

트로코이드 펌프의 시뮬레이션 방법론

김명식^a, 정원지^{b*}, 정승원^a, 전주열^a

Methodology for Simulation of Trochoid Pump

Myung Sik Kim^a, Won Jee Chung^{b*}, Seung Won Jeong^a, Ju Yeal Jeon^a^a School of Mechatronical Design Engineering, ChangWon National University, Sarim-dong, Uichang-gu, Changwon-si, Gyeongsangnam-do, 641-824, Republic of Korea^b School of Mechatronical Engineering, ChangWon National University, Republic of Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	4	February	2013
Revised	15	April	2013
Accepted	18	April	2013

Keywords:

Trochoid hydraulic pump
Modeling
Cavitation
Back-flow
AMESim[®]
SolidWorks[®]

ABSTRACT

Flow rate control is the uppermost concern for a trochoid hydraulic pump. Cavitation within the flow field of the pump has the greatest effect on the flow control during high-speed pump rotation of approximately 3500~4000 RPM. In this paper, based on AMESim[®] and Solid Works[®], we will present a method to simulate cavitation by analyzing the control factors of a trochoid pump, including the hydraulic pressure change at the outlet, flow rate based on the rotation speed of the inner rotor, leakage through the gap between the outer and inner rotors, and discharging angle of the outlet. The proposed methodology of the [cavitation simulation will enable field engineers to more easily design trochoid pumps, and will allow more concrete control over the flow rate of the pump by realizing an analysis model similar to the actual product model.

1. 서론

최근에 이르러 주행의 성능이 강조되면서 변속기의 역할이 높아지고 있으며 변속기의 경쟁력은 자동차의 경쟁력에 있어 엔진과 함께 가장 큰 부분을 차지한다. 이것은 변속기의 역할과 성능 수준의 상승으로 윤활 공급 장치의 개선과 성능향상이 필수적이다. 윤활 공급 장치로 다양한 종류의 펌프들이 있지만 그 중에 트로코이드 오일펌프(Oil Pump)가 보편화되어 사용되고 있다. 트로코이드 오일펌프는 구조가 간단하고 같은 크기의 다른 펌프에 비해 1회전 당 송출 유량이 많고 정량적인 유량 제어가 용이하고, 소형화에 유리하기 때문에 공간의 효율성 좋으며, 외부로터(Outer Rotor)와 내부로터(Inner Rotor) 사이의 상대적 운동이 작기 때문에 장시간

사용에도 효율 변화가 적어 자동차의 엔진과 변속기에 매우 적합하다.

본 논문에서 연구하고자 하는 Fig. 1의 오일펌프는 외부로터와 내부로터의 구성으로 회전축이 편심되어 미끄럼 접촉하며 치의 개수차이 만큼의 회전 속도의 차이를 보이며 회전한다. 회전과 동시에 로터간의 접촉으로 발생한다. 로터가 회전하며 체적의 증감을 유발하고 이 체적의 증감에 따라 입구측에서는 유체를 흡입하여 출구측으로 유체를 송출한다. 또 흡입부와 송출부의 형상은 연결되어 있지 않아 역류를 방지한다.

트로코이드 오일펌프의 효율을 감소시키는 원인으로는 가공 오차, 작동 조건이 있으나, 유동상의 문제로는 주기성을 띠는 비정상 맥동 유동으로써 송출오일의 맥동 유동이 송출압의 맥동을 유발하

* Corresponding author. Tel.: +82-2-267-1138

Fax: +82-2-263-5221

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



Fig. 1 Trochoid pump

는데 있다. 이러한 맥동은 소음과 진동의 원인이 되며, 또한 고속 회전 시 로터 내부에 발생하는 캐비테이션으로 체적효율을 저하시키게 되어 효율감소를 증대 시키고 소음과 진동으로 인하여 펌프의 결함을 초래한다. 따라서 트로코이드 오일펌프 개발 시 맥동압을 감소시키고 캐비테이션 발생을 회피하도록 설계하는 것이 펌프의 성능, 내구, 소음, 진동 측면에서 중요하나 약 3,500~4,000 rpm의 고속 회전 시 캐비테이션 발생은 필연적일 수밖에 없다. 그러므로 캐비테이션 시뮬레이션을 통하여 유량 효율 저하에 영향을 주는 캐비테이션 요인현상을 검토하여야 한다.

기존에 사용되는 논문에서는 트로코이드 펌프의 시뮬레이션을 CFD[®]와 C-code 같은 프로그램으로 비교적 정확한 값으로 미리 알아 볼 수 있지만, 경험을 바탕으로 하여 트로코이드 펌프에 이론적 접근과 내부 구조 설계 및 모델링을 통한 해석이 현장기술자가 다루기에 쉽지 않은 모델을 사용하게 되어 시스템 관점에서 이해가 힘든 부분이 있었다. 반면 AMESim[®]을 사용하였을 경우에는 회로의 기본적인 틀이 있어 파라미터변형을 통해 알아 볼 수 있어 상대적으로 시스템 설계에 용이하다.

본문에서는 경험을 바탕으로 하는 실무기술자를 위해 Solid Works[®]를 사용하여 펌프를 모델링하고 AMESim[®]을 통하여 시스템 관점에서 캐비테이션 시뮬레이션을 실현하여 트로코이드 펌프의 설계 시 빠른 수정과 최적화가 가능하도록 하는 방법론을 언급할 것이다.

2. Solid Works[®]를 사용한 트로코이드 펌프 모델링

Fig. 2는 본 연구에서 해석 및 제어해야 할 트로코이드 치형을 이용하여 설계한 펌프의 로터 형상이다. 트로코이드 오일펌프는 기어펌프의 종류로써 상위 개념으로는 용적형 펌프에 속한다. 용적형 펌프는 식 (5)를 보게 되면 치의 개수차이 큰 영향이 주어진다. 그러므로 축이 한번 회전할 때 일정한 양을 송출하며 송출량이 치의 개수차이 비해 부하압력에는 상대적으로 일정하다.

트로코이드 곡선의 제도는 많은 논문에서 다양한 방법으로 제시되었다. 대표적으로 장의 논문에 언급된 수학적 모델인 식 (1), (2)와 기본적으로 알려진 트로코이드 치형 조건을 이용하면 굳이 실무

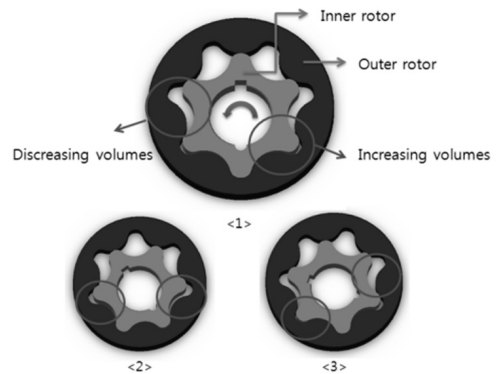


Fig. 2 Trochoid pump rotor shape

엔지니어가 다루기 어려운 C-code를 사용하지 않더라도 Solid Works[®]를 이용해 제도가 가능하다.

$$K = \frac{-R_r \sin\theta + e \sin(N+1)\theta}{R_c \cos\theta - e \cos(N+1)\theta} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} X &= x + \frac{R_c}{\sqrt{1+K^2}} \\ Y &= y - \frac{R_c K}{\sqrt{1+K^2}} \\ X &= x - \frac{R_c}{\sqrt{1+K^2}} \\ Y &= y + \frac{R_c K}{\sqrt{1+K^2}} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 R_r 은 구름원(Rolling circle)의 반지름, N 은 내부로터의 로브 수, R_c 는 궤적원의 반지름, θ 은 기초원의 회전각도, e 는 내부 및 외부로터 중심사이의 거리이다.

Fig. 3은 Solid Works[®]에서 위의 식 (1), (2)를 바탕으로 C-code

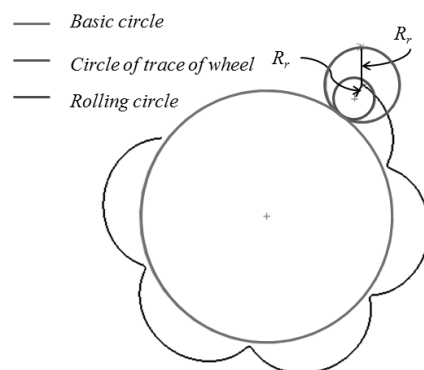


Fig. 3 Profile trochoid curve

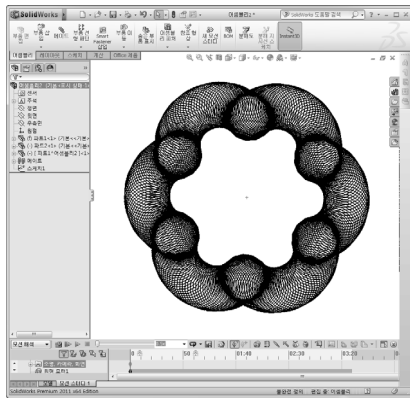


Fig. 4 The shape of the internal rotor generate

를 사용하지 않고 트로코이드 곡선을 작도한 것이다. Solid Works®의 모션해석 모듈을 이용하여 기초원을 기준으로 구름원을 회전하므로 트로코이드 곡선이 생성된다. 단, $R_r > e$ 의 트로코이드 곡선의 기초 조건을 만족하여야 한다. 다음으로 트로코이드 곡선을 경로로 궤적원을 Solid Works®의 모션해석을 통해 회전시키면 Fig. 4와 같은 트로코이드 펌프의 내부로터의 형상이 설계할 수 있다.

3. Solid Works®를 사용한 유체 흐름영역 모델링

용적형 펌프의 송출량(Q_{pump})은 식 (3)과 같이 1회전당 펌프 체적 변화($displ$)와 회전속도(ω_{pump})를 이용하여 구한다. 트로코이드 펌프의 경우 두께(H)가 일정하기 때문에 식 (4)와 같이 표현할 수 있으며 두께의 변화에 따라 유량도 변하게 된다.

$$Q_{pump} = displ \cdot \omega_{pump} \quad (3)$$

$$displ = \frac{dV}{d\theta} = H \cdot \frac{dArea}{d\theta} \quad (4)$$

$$\frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{N-1}{N} \quad (5)$$

트로코이드 펌프의 유량을 계산하기 위해 1회전시의 넓이 변화 데이터가 필요하며 CAD적인 방법을 위해 Solid Works®를 사용하였다.

넓이변화는 트로코이드 펌프의 특징인 각속도의 비를 이용하여 구할 수 있다. 내부로터와 외부로터의 각속도 비에 따라 각각의 로터를 회전시켜 넓이를 변화가 된다. 각속도 비는 이의 개수에 따라 식 (5)와 같이 결정된다. 회전각도와도 일맥상통하며 회전각을 식 (5)에 근거하여 내부 로터와 외부로터를 이동시켰다. 유동장의 넓이변화 확인을 위해 모델링을 하였다.

내부로터와 외부로터의 제도가 완성되면 Solid Works®의 요소 변환 기술을 통해 유동장의 모델링을 할 수 있다. Fig. 5는 요소 변환 기술을 이용하여 유동장 영역과 트로코이드 펌프의 입구 및 출구 형상까지 작도한 것이다(단, 입출구형상은 간략화 하였다.). 요소 변환 된 내부로터, 외부로터, 입출구의 스케치를 각각 블럭(테크닉)으로 지정하고 원하는 유동장의 영역을 선택 프로파일(테크닉)하여 돌출(테크닉)하면 원하는 유동장이 모델링 된다.

위와 같은 방법으로 단일 유동장에 대한 모델링이 필요하며 이를 위해 각각 블록으로 지정된 스케치를 식 (5)을 기반으로 회전하도록 하였다. 기준 축을 생성한 후 입구 및 출구 형상의 스케치를 고정한다. 외부로터의 회전각은 수식편집(테크닉)을 이용하여 내부로터의 회전에 따라 외부로터를 회전한다. 회전 시 단일 유동장의 면적은 시시각각 변하게 되며 그 변화된 형상은 Fig. 6과 같다.

이러한 단일 유동장의 면적변화는 Fig. 7과 같이 도출되며 이는

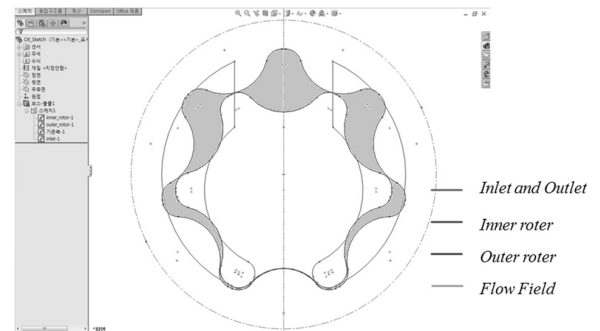


Fig. 5 Modeling of the flow field using the SolidWorks®

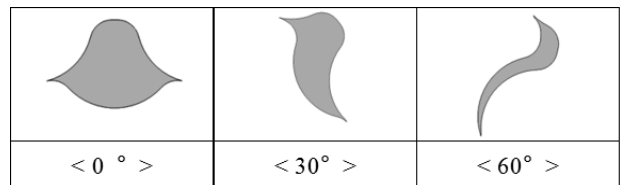


Fig. 6 Field a change in the magnitude of the flow along the shape of the angle of rotation of the rotor

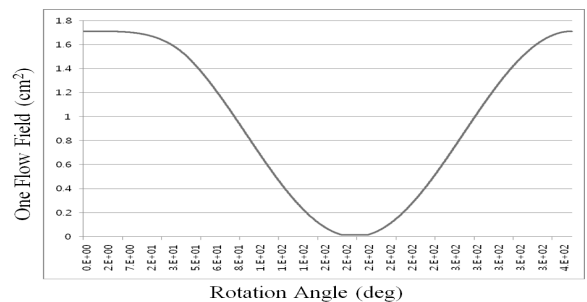


Fig. 7 Change in the size of the flow field by the rotation angle of the inner rotor graph

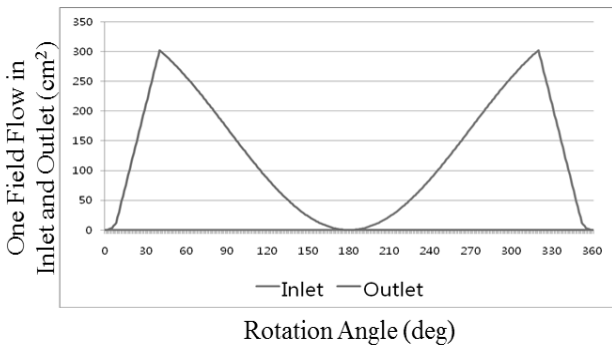


Fig. 8 Change the size of the inlet and outlet flow field

차후 AMESim[®]을 이용하여 출구의 각도 변화를 주어 트로코이드 펌프의 시뮬레이션에 사용된다.

위와 같은 방법으로 Fig. 5와 같이 입구 및 출구 형상을 적용하여 단일 유동장이 입출구와 접하는 면적변화를 측정하여야 하며, 이 또한 Fig. 5의 스케치를 이용하며 선택 프로파일(테크닉)을 통하여 입출구와 접하는 단일 유동장의 면적을 구할 수 있다. Fig. 8은 위의 방법으로 구한 입구 및 출구 형상과 접하는 단일유동장의 면적이다.

4. AMESim[®]을 이용한 유압회로 모델링

AMESim[®]를 활용한 유압회로 모델링의 목적은 유량을 재현하며, 용적효율과 기계효율, 유압서브 시스템에 대한 영향, 펌프의 기계적 서브시스템에 대한 영향을 알아낼 수 있다. 영향을 알아내는 것은 최적 조건에 용이한 제어를 위해 필요하다.

Fig. 6는 유압회로 모델링은 Fig. 5의 넓이 변화 데이터와 로터의 두께를 피스톤 모델과 등가화시켜 단일 유동장의 유압회로를 모델링하였다.

트로코이드 펌프 유압회로의 모델링은 내부로터와 외부로터가 만나 생기는 특정 각 위치에서 생기는 부피를 표현해야 한다. 이는 전체 펌프 360°/N개의 위상 변화를 갖는 위치에 이루어지며 Fig. 10과 같이 N개의 단일 모델링을 결합한다. AMESim[®]을 통한 트로코이드 펌프의 유압회로의 구성을 통해서 실시간으로 간단하게

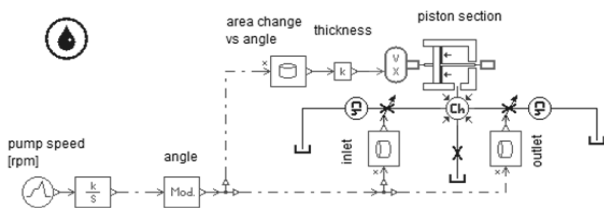


Fig. 9 1D hydraulic circuit using AMESim[®]

제어할 수 있는 인자는 펌프의 회전속도, 입출구의 압력차, 입구 및 출구 형상의 각도, 로터와 펌프의 간극, 내부로터와 외부로터의 간극이 있다. 이러한 제어 인자들은 유량 및 캐비테이션 시뮬레이션이나 맥동제어에 중요한 인자들이 된다. 이는 현장의 설계자들이 CFD[®]와 같은 전통적인 소프트웨어와 비교해 시스템 관점에서 접근하므로 시뮬레이션에 더 쉽게 다가갈 수 있다. 왜냐하면 AMESim[®]은 유압회로 모델의 변경 없이 제어 요소만을 변경하면 변화를 확인할 수 있기 때문이다.

캐비테이션의 발생은 대략 3,500~4,000 RPM 부터 발생하여 유량손실에 영향을 주는 것으로 알려져 있다. 이때 발생하는 소음과 펌프 손상은 피할 수 없으며 맥동도 상승하게 될 것이다. 캐비테이션을 AMESim[®]에서 인자의 변화를 통해 나온 유량변화를 통해 캐비테이션에 영향을 주는지를 확인하였다. 이때의 결과를 캐비테이션 발생과 관련하여 Fig.10의 회로를 이용하여 시뮬레이션을 하고자 한다.

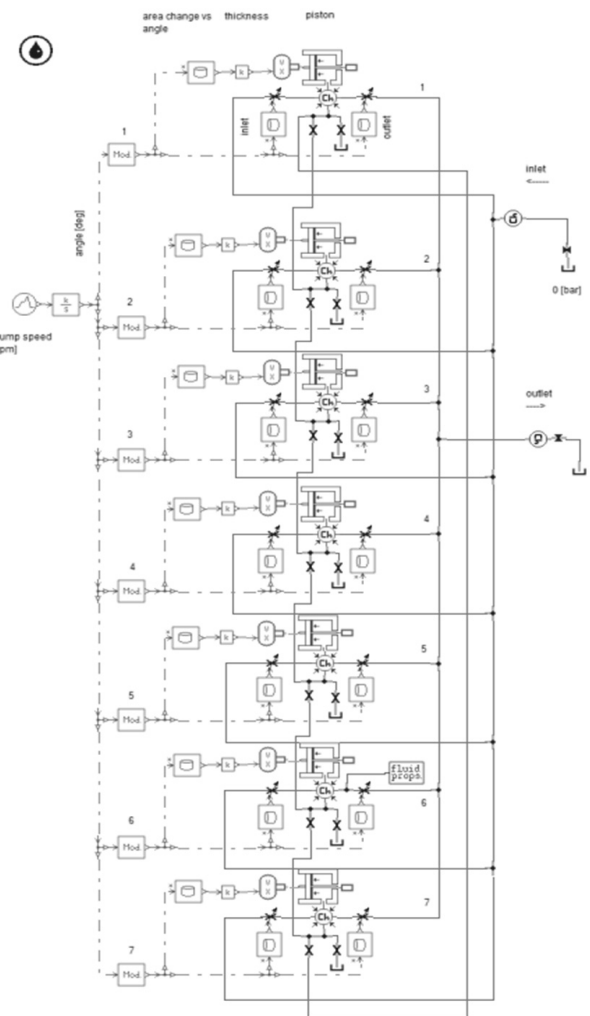


Fig. 10 Hydraulic circuit of the N trochoid pump using AMESim[®]

4.1 출구의 송출압 변경 확인

Fig. 12는 로터 회전속도 3,000 RPM일 때 출구의 압력 변동이 안정화 된 상태, 즉 3,000 RPM의 정상상태 일 때 출구 압력 변동을 나타낸 것이다. 압력은 로터 이의 개수 비에 따라 $360^\circ/N$ 마다 주기적인 특징을 나타낸다. 즉, 본 연구에 대상은 외부로터를 7개 가지므로 안정화된 구간에서 압력 변동 주기가 7회 반복되고 로터는 1회전하게 된다.

4.2 내부 로터의 회전 속도에 따라 유량변화 확인

Fig. 12은 회전속도에 따른 유량 결과를 나타낸 것이다. 그래프에서 보는바와 같이 식 (5)의 결과는 로터의 회전 속도에 따라 선형적인 결과를 보인다. 이는 캐비테이션과 내부로터와 외부로터 사이의 간극을 고려하지 않아 유동장 내에 유체가 100% 충전되어 있는 상태이다. 그러나 시뮬레이션에서는 캐비테이션을 고려했기 때문에 보는바와 같이 400 RPM이상에서는 유량이 감소함을 볼 수 있다. 이는 펌프의 회전 속도가 빨라질수록 유동장내에 캐비테이션이 발생하여 출구로 유출되는 유량이 감소함을 확인해 볼 수 있다. 또한 캐비테이션 뿐만 아니라 내부로터와 외부로터 사이의 간극으로 인한 누설도 유량에 영향을 준다.

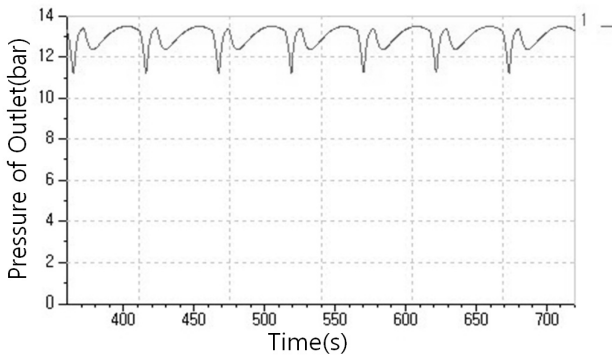


Fig. 11 Change hydraulic the outlet

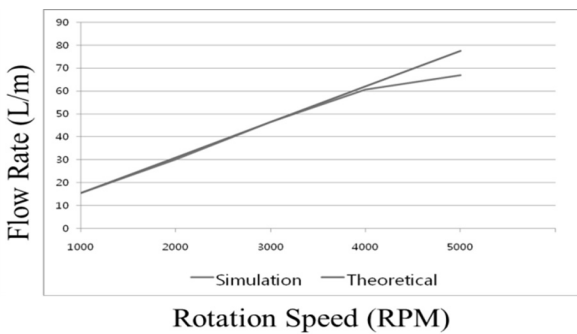


Fig. 12 Flow rate corresponding to the rotational speed of the internal rotor

4.3 출구 각도의 변화로 인한 유동변화

캐비테이션에 대한 맥동의 상승은 필연적이며 고회전 구동시 입구의 유동저항이 증가하여 캐비테이션의 발생량이 증가한다. 캐비테이션의 발생의 증가로 소음과 진동이 생겨 유동량이 감소하게 된다. 그리하여 Fig. 13에 표시한 위치에서 출구로부터 고립된 유동장으로 역류가 발생하게 된다. 고립된 유동장으로 역류된 유체는 로터가 회전하여 outlet으로 다시 송출될 때 송출 압력을 상승시켜 맥동을 증가시키게 되므로 본 연구에서는 송출 시점을 지연시키는 방법을 고려하고 경향을 파악 하고자 한다.

Fig. 14(a)를 통하여 유량의 역류를 관찰하였다. 단일 유동장은 고립된 영역을 거쳐 출구측과 만나는 시점에서 순간 압력의 저하로 인하여 유량이 0이하를 나타내며 역류현상을 보였다. 이는 Fig.

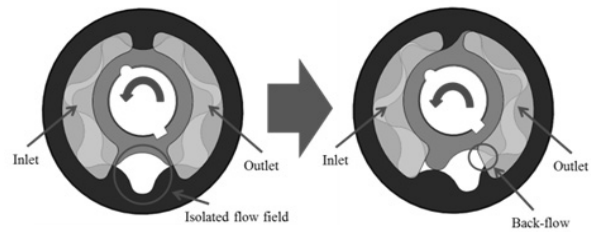
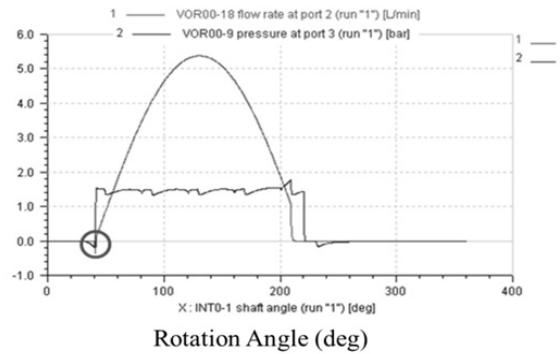
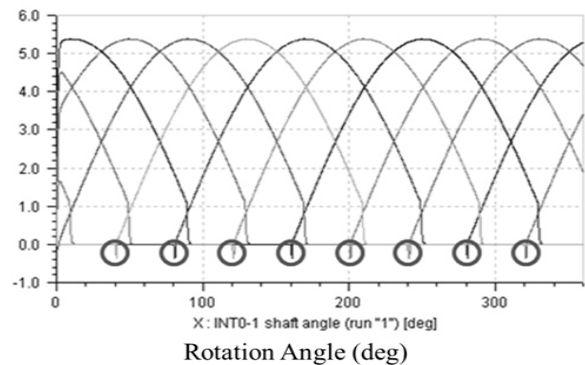


Fig. 13 Regurgitation caused by cavitation



(a) Backflow flow field



(a) Flow to all areas

Fig. 14 The flow rate of Backflow

14(b)에서 보는바와 같이 각각의 유동장에도 해당되어 유량맥동과 효율에 많은 영향으로 미치는 것을 알 수 있다.

Isolated flow field에 의한 역류현상을 방지하기 위해 Fig. 15과 같이 출구측의 송출시점을 지연하여 고립된 유동장의 압축시간을 늘리며 출구측과의 압력차를 최대한 줄이고자 하였다. 경향을 분석하기 위해 0, 1°, 2°, 3°, 4°, 5° 간격으로 송출시점을 지연하였다. Fig. 16에서 보는바와 같이 역류에 의한 영향은 4~5° 사이에서 발생하지 않으며 유량도 소폭 상승하였다. 하지만 4~5° 구간에서 Fig. 17에서 보는바와 같이 순간 압력이 높게 나와 로터간의 간극으로의 누설은 필연적일 수밖에 없다. 하지만 간극사이의 누설보다는 캐비테이션에 의한 유량효율 저하가 영향이 크다고 할 수 있어 역류에 의한 유량 손실은 완화 시킬 수 있다. 이러한 송출시점에 대한 최적화도 앞으로 수행되어야 할 것이다.

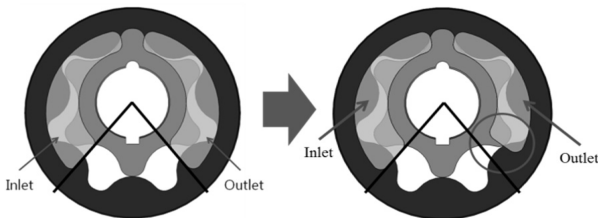


Fig. 15 5° decrease the angle of the outlet configuration

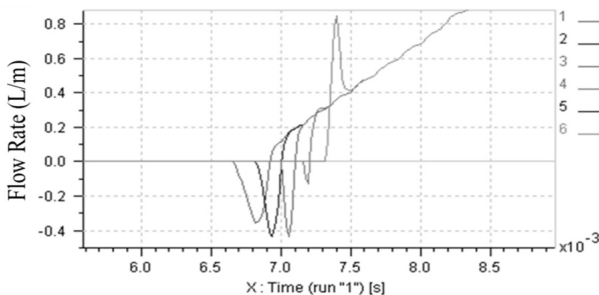


Fig. 16 Change according to the angle of the discharge the outlet flow

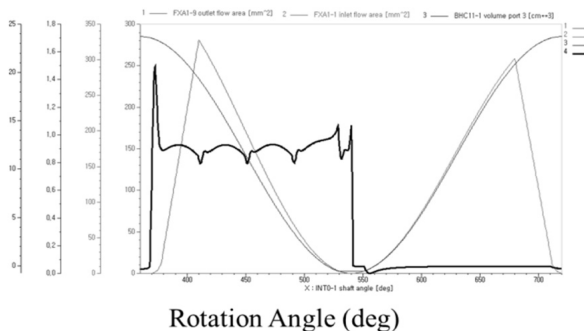


Fig. 17 Pressure distribution at the outlet of the discharge time is delayed

5. 결론

본 연구의 목적은 현장 엔지니어가 트로코이드 펌프의 설계를 보다 쉽게 접근 할 수 있고 해석 모델의 제어가 실제 제품의 제어와 가장 비슷하도록 구현하는 것이다. 우선 현장 엔지니어가 쉽게 해석 모델을 구축할 수 있도록 난해한 CFD[®]가 아닌 인자들의 제어가 용이한 AMESim[®]을 사용하였으며 필요한 데이터는 Solid Works[®]를 통하여 구할 수 있는 방법을 소개하였다. 트로코이드 펌프에서 가장 중요한 것은 유량 제어이다. 실제 제품의 제어와 해석 모델의 제어가 같은 수준이 되려면 가장 중요한 펌프의 체적효율 저하에 영향을 주는 인자인 펌프의 회전속도, 외부로터와 내부로터 사이의 간극으로 인한 누설, 펌프 몸체와 외부로터 간의 간극, 출구의 형상 등을 파악하고 고려해야 하며 이 모든 인자와 관련이 깊은 것이 캐비테이션이다. 캐비테이션의 펌프의 체적효율을 저하 시키지만 발생을 억제되도록 설계하는 것은 불가능 하므로 본 연구의 캐비테이션 시뮬레이션을 통하여 펌프의 체적효율 저하에 영향을 주는 인자들의 현상을 규명하고 제어를 통하여 방지하므로써 펌프의 체적효율저하를 줄이고자 하였다.

후기

이 논문은 2011~2012년도 창원대학교 연구비에 의하여 연구 되었음.

References

- [1] Kim, B. J, Seong, S. H, Yoon, S. H, 2005, Flow Analysis Port Optimization of GeRotor Pump Using Commercial CFD Code, Journal of the KSME, 709-714.
- [2] Yang, S. Y, Cha, S. J, 2006, Simulation of Cavitating Flow in a Gerotor Oil Pump, The Korean Society of Automotive Engineers, Autumn Conference, 599-604.
- [3] Nam, K. W, Jo, S. H, Park, J. I, 2006, Numerical Simulation in the IC Engine Lubricating Gerotor Oil Pump, Journal of the KSME, 30:10 1019-1025.
- [4] Won, C. S, Hur, N, Kwon, S. H, 2005, Flow Analysis of Automotive Oil Pump of Gerotor Type, Journal of Fluid Machinery, 6:4 7-13.
- [5] Seo, J. S, Chung, H. S, Jeong, H. M, 2006, A Study on Gerotor Design with Optimum Tip Clearance for Low Speed High Torque Gerotor Hydraulic Motor, Journal of KSMTE, 10:4, pp. 119-126.
- [6] Moom, H. K, Jang, S. J, Kim, C, Cho, H. Y, 2009, Port

Configurations on CFD Analysis in Gerotor Pump, Proc scientific presentations of KSPE, 277-278.

- [7] Chong, T. H, Ha, Y. W, 2001, A Study on Automatic Generation for 3-Dimensional Geometry of Gerotor and its Hob, The Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 10:3 43-49.
- [8] Kim, J. C, Shin, J. H, Kwon, S. M, 2006, A Study on Gear Tooth Profile of a Positive Displacement Rotor Pump, Transaction of the KSMTE, 106-111.