

자동차용 연료펌프의 진동 저감에 대한 연구

A Study on the Vibration Reduction of an Automobile Fuel Pump

김병진* · 원홍인* · 이성원** · 박상준*** · 정진태†

Byeong Jin Kim, Hong In Won, Seong Won Lee and Sang Jun Park, Jintai Chung

Key Words : Fuel pump (연료펌프), Vibration reduction (진동저감)

ABSTRACT

This article presents the reduction of vibration generated by an automobile fuel pump. In order to analysis the vibration of the fuel pump, a simplified dynamic model is established, which is composed of a rigid rotor and a equivalent springs. The equivalent stiffnesses of the upper and lower assemblies are evaluated by the comparison of modal testing results and the finite element analysis. the stiffness for the oil film of the journal bearing is extracted by using Reynold's equation. In addition, the time responses for the vibration of the fuel pump are computed by using a commercial multi-body dynamics software, RecurDyn. Based on these results, some design suggestions are proposed to reduce the vibration of an automobile fuel pump.

1. 서 론

기 호 설 명

- m : 아마추어의 질량
- m_1 : 상단 불평형질량
- m_2 : 하단 불평형질량
- P_m : 아마추어의 질량중심 위치
- P_1 : 상단 불평형질량의 위치
- P_2 : 하단 불평형질량의 위치
- P_R : 아마추어의 반경거리
- P_U : 상단 구조강성 적용 위치
- P_L : 하단 구조강성 적용 위치
- k_U : 상단 구조강성
- k_L : 하단 구조강성
- I : 아마추어의 질량관성 모멘트
- θ : 아마추어의 각변위

자동차 제조산업의 발달과 함께 차량의 성능향상을 위한 기술발전이 이루어지고 있으며 동시에 정속성 향상을 위한 연구가 수행되고 있다. 특히 고출력 엔진을 위한 고강성 차체 개발과 저소음 동력기관의 발전은 저진동, 저소음 차량 개발에 큰 영향을 주었다. 그렇지만 차량의 정속성이 향상과 함께 기존에는 문제 되지 않았던 차량 부품의 소음 진동 현상이 부각 되고 있다. 그 중에서 연료탱크 모듈에 장착되어 있는 연료펌프에서 발생하는 소음진동 문제는 엔진이 작동하기 전 배터리에서 공급된 전원을 사용하여 작동하기 때문에 소음/진동이 가장먼저 차량 내부로 전달되 큰 문제로 대두되고 있다.

연료펌프의 대한 연구는 연료펌프의 성능향상과 관련되어 많이 이루어져 왔다. Rego 등은⁽¹⁾ 연료펌프 모듈에서 펌프성능에 영향을 미치는 인자를 선정하여 영향도를 분석하였으며 김주원 등은⁽²⁾ 연료펌프의 성능에 영향을 미치는 수두손실의 원인 중 캐비테이션 현상을 확인하기 위한 압력측정실험을 실시하였다. 이강주 등은⁽³⁾ LPLi 차량에서 BLDC 모터를 사용한 연료펌프를 대신하여 직류모터를 이용

† 정진태; 정회원, 한양대학교 기계공학과
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr
Tel : 031-400-5287, Fax : 031-406-6964
* 한양대학교 대학원
** 현대자동차 남양기술연구소
*** 현대산업 기술연구소

한 연료펌프를 사용하기 위해 두 형태의 연료펌프의 성능을 비교하였다. 이준수와 박성영은⁽⁴⁾ 차량의 연비향상을 위하여 전류센서를 이용한 DC 모터의 속도 측정방법을 제안하였다.

연료펌프의 소음 진동특성에 대한 연구도 활발히 진행되었다. 권요섭 등은⁽⁵⁾ 연료펌프 및 연료탱크 단품의 진동특성을 확인하였으며 사중성과 강태원은⁽⁶⁾ 연료펌프와 연료탱크 어셈블리 그리고 연료탱크 등의 소음특성을 순차적으로 파악하여 연료펌프로 인해 발생하는 진동이 차량 안으로 전달될 수 있음을 보였다. 그리고 심재기와 강태식은⁽⁷⁾ 임펠러(impeller)로 인한 고주파소음을 저감하기 위하여 여러 가지 방법을 제시하였다. 하지만 위 연구들은 연료펌프의 아마추어(armature)가 회전하면서 발생하는 저주파 진동을 저감하는 방법을 제시하지 못하였다. 그렇기 때문에 본 논문에서는 연료펌프 내부의 회전체에 대한 저주파 진동을 분석하기 위하여 베어링을 포함한 연료펌프 부품의 등가강성과 베어링의 유막을 고려한 회전체 동역학 해석모델을 구성 후 연료펌프의 진동에 영향을 미치는 인자를 분석하였다. 또한 해석결과를 검증하기 위하여 이를 반영한 시제품을 제작 후 진동측정 실험을 수행하여 실험결과와 해석결과를 비교하였다.

2. 연료펌프 시스템

연료공급 장치는 연료탱크와 그 내부에 위치한 연료펌프, 증발가스 포집장치, 연료레일 및 분사장치 등으로 구성된다. 본 논문에서 연구된 연료펌프는 연료분사방식의 엔진에서 인젝터에 공급되는 연료를 유효한 압력으로 송출하는 부품으로 작동과정에서 발생하는 모터진동, 구조진동, 유체의 공동현상

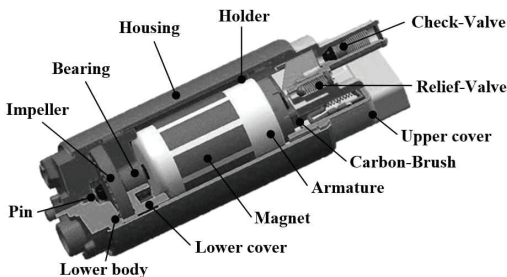


Fig 1 Automobile fuel pump

(cavitation) 등으로 인해 발생하는 진동이 연료탱크를 거쳐 차체 내부로 전달될 수 있다.

구체적으로 연료펌프 시스템은 Fig 1과 같은 구성으로 이루어졌으며 크게 상단부, 하단부, 아마추어부 그리고 하우징부로 구분할 수 있다. 상단부는 아마추어부에 전력을 공급하고 연료펌프가 토출하는 유량을 조절 하는 역할하며 아마추어부의 상단축을 지지한다. 하단부는 아마추어부와 연결되어 있는 임펠러가 회전하면서 발생하는 압력차로 인해 연료를 흡입부로 끌어올리는 역할을 한다. 또한 아마추어부의 하단축을 지지해주는 베어링이 조립되어 있다. 다음으로 하우징부는 상·하단부를 연결하는 역할과 직류 모터의 구성품인 영구자석이 장착 되어 있다. 마지막으로 상·하단부 베어링으로 지지되어 있는 아마추어부는 직류모터의 역할을 수행하기 위해 내부에 코일이 감겨 있으며 원활한 연료 흐름을 위해 플라스틱 재질로 몰딩 되어 있다. 여기서 아마추어는 제조 시 축 중심으로 균일하게 만들 수 없기 때문에 불평형질량이 형성되어 회전운동 할 때 상단과 하단에 위치되어 있는 베어링의 강성에 영향을 받아 진동이 발생하게 된다. 본 연구에서는 회전진동을 저감할 수 있는 설계요소를 분석하기 위하여 연료펌프 시스템의 단순화된 모델을 수립하였다.

3. 해석모델 수립 및 분석

연료펌프 시스템의 아마추어부의 회전운동에 의한 진동 시뮬레이션을 구현하기 위하여 Fig 2와 같이 시스템을 단순화 하였다. 아마추어부를 구성하는 재료들의 밀도를 고려해 전체 질량중심과 질량관성 모멘트를 갖는 하나의 강체로 고려할 수 있으며 아마추어부를 지지하는 상·하단부를 평면 운동하는 스프링 강성이 작용하는 것으로 가정하여 적용하였다. 상·하단의 베어링에서 발생하는 유막에 의한 강성효과는 상·하단부 강성과 구분하여 해석하기 위해 강성을 제거하고 동일한 위치에 부과하였다.

상·하단부 등가강성의 산출은 커버부의 고유진동수와 고유모드를 구하는 모드실험, 유한요소해석 모델과 실험결과 비교를 통한 물성치 조정, 유한요소해석 모델을 이용한 정해석을 수행 그리고 등가강성 계산 순으로 이루어진다.

먼저 모드실험은 시스템의 고유한 특성을 분석하

기 위한 방법으로 측정 가능한 힘으로 가진 하고 진동 응답신호를 측정하여 입력 대 응답의 비, 즉 주파수 응답함수를 구하여 시스템의 동특성을 해석하는 방법이다. 각 부품은 자유단 상태의 경계조건을 구성하기 위해 실을 이용하여 매달았으며 커버 형상에 대한 고유모드를 나타내기 위하여 여러 지점을 가진점으로 선정하였다. 시스템을 가진 하기 위해서 충격해머(B&K8202)를 이용하였고 가진에 대한 응답은 가속도계(B&K Type4383)를 사용하여 측정하였다. 가진신호와 진동신호는 상태증폭기(B&K Nexus)를 통하여 증폭한 후 주파수 분석기(B&K 3560C)를 이용하여 고유진동수와 고유모드를 구하였으며 구체적인 실험 구성도는 Fig 3에 나타내었다.

모드실험을 통해 구한 고유진동수와 고유모드는 Table 1에서 보는 것과 같이 유한요소해석 모델의 모드해석결과와 비교하여 탄성계수를 산출하는데 사용되었다. 모드실험을 통해 조정된 물성치를 적용한 유한요소해석 모델은 Fig 4와 같이 하우징부와 연결되는 부위를 고정조건을 부여하고 베어링에 알고 있는 힘을 부과하여 정해석을 수행하였다. 정해석 결과인 변형량과 부과한 힘을 훅의 법칙(Hook's law)

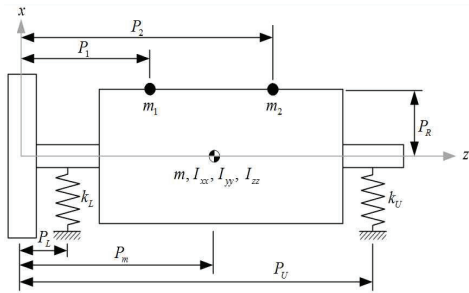


Fig 2 Simplified model of the fuel pump

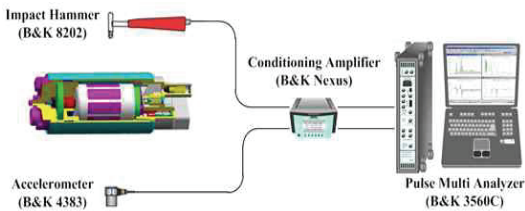


Fig 3 Experimental set-up for the modal test using an impact hammer

을 이용하여 해석모델에 적용할 등가 강성을 산출하였다. 등가강성 적용위치는 상·하단 베어링이 결합되는 위치로 선정하였다.

다음으로 아마추어의 불평형질량을 고려하기 위하여 Fig 2의 P_1 과 P_2 의 위치에 집중질량 m_1 과 m_2 을 각각 부과하였다. 이 위치는 실제 아마추어 생산 공정에서 발란스 보정을 위해 양면 발란싱 공정이 수행되는 위치이다. 부과되는 질량은 양면 발란싱 공정(dual-plane balancing process) 완료 후 남게

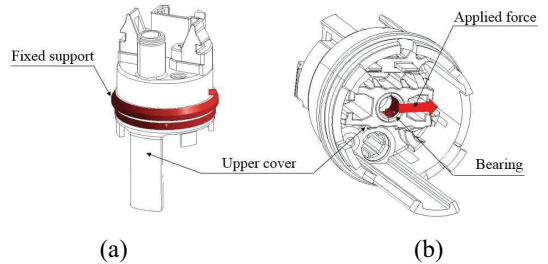


Fig 4 Boundary conditions for the static analysis: (a) geometric boundary condition, (b) natural boundary condition

Table 1 Comparison of the mode shapes for the upper and lower cover


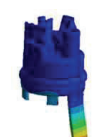
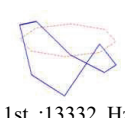
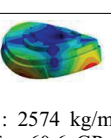
	Modal test	Simulation results
Upper cover	 1st : 967 Hz	 ρ : 1655 kg/m ³ E : 5.65 GPa
Lower cover	 1st : 13332 Hz	 ρ : 2574 kg/m ³ E : 60.6 GPa

Table 2 Static analysis results and equivalent stiffness

	Applied force (N)	Static analysis results (mm)		Equivalent stiffness (N/mm)	
		x-dir	y-dir	x-dir	y-dir
Upper cover	100	2.40e-2	3.79e-2	4175	2640
Lower cover		4.65e-2	4.57e-2	215000	219000

되는 불평형질량의 평균치인 25 mg을 적용하였다.

아마추어를 지지하고 있는 베어링은 저널베어링 형식을 채택하고 있다. 저널베어링은 원통형의 단순한 구조로 되어 있으며, 회전축을 결합했을 시 베어링과 샤프트의 간극 사이에 윤활유가 존재하게 된다. 윤활유는 샤프트가 회전할 때 회전속도와 유체의 점성에 따라서 압력이 발생하며 이 압력으로 인해 샤프트는 베어링에서 뜨게 되는데 이 때 압력은 샤프트의 회전속도와 윤활유의 동점성계수를 알고 있으면 식(1)과 같은 레이놀즈 방정식(Reynold's equation)으로 산출할 수 있다.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \left(\frac{D}{B}\right)^2 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + a(\theta, z)p = b(\theta, z, \omega) \quad (1)$$

여기서 p 는 윤활류의 압력, θ 는 축의 회전각도, D 는 베어링의 내경, B 는 베어링의 길이 그리고 ω 는 축의 회전속도이다. $a(\theta, z)$ 와 $b(\theta, z, \omega)$ 는 각각 축의 회전각도와 회전속도에 의존하는 함수이다.

연료펌프의 단순 모델은 상용 다물체동역학 프로 프로그램인 RecurDyn을 이용하여 해석되었다. 등가 강성을 구현하기 위하여 6자유도 스프링 요소를 사용하여 아마추어 반경방향으로 작용할 수 있도록 하였으며 축방향 강성은 상대적으로 강하게 부과하여 움직이지 않게 고정하였다. 저널베어링 효과를 구현하기 위한 레이놀즈 방정식은 상용프로그램에서 제공하고 있는 저널베어링 요소를 이용하여 구현하였다.

아마추어의 상단과 하단을 지지하고 있는 베어링을 포함한 구조물의 강성과 불평형질량의 효과를 분석하기 위하여 앞서 수립한 시뮬레이션 모델을 기반으로 시간응답 해석을 수행하였다. 등가 강성만의 효과를 분석하기 위하여 저널베어링 효과에 대한 요소는 모두 배제하였으며 회전속도는 5520 RPM으로 일정한 속도로 회전할 수 있도록 하였다. 아마추어 진동에 대한 평가를 위하여 베어링이 위치하는 부분에서 가속도 시간응답을 구한 후 제곱평균값(RMS)을 이용해 진동량을 구하였다. 해석은 Fig 5과 같이 불평형질량을 앞서 제시한 값을 기준으로 가감 시켜 가며 실시하였다. 실선은 상단 베어링에서 구한 가속도의 시간응답에 대한 진동량이며 파선은 하단 베어링에서 구한 진동량이다. 여기서 상하단 베어링에서 계산된 진동량은 불평형질량의 증가에 따라서

모두 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다. 하지만 증가율은 상단 베어링에서 계산된 진동량이 하단 베어링에서 계산된 진동량 보다 크다. 이러한 현상의 원인은 상단과 하단의 구조물을 구성하고 있는 재료에서 찾을 수 있다. 상단을 구성하고 있는 재료는 베어링을 제외하면 플라스틱 재질이고 하단부는 합금 재질이기 때문에 모드실험에서도 확인할 수 있듯이 탄성계수가 상단이 하단보다 낮다. 그러므로 불평형질량으로 인해 발생하는 진동을 억제하기 위해서는 2-Plane 발란싱 공정에서 상단부 불평형질량과 하단부 불평형질량을 모두 저감하는 것이 이상적이지만 가능하다면 상단 부 불평형질량을 더욱 많이 줄여주는 것이 진동저감에 유리하다 할 수 있다. 또한 불평형질량을 완전히 제거하는 것은 기술적으로 한계가 있기 때문에 상단부의 구조강성을 증대시켜 연료펌프의 진동을 저감하는 방법을 적용할 수 있다.

다음으로 상단과 하단에 위치하는 저널베어링의 영향에 대한 분석을 수행하였다. 저널베어링의 유막강성에 영향을 미치는 인자는 축의 회전속도, 점성마찰계수, 베어링 길이 그리고 베어링 내경과 축의 외경의 차로 정의되는 간극이 있다. 여기서 축의 회전속도는 펌프의 성능과 연관이 있고 베어링 길이와 축의 외경은 연료펌프를 작동시키는 직류 모터 성능과 관련 있기 때문에 진동성능과 관련된 개선이 쉽지 않다. 또한 점성마찰계수는 연료펌프 내부를 지나가는 연료에 따라 결정이 되기 때문에 변경할 수 있는 인자가 아니다. 그러므로 간극을 조절하여 저널베어링의 유막강성에 대한 분석을 수행하여 진동을 저감할 수 있는 방안을 모색하였다. 해석에 사용된 수치는 불평형질량에 대한 해석과 동일하며 스프링 요소를 제거한 후 저널베어링 요소를 적용하였다. 해석에 사용된 저널베어링 요소에 입력된 수치는 Table 3에 나타내었으며 해석결과는 Fig 6에 도시하였다. 해석결과를 살펴보면 간극을 작게 가져갈수록 상단부와 하단부의 가속도 진동량이 모두 급속하게 작아지는 경향을 보인다. 특히 하단부의 진동량이 상단부의 진동량 보다 크며 간극을 감소시켰을 때 진동량의 감소 추위도 더욱 큰 것을 알 수 있는다. 이는 하단부 베어링의 길이가 상단부보다 1.5 mm 작기 때문에 간극에 작용하는 압력이 상대적으로 작아져서 발생하는 현상이다. 해석결과를 기반으

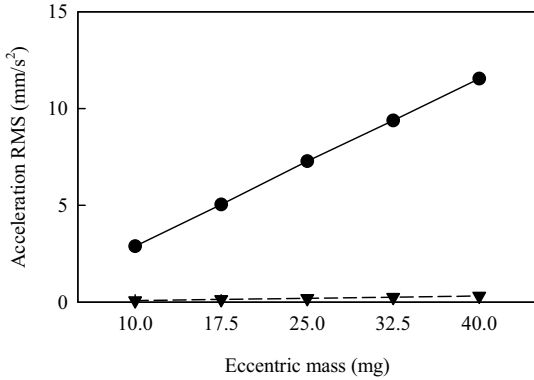


Fig 5 Acceleration of the armature for the variation of the eccentric mass

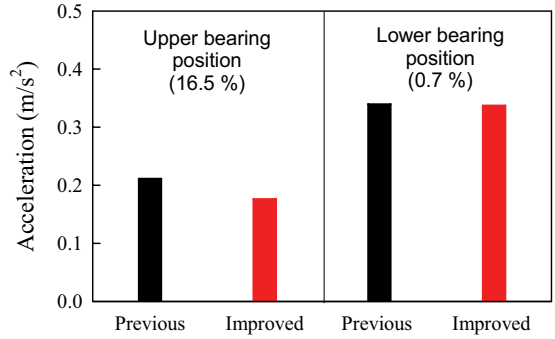


Fig 7 Vibration reduction due to the decrease of mass imbalance.

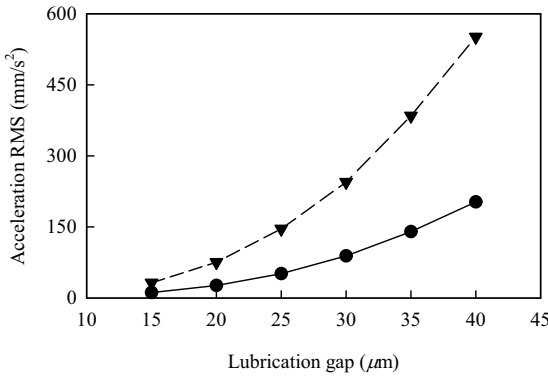


Fig 6 Acceleration of the armature for the variation of the lubrication gap in the bearing.

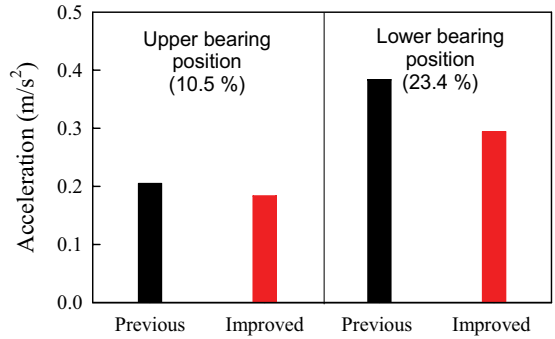


Fig 8 Vibration reduction due to the decrease of the bearing gap.

Table 3 Parameters of the journal bearing

	Gap (µm)	Shaft diameter (mm)	Bearing length (mm)	Dynamic viscosity (Pa·s)
Upper bearing	30	5	6	3.32×10^{-3}
Lower bearing			4.5	

로 했을 때 하단부의 진동량을 상단부와 비슷한 수준으로 개선시키기 위해서는 하단부 베어링 간극을 줄여야 함을 알 수 있다. 하지만 베어링 간극은 베어링과 축의 마찰과 제품수명과 밀접한 관련이 있는 사항이기 때문에 추가적인 연구가 필요하다.

4. 진동량 측정 실험

연료펌프의 단순모델 해석결과를 검증하기 위하여 연료펌프 개선모델을 제작한 후 진동량 측정 실험

및 결과분석을 수행하였다.

실험구성은 모드실험과 유사하게 가속도계를 사용하여 연료펌프 작동상태의 진동신호를 채집하였으며 채집된 신호는 상태증폭기를 통해 증폭한 후 신호분석기를 통해 가속도 진동량을 측정하였다. 측정된 신호는 주파수 분석기를 통해 회전성분에 대한 가속도 진동량을 구하는데 사용되었다. 가속도 측정 위치는 상단부 베어링이 위치하는 부분과 하단부 베어링이 위치하는 부분을 선정하였다.

개선모델은 불평형질량 저감과 저널베어링 간극 축소를 포함한 11개 개선인자를 선정 후 직교배열표를 이용하여 12개 모델을 2개 씩 제작하여 실험하였다. 불평형질량 저감은 상·하단 모두 기존 25 mg에서 10mg 저감시킨 15 mg을 적용하였으며 간극은 기존 30 µm에서 15 µm로 축소하여 적용하였다.

11개의 개선인자 중 본 연구에서 제시한 방법의 효과를 분석하기 위하여 평균분석법을 이용해 불평형질량에 대한 인자와 저널베어링의 간극에 대한 인자만을 정량화 하였다. 평균분석법은 직교배열표를 이용하여 제작된 모델에서 개선인자가 반영된 모델의 실험치를 평균 낸 항목과 반영되지 않은 모델의 실험치를 평균 낸 항목을 비교하는 방법이다.

불평형질량 저감에 대한 실험결과를 Fig 7에 나타내었다. 불평형질량 저감을 시키지 않는 모델과 개선방법을 적용한 모델의 상·하단 가속도 진동량을 비교해 보면 각각 16.5%와 0.7% 만큼 진동이 개선되는 것을 알 수 있다. 상단이 하단보다 진동량 개선효과가 큰 것은 상단 강성이 하단강성 보다 약하기 때문에 불평형질량을 저감할 경우 상단에서 진동량이 더욱 큰폭으로 감소하게 되는 것으로 앞서 해석결과에서 보여주었던 경향과 일치한다.

다음으로 저널베어링의 간극 축소에 대한 실험결과를 Fig 8에 나타내었다. 불평형질량 저감에 대한 것과 마찬가지로 저널베어링의 간극에 대하여 개선사항을 적용하지 않은 모델의 개선방법을 적용한 모델의 상·하단 가속도 진동량을 비교해 보면 각각 10.5%와 23.4% 개선되었다. 이는 베어링의 간극을 줄였을 때 해석모델의 분석결과와 일치하는 현상으로 하단부 저널베어링 길이가 상단보다 짧기 때문에 나타난다.

5. 결 론

본 연구에서는 연료펌프의 진동을 저감시키기 위하여 해석모델을 수립하고 진동에 영향을 미치는 인자를 분석하였다. 해석 수행을 위하여 연료펌프를 단순한 회전체 모델로 가정하였고 베어링을 포함한 상·하단 등가강성을 산출하여 적용하였다. 베어링에 작용하는 유막강성은 레이놀즈 방정식을 유한요소법으로 해석하는 프로그램을 이용하여 반영하였다. 해석결과 불평형질량을 저감함에 따라 상단부의 강성이 약하기 때문에 진동량의 저감률이 높음을 확인하였다. 베어링의 간극에 따른 해석 결과는 하단의 베어링 길이가 짧기 때문에 간극을 줄였을 때 진동량

저감률이 높게 나오는 것을 확인하였다. 이러한 해석 결과는 실제 모델을 제작하여 진동 측정결과와 비교하여 검증하였다.

참 고 문 헌

- (1) Rego, A. J. C., Lopes, A. G. and Lazzaretti, R., 2006, Performance optimization of the jet pump in fuel pump modules, SAE Technical Paper Series, 2006-01-2687.
- (2) Kwon, J. S., Kim, C. M., Kang, T. W., Sa, J. S. and Kang, T. S., 2007, A Study on the Characteristics of Vibration in Fuel Pump System, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 494~500.
- (3) Lee, K. G., Kim, J. W., Myung, C. L. and Park, S. S., 2007, Experimental Investigation on Flow Rate Performance and LPLi Engine Application of Turbine Pump with Various Composition Ratio of LPG Fuel, SAE Technical Paper Series, 2007-01-3629.
- (4) Lee, J. S. and Park, S. Y., 2010, Experimental Study on the Rotational Speed Measuring Condition of a Gasoline Fuel Pump for a Small-Size Engine, The Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Vol. 11, No. 9, pp. 3184~3189.
- (5) Kwon, J. S., Kim, C. M., Kang, T. W., Sa, J. S. and Kang, T. S., 2007, A study on the characteristics of vibration in fuel pump system, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 494~500.
- (6) Sa, J. S. and Kang, T. S., 2011, An Experimental Study on Noise Characteristics of Fuel Pump System, Korea society of manufacturing technology engineers, Vol. 20, No. 5, pp. 612~617.
- (7) Gang, T. S. and Sim, J. G., 2004, Particular Noise Reduction Method used to Mass Law, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 759~763.