

다물체 동역학과 다중물리 연동 시뮬레이션 환경에서 정/역 가변용량형 사판식
 피스톤 펌프의 모델링 기법

Modeling Technique for a Positive and Negative Variable
 Displacement Swash Plate Hydraulic Piston Pump in a Multibody
 Dynamics and Multi-Physics Co-Simulation Environment

장진현¹ · 정헌술^{1*}

Jin Hyun Jang and Heon Sul Jeong

Received: 07 Nov. 2019, Revised: 09 Feb. 2019, Accepted: 25 Feb. 2019

Key Words : Hydraulic swash plate piston pump(사판식 유압 피스톤 펌프), Multi-physics analysis(다중물리해석),
 Multibody dynamics analysis(다물체 동역학 해석), AMESim(아메심), Virtual.lab Motion(버추얼랩
 모션)

Abstract: Variable displacement swash plate piston pump analysis requires electric, hydraulics and dynamics which are similar to the one's incorporated in the complex fluid power and mechanical systems. The main variable capacity for the swash plate piston pumps, hydraulics or simple kinematic (swash plate degree, piston displacement) models are analyzed using AMESim, a multi-physics analysis program. AMESim is a multi-physics hydraulic analysis program that is considered good for the environment but not appropriate for environmental analysis for multibody dynamics. In this study, the analytical model of the swash plate type hydraulic piston pump variable capacity is modeled by combining the hydraulic part and the dynamic part through co-simulation of multibody dynamics program (Virtual.lab Motion) and multi-physics analysis (AMESim). This paper describes the whole modeling analysis method on the mechanical analysis of the multi-body dynamics program and how the hydraulic analysis in multi-physics analysis program works. This paper also presents a methodology for analyzing complex fluid power systems.

기호 설명

A_{c1} : control part area 1 of servo cylinder
 A_p : piston area of pump
 A_{c2} : supply part area 2 of servo cylinder
 C_{lp} : total leakage coefficient of pump
 D_p : specific volumetric displacement

e : vertical length between pump piston ball and tilting center
 J_{sp} : mass inertia of swash plate
 K : bulk modulus
 K_s : spring constant
 K_v : proportional gain of EPPR valve
 K_f : tilting friction coefficient
 L : vertical length between servo cylinder ball and tilting center
 L_s : compressed distance of spring at '0' tilting angle
 m_h : mass of holding plate
 m_p : mass of pump piston
 m_s : mass of servo cylinder

* Corresponding author: hsjeong@kunsan.ac.kr
 1 Department of Mechanical Engineering, Kunsan National University, Kunsan 54150, Korea
 Copyright © 2019, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<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.

n : number of pump pistons
 P_c : control pressure of servo cylinder
 P_d : discharge pressure of pump
 P_s : supply pressure of servo cylinder
 Q_a : supply flow for hydraulic actuator
 Q_{th} : theoretical flow of pump
 R : pitch circle radius
 u : input signal of EPPR valve
 V_d : volume between pump and actuator
 α : tilting angle of swash plate
 α_m : maximum tilting angle
 ω : input rotation speed
 γ : timing angle
 δ_1 : notch angle of groove in discharge pressure port
 δ_2 : notch angle of groove in suction pressure port
 ν : shape coefficient of groove

1. 서 론

컴퓨터를 활용한 시뮬레이션 기술의 발달로 인하여, 점점 더 복잡한 시스템을 실제 시스템처럼 해석하는 것이 가능해지고 있다. 이러한 CAE (Computer Aided Engineering) 기술 활용은, 비용 절감 및 개발 기간의 단축이라는 점에서 매우 중요하며, 많은 제품 개발에 해석 기술이 활용되고 있다. 제품을 개발하는데 있어서, 운동 구조물의 안정성 향상, 진동 특성 개선 등의 제품 목표 성능을 달성하기 위해서는 단일 부품 단위에서가 아닌 시스템 단위에서의 구조물 응력 평가, 진동 및 모드 특성 분석, 동특성 평가 또는 소음 특성 평가 등을 필요로 한다.

대상이 되는 정/역 가변 사판식 유압 피스톤 펌프의 해석에서는 다른 복잡한 유체동력 및 기계 시스템에서와 같이 전기, 유압, 동역학, 마찰공학 등이 동시에 요구되지만 유압 부분만을 별개로 해석하는 경우가 많고 동역학적 해석을 병행하는 경우는 많지 않다. 시뮬레이션 수행에 있어서 모델링은 필수적이며, 가변용량형 피스톤 유압펌프의 여러 모델링 방안이 제안되었다. G. Zeiger 등은¹⁾ 피스톤이 사판에 미치는 토크를 선형적으로 모델링하여 수학적 모델을 제안하였다. 정현술은²⁾ 가변용량형 사판식 피스톤 펌프의 비선형, 선형 모델에 대해 단순화 정도에 따라 어떠한 과도응답특성을 보여주는지에 대해 연구하였다. D.S Jung 외 2인은³⁾ 가압체적에 대한 연속방정식과 사판운동에 대한 토크평형으로부터 유도된

비선형 수학적 모델을 최대 경사각에서 1차 미분하여 선형화된 상태모델을 구하고 비교적 가격이 저렴하고 환경에 둔감한 전자비례감압밸브(EPPR valve)를 이용하여 유량, 압력 그리고 동력을 연속적으로 제어할 수 있는 다기능 제어기술을 제안하였다. 운영환의 2인은⁴⁾ SimulationX를 이용하여 피스톤에 대한 1D화 동역학해석과 유압해석을 조합하여 모델링하였다. 장진현은⁵⁾ 피스톤 펌프에 대하여 다물체 동역학 프로그램을 이용하여 3차원 동역학해석을 진행하였다.

본 연구에서는 기존의 유압 또는 동역학적 해석을 부분적으로 해석하는 것이 아닌 유압, 동역학 등의 해석이 동시에 진행 되어 정/역 가변 사판식 유압 피스톤 펌프의 설계에 활용할 수 있는 해석 방법을 제시한다. 다중물리해석 프로그램을 이용하여 유체가 작용하는 서보레귤레이터, 피스톤, 밸브판에 대해 모델링하고 다중물리해석 프로그램에서 계산된 유체가 이송되면서 발생하는 액츄에이터의 부하에 따른 압력, 유량 등에 의해 발생하는 힘을 연동해석을 통해 다물체 동역학해석 프로그램으로 받아 사판의 각도, 피스톤의 변위 등을 포함하여 펌프가 회전하면서 발생하는 축력, 원심력, 마찰 등에 대해 계산한다. 연동해석을 통해 유압해석은 물론 펌프전체 주요 구성 요소의 3차원 동역학적 해석까지 포함하는 해석 방법에 대해 설명한다. 이 논문은 Co-simulation 해석기법을 제시하기 위해 대상인 유압 피스톤 펌프를 선정하여 복잡한 유체 동력 시스템을 분석하기 위한 방법론을 제시한다.

2. 펌프 모델

2.1 물리적 모델

Fig. 1은 연구 대상인 HSU(Hydro Static Unit)에 사용되는 정/역 가변 사판식 유압피스톤 펌프를 나타낸다. 정유압식 변속기인 HSU는 부분 부하의 사용이 빈번하거나 큰 속도비 범위를 사용으로 하는 경우에 주로 채택되어 적용되는 장치로서 유압펌프, 유압모터, 릴리프밸브 등으로 구성된다. 유압피스톤 펌프는 회전속도 w 를 갖는 실린더블록과 경사각(tilting angle)을 형성하는 사판(swash plate)에 의하여 피스톤들을 왕복운동하게 함으로써 밸브판(valve plate)을 통하여 유량을 흡입하고 토출한다.

Fig. 2는 EPPR(Electro Proportional Pressure Reducing) 밸브를 이용하여 사판의 경사각을 제어하

는 서보레귤레이터 모델이다. EPPR 밸브는 입력전류에 따라 사판의 경사각을 제어하는 서보실린더의 압력을 제어한다. EPPR 밸브에 의하여 제어부의 압력이 상승되면 서보실린더는 사판의 경사각을 증가시키게 되고 반대쪽 제어부의 압력이 상승되면 역방향으로 사판의 경사각을 증가시키게 된다. EPPR 밸브에 인가되는 입력전류가 없을 때에는 반력스프링에 의하여 사판의 경사각을 0도로 복귀시킨다.

2.2 사판의 수학적 모델

펌프전체에 대해 해석하기 위해서는 각 주요 구성 요소에서 발생하는 토크의 합으로 이루어진 운동방정식의 이해가 필요하다.

피스톤 펌프에서 액추에이터까지 검사체적을 V_d 로 정의하면 유압펌프 시스템의 연속방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

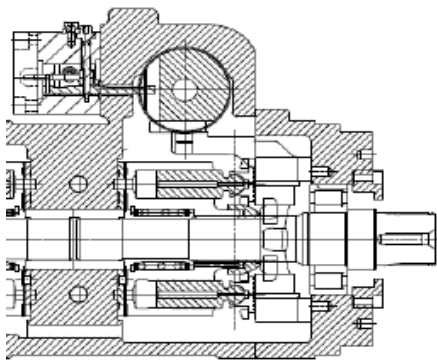


Fig. 1 Physical model of the hydraulic variable displacement pump⁷⁾

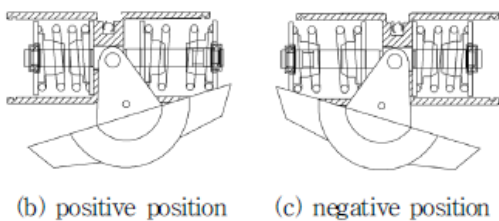
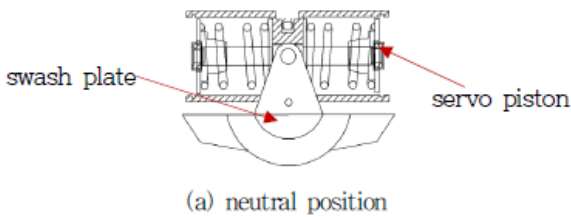


Fig. 2 Physical model of the positive / negative variable servo regulator⁷⁾

$$\frac{V_d}{K} \dot{P}_d = \sum_i Q_i$$

$$\dot{P}_d = \frac{KD_p}{V_d} \omega \tan \alpha - \frac{KC_{lp}}{V_d} P_d - \frac{K}{V_d} Q_a^{(1)} \quad (1)$$

누설유량계수 C_{lp} 는 누설유량과 토출압력 P_d 의 정비례 관계를 통해 구할 수 있다. 사판에 작용하는 힘은 토출압력에 의한 힘, 서보레귤레이터의 반력 스프링의 힘, 축이 회전할 때 피스톤과 홀딩판의 관성력 그리고 서보실린더의 제어입력과 관성력이 사판에 토크로 작용한다. 경사각(α)이 충분히 작다는 것을 고려하고 사판에 작용하는 토크 성분들을 합성하면 2계 미분방정식인 사판의 운동방정식(6) 식(2)가 얻어진다. 실험으로부터 얻은 사판의 점성 마찰계수 K_f 가 이 식에 추가되었다.

$$J_t \ddot{\alpha} + 2(J_p + J_h + J_s) \dot{\alpha}^2 - (J_p + J_h) \omega^2 \alpha + K_f \dot{\alpha} = (a_1 + a_2 + a_3) P_d + (A_{c1} P_{c1} - A_{c2} P_{c2}) L + K_s L (L_s - L \alpha) \quad (2)$$

여기서 $J_t = J_{sp} + J_p + J_h + J_s$ 이며

$$J_p = \frac{nm_p R^2}{2}, J_h = \frac{m_h R^2}{2}, J_s = m_s L^2$$

$$a_1 = \frac{nA_p R \sin \gamma \exp(-\frac{\omega}{\nu})}{\pi}$$

$$a_2 = \frac{nA_p R \sin(\gamma - \delta_1) + \sin(\gamma - \delta_2) \{1 - \exp(-\frac{\omega}{\nu})\}}{2\pi}$$

$$a_3 = \frac{nA_p e \left[\pi + (\delta_2 - \delta_1) \{1 - \exp(-\frac{\omega}{\nu})\} \right]}{2\pi}$$

여기서 EPPR 밸브에 의하여 제어되는 압력 P_c 는 공급압력 P_s 가 일정할 경우 입력신호 $u - u_{min}$ 에 비례하므로, 다음과 같이 표현된다.

$$P_c = P_s K_v (u - u_{min}) \quad (3)$$

3. 다중물리해석 모델링

본 연구에서는 다중물리해석 프로그램인 AMESim을 이용하여 피스톤펌프의 모델링을 진행하였다. AMESim에서는 피스톤펌프 내부의 유체가 이동되면서 액추에이터의 부하에 따라 발생하는 압력, 유량, 맥동 등을 해석하기 위해 모델링한다. 유압 피스톤펌프의 모델구성은 크게 서보레귤레이터와 피스톤펌프

에 대해 모델링을 진행하였다. 서보 레귤레이터의 다중물리해석 모델 구성은 사판의 각도를 조절하는 서보레귤레이터, 서보레귤레이터의 각 챔버의 압력을 제어하여 행정방향을 결정하는 EPPR 밸브로 구성되어 있다. 피스톤 펌프의 다중물리해석 모델 구성은 유량을 토출 또는 흡입하는 9개의 피스톤, 토출유량을 조절하는 사판, 밸브판 등으로 구성되어 있다.

3.1 서보 레귤레이터 모델링

서보피스톤은 Fig. 2와 같이 두 개의 스프링, EPPR 밸브 등으로 구성되어 있어 정/역 가변이 가능하다. EPPR 밸브로 제어된 압력은 서보레귤레이터의 변위를 결정하며 사판과 연결된 링크를 통해 사판의 각도를 조절한다. 서보레귤레이터의 다중물리해석 모델은 Fig. 3과 같다. EPPR 밸브에 사인입력을 50mA, 0.4Hz로 인가 시켰을 때 서보레귤레이터의 변위, 각 챔버의 압력, 유량 그리고 두 개의 EPPR 밸브로 인가되는 입력전류는 Fig. 3의 그래프와 같다. 그래프를 확인해 보면 입력전류에 따라 각 챔버에 제어되는 압력에 의해 서보레귤레이터의 변위가 발생하는 것을 확인할 수 있다.

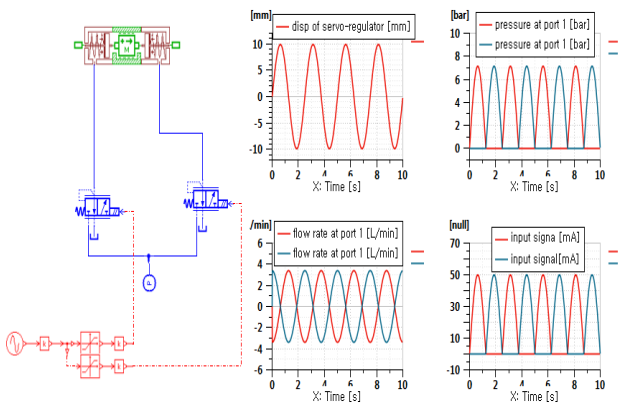


Fig. 3 Modeling of servo piston and result

3.2 펌프 피스톤과 밸브판 모델링

1개의 피스톤에 대한 모델은 Fig. 4와 같다. 피스톤은 사판의 각도에 의해 행정길이가 결정되며 병진운동과 토출압력에 의해 발생하는 힘은 사판으로 전달되어 사판의 각도를 조절하는 토크의 변수로서 작용한다. 밸브판은 흡입, 토출포트에 있는 노치(notch) 형상에 의해 피스톤의 회전각에 따라 토출포트의 면적이 달라질 수 있다. 따라서 밸브판은 피스톤의 회전 각도를 입력으로 회전각에 따른 흡입 및 토출 측 밸브판의 개도조건을 가변 오리피스 면적변화를 이용하여 Fig. 5와 같이 표를 이용하여 나타낼 수 있다.

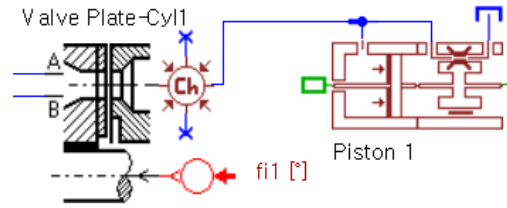


Fig. 4 Modeling of single piston

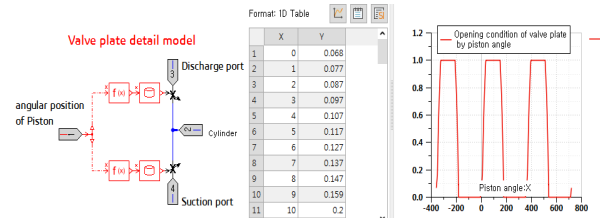


Fig. 5 Modeling of valve plate and opening condition of valve plate by piston angle

3.3 피스톤펌프 전체 모델링

9개의 피스톤을 포함한 전체 피스톤 펌프 모델링은 Fig. 6과 같다. EPPR 밸브의 입력전류를 통해 사판의 각도를 조절하며 그에 따른 토출유량, 토출압력, 압력맥동 등을 해석한 결과는 Fig. 6과 같다.

AMESim에서는 펌프의 토출유량, 토출압력에 따른 사판제어 기구부의 축 방향 피스톤의 힘, 사판의 각도, 피스톤의 변위 등의 제한적인 동역학적인 해석이 가능하다. 하지만 수식(1)~(3)에서 유도된 운동방정식을 보면 회전하면서 발생하는 사판에 작용하는 토크들은 주요 변수로 작용한다. 3차원 회전운동체인 펌프에서 축 방향에 대한 동역학적 해석만 가능하다는 것은 1차원 동역학 해석에 국한된다. AMESim에서는 피스톤이 회전하면서 발생하는 축력, 원심력, 마찰 등에 대한 펌프의 모든 주요 구성 요소의 동역학적 해석을 하기에는 부족한 부분이 많다.

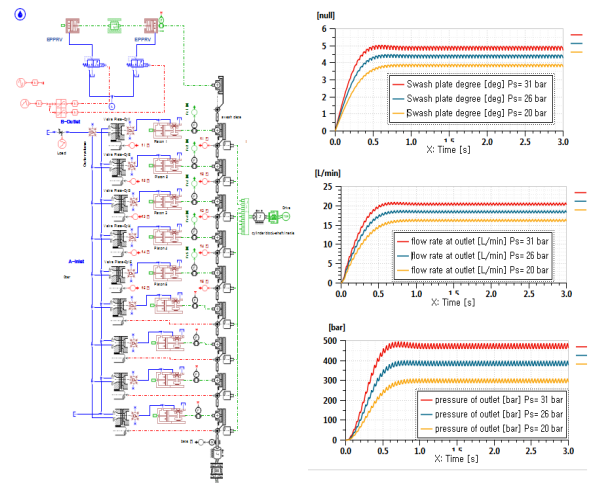


Fig. 6 Modeling of piston pump and result

4. 다물체 동역학 해석 모델링

본 연구에서는 다물체 동역학 해석 프로그램인 Virtual.lab Motion을 이용하여 피스톤펌프의 모델링을 진행 하였다. Virtual.lab Motion의 피스톤펌프 모델은 펌프 작동에 의해 발생하는 펌프구성요소의 반력과 원심력 등을 계산 한다.연구 대상인 HSU(Hydro Static Unit) 정/역 가변 사판식 유압피스톤 펌프의 구성도는 Fig. 7과 같다. 대상 펌프의 주요 구성요소는 축계(축, 베어링, 실), 밸브판, 실린더 블록, 경사판, 서보레귤레이터, 하우징 등으로 구성되어 있다. 다물체 동역학 모델링은 각 연결부위에 실제조건과 같은 조인트를 통해 진행되지만 해석조건, 해석의도에 맞게 힘을 이용한 적절한 구속 조건을 적용하는 것이 중요하다. 힘을 이용한 구속조건을 적용할 시 조인트에서 계산되지 않는 반력, 진동 등에 대한 보다 실제적인 해석이 가능하다. 다물체 동역학 모델링은 펌프 하우징에 축계를 설치하는 것을 시작으로 주요 구성요소를 하나씩 추가하며 모델링을 진행하였다.

4.1 축계 모델링

축계의 모델링은 하우징, 펌프 커버, 축계, 축실, 베어링으로 6개의 Body로 구성된다. 축을 모델링하는 구속 조건은 여러 방법으로 나타낼 수 있다. 축의 주요 구성요소인 베어링의 경우 다음 표 1과 같이 2가지의 구속 조건을 가지고 모델링할 수 있다. 펌프 하우징과 베어링사이의 구속 조건을 Revolute 조인트를 이용할 경우 축의 회전은 가능하지만 축을 지지하는 베어링의 반력은 계산할 수 없다. 만약 축에 작용하는 하중이 해석결과에 영향을 미치지 않는다면 모델링을 단순화할 수 있다. 반면에 Bushing 힘을 이용할 경우 Fig. 8의 결과와 같이 두개의 지지 베어링에 작용하는 축 하중의 반력이 계산 가능하여 축 하

Table 1 Possible constraints for the shaft

Revolute joint	DOF = 1 revolute
Radial bushing force	- DOF = Radial, Axial Conical, Torsional (4DOF) <ul style="list-style-type: none"> • Radial $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ • Axial $z = z_2^T d_{12}$ • Conical $\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}$ • Torsional $\theta_z = \tan^{-1} \left(\frac{x_1^T y_2}{x_1^T x_2} \right)$

중에 의한 결과를 확인할 수 있지만 계산 시간이 증가할 수 있다. 본 연구에서는 베어링에 작용하는 반력을 계산할 수 있도록 Bushing 힘을 이용하여 모델링 하였다.

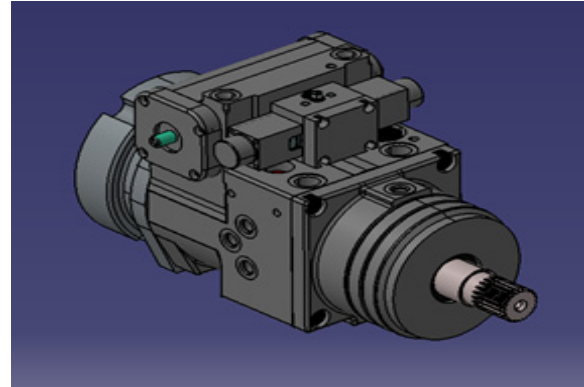


Fig. 7 Modeling structure of HSU Pump

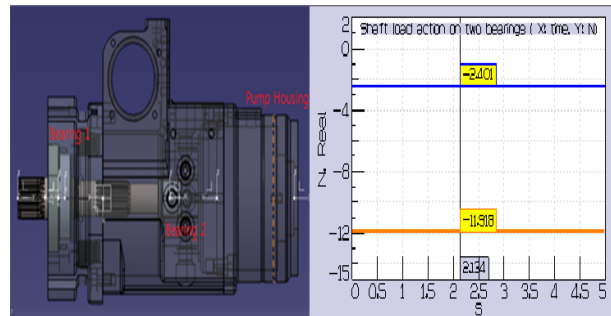


Fig. 8 Modeling of shaft and bearing reaction force

Table 2 Possible constraints for the piston

Translational joint	DOF = 1 translation
Radial bushing force	- DOF = Radial, Axial, Conical, Torsional (4DOF) <ul style="list-style-type: none"> • Radial $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ • Axial $z = z_2^T d_{12}$ • Conical $\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}$ • Torsional $\theta_z = \tan^{-1} \left(\frac{x_1^T y_2}{x_1^T x_2} \right)$
Contact force	- Three types of normal force in Contact $F_N = F_{Lin} + F_{Nonlin} + F_{Hertzian}$ <ul style="list-style-type: none"> • Linear Spring-Damper Type $F_{Lin} = k\delta + c\dot{\delta}$ • Hertzian Type $F_{Hertzian} = \delta ^{1.5} K_{st} sgn(\delta)$ • Nonlinear Spring-Damper Type $F_{Nonlin} = F_{spring}(\delta) + F_{damper}(\dot{\delta})$

4.2 실린더블록/피스톤 모델링

주요구성요소는 실린더블록, 9개의 피스톤, 밸브판으로 구성된다. 축과 실린더블록은 스프링에 의해 밸브판에 밀착되기 때문에 병진운동이 가능한 Translational 조인트로 구속되고 밸브판과 면 접촉인 Planer 조인트에 의해 구속된다. 피스톤과 실린더블록의 경우 실린더블록과 피스톤 사이의 간극 차이에 따라 표 2와 같이 3가지의 구속 조건을 가지고 모델링할 수 있다.

Fig. 9를 참고하면 실제 펌프에서는 피스톤과 실린더블록의 간극 차이에 의해 피스톤이 기울어지는 현상이 발생하여 두 개의 접촉점이 발생할 수 있다. 피스톤 축을 중심으로 병진운동이 가능한 Translational 조인트를 이용하여 구속할 경우 가장 단순한 제약

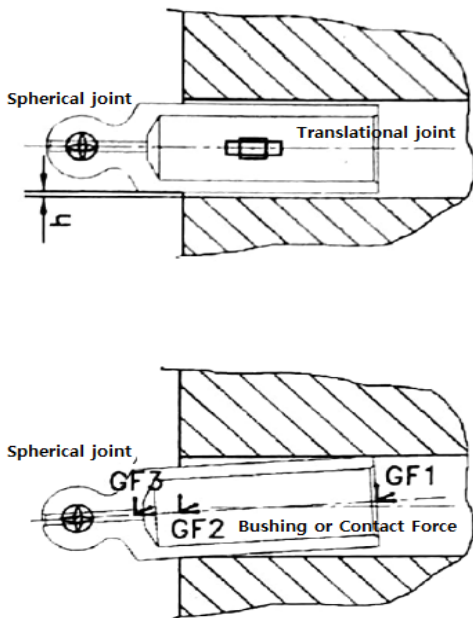


Fig. 9 Possible constraints for the piston⁹⁾

조건이지만 피스톤에 작용하는 반력이 특정 점에만 적용되므로 피스톤이 실린더블록 림을 넘어 움직일 때 간극 차이에 의해 접촉점이 변경되는 경우 실제 반력과 차이가 발생할 수 있다. Bushing 힘을 이용하여 구속할 경우 간극차이를 적용하여 피스톤의 축의 수직방향으로 발생하는 각도, 진동 등을 확인할 수 있으나 Translational 조인트와 마찬가지로 피스톤에 작용하는 반력이 특정 점에만 적용된다. Contact 힘을 적용할 경우 간극차이에 의해 발생하는 피스톤의 움직임과 접촉점이 변경되면서 발생하는 반력의 급상승과 같이 보다 정확한 반력결과를 얻을 수 있다. Fig. 10은 위에서 설명한 3가지 구속조건에 대한 예시와 구속조건에 따른 피스톤에 작용하는 반력 그래프이다. 반력을 확인해보면 Translational 조인트와 Bushing 힘은 반력이 특정 점에 작용하기 때문에 Fig. 10에 있는 위의 그래프와 같이 동일한 반력이 계산되고 Contact 힘을 적용했을 때는 아래의 그래프와 같이 접촉하는 순간에 반력이 급상승하는 그래프가 발생하는 것을 확인할 수 있다.

4.3 피스톤펌프 전체 모델링

펌프 전체의 다물체 동역학 모델링은 Revolute, Planner, Spherical, Cylindrical, Bracket, Translational 등의 조인트를 포함하여 총 43개의 조인트를 사용하였고 Bushing, TSDA, 3PTF를 포함하여 총 22개의 힘을 이용하여 모델링을 하였다. 다물체 동역학 프로그램에서는 펌프를 1차원에 대한 해석뿐만 아니라 3차원에 대한 해석이 가능하고 이는 회전체인 펌프에서 발생하는 축력, 원심력, 마찰, 간극 차이에 의해 발생하는 진동, 반력에 대한 펌프의 모든 주요 구성 요소의 동역학적 해석을 할 수 있다.

또한 실제 펌프 CAD 형상을 import해서 해석을 진행하기 때문에 단순형상뿐만 아니라 실제 복잡한 형상에 대한 해석이 가능하다.

유압펌프는 유체를 토출, 흡입하면서 유체를 이송시켜 액츄에이터의 부하를 발생시키기 때문에 부하에 의해 발생하는 압력에 대한 조건을 입력해 줘야 한다. 수식(1)~(3)에서 유도된 운동방정식을 보면 토출압력에 의해 발생하는 사판작용토크는 주요변수로서 작용한다. 그런데 다물체 동역학 해석 프로그램에서는 단순히 피스톤의 회전각도에 따라 피스톤에 힘을 주어 토출압력에 해당하는 효과는 줄 수 있다. 하지만 토출압력은 유량에 따라 변하기 때문에 사판의 각도 증가에 따른 토출유량 증가에 맞춰 피스톤에

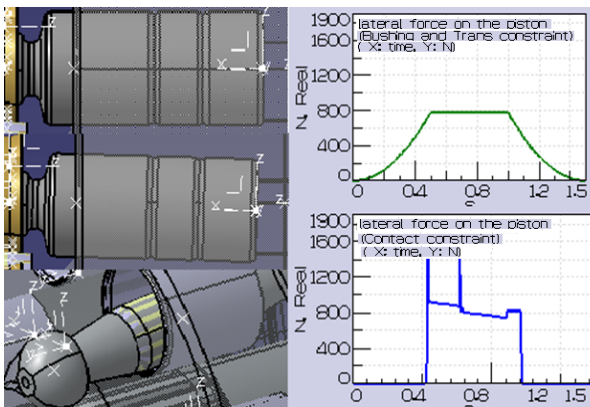


Fig. 10 3 Constraints of piston and lateral force acting on the piston

작용하는 힘을 변경시키기에는 힘든 부분이 있다. 또한 유체력, 압력의 맥동 등의 실제 유체가 동작하면서 발생하는 여러 요소에 대해 고려하지 못하는 단점이 있다. 펌프의 주요구성요소 중 축계, 실린더블록, 피스톤 등을 제외한 나머지 구성요소는 지면절약을 위해 설명을 생략한다.

5. 다중물리-다물체 동역학 Co-simulation

다중물리해석 프로그램인 AMESim과 다물체 동역학 해석프로그램인 Virtual.lab Motion을 이용하여 유압피스톤펌프 모델링을 진행하였다. AMESim을 이용하여 유체가 작용하는 서보레귤레이터, 피스톤, 밸브 판에 대해 모델링하고 유량, 압력 등에 의해 발생하는 힘을 연동해석을 통해 다물체 동역학 해석 프로그램으로 받아 회전하면서 발생하는 반력, 원심력, 마찰 등에 대한 펌프전체 주요 구성 요소의 3차원 동역학적 해석을 진행하였다.

Fig. 11과 같은 Interface Block에 의해 AMESim에서 EPPR 밸브의 제어압력에 의해 발생하는 서보레귤레이터의 작용 힘, 토출 압력에 의해 발생하는 피스톤의 작용 힘 등을 계산하여 Virtual.lab motion의 input으로 사용되고 Virtual.lab motion에서는 작용하는 힘에 의해 계산되는 서보레귤레이터의 변위, 피스톤의 회전각, 변위, 속도를 계산하여 AMESim의 input으로 사용되어 동시에 해석이 진행된다. 각 프로그램에서 상호 주고 받는 변수의 그래프는 Fig. 12와 같다.

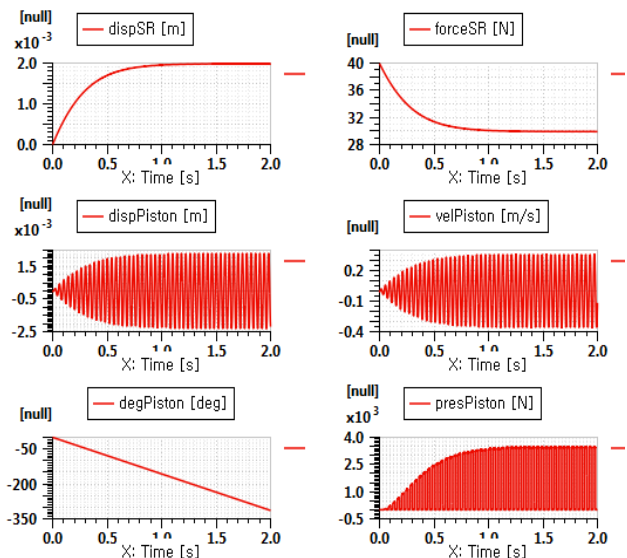


Fig. 11 Co-simulation model and interface block

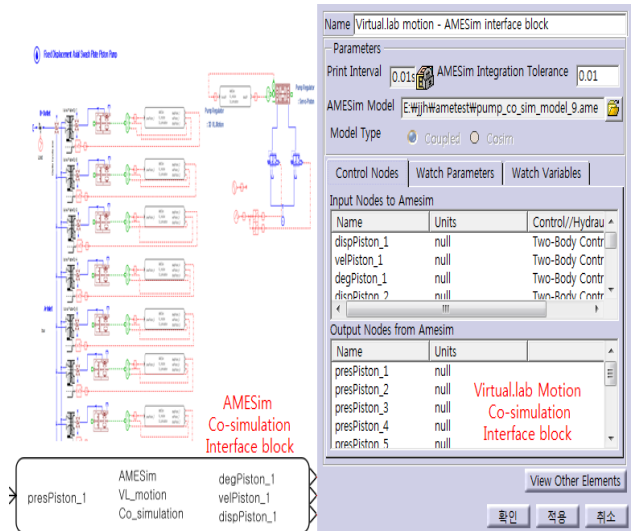


Fig. 12 Variable graph exchanged between each programs

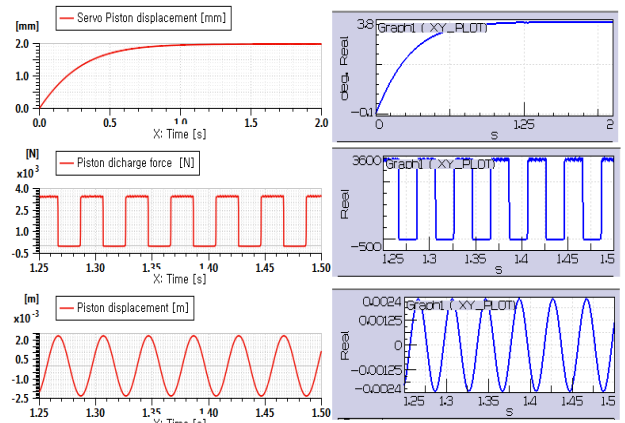


Fig. 13 Co-simulation model result of displacement and force

Fig. 13과 같이 각각의 프로그램에서 계산되는 결과 값이 동시에 전달되어 계산되는 것을 확인할 수 있고 또한 AMESim만으로 계산했을 때와 결과와 비교하여 거의 일치하는 것으로 보아 모델의 타당성을 입증하였다. 연동해석을 통해서 각 프로그램의 한계를 보완함으로써 펌프 전체 모델의 유체해석, 동역학 해석이 동시에 가능할 수 있도록 하였다. 단점은 시뮬레이션 계산시간이 증가한다는 점이 있다. 시뮬레이션에서 사용된 제원은 Table. 3과 같다.

5. 결론

본 논문에서는 전기, 유압, 기계를 포함하는 3차원 회전 및 왕복 운동체인 정/역 가변 사판식 피스톤 펌프에 대하여 다중물리해석 프로그램(AMESim)과 다

Table 3 Parameters of the piston pump used in simulation

$A_{c1,c2}$	$2.3e-3 \text{ m}^2$	L_s	0.010 m
A_p	$2.545e-4 \text{ m}^2$	m_h	0.028 kg
rpm	1500 rpm	m_p	0.084 kg
C_{lp}	$4.4e-12 \text{ m}^3/s \cdot Pa$	m_s	1.286 kg
D_p	$0.739e-4 \text{ (m}^3/\text{rad)}/\text{rad}$	P_s	$60e5 \text{ Pa}$
e	0 m	R	0.036 m
J_{sp}	$2e-3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	V_d	$6.28e-4 \text{ m}^3$
K	$2.45e9 \text{ Pa}$	α_m	0.2967 rad
K_f	$1.66e2 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$	γ	0.1 rad
K_s	$82437.6 \text{ N}/\text{m}$	δ_1	0.3 rad
K_v	0.146	δ_2	0.15 rad
L	0.03066 m	ν	$90 \text{ rad}/\text{s}$

물체 동역학 프로그램 (Virtual.lab motion)의 연동해석에 대한 방법론에 대해 서술하였다. 각 프로그램의 단점을 보완하기 위해 연동해석을 통하여 펌프 전체 모델에 대한 해석모델을 개발하였다. 이 방법을 통해 얻게 되는 주요 이점은 다음과 같다.

1. 축, 피스톤, 사판뿐만 아니라 펌프의 모든 주요 구성 요소의 다물체 동역학을 시뮬레이션 해석을 수행할 수 있다. 특히 실린더 블록과 피스톤 사이의 간극 차이에 의해 발생하는 회전, 반력 및 접촉 현상까지 시뮬레이션이 가능하고 경사판에서 발생하는 반력, 슈와 피스톤 사이의 3차원 거동해석 또한 가능하다.

2. 실제 펌프 CAD모델을 사용함으로써 소프트웨어에서 제공하는 단순한 피스톤펌프 형상을 이용한 시뮬레이션을 할 수 있을 뿐만 아니라 실제 3차원의 복잡한 펌프형상, 재질 및 질량 등을 고려한 동역학 해석을 할 수 있다.

3. 펌프 주요 구성 요소의 동역학 시뮬레이션을 함과 동시에 유체에 의해 발생하는 힘, 압력, 맥동, 유체력 등에 대한 해석을 동시에 진행함으로써 주요 구성요소 간에 상호 작용되는 힘과 반력에 대한 연동해석이 가능하다.

이상 개발된 방법을 응용하여 피스톤 펌프설계에 있어 단일 부품 단위에서가 아닌 시스템 단위에서의

해석이 가능하다. 아울러 유압, 다물체 동역학 해석을 동시에 진행함으로써 보다 실제적인 펌프의 특성 해석, 성능개선, 구조물의 안정성 향상, 진동 특성 개선, 레귤레이터 설계, 제어알고리즘 개발, 제품 결함의 원인 분석 등에도 확장하여 사용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 “건설기계R&D전문인력양성사업 (N0001292)”의 지원을 받아 수행 하였습니다.

References

- 1) G. Zeiger and A. Akers, “Torque on the Swashpalte of an Axial Piston Pump”, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.107, pp.220-226, 1985.
- 2) H. S. Jeong and J. H. Cho, “AMESim Modeling Comparative Study of the Flow Control using EPPR Valve for Variable Displacement Piston Pumps of a Construction Machinery”, Proceedings of the KSME 2014 Fall Annual Meeting, pp.1177-1182, 2014.
- 3) D. S. Jung, H. E. Kim and E. S. Kang, “Multi function Control of Hydraulic Variable Displacement Pump with EPPR Valve” Transactions of KSAE, Vol.14, No.6, pp.160-170, 2006.
- 4) Y. H. Yoon, J. S. Jang and Y. B. Lee, “An Analysis of Dynamic Characteristics for Variable Swash Plate Type Axial Piston Pump”, Proceedings of the KSFC 2012 Spring Conference, pp.23-30, 2012.
- 5) H. S. Jeong et al., “Torque Analysis on Swash plate in Swash plate Type Hydraulic Axial Piston Motor Using Constant Velocity Joint and Piston-Rod Mechanism Using Multi body dynamics program”, Proceedings of 2017 Autumn Conference on Drive and Control, pp.191-194, 2017.
- 6) A. G. Alleyne and R. Liu, “Systematic control of a class of nonlinear systems with application to electrohydraulic cylinder pressure control”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.8, No.4, pp.623-634, 2000.
- 7) D. J. Kim et al., “Developments of HSU and

- Transmission Control Technology for Continuously Variable Transmission of Tractor and Forklift”, *Journal of Drive and Control* Vol.15, No.1, pp.51-60, 2018.
- 8) H. S. Jeong and J. H. Jang, “Linear-nonlinear Modeing Comparative Study of the Pressure Control using EPPR Valve for Variable Displacement Piston Pumps of a Construction Machinery”, *Proceedings of 2016 Autumn Conference on Drive and Control*, pp.131-136, 2016.
 - 9) A. Roccatallo, S. Manco and N. Nervegna, “Modelling a Variable Displacement Axial Piston pump in a Multibody Simulation Environment”, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol.129, pp.456-468, 2007.
 - 10) H. S. Jeong et al., “A Study on the Design and Performance Evaluation of Servo Regulator for a Piston Pump Through Simulation”, *Proceedings of the KSME 2015 Fall Annual Meeting*, pp.3374-3375, 2015.
 - 11) H. S. Jeong, J. H. Jang and Y. M. Lim, “Positive and Negative Variable Swash plate Hydraulic Piston Pump Torque Analysis Using Multibody Dynamics Program”, *Proceedings of the KSME 2018 Spring Annual Meeting*, pp.114-115, 2018.
 - 12) H. S. Jeong et al., “A Comparative Study on the Equation of Motion about Models of Variable Displacement Piston Pump through MATLAB & DAFUL”, *Proceedings of the KSME 2016 Spring Annual Meeting*, pp.75-76, 2016.
 - 13) C. N. Kang et al., "Dynamic Characteristics of Electro-hydraulic Proportional Valve for an Independent Metering Valve of Excavator", *Journal of Drive and Control*, Vol.15, No.2, pp.46-51, 2018.
 - 14) C. N. Lee, K. C. Hong and H. S. Jeong, "Analysis of the Influence of the Design Factors and Modeling for the 8inch Class Down-the-Hole Hammer", *Journal of Drive and Control*, Vol.14, No.4, pp.1-8, 2017.