

< 기술논문 >

엔진 윤활용 제로터 오일펌프 유동해석

남경우[†] · 조석현* · 박재인**

(2006년 5월 12일 접수, 2006년 8월 22일 심사완료)

Numerical Simulation in the IC Engine Lubricating Gerotor Oil Pump

Nam Kyung-Woo, Jo Sok-Hyun and Park Jae-In

Key Words : Gerotor(제로터), Oil Pump(오일펌프), Cavitation(캐비테이션), CFD(전산유체역학)

Abstract

Numerical simulations were conducted on the gerotor type oil pump. Three oil pump models having different port and groove shape were considered. Firstly, two original models (baseline & variant.1 model) were simulated in order to validate the accuracy of the simulation results and to better understand the flow characteristics in the pump. It was found that the cavitation phenomenon as well as the teeth tip leakage is most important parameter on the pump performance. Based on the simulation results of the original models, final model (variant.2 model) which has improved port shape and pressure relief valve is suggested to enhance pump performance and to reduce driving torque. The volumetric efficiency and the hydraulic torque of the Variant.2 model is improved 4% and reduced 6.1% each at 2000RPM in experiment.

기호설명

ρ	:	밀도(kg/m ³)
Re	:	기화율
Rc	:	액화율
a	:	기체 부피 분률
f	:	증기 질량 분률
l	:	액체 상태
v	:	증기 상태
g	:	기체 상태
P_{sat}	:	포화 증기압(N/m ²)
σ	:	표면 장력(N/m)
Γ	:	유효 교환 계수

1. 서론

제로터(gerotor) 펌프는 용적식 펌프로서 원심형 펌프 대비 사용 환경(출구압, 오일점도 등)에 크게 영향을 받지 않고 이론 토출량의 80% ~ 90% 수준의 안정된 유량을 확보할 수 있기 때문에 엔진 및 변속기의 윤활용 오일 펌프로 널리 사용되고 있다. 제로터 펌프 유동은 주기성을 띠는 비정상 상태의 맥동 유동으로서 토출압의 맥동을 수반하며, 이는 펌프의 소음/진동의 원인이 된다. 또한 고속 회전 시 챔버 내부에 발생하는 캐비테이션은 펌프의 체적 효율을 저하시키며, 캐비테이션 버블이 깨질 때 고온/고압의 팽창과가 발생하여 펌프 맥동압 및 소음을 증대시키고, 금속면을 침식시켜 펌프 내구 성능을 저하시킨다.^(1,5) 따라서 제로터 펌프 개발 시 맥동압을 감소시키고 캐비테이션 발생을 회피하도록 설계하는 것이 펌프의 성능, 내구, 소음, 진동 측면에서 중요하다. 그러나 현실적으로 로터의 고속 회전 시에도 캐비테이션 발생이 억제 되도록 설계하는 것은 거의 불가능하다. 따라서 캐비테이션 발생시점을 고속 영역으로 지연시키는

[†] 책임저자, 회원, 현대자동차 선행연구팀
E-mail : kwnam@hyundai-motor.com
TEL : (031)368-5475 FAX : (031)368-5818

* 회원, 현대자동차 선행연구팀

** 현대자동차 선행연구팀

방법, 캐비테이션 버블의 압착/터짐(collapsing)을 완화시키는 방법 등에 설계의 초점을 맞추고 있다. 캐비테이션 발생에 관련된 주요 인자는 흡입 저항, 로터 teeth tip 속도, 로터 외경 등이며 이 중 흡입 저항을 감소시키는 것이 캐비테이션 발생 저감에 중요하다.⁽⁶⁾ 캐비테이션 버블 압착/터짐 현상을 완화하기 위한 방법으로는 챔버가 토출포트와 만나는 시기를 지연 시키는 방법 등이 제안되고 있다.^(1,5)

제로터 펌프에서 체적효율 및 구동토크에 영향을 미치는 또 하나의 중요한 인자는 누설(leakage)이다. 펌프 내부의 누설량이 크면 펌프의 체적효율이 저하한다. 이와 반대로 누설량이 너무 작으면 펌프챔버의 내부압력이 증대하여(pressure lock 현상) 로터의 구동 토크가 증가한다.⁽⁷⁾ 따라서, 누설량을 줄이면서도 구동토크를 저감할 수 있는 방안을 모색해야 한다.

제로터 펌프 유동은 상변화(캐비테이션)를 동반하는 물리적인 특성과 로터 회전시 연속적으로 챔버 형상이 변하고, 또한 수십 마이크로 단위의 틈간극이 존재하는 등, 기하학적 형상의 복잡성으로 인해 수치해석적으로 접근하기가 매우 까다로운 문제이다. 따라서 과거에는 1D 해석이 주를 이루었으나, 최근 Jiang과 Perng⁽⁷⁾은 베인펌프와 제로터 펌프를 대상으로 Sliding interface 및 adaptive meshing technique을 이용한 3D 해석 기법을 개발하였으며, Athavale과 Singhal,⁽⁸⁾ Athavale, et al⁽⁹⁾은 국소 저압 영역에서 상변화가 발생하는 캐비테이션 모듈을 개발하여 저속부터 고속 영역까지 전 펌프 회전수에서 3D 해석을 가능하도록 하였다.

본 연구에서는 IC엔진 유회용 오일펌프를 대상으로 최근에 개발된 수치해석방법을 적용하여 캐비테이션을 포함하는 3차원 비정상상태 유동해석을 수행하고 그 결과를 시험결과와 비교 검증함으로써 그 유용성을 확인하였다. 또한 펌프 체적효율을 향상시키기 위한 개선모델을 제안하고 그 효과를 시험과 비교 확인하였다.

2. 본 론

2.1 수치해석 방법

상용 유동해석 프로그램(CFD-ACE+)을 이용하여 제로터 펌프 내부의 유동장 및 압력장을 계산하였다.⁽²⁾ 이때 난류모델은 standard k-ε 난류모델을 이용하였고, 저압 영역의 상변화를 계산하기 위해 캐비테이션 모델^(3,8,9)를 적용하였다. 사용된 캐비테이션 모델은 bubble dynamics, turbulent fluctuation,

Table 1 Oil properties for cavitation model

Working fluid	5W-20 oil
Oil temperature [°C]	100
Vapor pressure, P_{sat}	0.035 bar-abs
Surface tension, σ	0.03 N/m
Vapor density, ρ_v	0.02558 kg/m ³
Non-condensable gas concentration	30/120 PPM

유체 내부 non-condensable gas의 영향이 모델링 된 것이다. 발생된 증기의 수송방정식 (1)은 N-S 방정식과 couple되어 계산되며, 증기의 생성과 시간 평균된 상변화율을 계산하기 위해 reduced Rayleigh-Plesset Model⁽⁴⁾이 사용되었다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla \cdot (\rho U f) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla f) + R_e - R_c \quad (1)$$

$$R_e = C_e \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2P_{sat} - P}{\rho_l}} (1 - f) \quad (2)$$

$$R_c = C_c \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2P_{sat} - P}{3 \rho_l}} f \quad (3)$$

여기서 U 는 유속벡터, $C_e(=0.02)$, $C_c(=0.01)$ 는 상변화 계수, V_{ch} 는 특성속도, f 는 증기의 유체 중 질량비(= $f_v + f_g$)를 나타낸다. 계산시 증기압(P_{sat}), 표면장력(σ), 유체 내 비응축 가스 농도(f_g)와 증기 밀도(ρ_v)는 미지수로서 미리 정해 주어야 한다. 본 계산에서는 Table 1과 같이 정해 주었다. 이 때 오일 내 잔류가스 농도는 사전에 파악하기 어려운 물질치로 계산에는 오일부피의 10% 정도 녹아있다고 가정하여 적용하였다.⁽⁵⁾

2.2 해석 모델

엔진 유회용 오일펌프(Fig. 1)에 동일한 사양의 내/외측 로터를 끼우고 총 3개의 포트형상에 대해 2차에 걸쳐서 유동해석을 수행하였다. 1차 해석은 Baseline[Fig. 2(a)]과 Variant. 1 모델[Fig. 2(b)]에 대한 해석으로 해석결과와 시험결과와의 비교를 통해 해석결과의 타당성을 검증하기 위한 것이다. 2차 해석은 1차 해석 결과를 토대로 펌프의 체적효율 향상에 유리하도록 제안된 모델인 Variant. 2 모델(Fig. 3)에 대해 그 변경 효과를 예측하기 위한 것이다. 각 모델의 형상을 보면 Variant. 1 모델은 흡입포트의 유로단면을 확장한 것이고, Variant. 2 모델은 Variant. 1 모델의 토출 포트부에 압력 완화홈

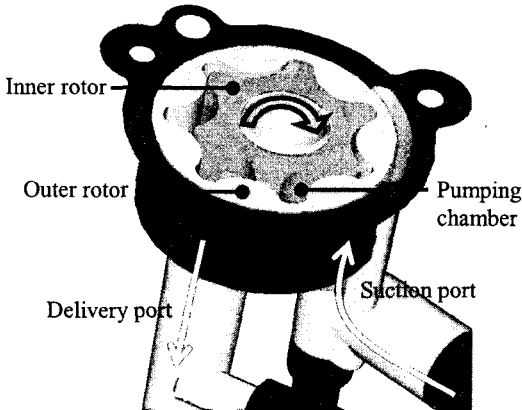


Fig. 1 Gerotor oil pump

Table 2 Gerotor oil pump geometry

Number of inner rotor teeth	6
Number of outer rotor teeth	7
Outer diameter and depth of rotor [mm]	$\phi 47 \times 20.5$

Table 3 Boundary conditions

Pump shaft speed [rev/min]	2000/4000/6000
Inlet pressure[bar-abs.]	1.0
Outlet pressure[bar-abs.]	3.0

[Pressure relief groove, Fig. 3(A)]를 음각하고, 흡입/토출부 유로의 각진 부분의 곡률을 증대[Fig. 3(B), (C)]한 것이다. Variant. 2 모델에서 흡입 포트부의 sharp edge[Fig. 3(D)]는 pressure relief valve의 성능 개선을 위한 형상 변경으로 펌프의 체적효율에는 부정적 영향을 줄 것으로 예상된다.

2.3 격자계 및 해석 조건

계산에 사용된 격자는 Fig. 4에서 보이는 것과 같이 육면체 격자이며 총 격자수는 약 14만개이다. 펌핑 챔버의 격자는 시계방향으로 회전과 동시에 deforming된다. 실제 로터 팁 간극은 $100\mu\text{m}$ 내외 이나 계산시 수렴성 증진 및 누설량 보정을 위해 $200\sim 250\mu\text{m}$ 로 모델링 하였다.

작동오일과 펌프의 운전 조건은 각각 Table 1, Table 3과 같이 적용하였다.

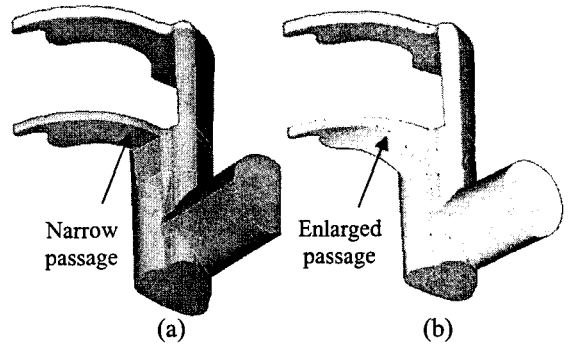


Fig. 2 Suction port (a:Baseline, b:Variant.1)

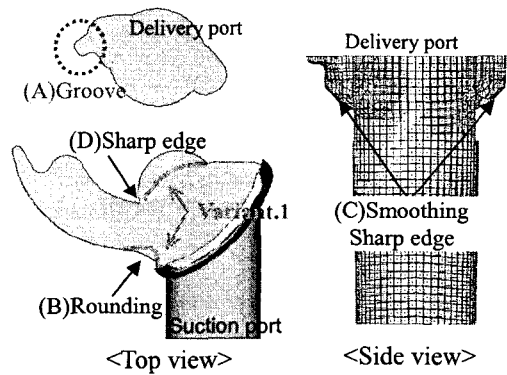


Fig. 3 Suction/Delivery port (Variant.2)

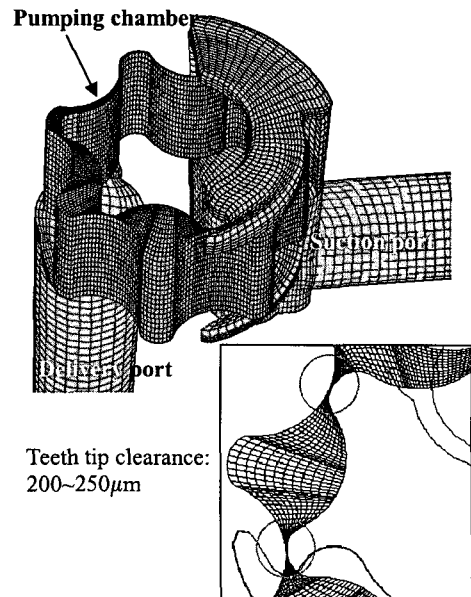


Fig. 4 Grid system and pumping chamber grid

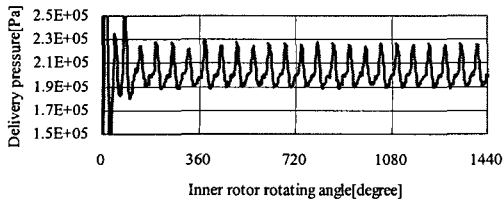


Fig. 5 Delivery pressure history, 2000rpm, Baseline

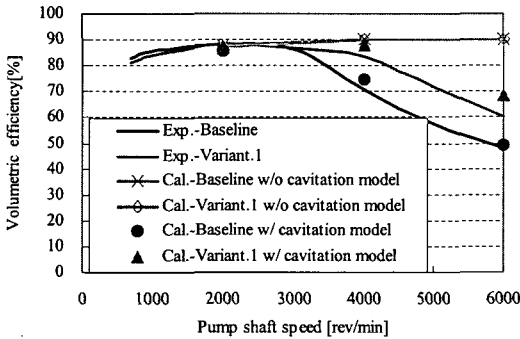


Fig. 6 Volumetric efficiency curve

2.4 해석 결과

2.4.1 1차 해석(Baseline, Variant.1)

(1) 수렴 판정

Fig. 5의 로터 회전에 따른 출구압 해석결과는 구동 로터인 내측 로터 3회전 후 주기성이 확보됨을 보여준다. 따라서 내측 로터 3회전 후의 값을 계산 결과값으로 추출하였다.

(2) 체적효율 비교

Fig. 6의 펌프 회전수에 따른 체적효율 선도를 보면 캐비테이션을 고려하지 않은 경우 펌프 회전수가 증가하여도 체적효율 90% 수준으로 거의 일정한 것을 볼 수 있다. 이는 캐비테이션 모델을 적용하지 않으면, 로터가 고속 회전하여도 챔버 내에 캐비테이션이 발생하지 않아 오일이 펌핑 챔버로 100% 충전되며, 단지 로터 팁 간극을 통한 누설만 존재하는 것으로 계산되기 때문이다. 따라서 로터 고속회전시 캐비테이션을 동반하는 제로터 펌프의 성능 예측에는 캐비테이션에 대한 고려가 반드시 필요함을 알 수 있다.

캐비테이션을 고려하여 계산한 경우 4000rpm 이하에서는 계산값과 약 4% 이하의 오차를 보이거나 6000rpm에서 Baseline은 약 1%, Variant.1은 약 8%의 오차를 보인다. 6000rpm에서 이처럼 오차 범위가 커지게 된 이유는 캐비테이션 모델이 캐비테이션 발생량을 정확하게 예측하는데 한계가 있기 때문인 것으로 판단된다. 그러나 비교적 오차가 작

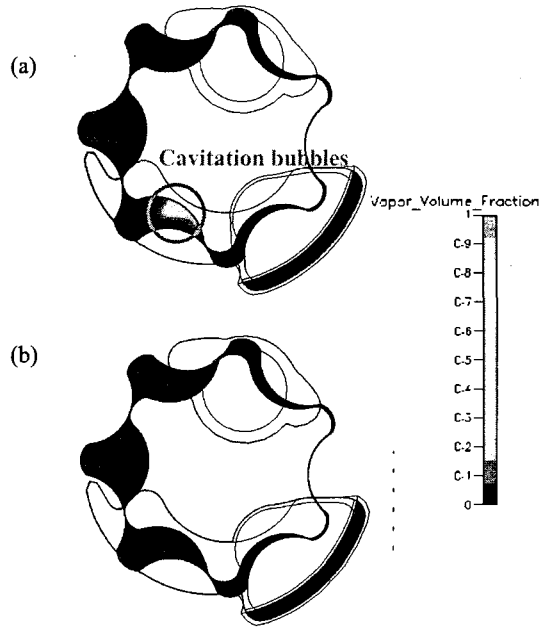


Fig. 7 Void fraction(α) contour of the pumping chamber, 4000rpm, (a)Baseline, (b)Variant.1

고, 추세를 고려하였을 때 캐비테이션 발생 시점(cavitation inception point)을 시험값에 근사한 위치에서 예측하므로 본 해석 방법을 통한 계산결과는 비교적 높은 신뢰도를 보인다고 할 수 있다.

펌프 회전수 3000rpm~4000rpm에서 펌프 체적효율 선도가 꺾이게 되는데 이 지점이 캐비테이션 발생 시점이다. 이 지점 이하의 펌프 회전수에서는 체적효율 약 90% 수준을 보인다. 이 영역에서는 캐비테이션 발생이 미미하기 때문에 체적효율은 펌프 내부의 누설량에 따라 결정된다. 계산시 로터 팁 간극을 통한 누설만을 고려하였는데 시험값과 거의 같은 토출량을 보이는 것을 볼 수 있다. 이는 계산시 실제보다 크게 모델링 된 팁 간극이 수렴성 증진과 함께 계산 모델에서 제외된 팁 간극 이외의 누설에 대한 보정 역할을 하여 실제 누설량과 비슷한 약 10%의 누설이 계산되기 때문이다.

펌프 회전수 3000~4000rpm 이상에서는 캐비테이션 버블이 본격적으로 발생하는 구간으로 체적효율은 급격히 감소하게 된다. Fig. 7은 펌프 회전수 4000rpm에서 펌핑 챔버의 단면 void fraction(α) 분포로서 Baseline이 Variant.1사양에 비해 캐비테이션 버블이 많이 발생하고 있음을 볼 수 있다. 이 때의 체적효율 선도(Fig. 6)를 보면 Baseline의 체적효율이 Variant.1에 비해 약 14% 감소하였음을

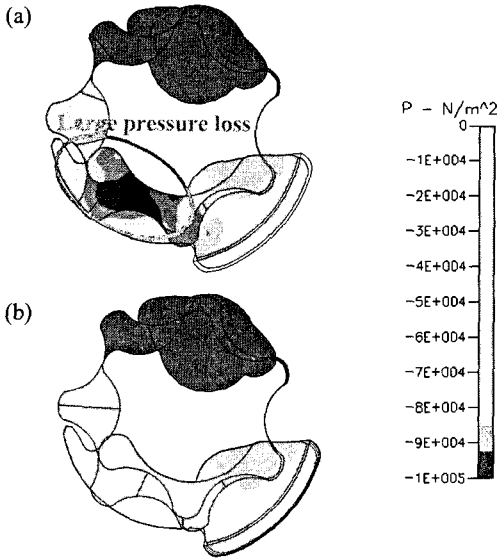


Fig. 8 Total pressure contour of the pumping chamber, 4000rpm, (a)Baseline, (b)Variant.1

알 수 있다. Fig. 8은 4000rpm에서의 흡입포트 단면 총압분포를 나타낸 것이다. Baseline이 Variant.1모델에 비해 흡입 포트부의 총압손실이 크게 발생함을 볼 수 있으며 총압손실량이 크게 발생하는 위치에서 Void fraction[Fig. 7(a)]도 또한 크게 발생함을 알 수 있다. 총압손실이 크다는 것은 유동저항이 크게 작용하는 것을 의미하므로, 이 부분에서 펌핑 챔버로의 오일 흡입이 원활하지 못하기 때문에 펌핑 챔버내에 캐비테이션 버블에 의한 Void fraction이 증가하게 된다. 따라서 펌핑 챔버내의 캐비테이션 버블 발생량 감소를 위해서는 흡입포트의 유동저항을 감소시켜야 함을 알 수 있다.

(3) 팁 간극 누설(Tooth tip leakage)

Fig. 9은 펌프 회전수 4000rpm에서 Baseline과 Variant.1모델의 챔버 단면 정압 및 팁 간극 누설을 나타내는 유속벡터 그림이다. 계산 결과를 보면 Variant.1모델이 Baseline에 비해 팁 간극을 통한 누설량이 더 많은데 그 이유는 다음과 같다. 하나의 챔버가 팽창 과정(흡입)에서 수축과정(토출)으로 변화되는 순간 챔버 부피는 최대가 되고, 챔버 위치는 흡입 및 토출포트에 연결되지 않고 펌프의 로터 좌면에 고립된 상태가 된다. 이때의 챔버를 고립 챔버(trapped chamber, Fig. 9)라 부른다. 만약 고립 챔버내에 캐비테이션 버블 없이 오일이 가득 차 있는 경우, 수축기간[Fig. 9-(b), A구간] 동안 유체가 빠져나갈 틈이 없고, 또한 Baseline모델

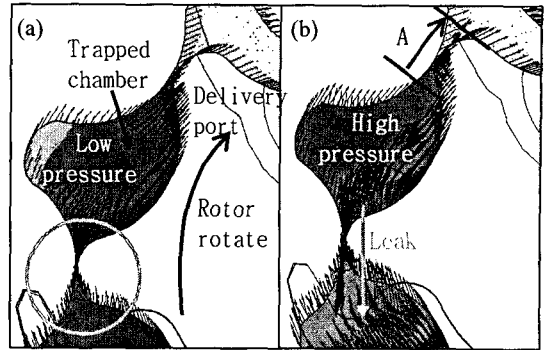


Fig. 9 Teeth tip leakage, Static pressure contour and velocity vector of the pumping chamber, 4000rpm, (a)Baseline, (b)Variant.1

Table 4 Calculation results - Volumetric efficiency and hydraulic Torque

RPM	MODEL	Volumetric efficiency [%]	Hydraulic torque [N-m]
2000	Variant.1	85.7	0.44
	Variant.2	86.6 (0.9↑)	0.44 (→)
4000	Variant.1	88.6	0.72
	Variant.2	91.9 (3.3↑)	0.69 (4.2%↓)
6000	Variant.1	68.2	0.74
	Variant.2	64.2 (4.0↓)	0.72 (2.7%↓)

Table 5 Test results - Volumetric efficiency and driving Torque

RPM	MODEL	Volumetric efficiency [%]	Driving torque [N-m]
2000	Variant.1	88.1	0.78
	Variant.2	92.1 (4.0↑)	0.73 (6.1%↓)
4000	Variant.1	83.7	1.20
	Variant.2	91.8 (8.1↑)	1.17 (1.9%↓)
6000	Variant.1	60.2	1.57
	Variant.2	73.3 (13.1↑)	1.19 (1.9%↓)

과 같이 캐비테이션 버블에 의한 완충작용도 없게 된다(Pressure lock 현상). 이 경우 로터 이빨 틈새를 통해 상대적으로 압력이 낮고 거리가 가까운 흡입포트측 챔버로 누설이 발생하게 된다.

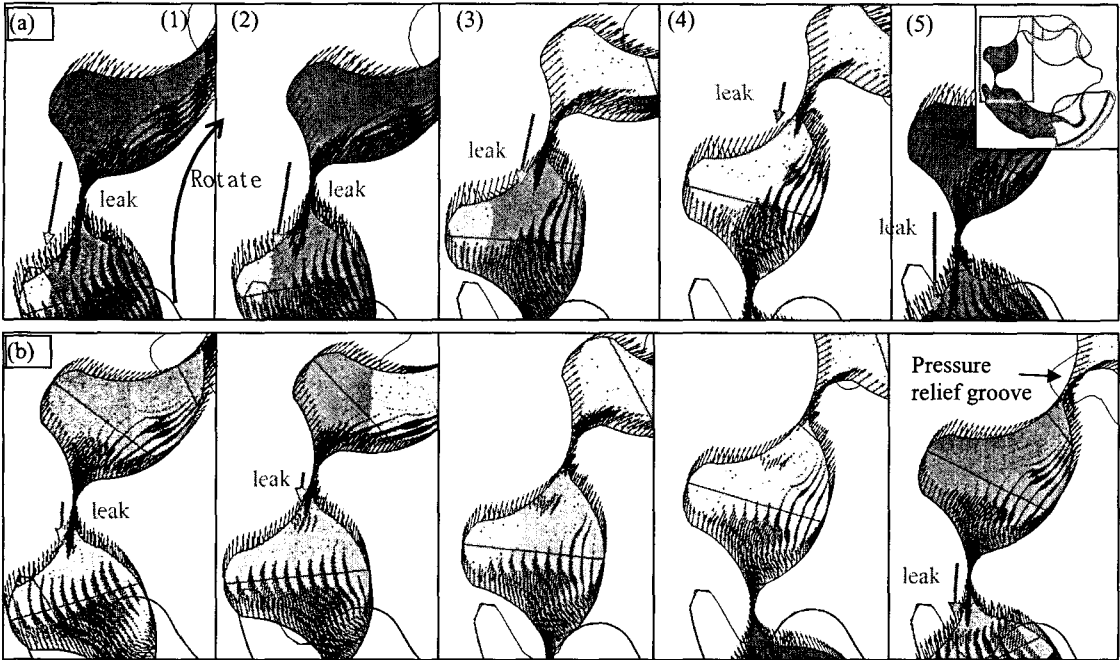


Fig. 10 Teeth tip leakage, Static pressure contour and velocity vector of the pumping chamber, 4000rpm, (1) 1/5 pitch, (2) 2/5 pitch, (3) 3/5 pitch, (4) 4/5 pitch, (5) 5/5 pitch, (a)Variant.1, (b)Variant.2, *1pitch :60degrees

2.4.2.2차 해석(Variant.2 모델)

Variant.1과 Variant.2의 펌프 회전수에 따른 체적 효율과 수력토크(유체가 로터에 가하는 토크)는 Table 4와 같이 예측되었다. Table 5는 Variant.1과 Variant.2모델의 시험결과로서 전 펌프 회전수에서 체적효율이 향상되고, 구동토크(수력토크+기계토크)가 저감된 것을 볼 수 있다. 계산 값과 비교하면 전체적으로 그 향상 폭이 크고, 특히 6000rpm에서도 Variant.1에 비해 체적효율이 향상 되었다. 이는 Variant.2의 시제품에 가공을 통해 흡입포트부의 Sharp edge부[Fig. 3(D)]부분에 곡률을 주어 계산 모델보다 흡입 유동저항이 감소하였기 때문이다. 그리고 2000rpm에서 4000rpm으로 회전수가 증가할 때 시험에서는 체적효율이 감소하나 계산에서는 증가한다. 이는 계산에서는 팁 간극 누설만을 고려했기 때문에 4000rpm에서의 고립 챔버의 압력이 2000rpm보다 감소하여 팁 간극 누설량이 상대적으로 감소하였기 때문이다. 그러나 실제 펌프 내부는 로터 상하면, 로터 외주와 포트면 사이의 누설이 존재하므로 4000rpm에서의 전체 누설량이 계산값보다 크게 발생할 것으로 생각된다. 계산의 정확도를 높이기 위해서는 팁 간극 이외의 누설유동도 고려되어야 할 것으로 사료된다.

Table 4의 계산 결과를 보면 펌프 회전수 4000rpm 이하에서는 Variant.2가 Variant.1에 비해 체적효율이 증가하고 수력토크는 감소하였다. 6000rpm에서는 체적효율과 수력토크가 모두 감소하였다. 4000rpm 이하에서 Variant.2의 체적효율이 Variant.1에 비해 증가하는 이유는 Fig. 10에서 보이는 것과 같이 Variant.2의 토출 포트부에 위치한 압력 완화홈(pressure relief groove)에 의해 고립 챔버의 압력이 Variant.1보다 조기에 완화되어 팁 간극 누설량이 줄었기 때문이다. 고립 챔버 내부 압력의 조기완화는 유체가 구동 로터 벽면에 가하는 압력을 감소시켜 주어 수력토크도 감소하게 된다. Table 4의 펌프 회전수 6000rpm에서는 Variant.2가 Variant.1에 비해 체적효율이 감소하는데, 그 이유는 Variant.2모델 흡입포트부의 Sharp edge부[Fig. 11(a)부분]에 의해 흡입포트의 유동저항이 증가하였기 때문이다. 이는 펌핑 챔버가 운반하는 오일량이 감소하였음을 의미하므로 수력 토크도 감소하는 결과를 보인다. 이 때 고립 챔버 내부는 압력이 낮은 상태를 유지하므로 고립 챔버의 압력을 낮춰주는 압력 완화홈은 그 역할을 하지 못하고 오히려 이 부분을 통해 토출 포트로부터 고립 챔버로의 역류가 발생하게 된다. 고립 챔버로 역류된 오

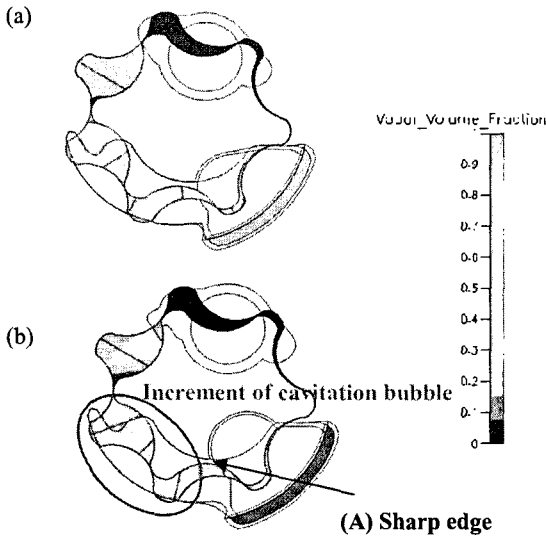


Fig. 11 Void fraction(α), 6000rpm, (a)Variant.1, (b)Variant.2

일이 로터가 회전하여 토출 포트로 재 토출될 때 토출 압력을 상승시켜 압력 맥동을 증가시키는 역할을 하므로 압력 완화홈을 설계할 때에는 토출 시점을 지연시키는 방법을 고려하여야 한다.⁽¹⁾

3. 결론

엔진 윤활용 제로터 오일펌프에 대해 캐비테이션을 고려한 유동해석을 수행한 후 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 펌프의 고속 회전시 캐비테이션이 발생하므로 해석적으로 제로터 펌프의 성능을 정확하게 예측하기 위해서는 캐비테이션에 대한 고려가 필요하다.

(2) 펌프 회전수 4000rpm 이하 저rpm에서는 캐비테이션이 발생되지 않으므로 누설이 체적효율에 지배적인 영향을 미치는 인자이다. 펌프 회전수 4000rpm 이상의 고rpm에서는 캐비테이션이 발생

이 체적효율 저하의 주요 원인이며 그 영향이 누설에 비해 지대하다.

(3) 최종 모델(Variant.2)에 적용된 토출 포트부의 압력 완화홈(Pressure relief groove)은 고립된 펌핑 챔버의 압력을 조기에 완화함으로써 teeth tip leakage를 줄여 시험결과 펌프 회전수 2000rpm에서 체적효율을 최대 4% 향상시키고, 수력토크를 최대 6.1% 저감시킬 수 있었다.

참고문헌

- (1) Manco, S. and Nervegna, N., 2000, "Effects of Timing and Odd/Even Number of Teeth on Noise Generation of Gerotor Lubricating Pumps for IC Engines," *SAE 2000-01-2630*.
- (2) CFD-ACE manual.
- (3) Singhal, A. K., Li, H. Y., Athavale, M. M. and Jiang, Y., 2001 "Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model," *Proceedings of ASME FEDSM*.
- (4) Brennen, C. E., 1995, "Cavitation and Bubble Dynamics," *Oxford University Press*.
- (5) Svedberg, G. C., Totten, G. E., Sun, Y. H. and Bishop, R. J. Jr., 1999, "Hydraulic System Cavitation: Part II - A Review of Hardware Design-Related Effects," *SAE 1999-01-2857*.
- (6) Totten, G. E. and Bishop, R. J. Jr., 1999, "The Hydraulic Pump Inlet Condition: Impact on Hydraulic Pump Cavitation Potential," *SAE 1999-01-1877*.
- (7) Yu Jiang and Chin-Yuan Perng, 1997, "An Efficient 3D Transient Computational Model for Vane Oil Pump and Gerotor Oil Pump Simulations," *SAE 970841*.
- (8) Athavale, M. M. and Singhal, A. K., 2001, "Numerical Analysis of Cavitating Flows in Rocket Turbopump Elements," *AIAA-2001-3400*.
- (9) Athavale, M. M., Jiang, Y. and Singhal, A. K., 2000, "Application of the Full Cavitation Model to Pumps and Inducers," *ISROMAC 2000*.