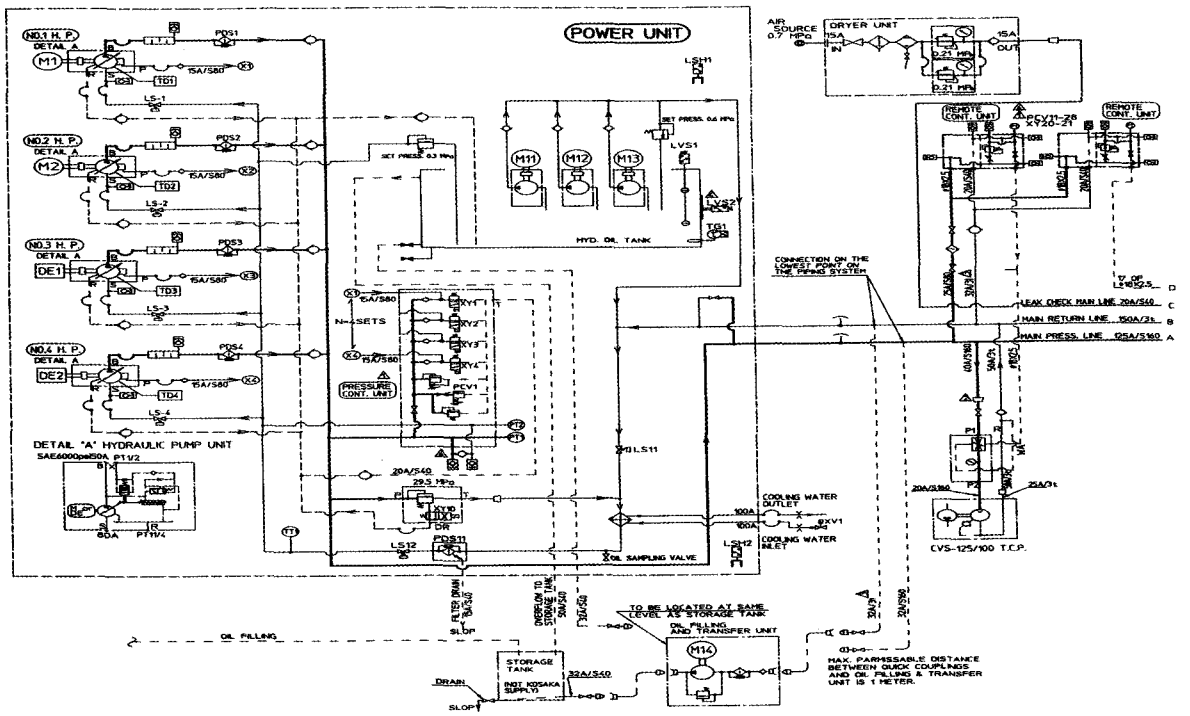


그림 9 SCPS의 유압 회로도(액추에이터는 1개만 대표적으로 표시함)

토출측에 고압용 라인 필터를 설치하며, 메인 펌프로 돌아오는 저압 관로측에도 저압 대유량형 라인 필터를 설치하기로 한다.

유압 파워 패키지 구성품들의 설치 위치 및 배관 등은 전체 패키지의 크기, 유지 보수의 편리성 및 가격 등을 고려하여 최적으로 배치하였다.

유압 파워 패키지의 외형 설계도 및 회로도를 각각 그림 8과 9에 나타내었다.

3.2 FCV의 설계

본 해설에서 사용하는 전문 유공압 해석 S/W인 AMESim에서는 모든 관로 모델을 실험식에 기초하여 만들어져 있으며, 이것은 AMESim 모델을 사용한 수치 시뮬레이션 결과와 많은 유체 역학 관련 서적들에 나와 있는 실험식을 직접 프로그래밍하여 행한 수치 시뮬레이션 결과와 매우 잘 일치하는 것을 확인하였다.

벤츄리 설계 파라미터 변동에 따른 FCV 특성을 고찰하기 위해서 FCV 해석용 AMESim 모델을 만들었다. 그리고 유로가 서로 다른 2가지의 FCV 모델을 제시한다. 그림 10과 FCV-1의 AMESim 모델을 나타내며, 11은 FCV-2의 AMESim 모델을 나타낸다. FCV-1 모델은 압력 보상 밸브 파일럿 압력 제어용 비례 전자 방향 제어 밸브의 제어 유량을 벤츄리부로 보내며, FCV-2 모델은 탱크로 보낸다.

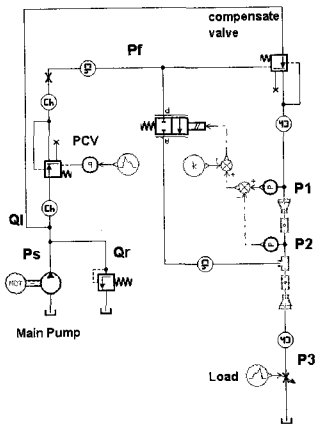


그림 10 FCV-1의 AMESim 모델

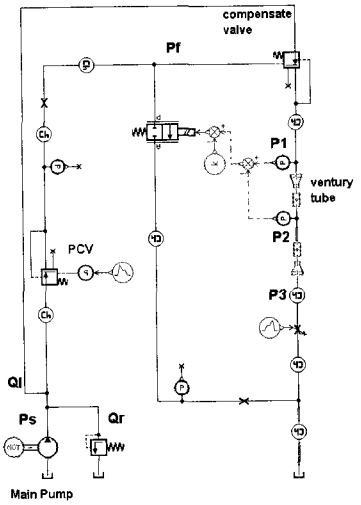
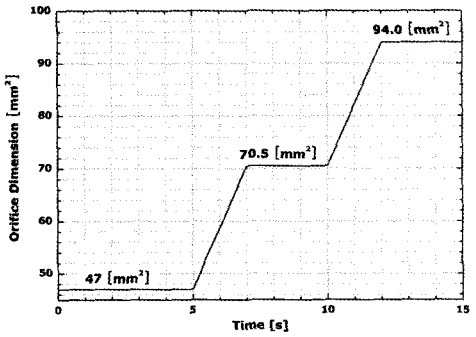


그림 11 FCV-2의 AMESim 모델

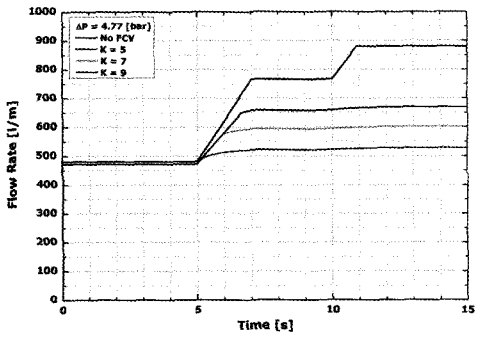
3.3 FCV의 성능 시뮬레이션

먼저, 벤츄리부의 입구부와 목부에서의 압력차 Δp ($=p_1-p_2$)가 FCV의 부하 유량 제어에 미치는 영향을 검토하였다. Δp를 4.77, 14.7 bar가 되도록 벤츄리부를 설계하고 그 때의 비례 전자 방향 제어 밸브에 가해지는 부하 압력 오프셋(offset)의 크기를 각각 5, 10, 15로 설정하였다. Δp가 오프셋 크기 이상일 경우에 비례 전자 방향 제어 밸브의 유로가 개방되어 압력 보상 밸브의 파일럿 압력이 낮아지게 된다. 부하 변동은 가변 오리피스의 개구 면적 변화로 구현하였다.

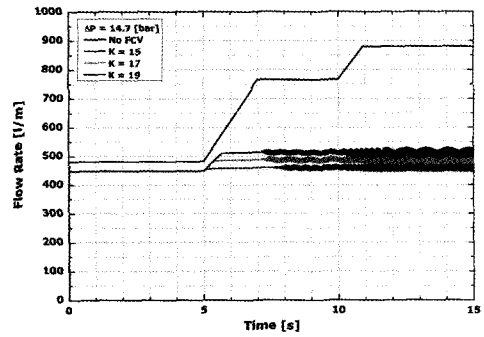
그림 12는 FCV-1 모델의 시뮬레이션 결과이다. (a)는 가변 오리피스의 개구 면적 변화를 나타내며, (b)는 Δp = 4.77 bar, k = 5, 7, 9인 경우, (c)는 Δp = 14.7 bar, k = 15, 17, 19인 경우의 시뮬레이션 결과이다.



(a) 가변 오리피스의 개구면적 변화



(b) Δp=4.77 bar, k=5,7,9



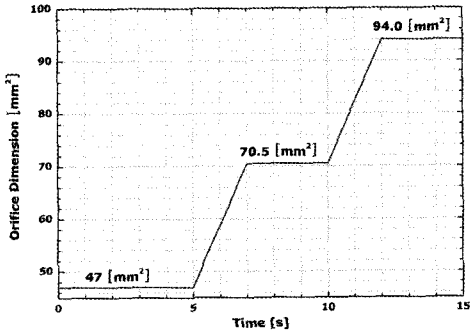
(c) Δp=14.7bar, k=15,17,19

그림 12 FCV-1 모델의 시뮬레이션 결과

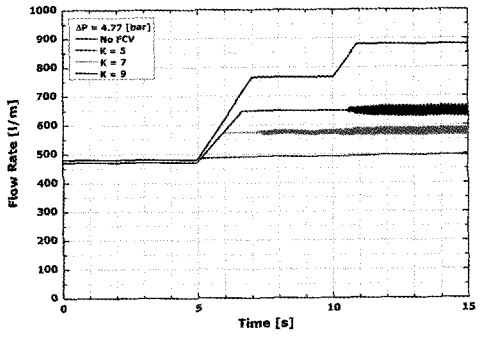
그림에서, Δp가 클수록 부하 변동에 따른 유량 증가가 작음을 알 수 있다. 하지만, Δp가 큰 경우에는 부하 유량이 일정하지 않고 떨림 현상이 발생하였다. 이것은 벤츄리의 목부가 너무 작게 설계되어 미세한 부하 유량 변화에도 큰 압력차가 발생함으로써 비례 전자 방향 제어 밸브가 지속적인 개폐 작동을 하고 있기 때문이다.

그리고, 동일한 Δp에서는 k 값이 작을수록 유량 제어가 우수함을 알 수 있다. 이것은 미세한 부하 변동에도 비례 전자 방향 제어 밸브가 개방되기 때문이다.

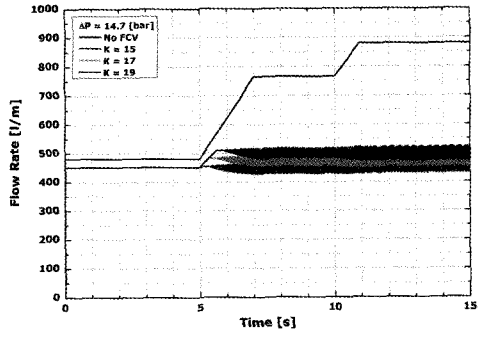
그림 13은 FCV-2 모델의 시뮬레이션 결과이다. (a)는 가변 오리피스의 개구 면적 변화를 나타내며, (b)는 Δp = 4.77 bar, k = 5, 7, 9인 경우, (c)는 Δp = 14.7 bar, k = 15, 17, 19인 경우의 시뮬레이션 결과이다.



(a) 가변 오리피스의 개구면적 변화



(b) Δp=4.77 bar, k=5,7,9



(c) Δp=14.7bar, k=15,17,19

그림 13 FCV-2 모델의 시뮬레이션 결과

FCV-1 모델과 마찬가지로 Δp가 클수록 부하 변동에 따른 유량 증가가 작음을 알 수 있으며 FCV-1 모델보다 유량 증가폭이 작음을 확인할 수 있다. 하지만 FCV-1 모델에 비하여 부하 유량이 일정하지 않고 떨림 현상이 더 많이 발생함을 알 수 있다. 이것은, FCV-1 모델의 경우, 비례 전자 방향 제어 밸브가 개방되면서 압력 보상 밸브에 작용하던 압력은 감소하지만 벤츄리 목부의 압력을 증가시킴으로서 압력 감쇠가 줄어들었기 때문이다.

이상의 시뮬레이션 결과로부터, 벤츄리의 입구부, 목부, 출구부 등의 파라미터에 의해 부하 압력차가 결정되고 그것에 따라서 FCV의 유량 제어 특성이 많이 변한다는 것을 알 수 있다. FCV의 유량 제어 특성을 좋게 하기 위해서는 벤츄리에서의 부하 압력차가 크게 발생하는 것이 좋지만 시스템의 안정성이 나빠지는 것을 알 수 있었다. 또한 부하 압력차를 크게 할수록 그만큼 손실 에너지가 커지는 것이므로 시스템 효율이 나빠지게 된다. 따라서 적절한 부하 압력차가 날 수 있도록 벤츄리를 설계하는 것이 중요하다 할 수 있다.

4. 결 언

본고에서는 선박용 서브머지드 카고 펌프 시스템의 유압 회로에 대하여 상세히 해설하였다.

대상 시스템의 선진 제조사 제품에 관한 설계상의 특징, 에너지 효율 등을 자세히 분석하였으며, 분석 결과를 토대로 SCPS 주요부의 설계안을 제시하였다.

또한, SCPS의 주요 부품 중의 하나인 유량제어 밸브(FCV)의 수치해석 모델을 완성하여 각종 설계 파라미터 변동에 따른 성능 변화에 대하여 자세히 고찰하였다.

이상의 결과들은 선박용 서브머지드 카고 펌프 시스템의 국산화 개발에 소중한 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 기대한다.

참고 문헌

1) "Hydraulic Fluid Power, Fluids, Method for Coding the Level of Contamination by Solid Particles", BS ISO 4406, International Organization for Standardization, 2004.

2) "Cleanliness Requirements of Parts Used in Hydraulic Systems", NAS 1638, National Aerospace Standard, 2000.

3) Mannesmann Sachs AG, "Self Pumping Hydro-pneumatic Shock Strut with Internal Level Regulation", USA Patent Number US6202993 B1, 2001.

[저자 소개]

김종기(책임저자)

E-mail : jgkim@stxenpaco.co.kr
Tel : 055-280-0791
1959년 11월 1일생.
1981년 동아대학교 기계공학과 졸업, 현재 STX엔파코(주) 기술연구 소장, 조선 해양 기술 분야에 관한 연구에 종사, 선박용 엔진 개발로 국무총리상 수상 및 대한민국 과학기술진흥유공자로 선정

[저자 소개]

박명환

E-mail : mhpark@stxenpaco.co.kr
Tel : 055-280-0725
1961년 9월 30일생.
1996년 창원대학교 기계공학과 석사과정 졸업, 현재 STX엔파코(주) 기술연구소 차장으로 근무, Submerged Cargo Pump System 등의 선박용 기계 시스템 개발에 종사.

[저자 소개]

김태형

E-mail : thkim.mmaster@gmail.com
Tel : 051-620-1612
1975년 3월 6일생.
2002년 부경대학교 메카트로닉스공학과 박사과정 수료, S&T 대우 기술연구소 근무, 현재 부경대학교 산업과학기술연구소에서 유압시스템 제어 응용에 관한 연구에 종사, 유공압시스템학회, 대한기계학회 등의 회원.