

직동식 오일 펌프의 소음 발생 메커니즘 규명과 개선에 관한 실험적 연구

정병환† 정원조* 신달흔*
Jung, Byung Hwan† Jeong, Won Jo * Shin, Dal Heun *

An Experimental Study on Identification of Noise Generation Mechanism And Its Improvement in Gerotor Oil Pump

Key Word : Gerotor Oil Pump, Whine Noise, Flow Pressure Flucutation, Slope, Oil Pool

ABSTRACT

Whine noise in engine oil pump system was issued in developing an engine. Generally, A noise of engine oil pump largely are classified two cases. The first one is a gearing noise caused by relative motion of inner rotor and outer rotor. The other is fluid pulsation noise caused by oil pressure fluctuation. The aim of the paper is to identify a noise mechanism in engine oil pump and improve its Noise. Also, it suggests to the guide line on the design of oil pump.

1. 서 론

이미지 형성에 악영향을 미칠 수 있는데 이러한 고주파 소음 중에서도 엔진의 윤활 성능에 중요한 차량의 발달과 더불어 차량의 정숙성과 편안한 안락함에 대한 운전자들의 요구 수준이 크게 높아지고 있다. 차량에서 발생하는 엔진 소음 중에 Whine 성 고주파 소음은 운전자들에게 불쾌감을 주며 차량의 브랜드 역할을 하는 직동식 오일펌프는 내·외 접 로터의 치물림에 의한 치합 소음 및 오일 토출 압력 변동에 의한 맥동 소음과 같은 고주파 Whine 소음을 유발시키는 주 요인이 되고 있다.

본 연구에서는 직동식 오일 펌프에서 발생하는 Whine 성 고주파 소음의 발생 현상에 대한 원리를 규명하였다. 그리고 설계 인자들에 대한 실험을 통하여 인자별 개별 기여도를 확인하여 소음, 진동에 최적화된 오일펌프 설계 가이드를 제시하고자 한다.

† 정회원, 현대자동차

* 현대자동차

또한 기존의 소음 저감 방식과 달리 오일의 댐핑 특성을 이용하여 소음을 저감하고자 본 연구에서 시험을 행하였다.

2. 본 론

2.1 직동식 오일펌프

2.1.1 직동식 오일펌프 구조

일반적으로 오일펌프의 구동방식은 크게 (1) 크랭크샤프트의 회전 동력을 이용하여 기어 및 벨트로 구동시키는 간접 구동 방식 (2) 크랭크샤프트에 직결되어 구동되는 직접 구동 방식 (3) 발란스샤프트 모듈등에 내장되어 구동되는 방식으로 구별할 수 있다.

본 연구에서는 크랭크샤프트에 직접 연결되어 구동되는 직동식(Gerotor) 오일 펌프에 대하여 실 엔진 구동 상태에서 발생하는 소음 및 진동에 대해 연구하였다. 직동식 오일펌프는 Fig1.에서 보는 바와 같이 내접기어와 외접기어, 릴리프 밸브, 오일

흡입부, 오일 토출부로 구성되어 있으며 내접기어는 외접기어 안에 편심되게 위치한 상태이고, 크랭크샤프트에 의하여 구동된다. 이때 내접기어 잇수(n)와 외접기어의 잇수(n+1)는 서로 다르게 구성되어 있고, 내접기어와 외접기어의 치물림 구동은 미끄럼 거동을 하게 된다.



Fig 1. Gerotor Oil Pump

Fig 2.는 직동식 오일펌프의 구동 방식을 나타낸 것이다. 직동식 오일펌프는 크랭크샤프트의 회전에 의하여 내접 기어가 구동되고, 치물림의 상대운동에 의하여 내접기어와 외접기어의 치 공간이 발생하게 된다. Fig2.에서 내접기어의 회전에 따른 치 공간의 용적은 흡입 영역에서 점차 커지게 되고 이로 인해 부분적인 진공이 형성되어 오일팬에 있는 대기압 상태의 오일이 끌려오게 된다. 이렇게 흡입부로부터 끌려진 오일은 밀폐된 공간(Sealed Pocket)을 지나면서 압축이 되고 토출부를 지나면서 출구 포트로 오일을 보내게 된다.

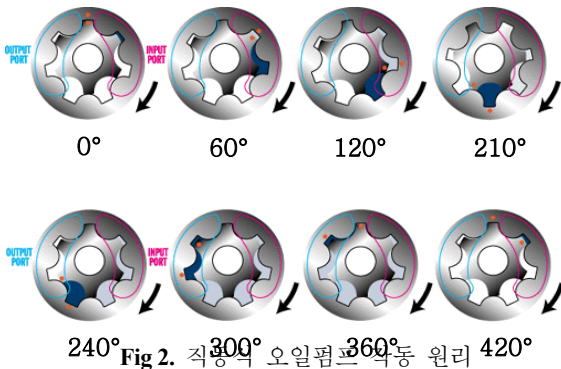


Fig 2. 직동식 오일펌프 작동 원리

2.1.2 직동식 오일펌프 소음 특성

엔진의 성능이 향상됨에 따라 엔진의 오일펌프는 고효율, 저마찰의 고성능 펌프로 개발이 되어져

왔다. 더욱이 차량 소음에 대한 소비자의 요구 수준이 높아지면서 오일 펌프는 성능 뿐만 아니라 소음 측면에서의 개발이 필요하게 되었다.

직동식 오일 펌프는 치의 물림이 필연히하게 발생하게 된다. 더욱이 엔진의 rpm 이 상승함에 따라 오일 압력 또한 함께 상승함에 따라 치에 가해지는 힘 또한 커지게 되어 소음을 크게 유발하게 된다. 이러한 오일 펌프의 소음 특성은 크게 두 가지로 나타내어진다. 첫 번째는 내·외접 로터의 상대 운동에 의한 치합 소음으로 주로 중·저속 rpm 영역에서 발생한다. 다른 하나는 오일 압력 변동에 의한 맥동 소음으로 주로 중·고속 rpm 영역에서 발생하며 고차 Harmonic 성분으로 나타난다. Fig 3.은 오일 펌프 소음의 특성을 그래프로 도시화 한 것이다.

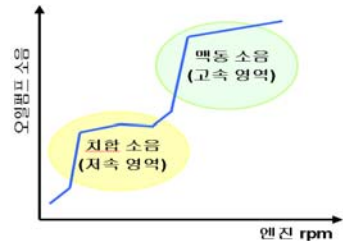


Fig 3. 오일펌프 소음 특성

2.2 치합 소음 개선

2.2.1 치합 소음 발생 Mechanism

감마 1.6L 엔진이 탑재된 차량에서의 실내소음을 평가하였다. 측정 조건은 변속 고정단(3 단)에서 엔진을 rpm sweep 하였다. Fig 4.는 실내에서의 소음 측정 결과이다.

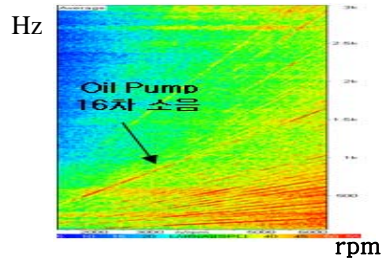


Fig 4. 차량 실내 소음

중·저속 rpm 영역에서 발생하는 오일 펌프의 치합 소음은 16 차 성분으로 발생한다. 이는 내·외접 기어가 치합되는 과정에서 치가 초기 맞물려 들어갈 때와 빠져 나올 때 발생하는 소음이다. (2*N = 16 차, N:내접기어 잇수, 8 개) 소음 특성 분석을 토

대로 발생 원인에 대해 조사를 하였다.

Fig5.는 MDPS(Motor Driven Power Steering) 사양으로 아래와 같은 Layout 으로 구성되어 있어 보기류 벨트 장력에 의한 외력이 존재한다.



< Front View > < Rear View >

Fig 5. 보기류 벨트 Layout

Fig 6.는 내·외접 기어의 단면을 표시한 것으로 치합 소음의 발생 Mechanism 나타낸다.

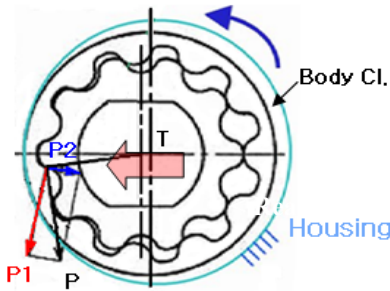


Fig 6. 치물림시 힘의 분포

크랭크샤프트에 의해 구동되는 내접기어를 중심축으로 회전을 할 때 Fig6.에서 도시한 것과 같이 항상 동일한 위치(P)에서 치합이 발생되게 된다. 이때, P는 치 접촉면에서 외접 기어를 돌리는 힘으로 P1과 P2의 분력으로 나타낼 수 있다. P1은 치 접촉면의 수직 방향의 힘이며 P2는 치 접촉면의 수평 방향의 힘이다. T는 보기류 벨트 장력에 의한 크랭크샤프트가 내접기어를 미는 힘이다. T의 외력에 의해 내접기어의 치 접촉면에서 P1 성분이 크게 증대된다, 증대된 힘에 의해 치합 진동이 크게 발생되고 Housing으로 전달되어 소음을 유발한다. 즉, 치합 발생 위치와 보기류 벨트 장력에 의한 외력과의 중첩으로 진동, 소음이 크게 발생하는 것이다.

2.2.2 벨트 장력에 의한 영향

앞에서 설명한 치합 소음의 주된 원인은 보기류 벨트 장력에 의한 크랭크샤프트 외력이다. 따라서 치합되는 위치와 중첩되지 않도록 벨트의 장력 방

향을 변경해서 오일펌프 진동 및 소음에 영향을 미치는지 확인해 보았다. Fig 7.은 변경 전의 기존 방식과 벨트의 장력 방향을 변경한 모습을 나타낸 것이다. ADT(Auto Driven Tensioner)를 적용하여 벨트의 장력을 엔진 상부 방향으로 가해지도록 벨트의 Layout을 변경하였다.



Fig 7. 보기류 벨트 변경 전/후 Layout

Fig8.은 벨트 Layout 변경에 따른 대상 엔진의 소음 시험 결과를 나타낸 것이다. 측정 위치는 엔진 전방 1m에서 소음을 측정하였다.

치합 위치와 중첩되지 않도록 변경한 결과, 16차 오일펌프 소음이 크게 개선되었다. 또한 개발 목표를 만족하는 수준으로 개선되었다.

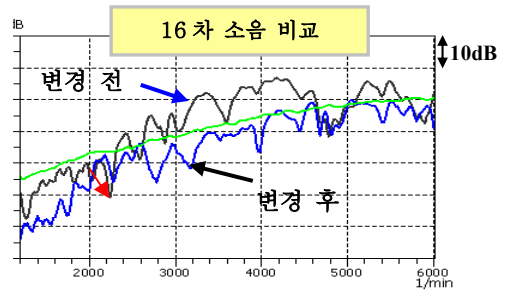
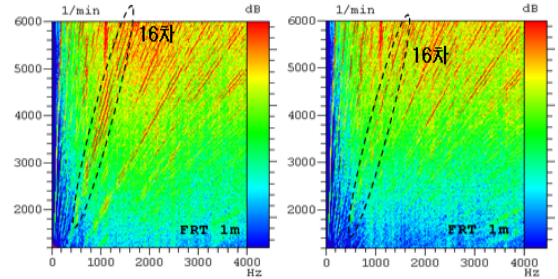


Fig 8. 벨트 장력 방향에 따른 소음

2.2.3 외접 로터 Body 간극 영향

벨트 장력 방향과 치합 위치를 중첩되지 않도록 하는 것이 오일펌프 소음 개선의 중요한 인자라는

것은 분명하다. 하지만 설계상의 제약 조건으로 벨트 Layout 변경이 불가하게 되는 경우도 발생하게 된다. 이러한 이유로 벨트 장력에 강건한 설계인자가 필요하였다. 앞에서 설명한 메커니즘을 토대로 P1 성분이 증대되어 Housing 으로 전달되는 과정에서 진동을 저감시킬 수 있는 방안에 대해 검토를 실시하였다.

진동 전달 측면을 고려하였을 때, 외접 로터와 Housing 의 간극을 증대하여 진동 전달을 감소시킬 수 있을 것으로 추론하였다. 해당 인자에 대한 오일 펌프 소음에 영향을 미치는지 대상 엔진에서 확인하였다.

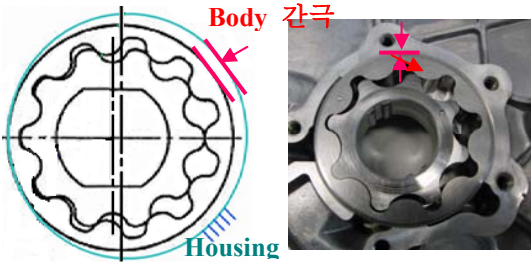


Fig 9. 외접 로터 Body 간극

Fig10 에서 보는 바와 같이 Body 간극 증대로 16 차 소음이 크게 저감되었으며 개발 목표치를 만족하는 수준으로 개선되었다. 또한 Body 간극에 의한

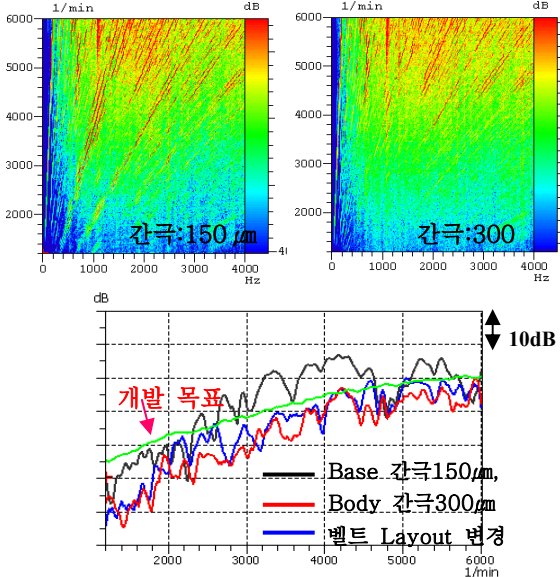


Fig 10. 외접 로터 Body간극에 따른 소음

소음 기여도는 벨트 장력 방향 변경에 따른 기여도와 동등 수준의 개선 효과를 얻을 수 있었다.

2.3 맥동 소음 개선

2.3.1 맥동 소음 발생 Mechanism

치합 소음 개선 이후에도 3000rpm 이상 대역에서는 16 차 이상의 24,32,40 차 Whine 성 고주파 소음이 잔존한다. 이는 치합 소음과는 다른 발생 원인으로 판단하였고 이에 대한 원인 조사가 필요하였다. 그리고 치합 소음 개선안 중 외접 로터 Body 간극의 개선 방안은 향후 내구 진행함에 따라 마찰에 의한 간극 증대가 발생하여 오일 압력 저하 및 간극에 의한 품질 산포가 우려되어 보다 강건한 개선 방안인 ADT 를 적용한 장력 방향 변경 안과 외접 로터 Body 간극 150 μm 사양으로 시험하였다.

Fig11.에서 보는 바와 같이 오일 펌프 토출부의 형상을 보면 밀폐된 공간에서 압축되어진 오일이 단면적이 급격히 확대되는 공간으로 토출되면서 압력의 급격한 변화가 발생한다. 이로 인해 오일 압력 변동이 발생하여 오일의 진행 방향과 반대되는 유동이 존재하게 되고 급격히 확대되는 공간의 모서리에서는 박리 유동이 발생한다. 더욱이 엔진 rpm 이 상승함에 따라 오일 압력 증대되고 압력의 변화가 크게 발생하여 맥동에 의한 치 맞물림 발생으로 고차 Harmonic 성분을 가지게 되는 맥동 소음을 유발하게 되는 것이다. 이에 대한 상관관계를 확인하기 위해 대상엔진에서 맥동 소음과 토출 압력을 측정하였다.

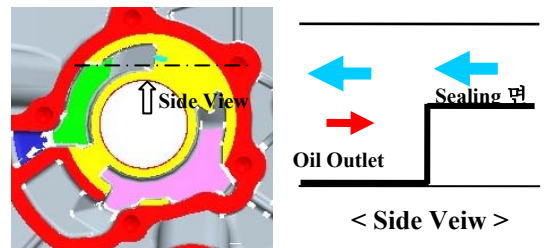


Fig 11. 토출부 형상 및 발생 원인

Fig 12.는 4200rpm 정속 구간에서 토출 압력에 의한 맥동 특성을 나타낸 것이다. 오일 펌프의 흡입, 압축, 토출 과정으로 A 구간의 큰 주기적인 성분을 가지고 있으며 그 구간 내에 B 영역에 해당하는 오일의 반사파에 의한 압력 변동으로 고차 성분이 존재하게 되는 압력 변동 특성을 나타낸 것이다.

Fig13 은 엔진 대상에서 엔진 rpm 에 따른 압력과 소음을 나타낸 것이다.

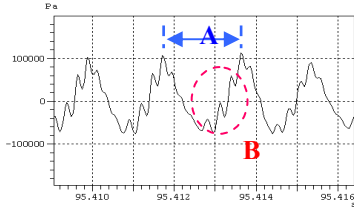


Fig 12. 오일 압력 변동 특성

오일펌프 토출부 압력 맥동성분과 고차 Harmonic 소음(24/32/40 차)과 유사한 경향성을 가짐을 알 수 있었다. 즉, 토출 압력 변동에 의해 맥동소음이 발생하는 것으로 추론할 수 있다.

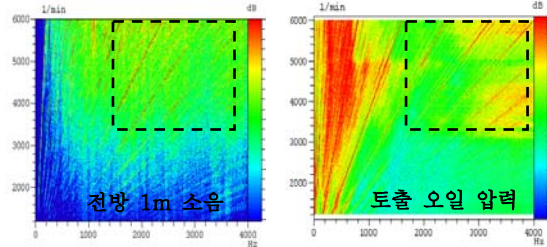


Fig 13. 맥동 소음과 토출 압력 상관성

2.3.2 토출부 구배 최적화

급격히 확장된 공간으로 오일이 빠져 나갈때 압력 변동이 발생하게 되고 이를 저감하기 위해 토출 유로의 단면적의 변화율을 최소화함으로써 개선에 효과가 있을 것으로 판단하였다. 이에 대한 효과를 확인하기 위해 Fig14 에서와 같이 토출부에 구배(경사) 각도를 달리하여 대상 엔진에서 시험을 하였다.

Fig15.는 토출 유로의 구배 각도에 따른 소음과 압력을 나타낸 것이다. 구배가 완만할수록 고차 성분의 소음, 압력 (24/36/40 차)이 저감되는 경향성을 보였다. 이는 단면적의 변화율이 작아질수록 오일 압력 변동 크기가 작아지게 되어 맥동 소음이 저감된 것이다.

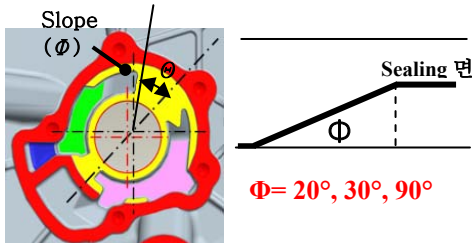


Fig14. 토출 유로 구배

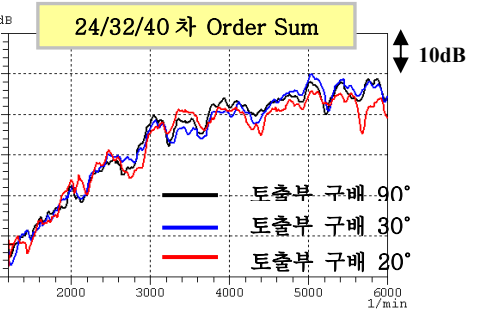
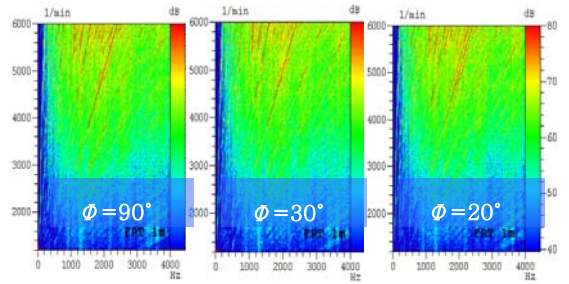


Fig15. 토출 구배 각도에 따른 소음

2.3.3 Sealing 각도 최적화

Sealing 각도에 의한 압력, 소음 기여도를 확인하기 위해 Fig16 와 같이 Sealing 각도(θ)에 따른 엔진에서의 소음 및 진동을 비교 평가하였다.

Fig 17.에서 보는 바와 같이 Sealing 각도를 축소 한 사양은 상대적으로 고차 성분의 압력 및 소음이 증대되었다. 이는 충분한 Sealing 면적 확보가 요구되며 토출 구배를 연동하여 최적화 진행이 필요함을 나타낸다.

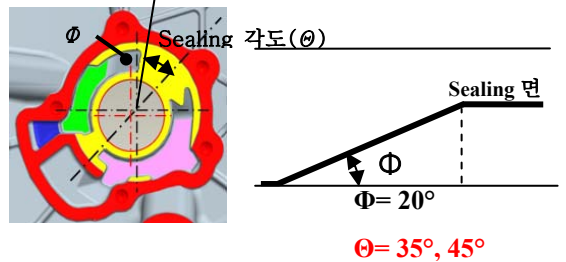


Fig16. Sealing 각도

2.3.4 Oil Pool 적용에 따른 개선

토출부 구배 및 Sealing 면 최적화를 통한 개선안

은 Sealing 면과 토출 유로간의 길이가 필히 확보 되어 한다.

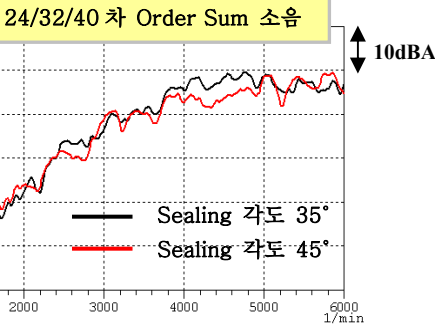
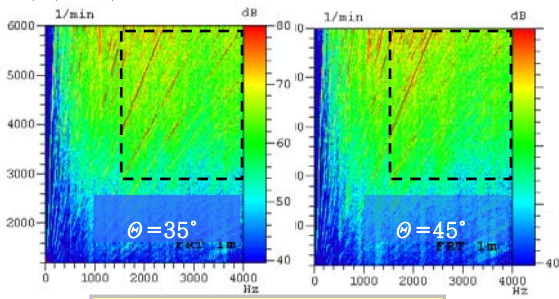


Fig17. Sealing 각도에 따른 소음

따라서 엔진 배기량에 따른 오일 펌프 사이즈가 달라져 토출부 길이가 각각 달라야 하는 번거로움이 있고, 오일펌프의 성능 변화시에는 그에 따른 최적화 작업도 함께 이루어져야 하므로 지속적인 최적화 작업이 필요할 수 밖에 없다. 이러한 설계적인 제약 조건을 극복하기 위한 강건한 오일펌프 설계가 절실히 요구되어 진다.

본 연구에서는 엔진 오일의 댐핑 효과를 이용하여 맥동에 의한 토출 소음을 개선하고자 하였다. Fig18 에서 보듯이 오일 펌프의 Sealing 면에서 압축되어진 고압의 오일이 빠져나갈 때, 토출 유로로 직접 방출되지 않고 오일이 담겨져 있는 Oil Pool 의 오일과 충돌함으로써 에너지를 감소시킨다. 또한 급격히 확대되는 공간을 오일로 채우면서 급확대관의 모서리에서 발생하는 박리 유동을 감소, 흡수한다. 따라서 압력 변동의 변화폭이 작아져서 맥동 소음이 저감된 것이다.

본 개선안의 효과를 파악하기 위해서 Oil Pool 높이 및 길이를 변경하여 Pool 용량 및 Overflow 양에 대한 압력, 소음 기여도를 평가하였다.

Fig19.은 서로 다른 Oil Pool 을 나타낸 것이다

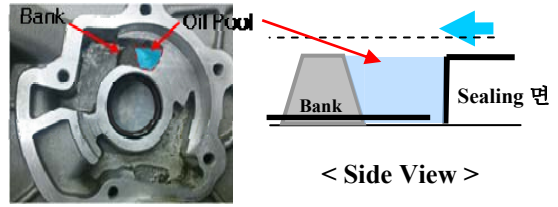


Fig18. Oil Pool 형상



Fig19. Oil Pool 형상 비교

Fig.20 은 각 사양들에 대한 압력, 소음을 측정한 결과이다. Overflow 양 및 Pool 용량 변경시에도 개선 전 사양 대비 7~8dBA 소음이 개선 되었다. 오일 댐핑 특성 효과는 소음에 대한 강건성이 확보되었음을 의미한다. 또한 토출부 구배 최적안($\theta=45^\circ$, $\phi=20^\circ$)과 동등 수준의 큰 개선 효과를 나타내었다.

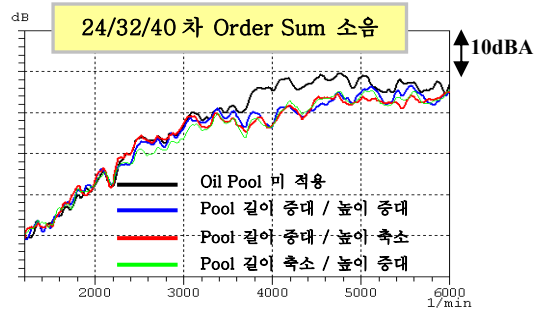


Fig20. Oil Pool 에 따른 소음 비교

2.3.5 오일 릴리프 밸브 거동

본 시험에 사용된 오일펌프 릴리프 밸브의 개변 압력은 약 4.5Bar 로 설정이 되어 있다. 그리고 고속으로 갈수록 밸브 개변 압력이 낮아지게 된다. Fig22 는 6000rpm 고속에서 릴리프 밸브의 변위 특성을 유동 해석으로 나타낸 결과이다. 오일 풀 적용으로 맥동 압력의 저감되어 릴리프 밸브의 최대 개변량 및 진폭이 크게 감소되었다. 즉, 릴리프 밸

브의 거동 안정화로 밸브의 개변 시점이 지연되어 유량이 증대되는 것으로 판단된다.

용한 Oil Pool 방식을 제안하였으며, 이를 통한 큰 소음 개선 효과를 확인할 수 있었다.

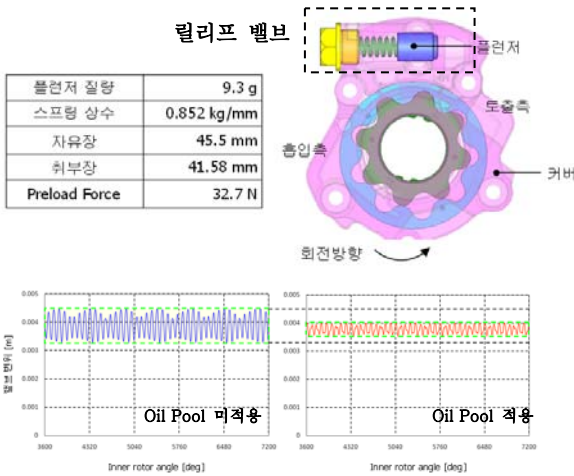


Fig21. 릴리프 밸브 변위 비교 (해석,6000rpm)

참고 문헌

1. Shinichi Fujiwara. : “ High Efficiency Oil Pump Rotor With New Tooth Profile” , SAE 2004-01-0498
2. Dengfu Zhang, Chin-Yuan Perng and Mireille Laverty.: “ Gerotor Oil Pump Performance and Flow/Pressure Ripple Study” , SAE 2006-01-0359
3. P.J. Gamez-Montero and E. Codina.: “ Flow Ripple in a Gerotor Pump” ,SAE 2002-01-1357

3. 결 론

본 연구를 통하여 저소음 오일펌프 설계 가이드 라인을 제시하여 개발 방향을 설정하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 엔진 오일펌프 Whine 소음의 발생 원인을 규명하였고 엔진 rpm 에 따른 소음 특성을 도시화하여 이를 통한 개선 방향을 제시할 수 있었다.

(2) 중,저속 rpm 영역에서 발생하는 Whine 소음은 내·외접 로터의 상대 운동에 의한 치합 소음임을 규명하였으며, 이의 개선안으로 벨트 장력 방향 변경을 통한 가진력 측면과 외접 로터 Body 간극 증대를 통한 전달계 측면에서의 소음 개선을 하였다.

(3) 고속 rpm 영역에서 발생하는 Whine 소음은 토출부 오일 압력과 소음과의 상관성을 통해 압력 변동에 의한 맥동 소음임을 규명하였다.

(4) 맥동 소음은 고압의 오일이 토출 유로의 급격한 공간 확대에 의한 오일 압력 변동이 크게 발생하여 소음으로 유발된다. 이를 최소화하기 위한 토출 유로 구배 및 Sealing 각도 최적화를 통해 소음을 개선하였으며 오일 펌프 설계 Guide Line 을 제시하였다.

(5) 맥동 소음 저감을 위한 토출부 구배방식은 설계적인 제약이 있으므로 설계 제약을 받지 않는 강건한 오일펌프 설계를 위하여 오일 댐핑 효과를 이