회전 용적형 기어펌프의 캐비테이션 유동 해석

이중호* · 이상욱†

Numerical Simulations of Cavitation Flow in Volumetric Gear Pump

Jung-Ho Lee and Sang-Wook Lee

Abstract. A volumetric gear pump is often used in extensive industrial applications to provide both high pressure and sufficiently high flow rate by physical displacement of finite volume of fluid with each revolution. Template mesh function in commercial CFD software, PumpLinx, by which 3-D meshes in the complex region between rotor and housing can be readily generated was employed for 3-D flow simulations. For cavitation analysis full cavitation model was included in 3-D simulations. The results showed high pulsation in pressure and flowrate which is implicated in pump vibration and noise. A model test for cavitation visualization was conducted and the results showed good qualitative agreement with numerical prediction.

Key Words: CFD(전산유체역학), Volumetric Gear Pump(용적형 기어펌프), Cavitation(캐비테이션), Pressure fluctuation(압력맥동), Clearance(간극), Template Mesh Technique(템플릿 격자기법)

1. 서 론

일반적으로 용적형 펌프는 피스톤 형태의 직선 왕복 운동을 하는 왕복식 펌프와 로터의 회전에 의해 만들어지는 배제 용적의 증감을 이용하는 회전식 펌프로 분류된다. 본 연구에 적용된 회전 용적형 기어 펌프는, 반대 방향으로 회전하는 두 개의 로터가 서로 외접하면서 로터와 로터 및 로터와 하우징 사이에 생성된 배제용적의 연속적인 변화를 가져오고, 이러한 배제용적에 포함된 유체를 흡입부에서 토출부로 이송 후 압출하는 방식으로 작동하게 된다. 원심펌프와 달리 로터의 자체적인 압력 생성 없이 유동 하류(downstream) 파이프 시스템과 출구부의 설계 형상에 따른 저항에 의해 토출부의 압력이 생성된다. 이러한 회전 용적형 기어 펌프의 로터 설계 형상으로는 보통 사이클로이드(cycloid) 및 인벌류트(involute) 곡선을 적용하며 기어치의 개수는 설계 유량, 효율 및 펌프 성능을 고려하여 선택하게 된다.

일반적으로 공간 배치상의 효율성이 높고, 경량 및 소형 펌프 제작에 적합한 이점을 가지며, 정밀한 유량 제어의 용이성 때문에 여러 유압기계 장치에 널리 적용되어 사용되고 있다. 특히 적절한 토출부 형상 설계를 통하여 원심펌프에 비해 토출 유량의 큰 손실 없이 상대적으로 높은 압력 생성이 가능하기 때문에 화재 진압용 소방펌프 및 선박용 펌프에도 적합한 특성을 가지고 있다.

이러한 회전 용적형 기어 펌프의 성능 저하 및 효율 감소의 주 원인으로는 회전 로터와 흡입부, 토출부의 유로 형상 사이의 상호 간섭에 의한 수두 손실과 로터와 하우징 사이의 간극에서 발생하는 누설 유동에 의한 압력 저하, 흡입부 로터 주위 캐비테이션 발생 등이 있다. 특히 토출부의 주기적인 비정상 유동으로부터 유기되는 높은 변동 압력과 흡입부에서 주로 발생하는 캐비테이션은 펌프 소음 및 진동의 주원인이 된다. 그러므로 펌프 내부 유동장의 상세 해석 및 캐비테이션 발생 예측은 펌프 성능의 향상과 유체 유동에 의해 유기되는 비정상 맥동 하중의 최소화를 위하여 필수적으로 요구되며, 최적 설계를 위한 기초 설계 자료를 제공할 수 있다.

†울산대학교 기계공학부
E-mail : leesw@ulsan.ac.kr

*울산대학교 기계자동차공학과 대학원

그러나 로터의 회전에 따른 수치 격자의 연속적인 변형과 로터와 하우징 사이에 형성되는 좁은 간극으로 인한 수치격자 재생성의 어려움 및 수치해의 수렴성 문제 등으로 인하여 상대적으로 많은 수치 해석 결과가 보고되고 있지 않은 실정이다. Manring *et al.*⁽¹⁾은 최적의 기어펌프 로터 형상 설계를 위하여 맥동유동 특성과 로터 기어 치 개수 변화의 상호관계에 대한 이론적인 분석을 수행하였다. 회전 용적형 펌프의 내부 유동장 해석을 위한 CFD 연구로는 대부분 내부 로터의 편심 회전에 의한 내적공간의 증감을 이용하여 작동되는 내접식(internal) 회전 용적형 펌프인 제로터(gerotor) 펌프에 대한 연구가 수행되었으며⁽²⁻⁴⁾, Kim 등⁽⁵⁾은 본 연구에서 적용된 펌프 모델과 동일한 외접식(external) 회전 용적형 기어 펌프의 내부 유동장 및 압력 변화에 대한 수치해석을 수행하였다. 이와 함께 Choi 등⁽⁶⁾은 용적형 기어 터빈의 설계 성능 해석을 위한 압력 변동과 내부 유동에 대한 수치해석을 수행하였고, Lee 등⁽⁷⁾은 상용프로그램인 ANSYS Fluent 유동해석 프로그램을 이용하여 기어펌프의 2차원 내부 맥동 유동장 CFD 해석을 수행하였다.

본 연구에서는 회전 용적형 기어펌프의 3차원 유동 특성 해석을 위한 CFD 해석을 수행하였으며, 완전 공동 모델(full cavitation model)을 적용하여 로터 주위에서의 캐비테이션 발생을 예측하였다. 또한 수치 해석 모델과 동일한 형상의 기어 펌프 유동 가시화 모형을 제작한 후 캐비테이션 발생 가시화 모형 시험을 수행하여 해석 결과와 비교, 분석하였다.

2. 연구 방법

2.1 수치 해석 모델

Fig. 1에 본 연구에 적용된 용적형 기어 펌프 모델의 형상을 나타내었다. 펌프 케이싱 내에 사이클로이드 곡선으로 설계된 6개의 기어치를 가진 동일한 형상의 로터가 상하로 위치한다. 주요 제원으로는 로터 외경 $D_o = 97.7$ mm, 내경 $D_i = 69.7$ mm이며, 회전축 방향으로의 스펠 길이는 $L_s = 80.0$ mm로 설계하였다. 이 때 로터의 분당 설계 회전수는 $RPM = 1,800$ 이며, 기하학적 배제용적으로부터 계산되는 설계 토출 질량유량은 $Q_D = 400$ kg/min이다. 또한 로터와 케이싱 및 로터와 로터 사이의 간극은 $h = 0.2$ mm로 일정하게 설정하였으며, 로터 회전시 이 간극을 통하여 누설유동이 발생

Fig. 1. Configuration of volumetric gear pump model.

Fig. 2. 3-D computational mesh

하여 펌프 성능 저하가 발생하게 된다.

Fig. 2는 로터와 유로 주위의 격자를 나타낸 것으로, 펌프 유동 해석 프로그램인 PumpLinx(Simerics Inc., AL)의 템플릿 격자 기법(template mesh technique)을 이용하여 로터와 펌프 케이싱 사이에 형성되는 유동 공간 영역, 흡입부 영역 및 토출부 영역 등 세 영역으로 각각 분리하여 자동으로 생성하게 된다. 이 때 로터와 케이싱 사이의 격자 시스템과 흡입부 및 토출부 유로에서의 격자 시스템은 서로 일치하지 않게 되어 하나

의 격자면이 다수의 격자면과 접하게 되는 다면체 셀 공유면이 형성된다. 이러한 다면체 셀 공유면의 허용은 격자 생성에 있어 상대적으로 용이하게 해 주지만, 유동 해석 시 이의 처리가 복잡하게 된다. 본 연구에서 적용한 PumpLinX에서는 비정합 격자 인터페이스(mismatched grid interface)기법을 사용하여 다면체 공유면 격자계를 허용하고 있어 우수한 격자 생성이 수월한 이점을 가지고 있다.

수치 격자계는 로터 벽면에서 y^+ 는 1 이하를 유지하였으며, 총 격자수 367,000개의 육면체 요소(hexahedral element)로 구성하였다. 로터 영역에서의 2차원적 유동 및 계산의 효율성을 고려하여 스펜방향으로 16개의 격자를 일정하게 분포시켰으며, 해의 격자 독립성 확인을 위하여 전체 격자수를 2배 이상 증가시켜도 수렴된 계산 결과에 차이가 나지 않음을 확인하였다.

2.2 수치 해석 기법 및 해석조건

상용 유동 해석 프로그램인 PumpLinX를 이용하여 3차원 비압축성 Navier-Stokes 방정식의 해를 구하였으며, 난류 모델로는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다. 로터가 정지 상태에서 순간적으로 회전하는 것으로 가정하여 초기 조건과 입출구 조건으로 자유 유동조건을 사용하였으며, 로터면에 설계 회전수에 대응하는 각속도 경계 조건을 적용하였다. 또한 실제 토출부의 형상에 의하여 생성되는 토출부 압력을 고려하여 토출부의 절대 압력을 2.1 MPa(abs)로 적용하였다.

유체기계의 소음 및 성능 저하를 유발하는 주 원인인 캐비테이션 발생 예측을 위하여 다음과 같이 증기 수송방정식에 대한 캐비테이션 모델을 적용하여 해석

을 수행하였다⁽⁸⁾.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla \cdot (\rho V f) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla f) + R_e - R_c \quad (2.1)$$

위 식에서의 생성(source)항인 증기압보다 낮은 압력에서 발생하는 상변화에 대한 증기의 기화율과 액화율의 모델은 다음과 같이 Rayleigh-Plesset Equation을 적용하였다.

$$p < p_{sat} : \quad R_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{\rho_l}} (1 - f_v - f_g) \quad (2.2)$$

$$p > p_{sat} : \quad R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{\rho_l}} f_v \quad (2.3)$$

여기서 상변화율 계수인 C_e , C_c 는 각각 일반적으로 적용되는 0.02, 0.01을 사용하였으며, σ 는 표면장력, p_{sat} 은 포화증기압, f_v 는 증기의 질량분율비, f_g 는 비응축 가스의 질량분율비를 나타낸다. 이 때 비응축 가스의 함유량을 정확히 예측할 수 없기 때문에 본 계산에서는 전체 유량의 체적 분율로 15%정도 포함되어 있다고 가정하여 적용하였다.

2.3 캐비테이션 가시화 모형 시험 방법

캐비테이션 발생의 가시화를 통한 수치해석 결과와의 비교 분석을 위하여 펌프 모형의 케이싱에 투명 아크릴 창(window)을 설치한 캐비테이션 유동 가시화 모형을 제작하였다. 캐비테이션 가시화를 위하여 설계 회전수인 RPM=1,800에서 고속 카메라(FASTCAM

Fig. 3. Velocity vectors at different rotational angles.

Fig. 4. Pressure distribution at different rotational angles (RPM=1800, $h=0.2$ mm).

SA3, Photron, CA)를 이용, 초당 프레임수 5,000 frame/s의 속도로 연속 촬영하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 속도 및 압력분포

Fig. 3과 Fig. 4는 로터의 회전 각도에 따라 각각 $\alpha = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ$ 에서 내부 유동장의 유속과 압력분포를 나타내었다. 이 때 Fig. 2에서 보는 바와 같이 주축 로터와 종축로터가 서로 수직선상에서 정렬하였을 때를 회전 각도가 $\alpha = 0^\circ$ 라 정의하였으며, 설계 기어치가 6개이므로 로터가 60° 회전하였을 때 초기각도인 0° 의 로터위치와 동일하게 된다. Fig. 3의 속도 분포에서 보는 것과 같이 로터와 케이싱 사이의 배제용적 증감에 따라 유체가 압출되면서 맥동 유동이 발생하는 것을 볼 수 있다. 또한 로터 사이의 기어치가 맞물리는 위치에서 최대 압력을 발생시켜 유체를 이송시키는 것을 알 수 있다. 이 때 이러한 압력 변동과 동일한 위상으로 로터 로터와 케이싱 사이의 간극에서 누설유동이 발생하여 토출부 유량 및 압력 손실이 발생하게 된다.

3.2 로터 회전에 따른 토출유량 및 맥동압력

Fig. 5에서 로터 회전에 따른 토출유량 맥동을 그래프로 보였으며, Fig. 6에서는 토출부 영역의 임의의 한 점(P2)에서의 시간 압력변동을 보였다. 토출 유량은 기어치의 맞물림에 따라 맥동 변화를 보이고 있으며, 평균 토출유량은 $Q_{mean} = 5.0$ kg/s, 맥동 진폭비($(Q_{max} - Q_{min})/Q_{mean}$)는 0.25로 계산되었다. 이러한 평균 토출유량 값은 설계 유량인 6.67 kg/s에 대하여 75%의 효율을 나타내

Fig. 5. Mass flow rate variation with rotational angle.

Fig. 6. Pressure variation with rotational angle.

며, 이는 로터와 케이싱 사이의 간극에서 역류하는 누설 유동에 기인한 손실이 큰 것으로 여겨진다.

Fig. 6에 보여진 압력변동은 로터 기어치 배열주기와 일치하는 60° 의 일정한 주기를 보이며, 이에 더하여

Fig. 7. Vapor mass fraction at different rotational angles.

상, 하 로터의 상대적 회전에 의한 30°의 뚜렷한 주기를 가짐을 볼 수 있다.

3.3 캐비테이션에 따른 유동 변화

Fig. 7은 캐비테이션 모델 해석에 의한 각각의 로터 회전각도에서 로터 주위의 기체질량비를 나타내었다. 맞물린 로터 기어가 흡입부 방향에서 개방됨과 함께 급격한 압력저하가 발생하고 이로 인한 캐비테이션 발생이 그 주위에 집중되는 것을 볼 수 있다. 또한 흡입부 쪽의 로터와 케이싱 사이에서도 압력 저하와 함께 캐비테이션 발생이 예측되었다. Fig. 8은 수치 해석과 동일한 조건하에서 캐비테이션 가시화 시험 결과를 보

여주고 있다. 로터 회전각도 10° 간격으로 흡입부의 로터 기어치 사이에서 발생하는 캐비테이션을 나타내었으며, 수치해석 결과와 정성적으로 유사한 캐비테이션 생성 분포를 가짐을 확인할 수 있었다.

3.4 펌프 내 발생하는 힘과 토크 변화

Fig. 10에서는 로터의 회전축에 진동을 유기하는 주 원인인 맥동 유동에 의하여 상하 및 전후방향으로 가해지는 비정상 힘과 토크의 변화를 로터 회전 각도의 변화에 따라 나타내었다. 이 때 흡입부에서 토출부로 이어지는 유동 방향으로 작용하는 변동 힘(F_x)의 크기가 로터의 상하 방향으로 작용하는 변동 힘(F_z)에 비

Fig. 8. Visualization of cavitation development in the inlet region near rotors at different rotational angles.

Fig. 9. Force and Torque at different rotational angles.

해 상대적으로 훨씬 큰 것으로 나타났다. 유동 방향 불균형 힘(F_x)은 최대 약 11.6 kN에서 최소 8.8 kN의 범위 내에서 로터의 회전과 함께 변동하는 것을 알 수 있으며, 이러한 불균형 힘의 주기적인 변동은 로터 축계의 베어링 및 실링(Sealing)의 내구성에 영향을 미치는 불평형 부하를 줄 것으로 예상된다. 로터 토크는 유동방향 변동 힘의 위상과 180° 위상차를 가지고 연속적으로 변화함을 알 수 있다. 이러한 결과는 로터의 축계 시스템 설계 시 로터 축 직경 및 베어링 설계 자료로 이용 될 수 있을 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 상용 프로그램인 PumpLinx의 템플릿 격자 기법을 적용하여 회전 용적형 기어 펌프의 3차원 캐비테이션 유동 해석을 수행하였다. 이를 통하여 토출부의 비정상 맥동 유동장 및 압력 변화를 재현할 수 있었으며, 로터 회전에 따른 흡입부에서의 캐비테이션 발생 변화를 예측하였다. 또한 캐비테이션 발생 가시화 모형 시험을 수행하여 수치 해석 결과와 비교함으로써, 캐비테이션 발생 수치 해석 결과와 비교적 잘 일치하는 것을 확인하였다.

후 기

본 논문은 울산대학교 학술연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) Manring, N. D. and Kasaragadda, S. B., 2003, "The theoretical flow ripple of an external gear pump", J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 125, pp. 396~404.
- 2) Nahm, K.-W., Jo, S.-H. and Park J.-I., 2006, "Numerical simulation in the engine lubricating gerotor oil pump", Korean Society of Mechanical Engineer, Vol. 30(10), pp. 1019~1025.
- 3) Song, K., Heo, H., Bae, S. and Lee, H., 2006, "Flow simulation of automotive gerotor oil pump", Proc. KSAE Fall Conference, pp. 152~158.
- 4) Won, C.-S., Hur, N. and Kwon, S.-H., 2003, "Flow analysis of automotive oil pump of gerotor type", J. of Fluid Machinery, Vol.6(4), pp. 7~13.
- 5) Kim, H. and Marie, H., 2007, "Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump", Proc. ASME Annual Conference, Honolulu, Hawaii.

- 6) Choi, Y.-D., Kim, Y.-T. and Lee, Y.-H., 2007, "CFD Analysis of pressure pulsation and internal flow for a positive displacement hydraulic turbine", Journal of Korean Society of Marine Engineering, Vol.31(6), pp. 687~693.
- 7) Lee, J.-H., Park, J.-W., Kim, T.-G. and Lee, S.-W., 2010, "Two-dimensional numerical simulation of volumetric gear pump flow", J. of Fluid Machinery, Vol.13(5), pp. 17~21.
- 8) Singhal, A. K., Athavale, M. M., Li, H. and Jiang, Y., 2002, "Mathematical basis and validation of the full cavitation model", J. of Fluids Engineering, Vol.124, pp.617~624.