

용적식 오일펌프 시뮬레이션 Simulation of Positive Displacement Oil Pump

양승용
Seung Yong Yang

1. 서론

이 글에서는 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, 이하 CFD)을 이용한 용적식 오일펌프 시뮬레이션에 대한 응용 사례를 소개하고자 한다. 일반적으로 CFD의 기본 아이디어는 편미분 방정식으로 표현되는 물리적 현상의 지배를 받는 시스템을 실제로 정적분하는 것이 불가능하므로, 이를 수치해석적 방법으로 근사화 하여 푸는 것이다. 우선 시스템을 유한한 미소요소(cell, 이하 셀)로 잘게 잘라 단순화하고, 각 셀을 시스템으로 하고 미분식을 근사화하여 적분하면, 이는 단순한 시그마(Σ) 연산식으로 변형될 수 있다. 이 식을 전개하면 대상 셀과 주변 셀들의 종속 변수가 사슬처럼 연결된 선형 대수 방정식으로 표현되어, 최종 단계에서는 행렬과 벡터열의 곱으로 선형연립방정식의 문제로 귀결되는 셈이다. 이러한 접근으로 일반적 유동해를 얻고, 시스템에 대해 가시화하면 유동현상에 대한 시뮬레이션이 가능하게 된다. 그리고 추가로 고려해야 할 물리적 현상을 수학적 모델링으로 지배방정식형태로 표현 할 수 있다면 이러한 방법으로 풀어 그에 대한 시뮬레이션도 가능하다. 난류가 이에 대한 대표적인 예이며, 근래에는 펌프에서 중요한 캐비테이션 유동(cavitating flows)도 이렇게 시뮬레이션 할 수 있다. 즉, 유동장의 국부 압력(P) 변화가 포화증기압(P_{sat})인 상변화 기준에 따라 기화와 응축이 반영될 수 있도록, 증기질량분율(f_v)에 대한 수송방정식의 생성 및 소멸항으로 모델링¹⁾하고 이를 풀게 된다. 이러한 모델링과 응용사례에서 계속 언급될 캐비테이션에 대한 이해를 돕기 위해 그림 1에 이를 도식적으로 설명하였다. 이처럼 시뮬레이션이 복잡한 과정의 결과물이지만, 이를 사용하는 엔지니어 입장에서는 소프트웨어의 내부적인 처리 알고리즘 일 뿐이다. 엔지니어는 어떠한 대상에 대한 공학적 성능을 예측하고 다양한 문제의 원인과 결과를 직관적으로 확인하여, 문제를 개선할 수 있도록 이러

한 시뮬레이션 작업환경을 이용하는데 관심을 기울이면 된다. 여기서는 그러한 관심에 도움이 되는 정보를 제공하고자, 과거에는 시뮬레이션이 어렵거나 불가능 했던 용적식 오일펌프들에 대한 응용사례들을 소개한다.

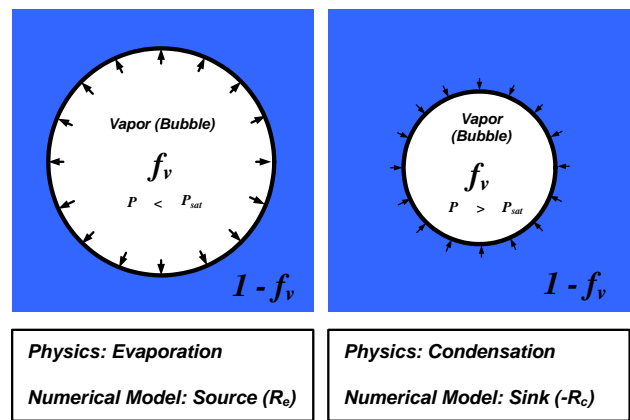


그림 1 증기 생성과 소멸에 대한 모델링

2. 용적식 오일펌프 시뮬레이션

2.1 크레센트(내접기어)형 펌프

용적식 펌프중에서도 기어형 펌프에 대한 시뮬레이션이 가능하기 위해서는, 서론에서 언급된 CFD 방법 외에 로터가 형성하는 펌핑 체임버(pumping chamber)의 거동부분 셀들에 대한 처리가 해결되어야 할 문제였다. 그림. 2²⁾는 자동차용 크레센트(crescent)형 오일펌프에 대한 전체적인 시뮬레이션 단계를 CAD, 격자모델링, 해석결과로 표현한 것이다. CAD 부분을 보면, 펌프 체임버내 클레센트 형상의 존재는 펌프의 수치적 모델링을 제로터(gerotor)나 베인(vane) 펌프 보다 더 어렵게 만든다. 제로터의 경우, 격자 토폴로지(topology)는 주기적인 경계를 갖는 단일 블록 정렬격자로 설명될 수 있으나, 크레센트 형상의 분할요소 추가로, 클레센트의 선단에서 격자 토폴로지의 절단 후, 끝단에서 이를 재결합할 필요가 있기 때문에, 격자 토폴로지

는 다중 블록 정렬격자로 변형되어 시뮬레이션 중 격자의 재생성은 상당히 어렵게 된다. 여기에 크레센트 펌프의 치형은 제로터 펌프와 비교해 보다 더 날카롭기 때문에 어려움은 더 가중된다. 이러한 문제를 해결하기 위해 로터 포켓(pocket)의 격자를 재생성하는 새로운 접근방법이 Furmanczyk²⁾에 의해 개발되어 시뮬레이션이 가능하게 되었다. 결과에서 붉은색 영역이 캐비테이션이 발생한 영역이다. 대다수의 용적 펌프는 운전 사이클의 어떤 특정 시점에 캐비테이션을 초래하고, 캐비테이션을 방지하기 위해 압력이 충분히 높더라도, 미소양의 혼입 공기는 펌프의 압축성과 기포형성에 영향을 미칠 수 있다. 캐비테이션과 기포는 소음, 진동, 성능감소, 부품손상의 잠재적 원인이 될 수 있음은 잘 알려져 있다. 성능곡선에서 볼 수 있는 것처럼 예측은 실험 값의 5% 이내의 차이를 보여, 시뮬레이션이 상당한 신뢰성을 갖고 있다할 수 있다.²⁾ 또한 고속영역에서 토출유량은 이론적으로 증가해야 하지만, 실험과 예측에서 모두 감소하고 있는 점은 캐비테이션에 의한 유량감소를 의미하고 있다.

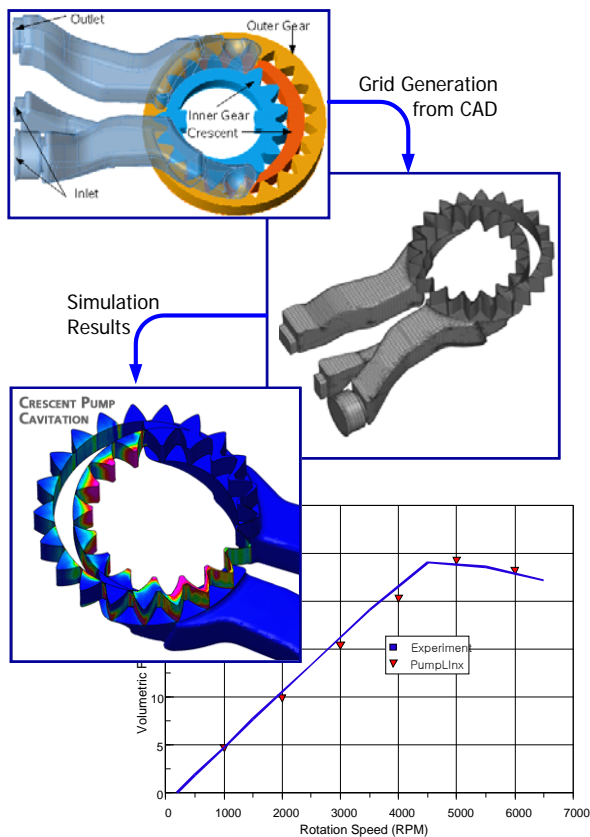


그림 2. 크레센트형 펌프의 시뮬레이션 과정과 성능 곡선 (로터속도의 함수로 표현된 토출유량)

2.2 외접기어형 펌프

그림 3³⁾에서 보이는 외접기어형 펌프도 기어 포켓영역의 격자처리 문제, 특히 기어 말단과 접촉부 간극을 현장에서 실제 적용하는 수십 마이크로 크기로 형상 모델링하여 시뮬레이션하는 것이 불가능했으나, 최근 Furmanczyk에 의해 가능하게 되었다. 여기서는 유압식동력계(hydrostatic dynamometers)와 관련된 외접기어 펌프에 대한 응용사례를 소개한다. 유압식 동력계는 디젤이나 가솔린 엔진의 파워를 모터링하고 추출할 수 있는 상대적으로 작은 용적의 유압 펌프를 이용한다.

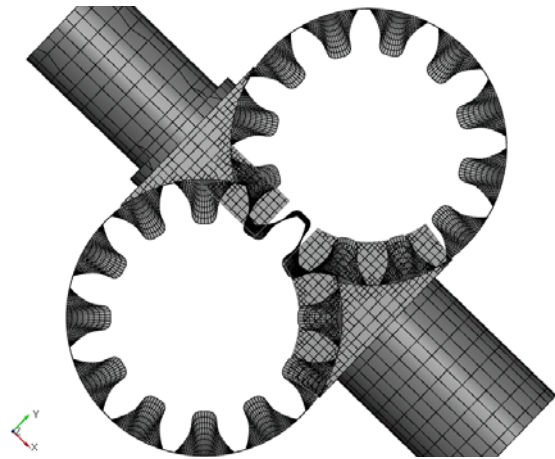


그림 3. 일반적인 외접기어 펌프의 격자계

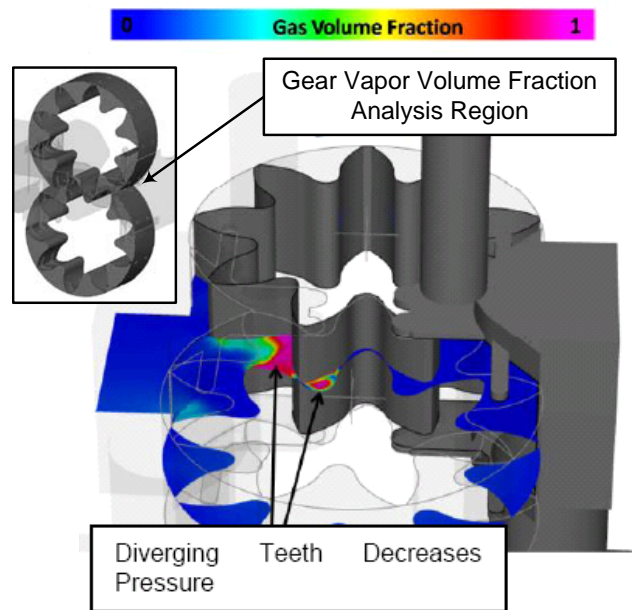
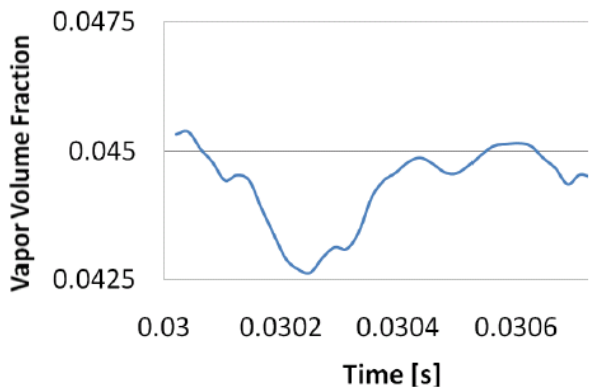
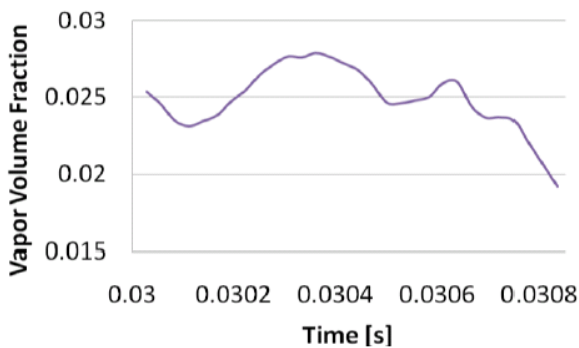


그림 4. 기어펌프 입구측에서의 증기포 형성과 증기포 생성량을 평가하기 위한 영역 정의

그림 4⁴⁾는 일반적으로 외접기어 펌프에서 캐비테이션이 발생하는 영역을 잘 보여주고 있다. 이 영역은 두 기어가 회전하면서 중심선을 통과하는 접촉점을 지나 풀어지는 영역(그림 4의 자주색 영역)이다. Heisler 등⁴⁾은 이 사례에서 두 기어 포켓영역에서 증기기포의 생성량을 제안된 치형들에 따라 상대 평가하여 치형 설계 자료로 활용하였다.



(a) Baseline Vapor Volume Fraction Results



(b) Vapor Volume Fraction Results for Slotted Gear Teeth

그림 5 기본 치형과 수정 치형에 대한 증기기포 생성량 비교 (구동기어 회전속도 8000 RPM)

그림 5⁴⁾는 구동기어 1회전 동안의 시간에 따른 증기체적분율(vapor volume fraction)변화이다. 이 값은 평균값이기 때문에, 평가 대상 영역의 체적을 곱하면 발생할 것으로 예상되는 총 증기의 체적으로 환산할 수도 있다. 두 그래프는 치형에 따라 기어 포켓영역에서 증기 발생량이 상이한 결과를 보여주고 있다. 수정 치형은 기본 치형에 홈들을 판 형태이며 평가된 증기기포의 양은 상대적으로 감소하였음을 알 수 있다.

2.3 액셀 피스톤 펌프

그림 6⁵⁾은 액셀 피스톤 펌프(axial piston pump) 출구 유로의 특정 3개 위치에서 예측된 압력과

(pressure ripple)를 실험값과 비교한 것으로, 상당히 신뢰성 있는 예측 결과이다. 이러한 정보는 실험에서도 큰 제약 없이 얻기 쉬운 값들이다. 그러나 캐비테이션 기포와 그에 따른 부식의 직관적 관찰 실험은 시간과 비용 소비가 많아, 시뮬레이션을 통한 예측이 효과적이라 할 수 있는데, 이에 대한 예를 소개하고자 한다.

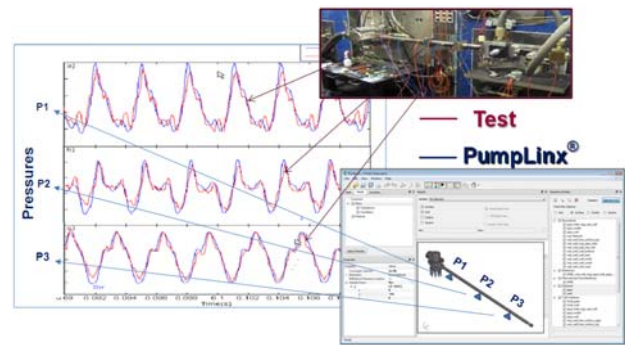


그림 6. 피스톤 펌프 출구 유로의 압력과

액셀 피스톤 펌프는 일반적으로 높은 출구 압력 하에서 운전된다. 캐비테이션이 발생한 피스톤 펌프 체임버가 높은 출구 압력 측에 연결될 때, 캐비테이션 기포 붕괴(collapses)와 관련된 높은 에너지가 펌프에 심각한 손상을 일으킬 수 있다. 이러한 캐비테이션 부식(cavitation erosion) 위치도 기포 발생 위치를 예측하여 접근할 수 있다.

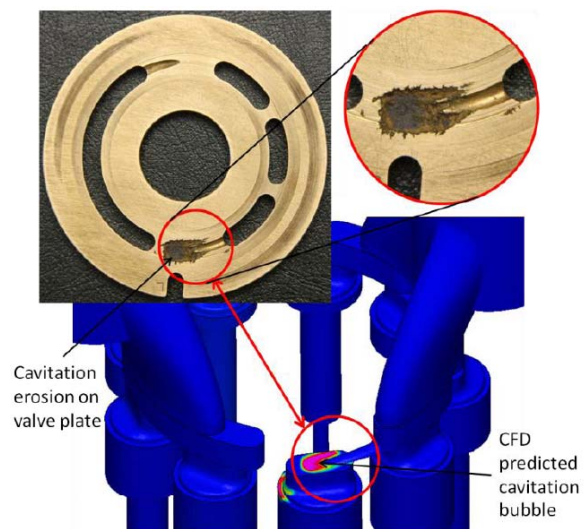
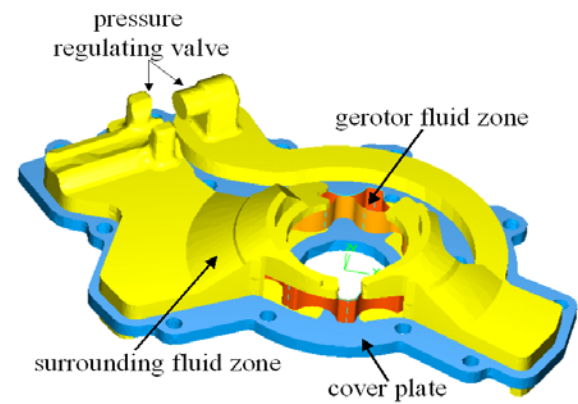


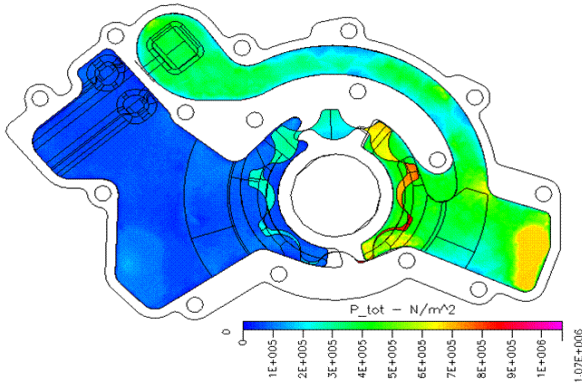
그림 7 캐비테이션 부식과 관련된 캐비테이션 기포의 위치

그림 7⁶⁾은 9개의 피스톤과 1800 RPM, 250 bar 운전조건을 갖는 사판형의 액셀 피스톤펌프 (swash

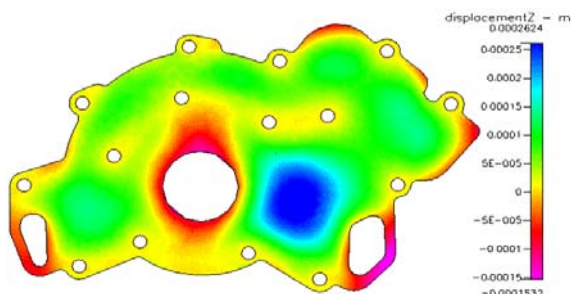
plate axial piston pump)에서 캐비테이션 부식이 예측된 사례이다. 실험에 의해 관찰된 캐비테이션 손상 위치와 펌프 밸브플레이트(valve plate)의 그루브(groove) 주위의 예측된 캐비테이션 기포 위치가 잘 일치하고 있다. Meincke 등⁷⁾도 이러한 예측을 실험과 비교하였다. 캐비테이션 모델에 따라서는 기포의 비정상 붕괴율과 국부 에너지 수준으로부터 펌프 벽면에서 캐비테이션에 의한 손상파워(damage power) 분포를 예측해 준다. 이 모델은 기포 발생과 붕괴 영역이 거의 일치하는 고압 운전조건인 펌프에서 효과적이며, 저압 운전조건에서는 신뢰성이 떨어지는 결과를 보인다.



(a) pump geometry



(b) Total Pressure Distribution Plotted on Two X-Y Cutting Planes Passing Through the Fluid Regions



(c) Z-direction Deflection of the Outer Surface of the Cover Plate

그림 8. 제로터 펌프 유동 및 커버플레이트 변형 시뮬레이션 결과

2.4 제로터 펌프

제로터는 연료와 오일을 공급하기 위해 자동차에서 폭넓게 사용되는 펌프 타입으로, 여기서 소개되는 Kini 등⁸⁾의 시뮬레이션 목적은 시간의 함수로 커버플레이트(cover plate) 변형을 평가하기 위해 예측된 유동해석 해를 구조해석에 결합하는 것이었다. 펌프에서 (커버플레이트 변형으로 인한 틈새(Side Gap) 증가로 유발되는) 누유는 펌프 효율과 오일 제어 시스템에서 중요한 요소이며, 이를 통한 펌프 성능 향상이 전반적인 연비와 효율 향상으로 이어진다. 그림 8⁸⁾은 펌프 형상, 유동, 커버플레이트 변형 결과를 차례로 나타낸다. 여기서 예측과 실험으로 얻어진 값이 각각 96.9, 86.4 LPM로 12%의 차이가 있으며, Kini 등은 이 차를 누유로 설명하고 있다⁸⁾. 커버플레이트 변형에서 주목할 만한 곳은 입력축 틈새 구멍 주위(붉은 색 영역)이다. 이 영역이 굽힘(bending)에 가장 민감하기 때문에, 커버플레이트 강도 증가, 볼트 수 증가와 그 위치의 적절한 조정이 변형을 감소시킬 것이다.

그림 9⁸⁾는 특정 위치의 시간에 따른 변형량으로 최대 45, 평균 30 μm 이다. 동일한 위치에서 실험에서는 최대 20 μm 로 측정되었다⁸⁾. Kini 등은 이러한 과도한 예측은 유동과 구조 해석의 일방향연계(one-way coupled) 때문으로, 완전연계된(fully coupled) 알고리즘 적용으로 개선될 여지가 있다고 보았다⁸⁾.

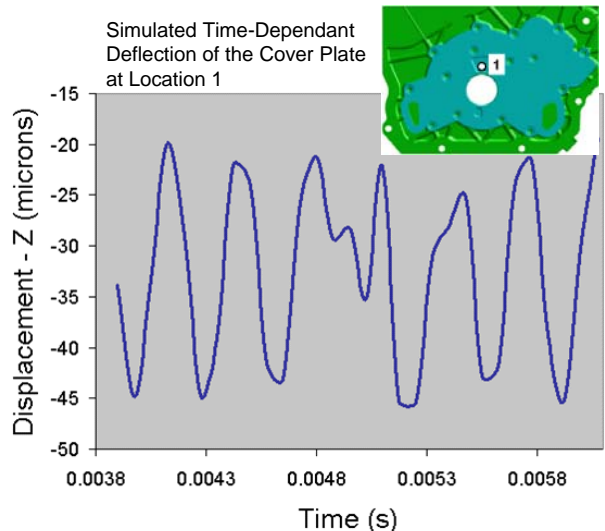


그림 9. 시간에 따른 Z 방향 변형량 변화

그리고 제로터 펌프에서는 피스톤 펌프에서도 언급된 압력파에 대한 유용한 사례가 있어 이를 소개

한다. 압력파는 주로 밀폐된 펌프작용 공간(sealed pumping chamber)을 타고 이동한 저압 유체가 출구포트의 고압 측과 맞닥뜨리게 될 때, 출구압의 갑작스러운 변화에 의해 발생한다⁹⁾. 이러한 현상 "sudden pressure unloading"으로 알려져 있으며, 바람직하지 않은 내구성과 품질 등 다양한 문제를 유발할 수 있는 진동, 소음을 유발 한다⁹⁾. 이러한 압력변화 충격은 타이밍 그루브 (timing groove, 고압 측에서 저압 측으로 누설시키는 작은 유로)를 통해 완화할 수 있다⁹⁾. 시뮬레이션을 통해 시간에 따른 압력 변화를 주파수에 따른 변화로 변환하여, 문제 해결의 기초 자료로 사용할 수 있다. 즉 압력파의 주파수분석(frequency analysis)과 오더분석(order analysis)이 그것이다. 주파수분석은 펌프회전수에 따라서 진동주파수가 수시로 변하지만 가칭 주파수영역(20~16,000Hz)과 같은 특정 주파수영역의 변화를 살펴볼 수 있다. 오더분석은 주파수분석 결과를 입력회전 주파수로 무차원화 시키는 방법으로, 입력회전 주파수에 따라서 변하지 않는 데이터를 얻을 수 있다. 그림 10은 Zhang 등⁹⁾의 2000 RPM 운전조건에서의 제로터 펌프의 출구 측에서 얻어진 압력파와 오더분석 그래프이다.

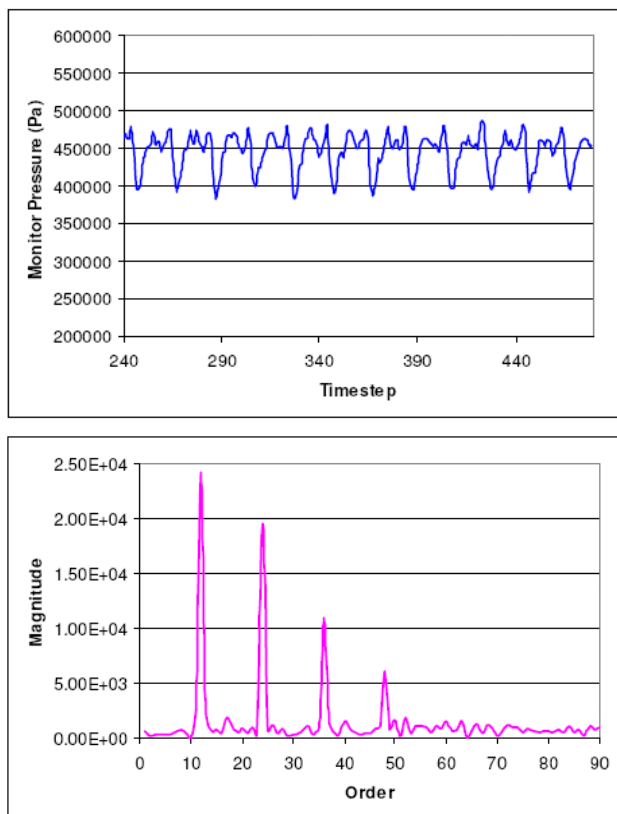


그림 10. 제로터 펌프의 압력파

Zhang 등은 로터치(rotor teeth) 수가 펌프 압력파 오더분석의 조화 모드를 정하기 때문에, NVH (Noise Vibration & Harshness) 고려 측면에서, 압력파의 오더수는 다른 파워트레인 요소, 특히 엔진과 잠재적으로 상호 연관될 수 있다는 설명을 하고 있다. 예로 펌프의 치가 12개라면 압력파의 2번째 오더가 8기통 엔진의 3번째 오더와 상호 작용할 수 있다($2^{nd} \text{ order} \times 12 \text{ teeth} = 3^{rd} \text{ order} \times 8 \text{ cylinders} = 24$)⁹⁾. 그러나 로터치가 11이나 13개인 경우, 8기통 엔진과는 높지만, 대단히 약한 응답의 오더와 상호 작용한다($8^{th} \text{ order} \times 11 \text{ teeth} = 11^{th} \text{ order} \times 8 \text{ cylinders} = 88$; $8^{th} \text{ order} \times 13 \text{ teeth} = 13^{th} \text{ order} \times 8 \text{ cylinders} = 144$)⁹⁾. 따라서 높은 응답 오더를 갖는 기어치 수의 펌프를 선택하는 것이 이점이 될 수 있다. 이는 다른 형태의 용적식 펌프에서도 적용될 수 있다.

2.5 엔진 오일 시스템

앞선 사례에서는 펌프 자체에서 기인하는 캐비테이션이나 맥동에 초점이 맞춰져 있다. 이제 오일 시스템 전체에 대한 시뮬레이션 사례를 소개한다. 거대 시스템에 대한 시뮬레이션이지만, 초기 CAD로부터 시작해, 대략 600만 셀을 형성해 완전한 CFD 해석 모델을 최적화하고 설정하는데, 몇 시간정도만이 소요된다. 계산은 그림 11¹⁰⁾과 같이 펌프와 밸브를 위한 거동형상과 오일필터와 방열기 저항(radiator resistance)을 표현하는 다공성매체(porous media)를 포함한다. 실린더 헤드나 터보차저(turbo charger) 등에 연결된 다양한 출구를 위한 상수가 아닌 경계조건들은 1차원 정상상태 시뮬레이터나 단품 실험 결과로 함께 연결되었다¹⁰⁾.



그림 11. 오일 시스템 시뮬레이션 형상

유용한 초기화에 의존해, 대략 0.1초의 실제시간(physical time)은 계산시간이 대략 수 시간 내지 수

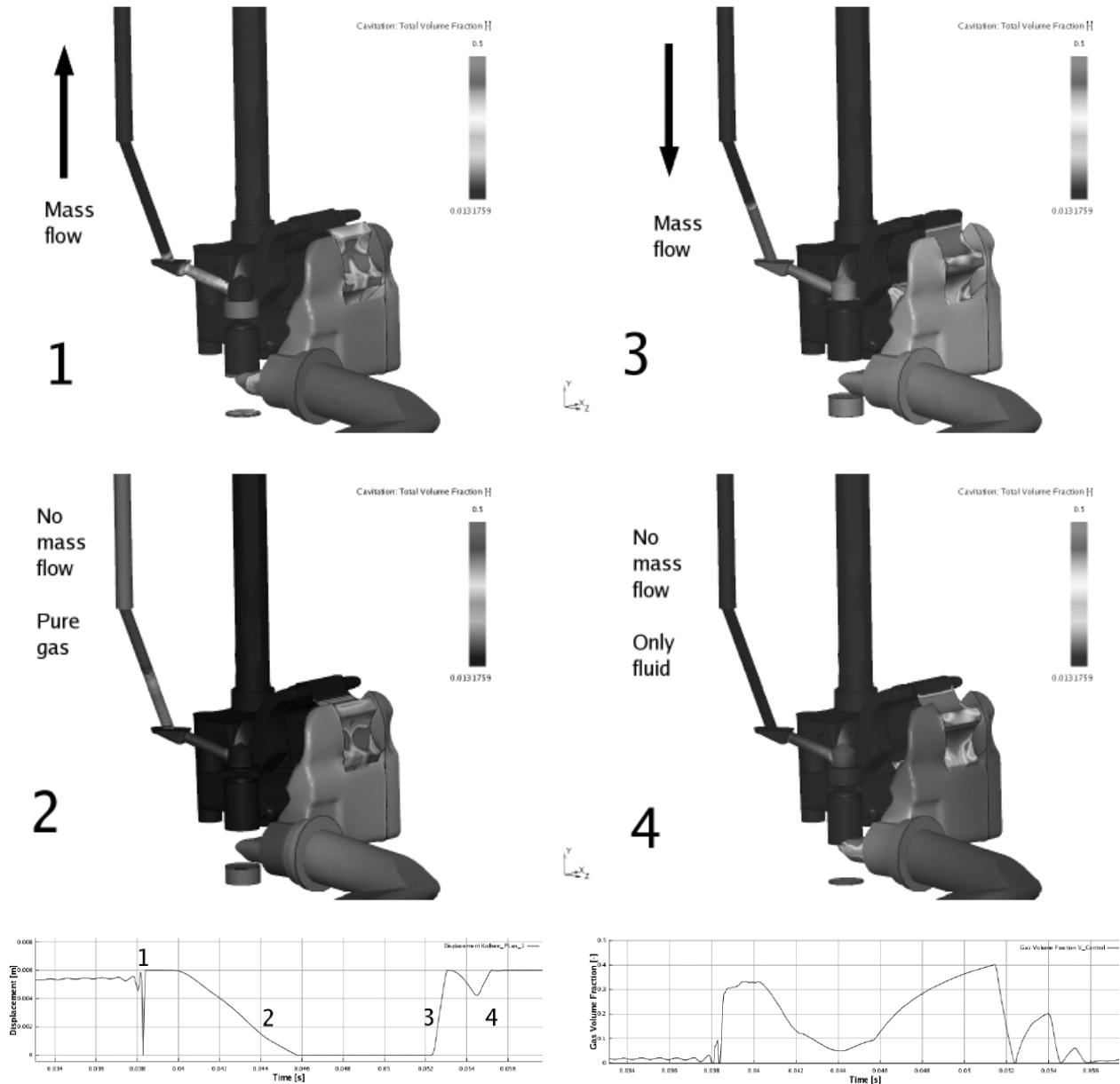


그림 12. 밸브 변위(좌)와 그에 따른 기포 발생(우) 그래프와 응답 단계별 기포 분포

일이 소요된다¹⁰⁾. 사전에 정상상태 해석으로 예측된, 밸브 변위로 고정된 전체 시스템을 해석하여 초기화한다. 이 초기 값으로부터의 시뮬레이션 진행은 맥동 상태에 접어들도록 충분한 변동을 이끌어낸다. 주어진 시스템에 대해, 밸브 피스톤의 작은 거동은, 짧은 시간동안 밸브 제어 압력이 흐르는 파이프 내에서 기포 형성을 유발한다. 이것은 그림 12¹⁰⁾의 1에서 볼 수 있다. 다음에서 가스의 급속한 팽창 때문에 오일이 힘을 얻고, 밸브가 상한에 도달 한다(그림 12, 2). 오일 흐름이 제어 압력에 의해 역전될 때까지 상당한 시간이 걸리고(그림 12, 3), 최종적으로 밸브를 치게 된다(그림 12, 4). 이러한 계산된

급격한 진폭증가 주파수는 측정된 주파수와 10%내로 잘 맞는다. 또한 CFD 계산은 맥동을 유지하는 에너지공급 유발 원리를 잘 드러내고 있다. 어떠한 환경 하에서 이러한 종류의 맥동을 안전하게 피하기 위해 형상변화가 적용되면, 이러한 변화는 수 분 내지 수 시간 내에 적절하게 모델링되어 쉽게 테스트 될 수 있는 환경이 제공된다.

3. 결 론

이상에서 CFD를 이용한 용적식 오일펌프들에 대한 사례를 살펴보았다. 로터 포켓 유동 영역의 복잡

한 거동 때문에 불가능했던 클레센트, 외접기어형 펌프 시뮬레이션과 펌프 단품을 넘어서 전체 시스템 해석까지 영역을 넓히고 있는 근래의 시뮬레이션 경향도 소개되었다. 그리고 시뮬레이션 결과에 대한 활용 사례도 언급되었다. 이 글을 통해 독자들에게 작은 도움이 되었으면 하는 바람이다.

참고문헌

- 1) Singhal, A.K., Athavale, M.M., Li, H.Y. & Jiang, Y., "Mathematical basis and validation of the full cavitation model", ASME J. Fluids Eng., Vol. 124, pp 617-624
- 2) Jiang, Y., Zhang, D., Furmanczyk, M., Lowry, S. & Perng, C., "A three-dimensional design tool for crescent oil pump", SAE 2008-01-0003
- 3) PumpLinx Tutorial, External Gear, Simerics Inc.
- 4) Heisler, A.S., Moskwa, J.J., & Fronczak, F.J., "Design of low-inertia, high-speed external gear pump/motors for hydrostatic dynamometer systems", SAE-2009-01-1117
- 5) Presentation material for PD Pumps, Simerics Inc., 2010
- 6) Ding, H., Visser, F.C., Jiang, Y. & Furmanczyk, M., "Demonstration and Validation of a 3D CFD Simulation Tool

Predicting Pump Performance and Cavitation for Industrial Applications", ASME J. Fluids Eng., 133, 011101, 2011

- 7) Meincke, I.O. & Rahmfeld, I. R., "Measurements, Analysis and Simulation of Cavitation in and Axial Piston Pump", Conference Proceedings, 6th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, Apr.1-2, 2008
- 8) Kini, S., Mapara, N., Thoms, R., Chang, P., & Nemeč, M., "Numerical Simulation of Cover Plate Deflection in the Gerotor Pump", SAE 05AE-185
- 9) Zhang, D., Perng C., & Laverty, M. "Gerotor Oil Pump Performance and Flow/Pressure Ripple Study", SAE 2006-01-0359
- 10) Gitt-Gehrke, A., Duffe, T., & Ding, H., "Advanced Simulation of the Governing Oil System of an Engine", ATZlive, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH

[저자 소개]



양승용

E-mail : syyang@kw-tech.co.kr

Tel : 031-706-2886

1972년 5월 24일생

2002년 국민대 자동차전문대학원 석사졸업, 2004년 경원테크 입사