한국기계가공학회지, 제21권, 제7호, pp. 105～113(2022.07) ISSN 1598-6721(Print)
Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 21, No. 7, pp. 105～113(2022.07) ISSN 2288-0771(Online)

https://doi.org/10.14775/ksmpe.2022.21.07.105

가변용량형 사판식 피스톤 펌프의 구조해석 및 성능시험

이정실*, 전차수**,#

*경상국립대학교 대학원 융합기계공학과, **경상국립대학교 산업시스템공학부, 공학연구원

Structural Analysis and Performance Test of Variable Displacement Swash Plate Piston Pumps

Jeong-Sil Lee*, Cha-Soo Jun**,#

*Department of Convergence Mechanical Engineering, Gyeongsang National University,
**Department of Industrial and Systems Engineering & Engineering Research Institute, Gyeongsang National University

(Received 23 May 2022; received in revised form 12 June 2022; accepted 23 June 2022)

ABSTRACT

In this study, a variable displacement swash plate pump supplying high-pressure hydraulic oil to control the hydraulic system of a marine engine was developed. A structural analysis was performed on the main parts of the pump to ensure the structural safety in the design. Using a pump testing equipment, performance characteristics such as no-load flow rate, load flow rate, flow rate according to the swivel angle change, flow rate with lubrication orifice, and response time according to the swivel motion were tested. Consequently, the pump was confirmed to satisfy the required specifications.

Keywords : Piston Pump(피스톤 펌프), Hydraulic(유압), Structural Analysis(구조해석), Swash Plate(사판)

1. 서 론

선박 엔진의 연료 분사 부스터, 배기밸브, 실린더 라이너용 윤활유 흐름 등의 제어에 필요한 고압의 작동유를 공급하기 위해 가변용량형 사판식 피스톤 펌프가 사용된다. 가변용량형 사판식 피스톤 펌프는 사판(swash plate) 위의 실린더 블록이 회전함에 따라 피스톤이 왕복 운동을 하여 유압유를 흡입하고 토출한다.

펌프의 토출 유량은 사판의 회전속도와 사판의 경사 각도인 경전각(傾轉角, swivel angle)에 따라 결정된다. 사판의 하부에는 사판과 펌프 하우징 사이에 일정한 압력의 윤활유가 공급되어 사판과 펌프 하우징 사이의 회전 마찰을 적게 하는 정압 베어링이 적용된다. 사판의 경전각은 기계식 또는 전자식 유압제어밸브를 통해 제어되는데 본 연구에서는 전자 유압식 제어밸브를 사용한다.

현재 사판식 피스톤 펌프에 대한 많은 연구가 활발히 진행되고 있으나, 대부분이 항공기 및 건설기계 분야에서 진행되고 있다.

Lee[1~3]는 밸브 플레이트의 V-type 노치에 대한 최적화 방안을 Simulation X®를 이용하여 불필요한 압력 및 유량에 대한 데이터를 도출하고 분석

Corresponding Author : csjun@gun.ac.kr
Tel: +82-55-772-1693, Fax: +82-55-772-1699

Copyright © The Korean Society of Manufacturing Process Engineers. This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 3.0 License (CC BY-NC 3.0 http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

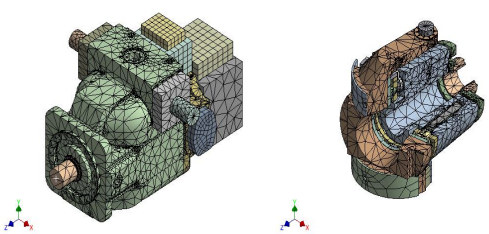
하여 제시하였다. Ju[4]는 사판의 하부에 적용되는 정압 베어링의 표면 형상에 따라 작용하는 압력분포와 부하용량을 CFD 소프트웨어를 이용하여 해석하여, 평판과 그루브를 준 베어링을 비교하여 틈새 변화에 따른 표면 형상이 부하특성에 미치는 영향을 제시하였다. Cho[5~6]는 사판식 유압 피스톤 펌프의 사판과 슬리퍼를 모델링하여 슬리퍼와 사판 사이에서의 윤활적 특성 실험을 수행하였으며, 동적 상태에서의 상대 운동부의 누설 유량, 포켓부와 랜드부의 압력 분포를 피스톤의 회전 반경의 변화에 따라서 측정하고 분석하였다.

2021년 선행연구에서는 두가지 형태의 펌프 흡입구 모델을 본뜨기 형상으로 제작하여 각각의 모델에 대해 압력분포 해석을 실시한후 흡입구 형상에 따라 펌프 내부에서 캐비테이션 발생함을 확인하였다.

본 연구에서는 압력 35MPa, 용량 71cc/rev, 회전수 2200rpm의 사판식 피스톤 펌프를 개발하고자 한다. 펌프의 주요부품에 대한 구조해석을 실시하여 선박엔진의 고압 출력 요구조건을 충족하는 구조적 안전성 확인하고, 펌프 성능 시험장치를 통해 각종 유량시험, 경전각 유량응답속도시험, 부하 동특성 시험 등 요구 성능을 검증하고자 한다.

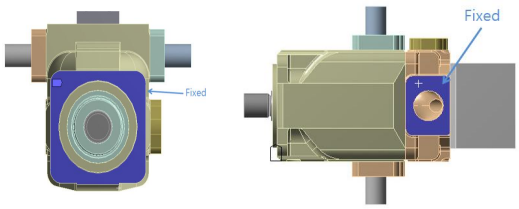
2. 사판식 피스톤 펌프 주요 부품의 구조해석

Fig. 1은 사판식 피스톤 펌프의 구조해석을 위한 유한요소 모델링을 보여주고 있다. (a)는 펌프의 FEM 모델의 외형, (b)는 펌프 내부 구조 부품의 단면을 나타낸다.



(a) External housing case (b) cross section view

Fig. 1 Finite element modeling of the piston pump



(a) Front view (b) Bottom view

Fig. 2 Boundary conditions of the FEM model

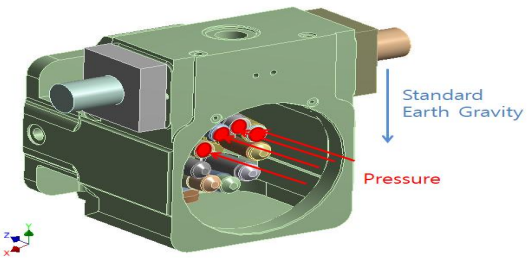


Fig. 3 Applied load on the FEM model

Table 1 Finite element modeling data of the piston pump

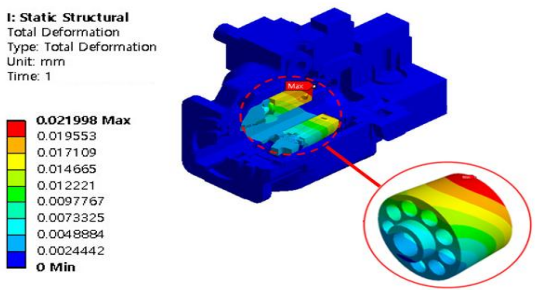
Element type	Solid
No. of nodes	255,936
No. of elements	113,759
Applied load	The maximum pressure applied to the four piston : 30 MPa
Boundary conditions	All D.O.F of nodes at the Piston bottom are fixed

Table 2 Material properties of the piston pump

Property \ Material	SACM645 (piston)	P31CE (shoe)	FCD600 (swash plate)
Density (kg/m^3)	7850	8920	7850
Young's modulus (GPa)	200	115	200
Yield strength (MPa)	460	130	370
Poisson's ratio	0.3	0.33	0.3

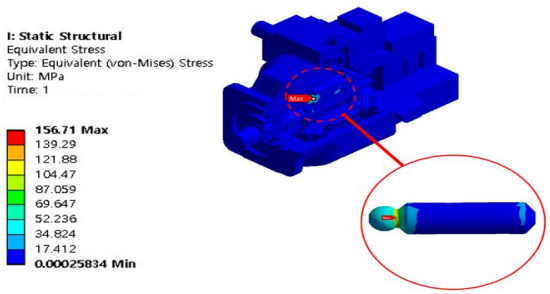
경계조건과 하중 조건을 각각 Fig. 2의 (a)정면부, (b)배면부와 Fig 3에 나타내었다. Table 1에는 FEM 모델링 데이터를, Table 2에는 재료 물성을 나타내었다.

구조해석은 피스톤 펌프의 사판이 14°(100% 사판각도)로 기울어진 모델에 대해서 하우징의 정면과 밸브 블록의 하부를 고정하고 토출부의 피스톤 4개에 각각 30MPa의 정압이 작용하는 하중 조건으로 수행하였다. 주요 부품인 슈와 피스톤, 사판에 대한 정적 해석 결과를 변형과 응력 분포를 Fig. 4~8에 나타내었다.



Max. deformation(0.0220mm)

Fig. 4 Deformation distribution of the piston pump

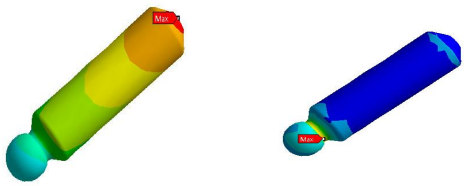


Max. stress(156.71MPa)

Fig. 5 Stress distribution of the piston pump

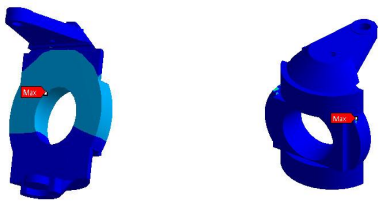
(a) Max. deformation (0.00794 mm)　　(b) Max. stress (48.873 MPa)

Fig. 6 Deformation and stress distribution of the shoe



(a) Max. deformation (0.0199mm)　　(b) Max. stress (156.71MPa)

Fig. 7 Deformation and stress distribution of the piston



(a) Max. deformation (0.00477mm)　　(b) Max. stress (116.56MPa)

Fig. 8 Deformation and stress distribution of the swash plate

Fig. 6에서 확인할 수 있는 바와 같이 슈의 최대 변형량은 피스톤과 결합되는 부분의 옆면에서는 0.00794mm이고, 최대 응력은 바닥면에서 48.873MPa이다. Fig. 7에서는 피스톤의 최대 변형량은 압력이 작용하는 위치에서 0.0199mm이고, 최대 응력은 피스톤의 노치 부분에서 156.71MPa임을 확인하였다. Fig. 8에서는 사판의 최대 변형량은 중심 부근의 위치에서 0.00477mm이고, 최대 응력은 곡면의 모서리 위치에서 116.56MPa으로 나타났다.

식 (1)의 안전계수 정의를 이용하여 슈와 피스톤 및 사판의 구조 부재 안전계수를 각각 계산하면 다음과 같다.

$$S = \frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \tag{1}$$

여기에서, S는 safety factor, σ_y는 yield strength, $\sigma_{\max}$는 maximum stress이다.

식 (1)을 이용하여 피스톤 펌프의 중요 핵심 부

품인 슈와 피스톤 그리고 사판의 허용 응력(항복 응력) 기준 설계 안전율을 계산하면 각각 다음과 같다.

슈의 정적 설계 안전율,

$$S_{Shoe} = \frac{\sigma_{y,\,shoe}}{\sigma_{\max}} = \frac{130}{48.873} \approx 2.65.$$

피스톤의 정적 설계 안전율,

$$S_{Piston} = \frac{\sigma_{y,\,Piston}}{\sigma_{\max}} = \frac{460}{156.71} \approx 2.93.$$

사판의 정적 설계 안전율,

$$S_{Swash\,plate} = \frac{\sigma_{y,\,swash\,plate}}{\sigma_{\max}} = \frac{370}{116.56} \approx 3.17$$

위의 계산에서 나타난 바와 같이 피스톤 펌프의 슈와 피스톤, 사판 등 모든 구조의 안전율은 2.6~3.2 사이에 있으며, 구조적으로 안전한 설계임을 확인하였다.

3. 사판식 피스톤 펌프의 성능시험

3.1 시험장치

Fig. 9는 개발중인 가변용량형 사판식 피스톤 펌프의 유압 회로도를 나타내었다. Fig. 10은 펌프의 회로도를 기초로 하여 설계한 시험장치의 유압 회로도를 나타내었다.

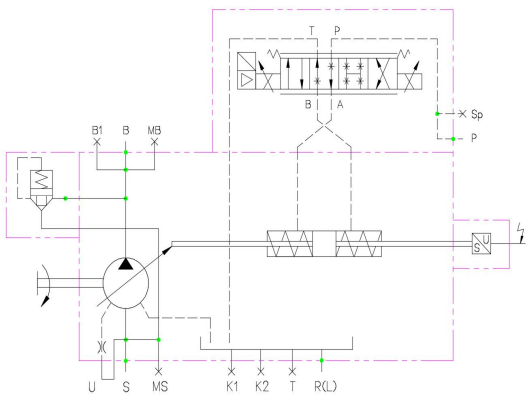


Fig. 9 Hydraulic circuit of the piston pump

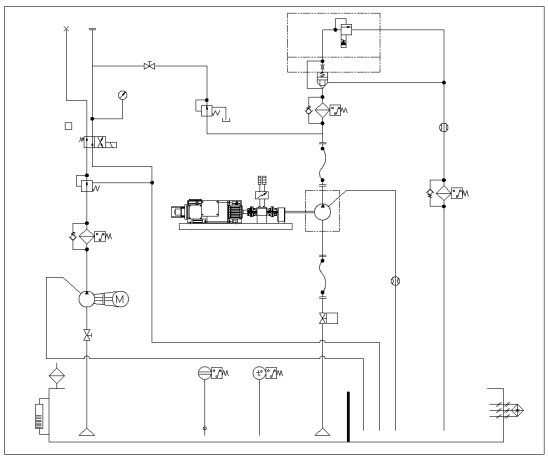


Fig. 10 Hydraulic circuit of the test bench

Fig. 11 Performance test bench of the piston pump

시험장치는 Fig. 11과 같이 실험 대상 유압펌프, 입력회전 속도를 제어하는 인버터 모터(inverter motor), 비례 압력 제어 밸브(proportional pressure control valve), 드레인 유량 및 토출 유량을 측정하는 유량계(flow meter), 토출 압력을 측정하는 압력 센서(pressure sensor), 입력 회전속도 및 토크를 측정하는 토크미터(torque meter), 작동유 온도를 측정하는 온도센서(temperature sensor) 등으로 구성된다. 작동유는 디젤엔진 시스템 오일에서 요구하는 SAE 30 viscosity grade, BN level 5~10을 사용하였다.

3.2 시험방법 및 결과

3.2.1 무부하 유량시험

펌프를 정지 상태에서 정격회전수 2200rpm까지 일정 속도로 증가시키며 토출 유량을 측정한다. 회전 속도가 빠를수록 배제 용적은 증가한다. 즉, 토출 유량이 증가한 만큼 실린더 내에서의 역류 현상으로 인한 맥동 또한 증가하게 된다. Table 3은 펌프의 회전 속도를 정지 상태에서 2200rpm까지 속도를 서서히 증가시키며 시험한 결과이며, Fig. 12에 나타난 바와 같이 펌프의 회전속도 증가에 따라 토출유량이 선형적으로 증가함을 확인할 수 있다.

Table 3 Test result of the no-load flow rate

Rotation speed (rpm)	Reference flow rate (l/min)	Actual flow rate (l/min)
800	53.96	59.22
1000	67.45	74.84
1200	80.94	89.63
1400	94.43	104.81
1600	107.92	119.99
1800	124.41	134.89
2000	134.90	149.47
2200	148.39	163.22

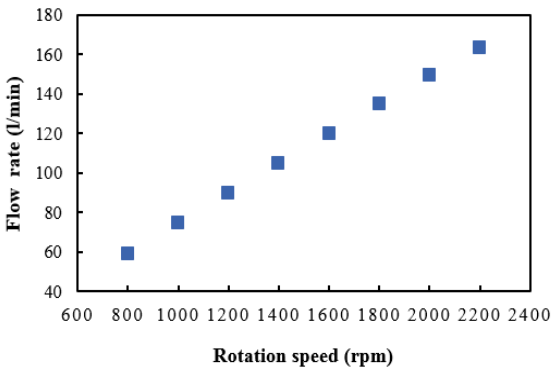


Fig. 12 Flow rate result of the no-load test

3.2.2 정격부하 유량시험

펌프를 정격 회전수(2200rpm) 상태로 회전시키고, 펌프 부하는 무부하에서 정격부하 (35MPa)까지 서서히 증가시키며 펌프의 토출 압력과 토출 유량을 측정한다. 정격 부하 유량 시험에서의 압력, 유량 특성 시험은 펌프의 토출 압력 변화에 따른 유량 특성을 확인한다.

Table 4와 Fig. 13, 14는 펌프의 회전 속도를 정지상태에서 1200rpm과 2200rpm 상태로 각각 회전시키면서 펌프부하를 무부하에서 정격부하까지 서서히 일정속도로 증가시키며 시험한 결과이며, 펌프의 회전속도가 1200rpm일 때 10MPa에서는 88.81l/min, 20MPa에서는 88.93l/min, 30MPa에서는 90.03l/min의 유량이 측정되었고, 회전속도가 2200rpm일 때 10MPa에서는 164.39l/min, 20MPa에서는 165.08l/min, 30MPa에서는 165.81l/min이 측정되었다. 시험 결과 부하 압력이 증가할수록 유량이 소량 증가함을 확인할 수 있다.

Table 4 Test result of the rated load flow rate

Rotation speed (rpm)	Pressure (MPa)	Reference flow rate (l/min)	Actual flow rate (l/min)
1200	10	80.94	88.81
	20	80.94	88.93
	35	80.94	90.03
2200	10	148.39	164.39
	20	148.39	165.08
	35	148.39	165.81

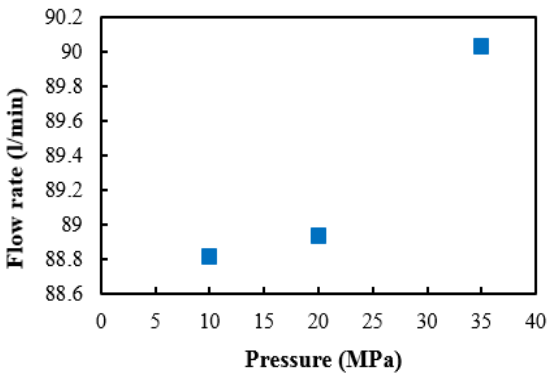


Fig. 13 Flow rate result of the rated load test (1200rpm)

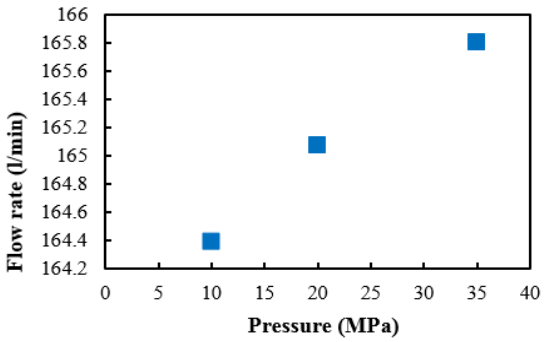


Fig. 14 Flow rate result of the no-load test (2200rpm)

3.2.3 경전각 변화에 따른 유량시험

경전각 변화에 따른 유량시험은 펌프를 1200rpm과 2200rpm으로 회전시키면서 펌프의 사판각이 14°가 100% 기준인 상태에서 사판(swash plate)의 경전각을 90% → 60% → 70% → 50% → 45% → 50%로 변화시키고, 각각의 회전수 상태에서 부하압력을 정격압력의 100% (35MPa), 75% (26MPa)로 설정하여 펌프의 경전각 변화에 따른 유량 특성을 확인한다.

Table 5와 Fig. 15~18은 경전각 변화에 따른 유량 시험의 결과이며, 펌프의 경전각 변화 시에도 요구되는 수준 이상의 유량이 토출되는 결과를 확인하였다.

Table 5 Test result of the flow rate according to the swivel changing

Rotation speed (rpm)	Pressure (MPa)	Swash plate angle (%)	Reference flow rate (l/min)	Actual flow rate (l/min)
1200	26	90	72.85	80.10
		60	48.56	51.98
		70	56.66	60.44
		50	40.47	43.04
		45	36.42	37.45
		50	40.47	41.38
1200	35	90	72.85	81.21
		60	48.56	51.82
		70	56.66	60.58
		50	40.47	42.57
		45	36.42	37.34
		50	40.47	40.82
2200	26	90	133.35	148.61
		60	89.03	96.61
		70	103.87	112.76
		50	74.20	78.26
		45	66.78	68.90
		50	74.20	76.65
2200	35	90	133.35	147.81
		60	89.03	96.16
		70	103.87	111.60
		50	74.20	78.93
		45	66.78	69.30
		50	74.20	77.16

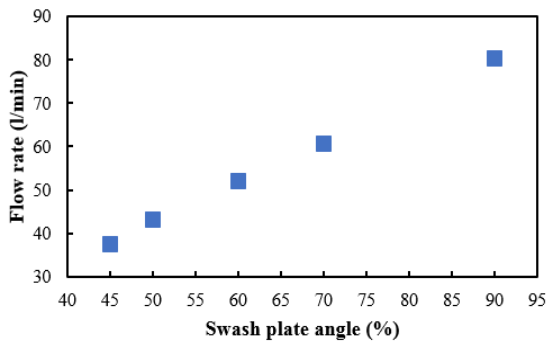


Fig. 15 Flow rate result of the swivel changing test (1200rpm, 26MPa)

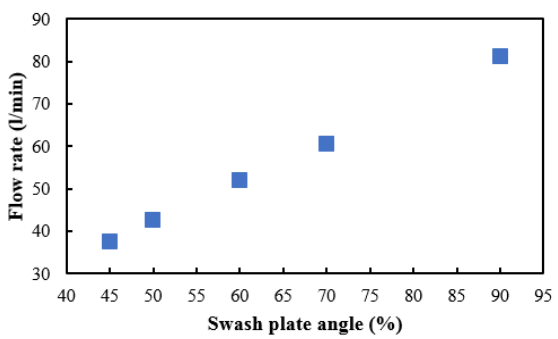


Fig. 16 Flow rate result of the swivel changing test (1200rpm, 35MPa)

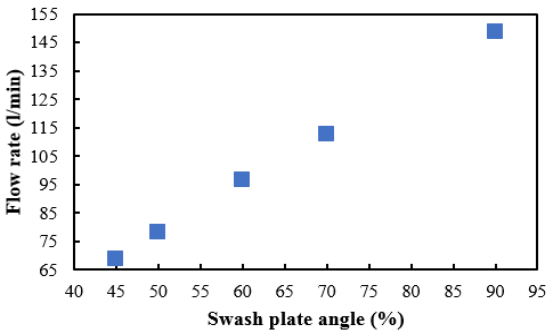


Fig. 17 Flow rate result of the swivel changing test (2200rpm, 26MPa)

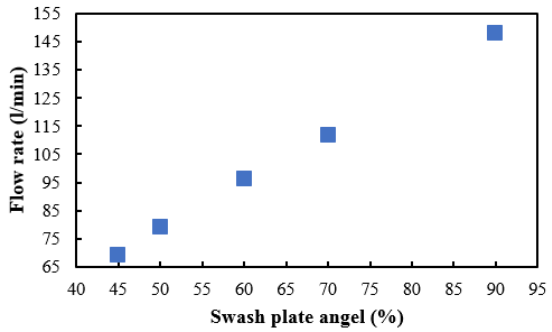


Fig. 18 Flow rate result of the swivel changing test (2200 rpm, 35 MPa)

3.2.4 윤활용 오리피스 지름에 대한 경전각 변화 유량시험

Fig. 19에 나타난 바와 같이 펌프의 토출부에 유로를 연결하고, 이 유로를 통하여 사판 지지 베어링에 윤활유를 공급한다. 베어링 윤활에 사용되는 윤활유는 펌프의 토출부와 연결되어 펌프 회전시 토출된 유량의 일부가 베어링 윤활유로 사용되어 실제 펌프 토출량에서 손실이 발생하게 된다. 또한 펌프의 토출부에서 토출된 고압의 유압유를 감압하지 않고 베어링 윤활에 사용할때 높은 압력이 베어링으로 직접 전달되어 사판의 진동 및 소음 유발로 피스톤과 베어링에 손상을 발생시킨다. 이와 같은 이유로 펌프의 토출부에서 윤활용 유압유를 공급할 때, 윤활용 오일의 압력 및 유량의 제어를 위해서 오리피스를 적용한다. 이때, 최적의 오리피스 직경을 찾기 위해 실험을 실시하였다.

Table 6은 토출부 유로부에 Φ0.4, Φ0.5, Φ0.7의 오리피스에 대하여, 펌프 회전수를 1200rpm으로 고정하고, 토출 압력을 26MPa, 35MPa을 가한 경우, 사판 경전각을 45%~90%로 변화시키면서 측정한 토출 유량을 나타낸다. 오리피스의 직경이 커질수록 윤활용으로 이용되는 유량이 늘어남에 따라 펌프의 토출량이 줄어드는 것을 알 수 있었다. 시험결과 토출량의 평균을 확인해 보면 Φ0.4의 오리피스 적용시에는 55.30l/min, Φ0.5의 오리피스 적용시에는 55.56l/min, Φ0.7의 오리피스 적용시에는 54.42l/min로 오리피스 직경이 Φ0.5일 때가 유량의 손실량이 제일 적음을 확인하였다.

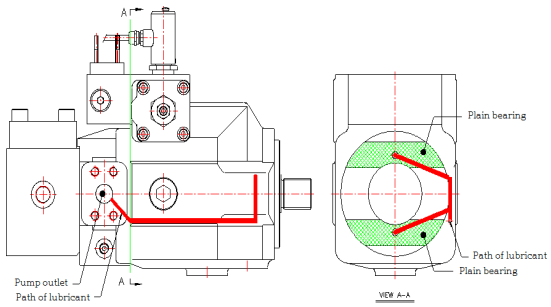


Fig. 19 Lubricant for the swash plate support bearing

Table 6 Test result of the swivel angle variation flow rate with a lubricating orifice

Rotation speed (rpm)	Pressure (MPa)	Volume (%)	Actual flow rate (l/min)		
			Orifice Φ0.4	Orifice Φ0.5	Orifice Φ0.7
1200	26	90	82.83	82.46	82.67
		70	61.47	61.63	60.56
		60	52.34	53.06	52.17
		50	42.76	43.08	42.45
		45	37.79	38.51	37.56
1200	35	90	82.25	82.57	79.58
		70	61.17	60.58	59.60
		60	52.38	52.79	51.26
		50	42.01	42.93	41.86
		45	37.96	37.99	36.53
Average			55.30	55.56	54.42

3.2.5 경전각 유량 응답 속도 시험

경전각 유량 응답 속도 시험은 펌프를 정격회전수(2200rpm), 펌프 부하 100% 상태에서 사판의 경전각을 10%에서 90%로 순간적으로 변경한 후 유량 도달 시간 및 사판 피드백 신호(swash plate feedback signal) 응답시간을 측정한다. 펌프의 경전각 변위가 10%~90% 작동할 때, 유량 도달 시간과 사판 피드백 신호 응답 시간의 요구 조건은 각각 0.2s와 0.1s 이내이다. Table 7은 경전각 유량 응답 속도 시험을 실시하여 측정한 결과이며, 압력과 회전수가 0인 경우에는 펌프는 회전과 토출을 하지 않고, 전자 유압식 제어밸브 구동시의 사판 피드백 신호를 측정하여 0.09s임을 확인하였다. 2200rpm에서 무부하와 35MPa의 압력을 가하여 응답시간을 측정한 결과 각각 0.2s와 0.1s 이내의 결과를 나타내어 규정 사양을 만족하였다.

Table 7 Test results of response time according to the swivel angle flow rate

Rotation speed (rpm)	Pressure (MPa)	Swash plate angle (%)	Flow rate response time (s)	Swash plate response time (s)
0	0	10→90	0.00	0.09
2200	0	10→90	0.10	0.09
2200	35	10→90	0.11	0.10

3.2.6 부하 동특성 시험

부하 동특성 시험은 펌프를 정격 회전수(2200rpm) 및 1200rpm 상태에서 펌프의 부하를 무부하에서 100%까지, 50%에서 100%까지 순간적으로 변화시키며 토출 유량의 변화시간을 측정한다. 이때, 펌프의 토출유량 변화 시간은 0.3s 이내인지 확인한다.

Table 8은 부하 동특성 시험을 실시하여 측정한 결과이며, 이 시험을 통하여 펌프 토출 유량의 변화시간은 1200rpm, 40MPa일 때가 최대 0.27s로 0.3s 이내임을 확인하였다.

Table 8 Test result of Dynamic load characteristics

Rotation speed (rpm)	Pressure (MPa)	Flow rate response time (s)
1200	17.5	0.21
	40	0.27
2200	17.5	0.16
	40	0.19

4. 결 론

본 연구에서는 선박 엔진의 연료 분사 부스터, 배기밸브, 실린더 라이너용 윤활유 등을 제어하고 조종하기 위해 고압의 작동유를 공급하는 가변용량형 사판식 피스톤 펌프를 개발하였으며, 주요부품의 구조해석 및 성능특성을 조사하였다.

펌프의 주요 부품에 대하여 구조해석을 실시하여 구조적으로 안전한 설계임을 검증하였으며, 성능 시험장치를 이용하여 펌프 토출부 윤활용 오리피스 직경에 따른 경전각 변화 유량시험, 무부하 유량시험, 정격부하유량시험, 경전각 변화에 따른 유량시험, 경전각 유량응답속도시험, 부하 동특성 시험을 실시하여 그 성능을 입증하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 펌프 토출부에 윤활용 오리피스를 적용하면 오리피스의 직경이 클수록 윤활용으로 사용되는 유량 증가 때문에 토출 유량이 줄어든다. 이런 유량의 손실량을 고려하여 직경이 Φ0.5의 오리피스를 적용하였을 때가 본 연구용 펌프가 요구하는 최적의 조건을 만족함을 확인하였다.
2. 무부하 시험과 정격부하시험을 통하여 펌프의 회전속도를 증가시키고, 부하압력을 증가시킴에 따라 토출되는 유량이 선형적으로 증가하였다. 또한, 펌프의 경전각을 일정 각도로 변화시켜 구동 시에 요구하는 토출량 이상의 성능을 확인하였다.
3. 펌프 경전각의 순간적 변화에 대한 유량 도달 시간 및 사판 피드백 신호 응답 시간, 펌프 토출 유량의 변화 시간이 요구 조건에 만족하는 것을 시험을 통해 검증하였다.

REFERENCES

1. Lee, S. S., Chung, W. J., Lim, D. J., Cha, T. H., Kim, S. T., Lee, J. S. and Choi, K. S., "Simulation X Ⓡ-based Modeling for Valve-Plate Notch Design of Variable Swash-Plate Axial Piston Pump," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 17, No. 4, pp. 104~112, 2018.
2. Choi, S. R., Lee, I. Y., Han, S. M. and Shin, J. W., "A Study on Design of Notches in Valve Plate of Swash Plate Type Axial Piston Pumps Operated Bi-directionally," Journal of Drive and Control, Vol. 13, No. 3, pp. 39-46, 2016.
3. Cho, I. S., "Theoretical Analysis of the Slipper Hydrostatic Bearing Shape in the Swash Plate Type Axial Piston Pump," Journal of The Korean Society Fluid Power Construction Equipment, Vol. 10 No. 1, pp. 14-20, 2013.
4. Ju, G. J., Seol, S. S., Kim, Y. G. and Kim, S. T., "A Study on the Load Characteristics of a Swash Plate Piston Pump Holder (Cradle) with Grooves Considering the Squeeze Effect," Journal of Drive and Control, Vol. 17, No. 1, pp. 21-26, 2020.
5. Cho, I. S. and Jung, J. Y., "The Lubrication Characteristics According to the Rotating Radius of Piston in a Swash Plate Type Piston Pump," Journal the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 30, No. 7, pp. 749-753, 2013.
6. Cho, I. S., "Characteristics of Lubrication between Slipper and Swash plate in Swash plate Type Hydraulic Piston Pump," Journal of the Korean Society of Tribologist and Lubrication Engineers, Vol. 29, No. 3, pp. 186-191, 2013.