

밸런스 샤프트 불평형 질량의 분포에 따른 동적 거동 연구

Behavior of a Balance Shaft regarding Unbalance Mass Distribution

이동원†·김찬중*·배철용*·이봉현*·권성진*·김현철*

Dong-Won Lee, Chan-Jung Kim, Chul-Yong Bae, Bong-Hyun Lee, Sung-Jin Kwon, Hyun-Chul Kim

Key Words : Balance Shaft(밸런스 샤프트), Unbalance(불평형), Free Force(자유력), Durability(내구성)

ABSTRACT

Balance shaft has a key role in reducing a engine vibration in a vehicle and widely applied for current models. Since balance shaft module consists many sub-component and each part has its own operational characteristics, some different analysis backgrounds should be integrated into one sub-part in balance shaft module and this is the main obstacles in making a design process. Moreover, the balancing shaft is rotating in high speed and such condition requires large safety factors in a design process owing to a lot of unexpected problems with the overwhelming rotation. Balance shaft is the core-component generating the intended unbalance as well as cancelling the unbalance force or moment by the engine module. So, the balance shaft should meet the high fatigue resistance not to mention of NVH performance. In this paper, a design strategy focused on balance shaft is developed to build a optimal model considering a engine vibration. Putting the unbalance mass distribution as main design parameter, some candidate model is verified with structural and fatigue analysis and most appropriate model is proposed here.

1. 서 론⁽¹⁾

최근 자동차 관련 업체에서는 저연비 고효율 디젤 엔진 차량의 개발 시 엔진 자체의 성능 및 효율 향상과 함께 디젤 엔진 특성상 발생하는 심한 진동과 소음을 저감시킬 수 있는 방법의 개발이 요구되고 있다. 밸런스 샤프트 모듈(Balance Shaft Module)은 이와 같은 디젤 엔진의 단점을 향상시킬 수 있는 핵심 부품으로 외국에서는 이미 관련 분야에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 국내의 경우 생산 기술만을 확보하여 완성차업체에 납품하고 있으나 핵심기술인 밸런스 샤프트 모듈 설계 기술은 전적으로 외국 선진업체에 제공받고 있어 완성차 업체의 요구사항에 대한 대응이 불가능한 상태이다. 더구나 최근 외국기업들이 직접 국내 시장에 생산 시설을 갖추어 시장 진출을 추진하고 있기 때문에 국내 업체들은 연구개발을 통한 밸런스 샤프트

모듈 관련 설계기술에 대한 확보가 시급히 요구되고 있다.

밸런스 샤프트 모듈은 엔진의 진동을 저감시켜 주기 위한 주요 핵심부품으로써 불평형 질량(Unbalance Mass)이 존재하는 1개 이상의 로터를 사용하여 피스톤(Piston) 및 콘로드(Corn Rod) 등에 의하여 발생하는 관성력의 반대 방향으로 힘을 작용시켜 진동을 줄이는 역할을 한다. 밸런스 샤프트의 역할은 불평형 질량이 위치하는 로터(Rotor)의 회전에 의해 발생하는 자유력 또는 불평형 우력을 통해 나타나기 때문에 밸런스 샤프트 모듈의 설계 과정 중 로터의 설계는 가장 중요한 요소 중 하나이다. 로터 상에 동일한 불평형 질량이 위치하여도 로터 전체에서의 불평형 질량의 분포 혹은 불평형 질량의 형상에 따라 로터가 회전하면서 나타나는 동적 거동에 차이가 나고 이로 인하여 로터와 하우징이 접촉하는 베어링 부분의 반력에 차이가 생긴다. 또한 로터의 동적 거동차이는 접촉면의 베어링, 하우징, 기어 등 주변 관련 요소들의 설계에 매우 밀접하게 관계를 가지고 모듈 전체의 진동 성능이나 내구성에 큰 영향을 미치게 된다.

본 논문에서는 밸런스 샤프트 모듈의 설계과정 중 가장 중요한 요소인 밸런스 샤프트 로터의 집중질량의 분포와

† 책임저자, 자동차부품연구원
E-mail : leedw@katech.re.kr
Tel : (041) 559-3338, Fax : (041) 559-3070

* 자동차부품연구원

형상에 따른 로터 설계 최적화에 대해 연구를 수행하였다. 최근 집중 질량의 형태로 밸런스 샤프트가 설계되는 이유를 로터의 동특성의 측면에서 검증하기 위해 동일한 엔진 사양에 대해 분포 질량의 형태로 제작된 기존의 밸런스 샤프트 제품을 참고 모델로 두고 집중 질량 형태의 밸런스 샤프트를 설계하여 비교하였다. 엔진에서 유발된 진동 성분이 회전 운동을 전달되는 경로로 전달된다는 경계조건을 이용하여 밸런스 샤프트의 내구해석을 수행한 후 집중 질량 모델이 동특성 측면에서 우수함을 보였다. 본 연구에서 제안된 설계 모델은 일반적으로 많은 수요를 가지고 있는 4기통 디젤엔진에 장착되고 있는 2개의 로터로 이루어진 밸런스 샤프트 모델이다.

2. 밸런스 샤프트의 초기 모델 선정

2.1 불평형 질량에 따른 모델 선정

동일한 엔진 사양에 대해 집중 질량 형태의 밸런스 샤프트의 초기 모델을 2가지로 구성하였다. 초기 모델들은 구동기어의 반대쪽 베어링 부분에 2개의 불평형 질량을 집중 질량 형태로 설계한 것으로, 엔진 사양으로부터 예측되는 불평형량을 계산한 후 단면이 반원 형태로 가정한 다음, 동일한 불평형량이 유발되도록 설계하였다. 아래 식 (2.1)은 엔진 제원으로부터 밸런스 샤프트에서 보상해야 하는 불평형량을 계산하는 기본 공식이다.

$$MR' = \frac{\bar{h}}{2\lambda} \quad (2.1)$$

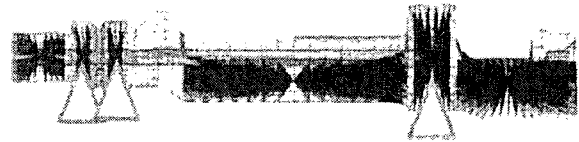
여기서, \bar{h} 는 회전 자유력, λ 는 r/l 의 관계를 가진 상수로써 r 은 크랭크샤프트 회전반경, l 은 크랭크샤프트와 피스톤까지의 거리를 나타낸다.

밸런스 샤프트 로터의 설계는 하우징 및 주변 부품의 설계를 결정하는 중심적인 역할을 수행하기 때문에 설계과정에서 가장 중요시 되는 집중 질량의 분포와 형태 선정, 베어링 접촉부의 위치 선정을 가장 우선적으로 고려하였으며, 윤활 방식에 따라 축의 형상을 중공축으로 설계하였다.

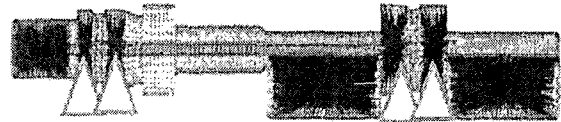
Fig. 1에 (a)는 본 연구에서 선정한 기본 로터의 형상으로 집중질량의 분포가 로터 전체에 고루 분포되어 있다. (b)에 나타난 모델은 기본 로터의 집중질량을 길이 52mm, 지름 46mm의 집중 질량을 뒤쪽의 베어링을 중심으로 하여 균등하게 분포하도록 설계하였다. (c)에서는 (b)의 설계된 로터에 리브(Rib)를 보강하여 로터를 설계 하였다.

Fig. 1의 유한요소 모델과 같이 불평형 질량의 분포가 다른 로터일 경우일지라도 로터 전체의 자유력은 3가지 모델이 모두 동일하게 가진다. 앞서 도시한 바와 같이 불평형 질량의 질량 크기가 같다 하더라도 분포의 형태에 따라 동

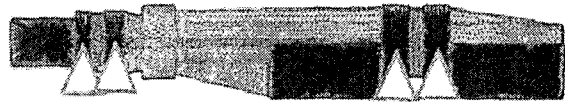
적 거동에 차이를 일으키기 때문에 불평형 질량의 위치 선정과 분포형상 결정이 중요하다. Fig. 2에서는 위 유한요소 모델에 대한 등가모델을 구성하였다. 등가 모델에서 보여지는 바와 같이 불평형 질량의 분포 형태는 자유력에 관여하지 않기 때문에 불평형 질량의 분포형태와 위치 선정은 자유력과 별개의 문제로 봐도 무관하다.



(a) Original model

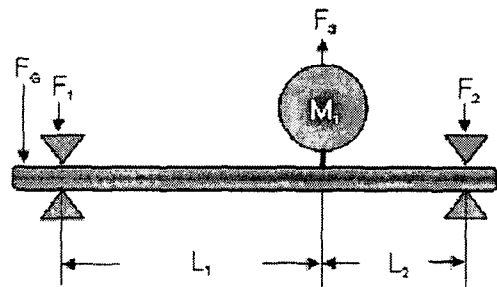


(b) Modified Model I

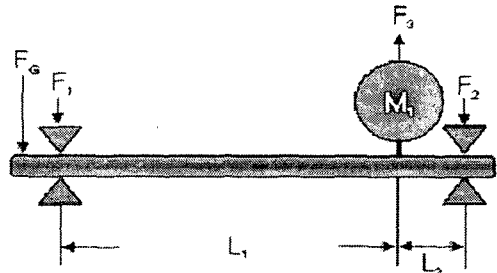


(c) Modified Model II

Fig. 1 3D balance shaft model



(a) Original model



(b) Modified model (I, II)

Fig. 2 Equivalent mass model

2.2 유한요소 모델

밸런스 샤프트 로터의 3차원 형상 데이터를 바탕으로 유한요소 모델을 구성하였다. Altair HyperMesh를 이용한 요소화 작업을 수행하여 먼저 질점(Node)과 요소(Element)를 생성한 다음 각각의 단품에 대하여 Table 1에서 나타낸 바와 같이 탄성계수, 프와송 비, 밀도 등의 재료 물성치를 부여하여 최종적인 유한요소 모델을 구성한다.

Table 1 Material of balance shaft



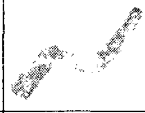
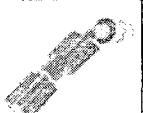

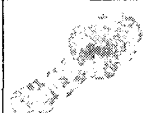
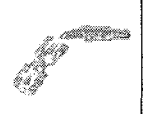


E (GPa)	Poisson's ratio	Density (g/cc)
187	0.29	7.61

3. 밸런스 샤프트 모델의 모달 해석

3.1 모달 해석 결과

참고 모델을 포함한 서로 다른 불평형 질량의 형상을 가지는 밸런스 샤프트들은 회전 시 동일한 불평형량을 형성시키지만 동적 거동 측면에서는 동일하지 않다.

Table 2 Mode analysis of the balance shaft

	mode.1	mode.2	mode.3
Original Model			
Frequency [Hz]	1347	1672	3493
Modified Model			
Frequency [Hz]	957	966	2836
Modified Model			
Frequency [Hz]	1111	1732	3809

본 논문에서는 서로 다른 모델들에 대해 동적 거동을 알아보기 위해 모달 해석을 수행하였다. 앞서 구성한 유한요소 모델을 이용하여 모달 해석을 수행하였으며, 획득된 모달 정보는 Table 2에 나타내었다. 또한 각각의 모델들에 대해 획득된 모드 형상 중 가장 낮은 주파수에 대해 나타낸

것이다.

모드 정보는 크게 공진점 검출 및 각각의 공진점에 상응하는 모드 형상 정보로 나누어지는데, 전자의 경우에는 현재 발생하는 진동과의 상관성을 파악하는데 필요하며 후자의 경우에는 밸런스 샤프트의 하우징 및 베어링과 같은 주변 요소들을 설계하는데 중요한 자료를 제공하게 된다.

3.2 동적 거동 비교

기본 모델의 경우 분포 질량 형태로 불평형량이 존재하기 때문에 굽힘 강도가 집중 질량 형태의 경우보다 높다. 그러므로 모달 해석을 수행한 결과 1차 공진점이 기본 모델의 경우가 설계된 모델들에 비해서 높게 나타났다. 작동 영역의 주파수 대역이 1차 공진보다 낮기 때문에 공진 주파수 대역의 관점에서는 기본 모델의 경우가 그렇지 않은 경우보다 우수하다고 볼 수 있다. 그러나 이러한 관점은 부품 진동 및 내구 조건을 고려하지 않은 고유한 동적 특성이기 때문에 대결론이 될 수는 없다. 또한 작동 영역의 주요 주파수 대역이 100 Hz 근방에서 나타나고 있음을 고려할 때 새로 제작된 모델의 1차 공진점도 주요 회전 주파수와의 연관성을 무시할 수 있을 정도로 높기 때문에 모달 해석 자체의 결과는 주요한 요소가 될 수 없다.

4. 밸런스 샤프트 로터 구조해석

본 연구에서는 밸런스 샤프트 로터의 구조해석 모델을 구성하기 위하여 2장에서 구성한 3차원 형상모델 및 유한요소 모델을 바탕으로 경계/하중조건을 추가하여 구조해석 모델을 구성하였다.

각 밸런스 샤프트 로터는 1개의 기어 체결부와 2개의 베어링 접촉부를 가진다. 로터의 하중은 기어 체결부와 집중 질량의 무게 중심위치에 하중을 부여 하였다.

4.1 구조 해석 모델 구성

밸런스 샤프트 로터의 구조해석을 위해 앞서 생성한 유한요소 모델을 이용하여 로터의 기어 체결부, 베어링 접촉부, 집중 질량의 무게 중심점을 찾아 MSC/Nastran Rigid 요소를 사용하여 경계조건을 부여하였다. 구조해석을 수행한 로터의 경계 조건은 Fig. 3에 나타내었다.

4.2 구조 해석 결과

로터의 구조해석 과정에서는 4개의 베어링 접촉부위에 SPC 요소를 사용하여 회전자유도만을 주었고, 기어의 체결 부위와 불평형 질량에 대하여 하중을 가하였다. 3개의 모델에 대하여 구조해석을 수행한 결과는 Fig. 4와 같다. 본 연구에서 기본 모델로 선정한 로터에 하중을 부가할 경우 앞쪽 베어링과 로터의 집중 질량의 경계가 되는 부근에서 가장 크게 Von-Mises 응력이 발생하였다. 로터의 집중 질량

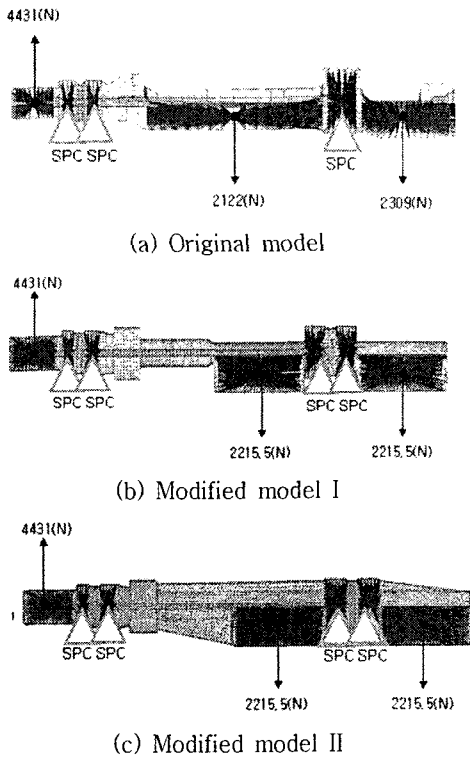


Fig. 3 Constraints of Balance Shaft

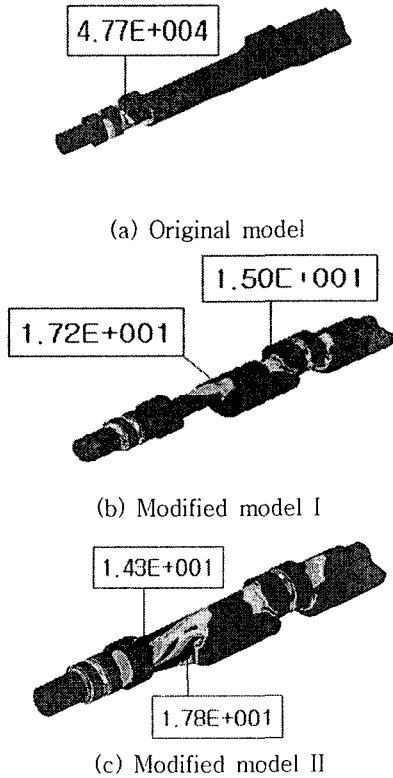


Fig. 4 Von-Mises Stress of rotor

의 분포형상을 변경한 모델의 경우 Von-Mises 응력은 축과 집중질량의 경계 부근에서 상대적으로 크게 발생하였으나 전반적으로 높은 응력집중은 생기지 않아 안정적인 결과를 나타내었다. 리브 형상을 추가하여 구조해석을 수행한 모델의 경우 로터 전체에 Von-Mises 응력이 고루 분포하였으며 리브가 없는 로터에 비해 Von-Mises 응력이 상대적으로 작게 발생 하였다.

4.3 최종 모델 선정

위 구조해석 결과에서와 같이 집중질량이 로터 전체에 고루 분포하여 있는 경우 보다 집중질량이 베어링을 중심으로 하여 양쪽으로 동일하게 분포하여 존재하는 경우의 로터가 구조적 측면에서 더욱 강성이 높다. 또한 동일한 집중 질량의 모델에 대해서도 리브를 통해 강성이 보강된 모델의 경우가 원래의 모델에 대해서 응력 집중도가 낮게 나타남을 알 수 있다.

구조해석의 경우에는 리브의 존재 여부가 샤프트 강성에 크게 영향을 미치지 않았으나 로터의 특성상 장시간 동안 회전운동을 하면서 굽힘응력이 가해지기 때문에 보강제의 고려 유무는 생산 단계의 가공비와 해석 및 시험을 통해 확보된 성능 향상 정도를 모두 고려하여 결정할 수밖에 없다. 다음 장에서 수행하는 내구해석을 통해 최종 모델을 얻어내기 위해 집중 질량으로 구성된 2가지 모델을 선택한 후 내구해석을 수행하였다.

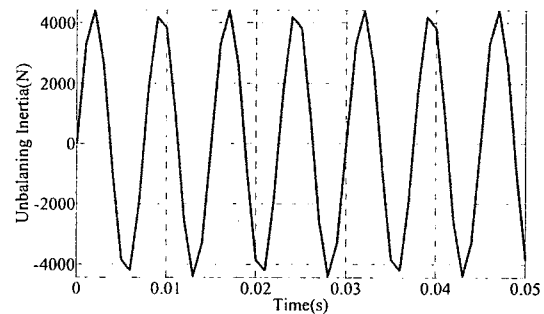
5. 밸런스 샤프트 로터 내구해석

내구해석은 최종적인 로터 모델을 선정하기 위한 최종 단계이다. 구조해석의 경우는 최대 응력에 대해서 대상 부품이 반응하는 응력 집중의 위치 및 보강 정도의 단서를 제공하기 위한 과정이었지만 내구 해석의 단계는 이론상으로 최종 모델을 선정하기 위한 보다 높은 단계의 해석 과정이다. 내구해석의 입력 가진 프로파일은 임의의 프로파일을 생성하여 대상 부품에 하중 요소로 사용하는 방법이 있으며, 실제 대상 부품에 대해 측정된 데이터를 이용하여 해석상의 모델에 대해 내구해석을 수행할 수 있다. 본 논문에서는 크랭크샤프트로부터 발생하는 상하 방향의 관성력을 제외한 모든 진동 및 하중을 제외하고 있는 바, 회전요소에 의해 명확하게 예측 가능한 관성력 성분들을 고려하여 전자의 해석 방법을 따르도록 한다.

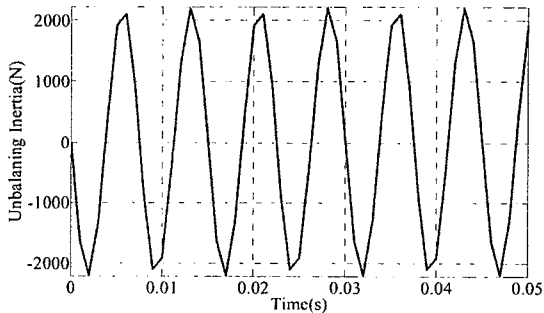
5.1 입력 가진 프로파일 생성

크랭크샤프트의 회전 운동과 피스톤부의 상하 왕복 운동에 의해 회전 주파수에 대해 2차 관성력이 발생되며, 밸런스 샤프트는 그와 동일한 관성력을 위상이 180° 차이가 나는 형태로 발생시키기 때문에 전체적인 진동 성분이 저감된다. 엔진 자체에서 발생한 관성력이 밸런스 샤프트와의 연

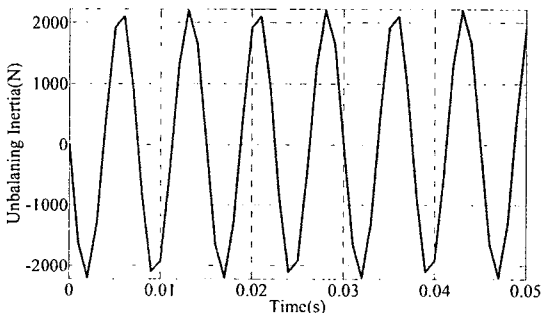
결 요소에 의해 완전히 전달된다고 가정하면, 베어링 연결 부분의 자유도를 제한한 상태에서 아래 Fig. 5의 입력 가진 그래프를 생성시킬 수 있다. 짧은 구간에 대해 가진 프로파일을 선정한 다음 획득된 내구결과를 전체 가진 시간에 대한 결과로 유출하는 형식으로 내구해석을 정리하였다. 아래 그림 Fig. 5는 서로 다른 위치에 대해 계산된 가변 관성력 중 일부 부분을 도시한 그래프이다. 작동 회전수 중 가혹한 조건에서 내구해석을 수행하기 위해 크랭크샤프트가 4000 rpm으로 작동하는 상황에서 발생하는 2차 관성력을 고려하여 입력 프로파일을 생성한 것이다.



(a) Gear contacting point



(b) Center at one unbalanced mass



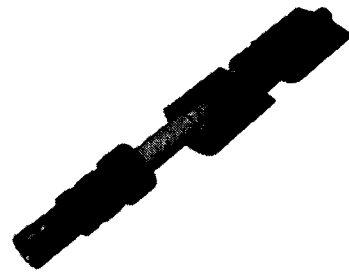
(c) Center at other unbalanced mass

Fig. 5 Input inertia force

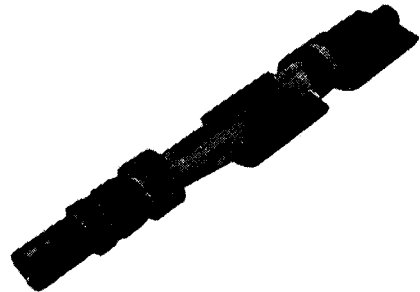
5.2 내구해석 결과

집중 질량의 형태로 구성된 2가지 모델에 대해 Fig. 5의 입력 프로파일을 이용하여 내구해석을 수행하였다. 해석을

수행하기 위해 모델의 경계조건은 구조해석의 경우와 동일한 조건이며, 동일한 재료 물성치에 대해 동일한 S-N 선도 값을 사용하였다. 아래 Fig. 6은 각각의 모델에 대해 획득된 내구해석 결과를 안전계수의 측면에서 도시한 그림이며, Table 3은 각각의 해석 결과 중 최대 집중 응력이 발생된 4개의 노드점에 대한 세부 응력값을 기술한 것이다. 안전계수의 값은 독자의 이해를 돕기 위해 역수의 값을 이용하였다.



(a) Modified model I



(b) Modified model II

Fig. 6 Result of fatigue analysis

Table 3 Result list at hot spot (reciprocal safety factor)

#	Model I	Model II
1	502.7	0.34
2	399.0	0.31
3	394.2	0.30
4	323.8	0.29

구조해석을 통해 응력 집중이 발생하는 부분으로 선정된 부분들에 대해 내구해석 결과도 동일하게 발생하였다. 다만 선정된 입력 하중 조건에 대해 'Model I'의 경우에는 내구성을 만족하지 못하고 파손이 일어날 것으로 예상된 반면, 강도개선이 이루어진 'Model II'의 경우에는 무한수명 결과를 도출하였다. Table 3은 안전계수의 역수의 값을 나타내는 것으로 '1'을 기준으로 내구손상이 일어나는 시점이 되며

기준 값을 넘어서는 순간부터 피로 손상도가 발생하여 Minor rule에 의해 중첩되는 피로도가 계산된다.

루게 분포되는 양상을 보였으며 내구적 측면에서도 기본 모델과 다르게 매우 안정 적인 결과를 얻을 수 있었다.

6. 구조 및 내구해석 결과에 대한 평가

후 기

밸런스 샤프트 모듈에 대한 동적 거동을 해석하는 단계에서 가장 어려운 부분은 크랭크샤프트의 회전 요소를 밸런스 샤프트로 전달하는 부분이다. 기어 혹은 체인에 의해 발생하는 고유한 현상에 대한 내용을 제외하더라도 상하 방향으로 발생하는 관성력의 많은 부분이 밸런스 샤프트로 전달되는 연결점일 뿐만 아니라 구동 토크의 변화가 그대로 전달되게 때문에 엔진까지의 모든 요소를 모델링하지 않는 상황에서 해석의 정확도를 높이기 위해서는 이 부분들에 대한 입력 하중 요소를 고려할 수밖에 없다.

이 논문은 산업자원부가 주관하는 자동차기반기술사업(저진동 친환경 차량을 위한 밸런싱 샤프트 개발)의 성과물로서 관계자분들에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

엔진의 불평형 관성력이 모두 크랭크샤프트와 밸런스 샤프트의 연결 부분에서 발생한다고 가정하고 해석을 수행한 결과 분포 질량으로 모델링된 기존의 사양은 연결부위와 가까운 부분에서 응력 집중 부위가 발생하여 구조적인 결함을 나타내었다. 질량이 반대에 집중적으로 위치시킨 모델들의 경우에는 직접적인 관성력 전달에 대한 가혹도와 순수한 회전 성분에서 발생하는 불평형 힘이 적절하게 분산되어 구조 성능을 만족시킬 뿐만 아니라 강성이 보강된 모델에 대해서는 내구 성능까지를 만족하였다.

- (1) Chan-Jung Kim, Bong-Hyun Lee, Dong-Chul Kim and In-Oh Jung, 2005, "Element Design of Balancing Shaft for Reducing the Vibration in Engine Module", Transactions of the KSNVE, Vol. 15, No. 11, pp. 1268-1275
- (2) Kwon-Hee Suh, Yoon-Ki Lee and Hi-Seak Yoon, 2000, "A Study on the Balancing of the Three-Cylinder Engine with Balance Shaft", SAE 2000-01-0601
- (3) David Meek, Martyn Roberts, 1998, "Balance Shaft Conversion of a Four Cylinder Engine", SAE 981084
- (4) James M. Gere and S. P. Timoshenko, 1999, "Mechanics of Materials", International Thomson Editores
- (5) St. Huegen, G. Warren, R. Menne, 1997, "A New 2.3L DOHC Engine with Balance Shaft Housing", SAE 970921

구조해석 및 내구해석 결과를 바탕으로 현재 집중 질량 형태로 설계가 이루어지고 있는 밸런스 샤프트 로터의 설계 추세가 생산 단가를 낮추기 위한 단편적인 이유를 벗어나 동적 거동 측면에서도 우수한 성능을 발휘하고 있음을 알 수 있다. 기어 및 체인의 연결 부분에서는 앞서 언급한 가변 관성력 및 토크가 연속적으로 발생하기 때문에 가까운 위치에 있는 로터의 부분이 불평형 질량이 대부분 존재하는 반대 부분에 대해 가혹도가 작다고 단정할 수 없다. 다만, 현재의 가진 조건에서 리브 등의 강성이 다수 고려되지 못한 모델들이 내구 성능을 만족시키지 못하기 때문에 엔진과 연결되는 부분에 대한 가혹도가 실제의 경우보다 높은지에 대한 실험적 검증이 필요하다.

4. 결론

밸런스 샤프트의 설계 과정 중 불평형 질량의 분포가 로터의 동적 거동에 미치는 영향에 중점을 두어 검토하였으며 불평형 질량의 분포 형상에 따른 로터의 내구성 측면에 대해 연구를 진행하였다. 밸런스 샤프트의 불평형 질량이 로터 전체에 고루 분포하여 있을 경우에는 로터의 공진 주파수가 높은 영역에 존재 하지만 베어링과 불평형 질량의 경계지점에 응력 집중이 생겨 내구적 측면에서 매우 취약하였다. 반면 집중 질량의 분포가 뒤쪽 베어링을 중심으로 분포한 경우 로터의 공진 주파수 대역은 떨어지지만 응력이 고