

수압 특성 연구를 기초로 한 수압시스템의 설계에 관한 연구

윤영원* · 남윤주* · 박명관†

(2004년 1월 10일 접수, 2004년 8월 25일 심사완료)

A Study on the Design of Water Hydraulic Systems Based on Characteristics of Tap-Water

Young-Won Yun, Yun-Joo Nam and Myeong-Kwan Park

Key Words : Physical Properties(물리적 물성치), Pressure Transmission Medium(압력 전달 매체), Pressured Water(압축수), Tap-Water Hydraulic System(수압 시스템)

Abstract

This paper presents studies on the design of water hydraulic system and components to replace oil with tap-water as the pressure transmission medium in hydraulic systems. In order to improve the performance of water hydraulic system, the thermal and hydraulic properties of tap-water are first investigated. Based on these characteristics, the design parameters, such as the clearances of the moving parts, the cross-sectional area of pipes and relative roughness, are proposed so that the performance of water hydraulic system is the same as that of oil. In addition, the operating ranges, which show the possibility of using water hydraulic system, are examined.

1. 서론

최근 환경오염에 대한 인식이 점차 부각되고 있으며, 이에 대한 일환의 노력으로 유·공기압 시스템을 대체하기 위한 환경 친화적인 수압 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히 식품·위생산업과 같은 청정성과 위생성이 요구되는 생산 및 제조 환경뿐만 아니라 조선소, 제철소 그리고 광산업과 같은 화재의 위험 부담이 큰 산업 환경에서 수압 시스템의 사용이 확대되고 있다. 최근에는 핵 처리 시설과 반도체 조립 공정과 같은 초정밀·첨단산업에서 또한 적용되고 있다.

유체 동력 전달 시스템의 작동유체로서 물(tap-water)은 광물유(mineral oil)에 비해 낮은 점성을 가지고 있기 때문에 수압 시스템 내부와 각 구성 기기에서의 유동 저항이 작으며, 이로 인해 에너지 손실이 작다. 또한 시스템 작동특성에 큰 영향

을 미치는 발열량이 낮아 온도제어가 용이하다. 뿐만 아니라 물은 낮은 압축율(compressibility)을 가지고 있기 때문에 빠른 응답 특성을 이용한 고속 작동 시스템에도 적용 가능하다.

반면 낮은 점성과 낮은 압축율로 부터 기인되는 좋지 못한 윤활 특성은 구성기기의 마찰 및 심한 마모를 발생시킬 뿐만 아니라 시스템의 소음과 진동을 유발하는 큰 압력 맥동은 기기의 작동 수명을 저하시키는 요인이 된다. 또한 압축된 물은 내부의 화학적 반응 및 복잡한 물리적 거동을 형성하여 캐비테이션을 발생시키며 이로 인해 재료의 부식과 관계된 문제를 야기한다. 따라서 이러한 단점들은 수압시스템과 그 구성기기의 설계 및 제작에 있어 적절한 재료의 선정과 고정도 가공의 필요성을 요구한다.⁽¹⁾

수압 시스템에 관한 기존의 연구는 실험에 기초한 구성기기 및 시스템 설계에 관한 연구와 동특성 해석 및 제어에 관한 연구로 크게 구분된다. Wang 외 3인⁽²⁾은 수압용 펌프 내에서 발생하기 쉬운 마모와 부식에 대해 고찰하였으며, 이를 방지하기 위한 재료 선정에 관한 연구를 수행하였다. Rydberg⁽³⁾는 수압 시스템의 설계에 관한 다양한 관

† 책임저자, 회원, 부산대학교 기계기술연구소 및 기계공학부

E-mail : mkpark1@pusan.ac.kr

TEL : (051)510-2464 FAX : (051)514-0685

* 부산대학교 대학원 지능기계공학과

Table 1 Thermodynamic properties of tap-water⁽¹⁰⁾

T [°C]	ρ [kg/m ³]					
	5.0 Mpa	10.0 Mpa	15.0 Mpa	20.0 Mpa	30.0 Mpa	50.0 Mpa
0	1002.3053	1004.8231	1007.2522	1009.6930	1014.5074	1023.8558
20	1000.5002	1002.7073	1004.9241	1007.1507	1011.4291	1019.8878
40	994.3323	996.5122	998.6019	1000.8006	1004.9241	1012.9659
60	985.3187	987.4592	989.6091	991.6699	995.8175	1003.8145
80	973.9943	976.1811	978.3778	980.4882	984.7365	992.8514
100	960.7070	963.0200	965.2509	967.4922	971.8173	980.2960
120	945.5370	947.9571	950.3896	952.7439	957.3958	966.2769
140	928.6775	931.3588	933.8812	936.5049	941.4422	950.8414

점들을 제시하였으나, 물의 고유특성에 대한 고찰 없이 통상적인 유체역학적 물성치를 사용하는 한계를 가지고 있다. 그리고 Yang 외 3인⁽⁴⁾은 수압용 사축 피스톤 펌프의 실린더와 피스톤 사이의 윤활 특성에 관해 연구하고 재료 선정의 관점을 제시하였다. 또한 Soimi 외 4인⁽⁵⁾은 수압 시스템 내에 부유하고 있는 미생물의 양과 활동성에 영향을 미치는 압력 맥동에 관해 연구를 수행함으로써, 작동 유체인 물의 유기물 오염에 대해 연구하였다. 또한 Liu 외 3인⁽⁶⁾은 수압 시스템의 유량-압력 특성을 향상시키고, 캐비테이션을 방지할 수 있는 수압용 슬로틀(throttle)밸브의 형상에 관해 실험적으로 연구하였다.

수압시스템의 동적 성능에 관한 연구는 다음과 같다. Linjama 외 4인⁽⁷⁾은 저압용 수압 실린더의 on/off 위치제어에 있어서 솔레노이드 구동방식의 밸브 사용 가능성에 대해 실험적으로 검증하였다. Jones 외 3인⁽⁸⁾은 수압시스템 내부에 발생하는 누설을 보상하기 위해 자기 동조형 퍼지 제어기의 제어법칙에 관한 연구를 수행하였으며, Sanada⁽⁹⁾는 수압 구동 방식의 몰딩 프레스(moulding press) 장치를 구성하고, H_x 제어를 이용하여 물의 변동 물성치에 대해 강인한 제어에 관해 연구하였다.

기존의 연구들은 광물유에 비해 큰 변동량을 가지는 물의 물성치에 대해 통상적인 기준값을 이용하거나 실험을 통하여 수압시스템의 특성을 파악하였기 때문에 유연한 설계관점을 제시하기에는 한계가 많다. 또한 이러한 변동 특성을 보상하기 위한 목적으로 강인 제어 법칙을 이용하여 시스템의 제어를 수행하였기 때문에 실제 open-loop 상에서 시스템의 동적 거동에 대한 정보를 얻기 어렵다는 단점을 가지고 있다.

수압시스템은, 유체를 압력전달 매체로 하는 새로운 시스템으로 간주하기 보다는 유압시스템의 작동유체를 광물유에서 순수한 물로 단순히 대체

한다는 관점에서 주목될 필요가 있다. 따라서 실제 물의 고유 특성에 관한 연구를 기반으로 수압시스템의 특성을 정확하게 파악해야 하며, 이를 이용하여 시스템과 구성기기의 설계 및 제작을 수행하는 것이 바람직하다.

본 논문은 먼저 기존의 유압 시스템에서 압력 전달 매체를 물로 대체하였을 때, 물의 고유한 특성으로부터 기인되는 수압 시스템의 열-유체역학적 특성에 관한 연구를 수행한다. 이를 바탕으로 수압 시스템의 단점을 보완하고, 유압 시스템의 대체 가능성을 검토하기 위해 수압 시스템과 구성기기의 설계 및 제작 시 설계 변수에 관한 결정 방법에 대해 기초를 마련하고자 한다. 또한 수압 시스템의 고압화의 일환으로 수압시스템의 최대 작동 온도 및 압력에 대한 연구를 통하여 작동 범위를 제시하고자 한다.

2. 물의 열역학적 특성

압력전달 매체로서의 물(tap-water)은 광물유(mineral oil)에 비해 온도, 압력, 밀도의 변화가 상대적으로 클 뿐만 아니라, 이러한 변화들은 상호간에 열역학적 관계를 가진다. 따라서 수압시스템의 컴포넌트(components) 및 시스템 그 자체의 설계 및 제작에 있어서 작동유체인 물의 열역학적 특성에 관한 연구가 선행되어야 한다.

시스템의 동적 특성 및 성능과 밀접한 관계를 가지는 작동 유체(working fluid)의 주요 유체역학적 특성은 체적탄성계수(bulk modulus), 점도(viscosity) 그리고 체적 열팽창계수(cubic thermal expansion coefficient)로 표현되며, 이러한 물성치들은 온도, 압력, 밀도의 함수이다. 그러므로 유압시스템과는 달리 수압시스템의 성능 또한 물의 열역학적 특성에 대한 고려를 통해 평가될 수 있다.

물은 온도, 압력, 밀도와 같은 상태량의 변화에

따라 압축액체(압축수) 상태, 포화 액체-증기 혼합 상태 그리고 과열증기 상태로 상변화가 일어난다. 물이 압력전달 매체로서의 기능을 수행하기 위해서는 압축수(pressured water) 상태를 유지하는 것이 중요하다. 압축수의 온도, 압력, 밀도에 관한 상태량은 Table 1과 같으며, 이로부터 압축수의 밀도는 온도와 압력에 대한 함수로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\rho = (1001.01386 - 0.11457T - 0.00302T^2) + (0.47043 - 0.00187T + 1.4775 \times 10^{-5}T^2)P \quad (1)$$

여기서 ρ [kg/m³], P [MPa], T [°C]는 각각 밀도, 압력, 온도를 의미한다. 식 (1)과 Table 1에서 주어진 상태량에 관한 비교는 Fig. 1에 주어졌으며, 보간 오차는 0.050%이다.

물의 압축수 상태와 포화 액체-증기 혼합 상태가 구분되는 경계를 포화액체선이라고 하며, 이 경계의 온도와 압력을 각각 포화 온도와 포화 압력이라 한다. 이들은 물이 수압시스템에서 작동유체로서의 기능이 가능한 작동 한계를 의미한다. 압축수의 포화 온도와 포화 압력은 Table 2와 같

으며, 이로부터 다음과 같은 관계를 유도할 수 있다.

$$P_{sat} = 0.8591 - 0.04619T_{sat} + 0.00664T_{sat}^2 - 8.04469 \times 10^{-5}T_{sat}^3 + 1.18964 \times 10^{-6}T_{sat}^4 \quad (2)$$

여기서 하첨자 sat 는 포화 상태량을 나타낸다. Table 2와 식 (2)의 오차는 0.042%이내이며, Fig. 2는 이에 대한 비교를 나타낸다.

3. 물의 유체역학적 특성

유체를 동력 전달 매체로 이용하는 시스템에서 작동 유체(working fluid)의 가장 중요한 유체역학적 물성치는 체적탄성계수, 점도 그리고 체적 열팽창계수이다. 이들은 시스템의 동적 특성과 밀접한 관계를 가지며 시스템의 성능을 결정하는 주요한 인자이므로 컴포넌트 및 시스템의 설계 시 설계 변수를 결정하는 기준이 된다.

압축수의 밀도는 온도와 압력에 관한 함수이므로 테일러 급수(Taloy series)를 이용하여 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.⁽¹¹⁾

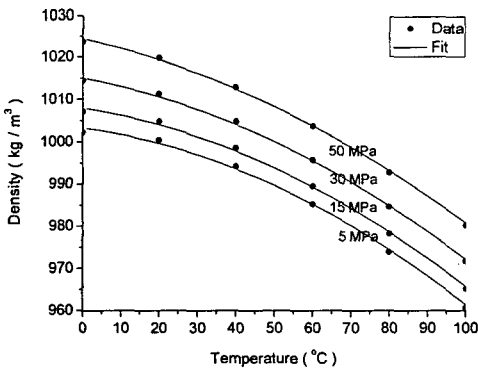


Fig. 1 Comparison of properties

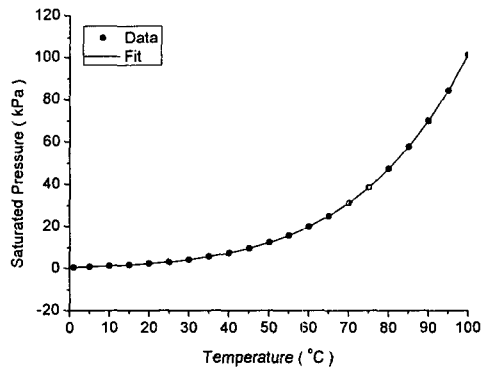


Fig. 2 Comparison of saturated properties

Table 2 Saturated pressure and temperature of tap-water

T_{sat} [°C]	P_{sat} [kPa]	T_{sat} [°C]	P_{sat} [kPa]	T_{sat} [°C]	P_{sat} [kPa]	T_{sat} [°C]	P_{sat} [kPa]
1	0.6571	35	5.6267	75	38.563	110	143.24
5	0.8726	40	7.3814	80	47.373	115	169.02
10	1.2281	45	9.5898	85	57.815	120	198.48
15	1.7056	50	12.344	90	70.117	125	232.01
20	2.3388	55	15.752	95	84.529	130	270.02
25	3.169	60	19.932	100	101.32	135	312.93
30	4.2455	65	25.022	105	120.79	140	361.19

$$\rho = \rho_o + \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T (P - P_o) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P (T - T_o) \quad (3)$$

여기서 하첨자 o 는 선형화 기준이 되는 상태량임을 의미하며, 유체는 기체에 비해 상태량 변화 폭이 작으므로 고차항은 소거될 수 있다. 작동유의 체적탄성계수와 체적 열팽창계수는

$$\beta = \rho_o \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T \quad (4)$$

$$\alpha = -\frac{1}{\rho_o} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P \quad (5)$$

와 같이 각각 정의되며, 식 (3)은 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.⁽¹²⁾

$$\rho = \rho_o \left[1 + \frac{1}{\beta} (P - P_o) - \alpha (T - T_o) \right] \quad (6)$$

본 논문에서는 물과 광물유의 유체역학적 물성치를 비교하기 위하여 광물유로써 Shell의 Tellus 32를 사용하였다.

3.1 체적탄성계수

체적탄성계수는 유체의 압축성 정도 즉, 강성과 관계하는 유체 물성치로써 유체를 동력 전달원으로 하는 시스템의 동적 특성을 결정하는 중요한 인자이다. 압축수의 체적탄성계수는 식 (1)과 (4)를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\beta = \frac{\rho_o}{0.47043 - 0.00187T + 1.4775 \times 10^{-5} T^2} \quad (7)$$

여기서 ρ_o 는 선형화 되는 순간의 압력 P_o 와 온도 T_o 의 함수이므로 ρ 로 대체 가능하며, 위식을 다시 정리하면 식 (8)과 같다.

$$\beta = \left\{ (1001.01386 - 0.11457T - 0.00302T^2) + (0.4704 - 0.00187T + 1.4775 \times 10^{-5} T^2) \cdot P \right\} / (0.4704 - 0.00187T + 1.4775 \times 10^{-5} T^2) \quad (8)$$

Fig. 3은 각각의 압력에서 온도에 대한 압축수의 체적탄성계수를 나타내며, 압력 변화에 대한 변동은 크지 않으나 온도의 영향을 크게 받음을 알 수 있다.

20°C, 대기압에서 광물유와 압축수의 체적탄성

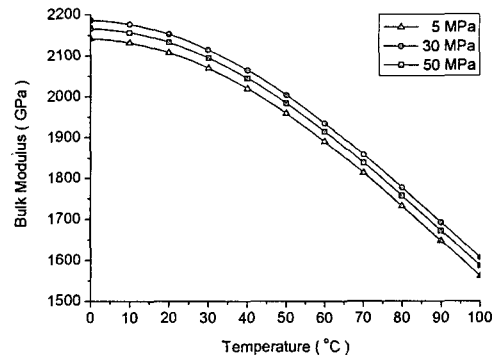


Fig. 3 Bulk modulus

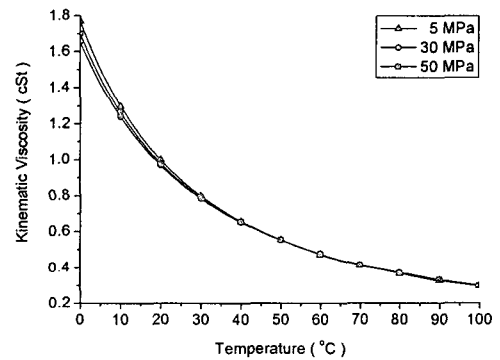


Fig. 4 Kinematic viscosity

계수는 각각 $\beta_{oil} = 1.8 \times 10^6 \text{ kPa}$ 와 $\beta_{water} = 2.1 \times 10^6 \text{ kPa}$ 로, 압축수가 광물유에 비해 대략 16.7% 크다. 체적탄성계수가 크면 클수록 시스템은 빠른 응답 특성을 가진다. 따라서 고속 응답이나 짧은 사이클 행정이 요구되는 시스템에 수압을 이용함으로써 속응성을 향상시킬 수 있다. 반면 높은 체적탄성계수는 작동유의 댐핑(damping) 효과를 감소시키므로 유압 시스템에 비해 수압시스템에서 더 큰 서지압(surge pressure)이 발생한다. 이는 시스템의 진동 및 소음의 원인이 되므로 설계 시 고려되어야 한다.

3.2 점도

유체를 동력 전달 매체로 이용하는 시스템에서 점도는 기기 내부의 누설량과 운동부의 접동면 사이 윤활 특성을 결정하는 중요한 물성치이다. 점도가 낮으면 낮을수록 누설량은 증가하며, 윤활성은 저하된다.

온도와 압력에 따른 압축수의 동점도(kinematic viscosity) $\nu [\text{cSt}]$ 는 다음 실험식으로부터 얻을 수

Table 3 1st constants for viscosity

		H_{ij}					
$i \backslash j$	0	1	2	3	4	5	6
0	0.513	0.215	-0.282	0.178	-0.042	0	0
1	0.321	0.731	-1.071	0.461	0	-0.016	0
2	0	1.241	-1.263	0.234	0	0	0
3	0	1.476	0	-0.492	0.160	0	-0.004
4	-0.778	0	0	0	0	0	0
5	0.189	0	0	0	0	0	0

있다.

$$v = \frac{55.071 \times v_0 \times v_1}{\rho} \quad (9)$$

$$\left\{ \begin{aligned} v_0 &= \exp \left[\frac{\rho}{\rho^*} \sum_{i=0}^5 \sum_{j=0}^6 H_{ij} \left(\frac{T^*}{T} - 1 \right)^i \left(\frac{\rho}{\rho^*} - 1 \right)^j \right] \\ v_1 &= \frac{\sqrt{T/T^*}}{\sum_{i=0}^3 \frac{H_i}{(T/T^*)^i}} \end{aligned} \right.$$

여기서 H_i 와 H_{ij} 는 Table 3과 4에 주어졌다. 상첨자 *는 계산을 위한 기준 상태량임을 의미하며, $T^* = 647.226 \text{ K}$, $\rho^* = 317.763 \text{ kg/m}^3$ 그리고 $P^* = 2.2115 \times 10^6 \text{ Pa}$ 이다. v_0 에서 밀도 ρ 는 식 (1)과 같이 온도와 압력의 함수이므로 압축수의 점도는 온도와 압력에 대해 Fig. 4와 같이 나타낼 수 있으며, 압력의 크기에는 거의 영향을 받지 않고, 온도가 증가할수록 급격히 떨어짐을 알 수 있다.

상온, 대기압에서 광물유와 압축수의 점도는 각각 $v_{oil} = 32 \text{ cSt}$ 와 $v_{water} = 1 \text{ cSt}$ 이며, 광물유에 비해 압축수가 32 배 정도 낮다. 작동유의 낮은 점도는 시스템 내부의 유동 저항을 줄여 마찰에 의해 발생하는 열이 작고, 시스템이 주어진 일을 수행하는데 소요되는 동력 또한 작음을 의미한다. 반면 낮은 점성은 관내 유동 시 난류를 형성하는 원인이 되므로 시스템 모델링 및 해석을 난해하게 할 뿐만 아니라, 기기 내부의 누설량을 증가시키는 원인이 된다. 또한 펌프와 모터의 접동면, 실린더와 피스톤의 접촉부 그리고 각종 밸브의 포핏(poppet) 및 스푼(spool) 등과 같은 운동 기기 내의 유효성을 저하시킨다. 따라서 이러한 운동부의 설계 시, 가능한 누설량을 줄이면서 유효 성능 또한 보장할 수 있는 접동면 사이의 간극을 결정하는 것이 매우 중요하다.

Table 4 2st constants for viscosity

H_0	1.000
H_1	0.978
H_2	0.580
H_3	-0.202

3.3 체적 열팽창계수

체적 열팽창계수는 유압시스템과는 달리 낮은 증발 온도를 갖는 수압시스템에서 캐비테이션 뿐만 아니라 작동유체의 온도상승과 관계되는 유체의 중요한 물성치이다.

압축수의 체적 열팽창계수는 식 (1)과 (5)에 의해 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\alpha = -\frac{1}{\rho_0} \{ (-0.11457 - 0.00604T) + (-0.00187 + 2.88955 \times 10^{-3} T) P \} \quad (10)$$

여기서 $\rho_0 \approx \rho$ 로 대체 가능하므로 위 식을 다시 정리하면

$$\alpha = \{ (-0.11457 - 0.00604T) + (-0.00187 + 2.88955 \times 10^{-3} T) \cdot P \} / \{ (1001.01386 - 0.11457T - 0.00302T^2) + (0.47043 - 0.00187T + 1.4775 \times 10^{-5} T^2) \cdot P \} \quad (11)$$

이다. Fig. 5는 압력과 온도 변화에 따른 압축수의 체적 열팽창계수를 나타낸다. 압력이 증가할수록 온도에 대한 체적 열팽창계수의 증가량이 감소하며, 온도가 증가할수록 체적탄성계수는 증가하는 경향을 보인다.

상온, 대기압에서 광물유와 압축수의 체적 열팽창계수는 $\alpha_{oil} = 0.00031 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 과 $\alpha_{water} = 0.00021 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 이며, 광물유가 압축수에 비해 47.6% 정도 크다. 체적

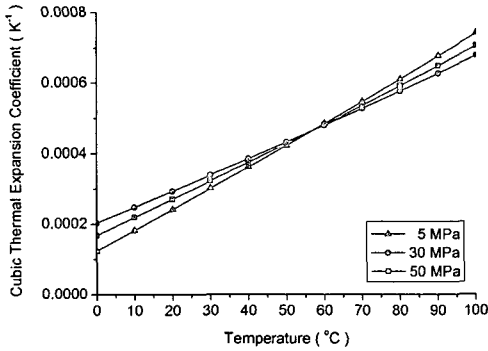


Fig. 5 Cubic thermal expansion coefficient

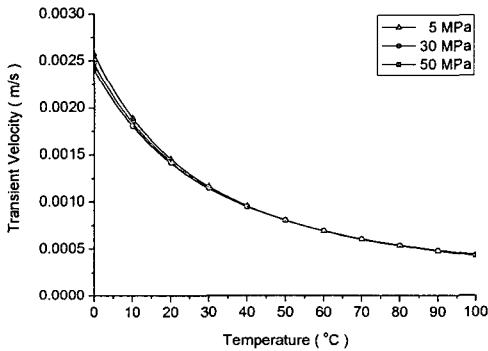


Fig. 6 Transient velocity

열팽창계수가 크면 클수록 온도상승에 대한 밀도 감소가 크며, 이는 곧 압력강하 또한 커짐을 의미한다. 따라서 압축수가 광물유에 비해 온도상승에 대한 압력 강하율이 작아 온도제어에 용이하다. 그러나 압축수는 광물유에 비해 높은 포화압력과 낮은 비등점(boiling point)을 가지고 있기 때문에 작은 온도상승과 압력강하에도 캐비테이션 발생이 가능하므로 작동영역이 협소하다는 단점을 가지고 있다.

4. 수압시스템의 설계변수

수압시스템은 새로운 메커니즘을 가지는 유체 동력 전달 시스템이 아니라 기존의 유압시스템에서 작동 유체를 광물유에서 물로의 교체를 함으로써 쉽게 구성 가능하다. 이때 작동유체가 가지는 고유한 특성이 시스템의 성능에 직접적인 영향을 가지므로 수압시스템의 연구에 앞서 물의 열·유체 역학적 특성을 살펴보았다.

이 장에서는 수압시스템이 유압시스템과 동일한 성능을 가질 수 있도록 하기 위해, 각종 컴포넌트

및 시스템의 설계와 제작 시 고려해야 하는 주요 설계변수들의 결정방법에 관한 연구를 수행한다.

주요 설계 변수는 실린더와 밸브 등의 표면 상대조도, 각종 구성기기의 틈새 그리고 관 및 호스의 단면적이다.

4.1 표면 상대 조도

유체역학에서 가장 중요한 무차원 파라미터는 레이놀즈 수 Re 이며, 이는 유체의 점성에 의한 에너지 손실과 유체의 운동에너지의 비를 의미한다.

$$Re = \frac{V_a \cdot d}{\nu} \begin{cases} Re < 2300 : \text{laminar flow} \\ Re \geq 2300 : \text{turbulence flow} \end{cases} \quad (12)$$

여기서 $V_a [m/s]$ 는 관 내부를 지나는 유체의 평균 속도를, $d [m]$ 는 관의 내경을, 그리고 $\nu [cSt]$ 는 유체의 동점도(kinematic viscosity)를 나타낸다.

유동이 층류에서 난류로 바뀌는 순간의 유속을 천이 유속이라 한다. 점도와 밀도는 앞서 기술한 바와 같이 온도와 압력에 대한 함수이므로 각각의 온도와 압력에 대한 압축수의 천이속도는 Fig. 6과 같이 나타낼 수 있다. 0 °C 이상의 온도에서 가장 큰 천이 속도는 0.0025m/s 정도이므로 수압시스템 내부의 거의 모든 유동이 난류유동으로 고려될 수 있다.

유압시스템 관 내부에서의 유동은 대부분 층류이나, 수압시스템은 압축수의 낮은 점도의 영향으로 대부분의 관 내에서 난류 유동이 발생한다. 따라서 난류 모델에 근거한 수압시스템 관 내부의 압력 손실을 구해야 한다.

점성을 가지는 비압축성 유체가 곧은 관내부를 흐를 때, 그 유동을 정상 유동이면서 완전 발달된 유동이라고 가정하면 유체 점성에 의해 발생하는 관 내부의 압력 손실 ΔP_d 는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\Delta P_d = \lambda \left(\frac{l}{d} \right) \frac{\rho V_a^2}{2} \quad (13)$$

여기서 l 과 d 는 각각 관의 길이와 내경이며, λ 는 마찰 계수이다. 층류 유동의 경우, 마찰 계수 λ 는 관 표면의 상대 조도에 대한 영향이 무시될 정도로 작으므로 레이놀즈 수 Re 만의 함수이며, Hagen-Poiseuille 식에 의해 다음과 같이 주어진다.

$$\lambda = 64 / Re \quad (14)$$

난류 유동의 경우, 마찰 계수는 유체의 레이놀즈 수와 관의 표면 상대조도의 함수이다. 또한 난류에서의 전단응력은 유체의 점도와 난류가 복합되어 발생하기 때문에 마찰계수는 실험 데이터에 기초한 반경험 모델에 의해서 구해져야 한다. 따라서 Moody와 Colebrook가 제시한 실험식에 의해 다음과 같이 마찰 계수를 얻을 수 있다.⁽¹²⁾

$$\lambda = \frac{0.25}{\left(\log\left\{\frac{\varepsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}}\right\}\right)^2} \cong \frac{0.25}{\left(\log\left\{\frac{\varepsilon/d}{3.7}\right\}\right)^2} \quad (15)$$

여기서 ε/d 는 관의 표면 상대 조도(ε 는 관벽의 조도)이다. 식 (14)와 (15)를 식 (13)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 층류와 난류 유동에 대한 관 내부의 압력 손실을 구할 수 있다.

$$\Delta P_v = \begin{cases} \frac{64}{Re} \left(\frac{l}{d}\right) \left(\frac{\rho V_a^2}{2}\right) & \text{: laminar flow} \\ \left(\frac{0.5}{\log\{\varepsilon/(d \cdot 3.7)\}}\right)^2 \left(\frac{l}{d}\right) \left(\frac{\rho V_a^2}{2}\right) & \text{: turbulence flow} \end{cases} \quad (16)$$

층류의 경우 압력 손실은 점도와 유속의 영향을 받지만 밀도와 상대 조도의 영향은 없다. 반대로 난류의 경우 밀도와 상대 조도의 영향을 받으나 점도와 유속의 영향은 없음을 알 수 있다.

같은 유속 하에서 층류 유동 하에 있는 유압시스템과 난류 유동 하에 있는 수압시스템에서 발생하는 압력 손실이 같아 지기 위한 조건은 다음과 같다.

$$\frac{\varepsilon}{d} = 3.7 \times E \left(-0.00625 \sqrt{Re_{oil}}\right) \quad (17)$$

여기서 $E(\zeta) = 10^\zeta$ 을 의미하며, Re_{oil} 은 광물유의 레이놀즈 수를 나타낸다.

유압시스템의 설계 시, 내부 유동은 가능한 층류 유동 하에 있도록 설계되어야 하므로 $Re_{oil} = 2300$ 을 경계조건으로 하였을 때, 수압시스템의 표면조도는 0.0037이다. 따라서 수압시스템의 실린더 및 펌프, 밸브 등의 설계 시, 고정도의 가공이 요구된다.

4.2 틈새

유체 동력 전달 시스템에서 각 구성기구의 운동부와 벽면 사이에는 미소한 틈새가 존재하며, 이

Table 5 Typical clearance in hydraulic system

Item	Clearance [μm]	
Gear Pump	Gear to side plate	0.5~5
	Gear tip to case	0.5~5
Vane Pump	Tip of vane	0.5~1
	Sides of vane	5~13
Piston Pump	Piston to bore	5~40
	Valve plate to cylinder	0.5~5
Valve	Spool to sleeve	1~23
	Flapper/nozzle spacing	40~80
actuator	Slid bearing	0.5
	Hydrostatic bearing	10~25

를 통해 내부 누설이 발생한다. 이러한 틈새는 크게 기어, 베인 펌프의 측면과 케이싱 사이와 같은 평판 틈새와 각 밸브의 스톱과 슬립 사이, 피스톤 펌프의 피스톤과 플렌저 사이와 같은 환상 틈새로 구분된다. Table 5는 주요 틈새에 관한 정보를 준다.

틈새 유동은 대부분 층류이므로 정상상태의 코어테(coutte) 유동이라 가정하면, Hagen-Poiseille 유동방정식을 이용하여 아래와 같이 각각 평판과 환상 틈새의 누설량 q_L 를 구할 수 있다.

$$q_L = \begin{cases} \frac{h^3}{12\rho \cdot \nu} \frac{\Delta P}{l} & \text{: flat shape} \\ \frac{\pi R h^3}{6\rho \cdot \nu} \frac{\Delta P}{l} & \text{: ring shape} \end{cases} \quad (18)$$

여기서 R 은 내부원의 반지름을, l 은 틈새의 길이를, ΔP 는 틈새 양단간의 압력 차를 각각 나타내며, h 는 틈새의 높이를 의미한다.

물의 점도는 광물유에 비해 32 배정도 작기 때문에 틈새 길이, 틈새 높이 그리고 압력차가 같고 가정하면 광물유의 누설량에 대한 물의 누설량 비는 다음과 같다.

$$\frac{q_{L,water}}{q_{L,oil}} = \frac{\nu_{oil}}{\nu_{water}} = 32 \quad (19)$$

수압시스템이 유압시스템에 비해 현저하게 많은 누설량이 생기고 이는 곧 시스템의 성능을 저하시키는 원인이 되므로 유압시스템과 동일한 누설량을 가지기 위해서는 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

$$\frac{h_{water}}{h_{oil}} = \left(\frac{\nu_{water}}{\nu_{oil}}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{1}{32}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.31498 \quad (20)$$

Table 6 Maximum increased temperature tolerance with respect to pressure

\bar{P}	\bar{T}	0 °C	140 °C
atm.		0.01892	-0.04881
5 Mpa		0.94049	0.87275
30 Mpa		5.64364	5.57591
50 Mpa		9.40616	9.33843

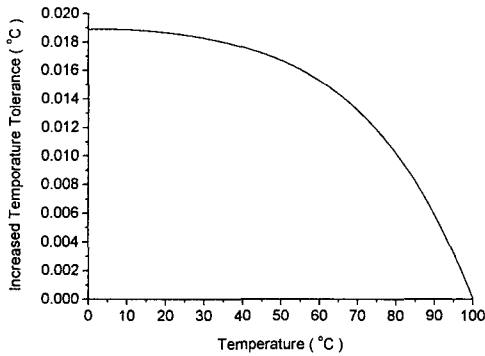


Fig. 7 Increase tolerance of temperature at atmospheric pressure

수압시스템의 틈새는 유압시스템에 비해 31% 정도의 크기를 가져야 하므로 고정도의 가공기술과 마찰계수가 작은 재료의 선정이 필수적이다. 수압시스템에 적합한 재료는 스테인레스 스틸(stainless steel), 황동(brass) 그리고 세라믹(ceramic) 등이 있으며, 최근에는 스틸에 비해 1/3 정도의 마찰계수를 가지는 PEEK(polyester-eterketon)라는 새로운 폴리머 재료가 개발되어 일부 사용되고 있다.

4.3 관의 단면적

유속이 급격히 변화할 때, 그 유체의 운동에너지가 압력 에너지로 변하기 때문에 급격한 압력 변동이 생긴다. 이 압력은 유체 내에서 음파의 전파 속도로 전달된다. 이와 같이 유압회로 중에 과도적으로 발생한 이상 압력 변동의 최대치를 서지압(surge pressure)이라고 한다. 서지압은 유속이 변하는 모든 구성기에서 발생하며, 특히 관에서는 급속한 밸브의 개폐 또는 펌프의 토출 유량맥동이 주요 원인이다. 높은 서지압은 시스템의 진동 및 소음을 유발할 뿐만 아니라, 성능 및 작동수명을 저하시킨다.

유속의 급격한 변화 Δq 와 서지압 ΔP_s 의 관계는 Joukowski 식⁽¹⁾에 따라 다음과 같다.

$$\Delta P_s = Z_c \cdot \Delta q = \frac{\sqrt{\beta \cdot \rho}}{A} \cdot \Delta q \tag{21}$$

여기서 $Z_c [N \cdot s / m^2]$ 는 파이프의 특성 임피던스이고, $A [m^2]$ 는 파이프의 단면적이다. 동일한 유량변동과 단면적을 가진다고 가정하였을 때, 유압시스템에 대한 수압시스템 내에 발생하는 압력 맥동비는 다음과 같다.

$$\frac{\Delta P_{s, water}}{\Delta P_{s, oil}} = \sqrt{\frac{\beta_{water} \cdot \rho_{water}}{\beta_{oil} \cdot \rho_{oil}}} = \sqrt{\frac{2.1 \times 10^9 \cdot 1000}{1.8 \times 10^9 \cdot 850}} = 1.171 \tag{22}$$

따라서 같은 압력 변화를 가지기 위해서는 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

$$\frac{A_{water}}{A_{oil}} = \sqrt{\frac{\beta_{water} \cdot \rho_{water}}{\beta_{oil} \cdot \rho_{oil}}} = \left(\frac{d_{water}}{d_{oil}}\right)^2 = 1.171 \tag{23}$$

여기서 d 는 원형 관의 지름을 의미한다. 따라서 식 (23)을 만족하는 d_{water} 는 d_{oil} 에 비해 1.0823 배 크게 설계되어야 한다.

5. 수압시스템의 작동영역

유압시스템에서의 캐비테이션은 주로 고압 하에서 작동유에 용해되었거나 혼입된 공기가 압력강하시 작동유로부터 석출되는 소위 에어레이션(aeration)현상에 의해 발생한다. 수압시스템에서의 캐비테이션은 주로 시스템의 내부 압력이 물의 포화압력(포화증기압) 이하로 낮아질 경우 발생하는 수증기로부터 기인된다.

광물유는 대기압 하에서 공기 용해율이 대략 6~12%이며, 에어레이션은 30kpa 에서 주로 발생하기 때문에 유압펌프의 흡입포트 부근, 오리피스와 교축부, 각 밸브의 개구부 등에서 캐비테이션이 발생한다. 반면 물의 포화압력은 Fig. 2와 같이 온도에 따라 급격하게 변화할 뿐만 아니라 그때의 압력값이 크기 때문에 수압시스템은 캐비테이션과 관계된 문제에 매우 취약하다.

유체를 압력전달 매체로 사용하는 시스템에서 작동유의 온도상승은 펌프, 파이프 및 각종 밸브 내의 압력손실을 야기하므로 시스템의 효율을 저하시키는 원인이다. 이러한 온도 상승은 주로 작동유의 체적 열팽창계수 뿐만 아니라 비열(specific heat)과 밀접한 관계를 가진다.

시스템 내부의 열적 과정을 등엔탈피 과정이라고 가정할 수 있으며, 내부 에너지의 변화를 무시하

면 온도상승 ΔT 에 따른 압력강하 ΔP 는 다음과 같은 관계에 있다.

$$\Delta T = (1 - \alpha \bar{T}) \frac{\Delta P}{\bar{\rho} \cdot \bar{c}_p} \quad (24)$$

여기서 상첨자 (-)는 온도와 압력에 있어서 계산을 위한 기준값임을 나타낸다. 그리고 α 와 \bar{c}_p 는 각각 작동유체의 체적 열팽창계수와 정압 비열을 나타낸다.

수압시스템내부에서 캐비테이션이 발생하지 않기 위해서는 시스템의 압력이 작동유체의 포화압력보다 작아서는 안되므로, 최대 가능한 압력 강하 ΔP_{\max} 는 다음과 같다.

$$\Delta P_{\max} = \bar{P} - P_{\text{sat}} \quad (25)$$

식 (25)를 식 (24)에 대입하면, 수압시스템에서 캐비테이션이 발생하지 않는 최대 가능한 온도 상승 ΔT_{\max} 를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\Delta T_{\max} = (1 - \alpha \bar{T}) \frac{\bar{P} - P_{\text{sat}}}{\bar{\rho} \cdot \bar{c}_p} \quad (26)$$

Fig. 7은 계산 기준 압력 \bar{P} 가 대기압인 경우일 때 각 온도에 대한 최대 상승 허용 온도 ΔT_{\max} 를 나타낸다. 온도가 증가할수록 상승 허용 온도가 급격히 작아지는데, 이는 물의 비열과 체적열팽창계수의 복합적 영향으로 고려되며, 또한 Fig. 2에서 보여지는 바와 같이 온도 상승에 따라 급격히 증가하는 포화압력의 영향이다.

온도가 증가할수록 캐비테이션의 발생 가능성이 증가하므로 작동유체의 온도 제어 및 시스템의 냉각에 더 많은 주의가 요구된다. Table 6은 작동유체의 압력 변화에 따른 최대 상승 허용 온도를 나타내며, 압력이 증가할수록 상승 허용 온도가 커지므로 캐비테이션 발생 가능성은 감소함을 알 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 사용되고 있는 유압시스템의 작동유체를 오일이 아닌 물을 사용함으로써 발생하는 물의 열 및 유체역학적 특성과 물설치 연구를 통하여 가능성과 작동 범위를 제시하였다.

(1) 물은 오일에 비하여 발열량이 낮아 온도제어가 용이하며 열전도율이 높아 냉각 기기에 있어

비용을 줄일 수 있으나 증발 및 증기 압력의 영향으로 약 50℃ 이하에서 작동되어야 하며 무엇보다 압축수 상태를 유지하는 것이 중요하다.

(2) 압축수의 높은 체적탄성계수로 인하여 짧은 사이클 행정과 고응답을 요구하는 시스템에 적합하다.

(3) 낮은 점도의 영향으로 기기 내부의 유동 저항이 적어 열 발생량 및 소요동력이 작음을 알 수 있으나 난류 유동 형성의 원인이 되어 모델링 및 해석을 난해하게 할 뿐만 아니라, 기기 내부의 누설량을 증가시켜 효율 저하의 원인이 되므로 이러한 누설량을 저하시키기 위해서는 고정도의 가공 기술과 마찰계수가 적은 재료의 선정이 필수적이다.

(4) 압력 맥동비의 비교를 통하여 같은 압력 변화를 가지기 위해서는 수압시스템의 관 직경을 유압시스템의 관 직경에 비해 약 1.08 배 크게 설계되어야 한다.

참고문헌

- (1) Lim, G. H., Chua, P. S. K. and He, Y. B., 2003, "Modern Water Hydraulic-the New Energy Transmission Technology in Fluid Power," *Applied Energy*, Vol. 16, pp. 239-246.
- (2) Wang, D., Li, Z. and Zhu, Y., 2001, "Study of the Key Problems in a Water Hydraulic Piston Pump and its Applications," *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 53, No. 5, pp. 211-216.
- (3) Rydberg, K. E., 2001, "Energy Efficient Water Hydraulic Systems," *The 5th Int. Conf. Fluid Power Transmission and Control, ICFP'2001*, Hangzhou, China.
- (4) Yang, H., Yang, J. and Zhou, H., 2003, "Research on Materials of Piston and Cylinder of Water Hydraulic Pump," *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 55, No. 1, pp. 38-43.
- (5) Soini, S. M., Koskinen, K. T., Vilinius, M. J. and Puhakka, J. A., 2002, "Effects of High and Fluctuating Pressure on Microbial Abundance and Activity in a Water Hydraulic System," *Applied Microbiology and Biotechnology*, Vol. 50, No. 5, pp. 669-674.
- (6) Liu, Y. S., Huang, Y. and Li, Z. Y., 2002, "Experimental Investigation of Flow and Cavitation Characteristics of a Two-Step Throttle in Water Hydraulic Valves," *IMEchE, J. of Power and Energy (Part A)*, Vol. 216, No. 1, pp. 105-111.
- (7) Linjama, H., Tammisto, J., Koskinen, K. T. and Vilenius, M., 2000, "On/Off Position Control of Low-Pressure Water Hydraulic Cylinder Using Low-Cost Valves," *Proc. 6th Triennial Int. Symp. on Fluid Control. Meas. And Visual.*, Sherbrooke, Canada.
- (8) Jones, E., Dobson, A. and Roskilly, A. D., 2000,

- “Design of a Reduced-Rule Self-Organizing Fuzzy Logic Controller for Water Hydraulic Applications,” *IMechE, J. of Systems and Control Engr. (Part I)*, Vol. 214, No. 15, pp. 371~382.
- (9) Sanada, K., “A Method of Designing a Robust Force Controller of a Water-Hydraulic Servo System,” *Proc. IMechE, J. of Systems and Control Engr. (Part I)*, Vol. 216, pp. 135~141.
- (10) Cengel, Y. A. and Boles, M. A., 1998, *Thermodynamics, An Engineering Approach*, 3rd Edition, McGraw-Hill Companies, Inc.
- (11) Merritt, H. E., 1967, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Inc.
- (12) Gerhart, P. M., Gross, R. J. and Hochstein, J. I., 1992, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 2nd Edition, Addison-Wesley Publishing Company, Inc.
- (13) Sengers, J. V. and Kamgar-Parsi, B., 1984, “Representative Equations for the Viscosity of Water Substance,” *J. Phys. and Chem. Ref. Data*, pp. 185~205.