

기초강좌

기어장치의 소음진동에 관한 고찰(1)

박 노 길*

(부산대학교 기계공학부)

이번 강좌에서는 동력전달용 기어장치의 소음진동에 관한 기본적인 이해를 돕고자 기초적인 내용으로 1, 2강좌로 나누어 소개하고자 한다.

1. 머리말

인류는 오래 전부터 에너지를 이용하고자 노력하였다. 기어장치는 인간들이 확보한 기계 에너지를 효과적으로 활용하기 위해 고안된 장치로서 그 발명의 역사는 고대에서부터 시작된다. 1차 포에니 전쟁을 전후하여, 시라쿠스 왕은 종전 전함의 2배 크기로 건조하기로 하고 이를 추진한다. 그는 배를 건조하는 데 성공하였다. 그러나 너무 무거워서 배를 바다에 진수할 수가 없었다. 당시 유명한 아르키메데스의 도움을 받게 되었는데 그에 의해서 처음 발명된 기어장치는 바를콘이라는 하는 크레인이다. 이 기어장치는 세계 최초의 실용화된 웁기어시스템으로 알려지고 있다.

이후 로마 시대에는 대중교통 수단인 마차의

미터기에 기어장치가 등장하기도 했으며, 레오나르도 다빈치의 개인 노트에는 오늘날의 가장 발달된 장구형 웁기어가 스케치되어 있었다. 중세에는 도심지마다 설치된 대형 시계에 사이클로이드 기어장치가 장착되었다. 그러나 산업용으로 본격적으로 사용되는 시기는 산업혁명 이후, 자동차가 등장하기 시작한 19세기 말이다. 그 이후 눈부신 발전을 해온 기어 장치는 오늘날 21세기 현대문명을 이루기까지 3000년의 세월이 흘렀는데도 불구하고, 가장 효율적인 동력전달 장치로서 타의 추종을 불허하는 대표적인 기계 요소이다. 기어장치는 동력밀도가 다른 장치에 비해 매우 높고 고속회전에도 효과적이기 때문에 각종 운송 및 산업기계에 가장 적합한 기계요소인 것이 이미 잘 알려져 있다.

최근 기계가 기능화되고 고속화되면서 기어장치에서 발생하는 소음진동의 문제는 점점 심화되고 있다. 그런데 다른 기계장치와 달리 기어는 고도의 기하학적 및 기구학적인 특성을 지니고 있기 때문에 엔지니어들이 접근하기에 매우 까다로운 기술적 장벽이 존재한다. 이번 강좌는 기어장치의 기하학적/기구학적 특성을 소개하고 이들이 소음진동과 어떤 연관성을 가지고 있는지를 살피고자 한다.

제 1강좌에서는 현재 산업계에 널리 사용되는

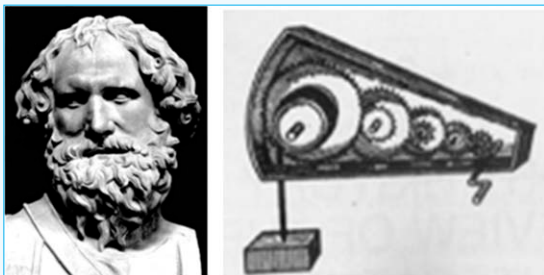


그림 1 아르키메데스와 바를콘

* E-mail : parkng@pusan.ac.kr / Tel : (051) 510-2325

기초강좌

평행축 기어장치의 대표적인 치형이 소개되고 그 치형이 소음진동과 어떤 연관성을 가지고 있는지와 이에 대한 대응책들이 개괄적으로 다루어진다. 제 2강좌에서는 베벨기어, 워기어 및 하이포이드기어와 같은 비평행 축 기어장치의 소음진동 특성들이 소개된다. 이들은 제 1강좌의 평행축 기어장치과는 색다른 특성을 가지고 있기 때문에 소음진동 대응에 있어서도 별도의 방식이 취해진다.

2. 기어의 기하학적 및 기구학적 특성

(1) 기어의 치형과 진동과의 관계

기어는 축에 고정되거나 베어링 지지되고 한 쌍의 기어가 서로 맞물려 돌아가면서 다른 축에 동력을 전달하는 역할을 한다. 이 때 서로 물리는 부분에서 특수한 형태의 곡선 혹은 곡면이 형성되어 양 기어가 원활하게 물려 돌아갈 수 있도록 치형이 구비되어 있다. 동력 축은 평행 축과 비평행 축으로 나누어지며 비평행축은 다시 교차 축과 비교차 축으로 세분된다. 평행 축을 잇는 기어요소에는 스퍼기어와 헬리컬기어, 교차 축을 잇는 기어에는 베벨기어, 그리고 비교차 축을 잇는 기어에는 워기어와 하이포이드기어가 사용된다.

산업용에 사용되는 스퍼 및 헬리컬기어의 치형은 인볼류트 치형이다. 원통에 감겨진 테이프를 팽팽하게 장력을 준 상태에서 풀었을 때 테이프 모서리가 그리는 궤적이 인볼류트 기어의 치면으로 사용된다.

두 기어가 결합되면 치 접촉선이 형성되는데 물려 돌아가면서 접촉선의 위치가 변한다. 이 접촉선의 궤적을 작용면이라 한다. 인볼류트 기어에서 가장 큰 특징은 그림 3과 같이 작용면이 공간 상의 일정한 평면을 이룬다는 사실이다. 이것

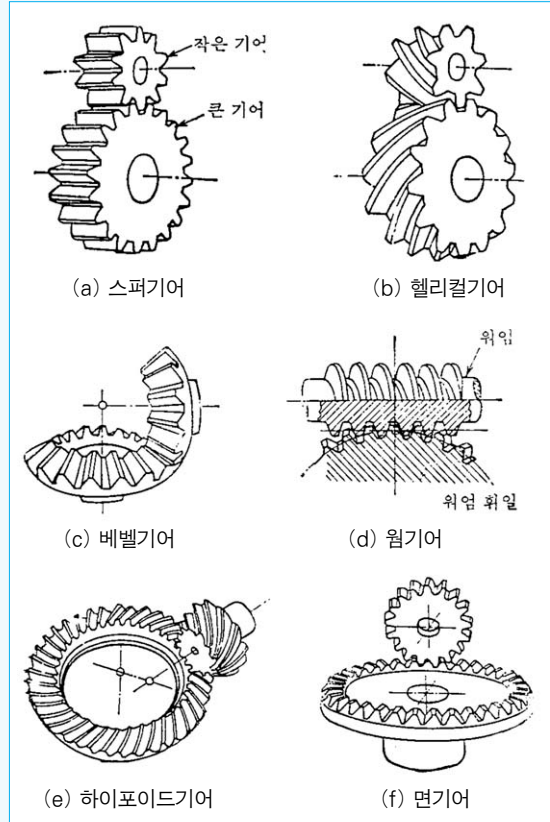


그림 2 기어의 종류

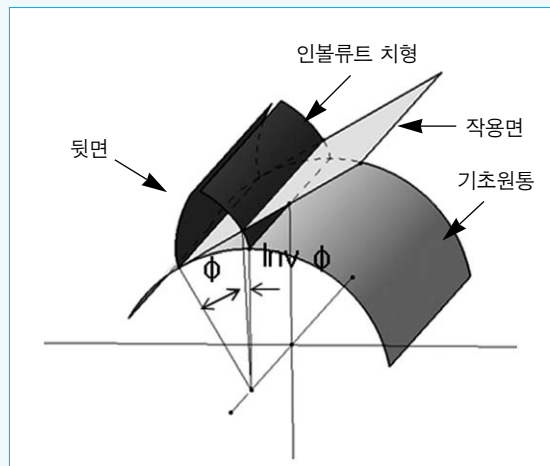


그림 3 인볼류트 치형(스퍼기어)

기초강좌

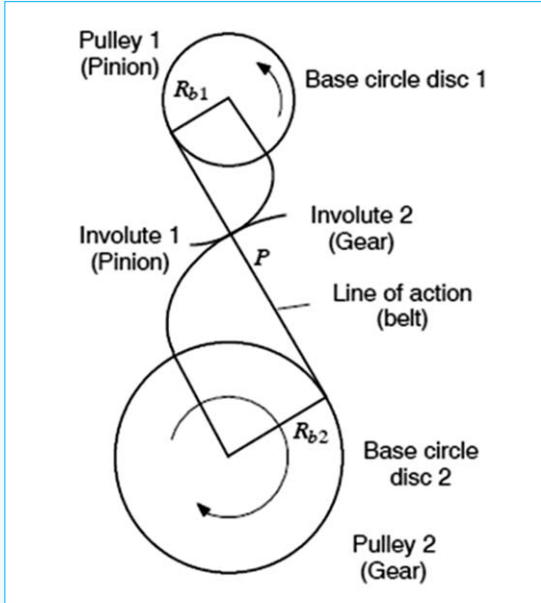


그림 4 인볼류트 치형의 결합

을 기구학적으로 동일한 거동을 하는 풀리-벨트 장치로 바꾸어 생각할 수 있다. 그림 4에서 양 기어에서 각각 형성된 인볼류트 곡선이 만나는 공통접선을 그리면 두 기초원 사이를 잇는 공통접선이 형성되는데 이는 마치 엇걸기 벨트-풀리 장치와 일치한다.

벨트-풀리장치는 축간거리가 변동하더라도 속도비는 유지되면서 돌아가는데 인볼류트 기어의 경우도 동일한 특성을 가지고 있다. 이러한 특성이 고체접촉하는 기어 물림에서도 동일하게 나타난다는 것이 매우 특별한 경우이다.

그림 5는 인볼류트 기어쌍에 축간거리 오차가 발생하였을 때, 기어 물림이 재 조정되어 속도비 변화에 아무런 영향을 주지 않는 물림 메커니즘을 보여주고 있다. 오차 발생전후의 인볼류트 치형의 물림에서 접촉선의 위치 변화 외에는 기구학적 특성변화가 없음을 보여준다.

평행축 기어장치에 사용되는 치형에는 인볼

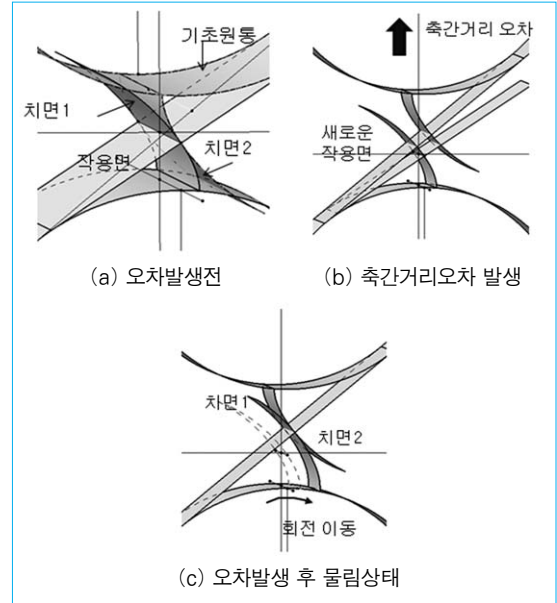


그림 5 인볼류트 기어와 축간거리 변화

류트 치형외에 사이클로이드 치형이 있는데 이 치형은 인볼류트 치형이 발명되기 300년 전인 16세기부터 시계의 부품으로 사용되고 있던 치형이다. 그런데 사이클로이드 치형은 축간거리 오차에 매우 민감하다. 산업화가 되고 동력전달 장치에서 고하중/고속의 추세가 가속화되면서 사이클로이드 치형으로는 발생하는 소음진동 문제를 감당할 수 없게 되었다. 결과적으로 인볼류트 기어가 사이클로이드 기어를 대신하게 되었다.

기어장치에서 치형의 특성은 소음진동 메커니즘에서 가장 결정적인 역할을 한다. 따라서 기어장치에서 소음진동을 다루고자 할 때 치형 특성을 제쳐놓고 진동 모델링과 해석/측정에만 매달리는 것은 실제 문제 해결에 거의 도움이 되지 않는다는 사실을 알 수 있다. 이러한 사실은 평행축 기어장치에서보다 비평행축 기어장치에서 더욱 그러하다. 제 2강좌에서 구체적으로 다루겠지만,

비평행축 기어장치에서 사용되는 기어 치형은 인블류트 치형과 같은 특성을 가지고 있지 못하다. 즉, 축정렬오차를 흡수할 수 없는 치형이다. 따라서 약간의 축정렬오차에도 매우 민감하게 반응하여 비평행축 기어장치에서는 평행축 기어장치보다 소음진동이 잘 잡히지 않는다. 더군다나 치형에 대한 사전지식이 부족하게 되면 서로 맞지 않는 치형을 결합하는 실수를 종종 범하게 되어 과도한 소음진동을 야기시키는 결과를 낳는다. 그런 경우에도 엔지니어들은 부적절한 치형 결합에 원인을 두지 않고 공진 회피나 다른 과도한 진동원 저감 방안에만 몰두하는 경향이 있어 좀처럼 진동이 잡히지 않는 경우가 매우 흔하게 발생된다.

평행축 기어장치에 사용되는 또 다른 기어는 헬리컬기어이다. 헬리컬기어는 축단면 상의 모양으로 보았을 때 스퍼기어와 동일한데 축방향을 따라 일정비율로 비틀려진 기어 형상이라고 보면 된다. 헬리컬기어 치면은 모서리가 사선방향으로 잘려진 테이프가 원통으로부터 풀려나가면서 그리는 궤적을 치면으로 사용하는 경우이다. 헬리컬기어는 소음진동 측면에서 스퍼기어와 동일한 특성을 보유하고 있다. 그것은 비록 치면 형상이 비틀어진 인블류트 치면이지만 치접축선의 궤적인 작용면이 스퍼기어의 그것과 동일한 형태를 형성하기 때문이다.

헬리컬기어가 스퍼기어와 다른 점은 한 쌍의 치접축의 유지 시간이 연장된다는 점이다. 그리고 치면 접촉부에서의 공통 법선이 스퍼기어의 그것과 비교하여 헬리컬 각도 만큼 기울어져 형성된다는 것이 다른 점이다. 이러한 몇 가지의 다른 특성들이 두 기어장치의 소음진동 특성에서 서로 다른 모습을 보여주고 있다. 일반적으로 헬리컬기어는 하중 분배효과가 개선되었으므로 소음진동에 보다 유리하다. 따라서 정속을 요하는

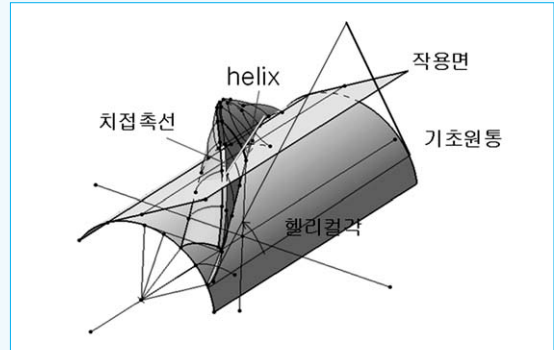


그림 6 헬리컬기어의 치면과 작용면

고속 기어에는 스퍼기어보다 헬리컬기어가 더 많이 사용된다.

3. 평행축 기어장치의 소음진동 특성

(1) 기어장치

기어는 상자 안에 밀봉되어 있는 경우가 대부분이다. 그것은 먼지나 이물질이 치면에 끼이는 것을 방지함은 물론 윤활유를 공급하여 마찰손실을 최소화하고 열확산과 원활히 하고자 하는 목적이 있다. 따라서 감속기, 증속기 혹은 모든 변속기를 기어장치이라 칭한다. 기어장치의 구성요소는 기어 요소, 케이스, 베어링, 축, 기어상을 설치하는 방진구, 그리고 외부 축과 연결하는 커플링으로 되어 있다. 그 밖의 유압장치나 액세서리가 추가될 수 있다. 진동모델은 동력계 전체의 시스템 특성이기 때문에 기어열 일부에 대해서만 진동 분석하는 것은 의미가 없다. 이 강좌에서 언급하는 기어장치는 상기 6 가지 구성요소를 포함한 기어상자를 의미한다.

기어장치는 저속, 중속, 고속의 모든 영역에 노출된 광범위한 운전속도를 가지고 있는 것이 특징이며 전체적으로 강성이 높은 구성요소를 가지고 있다. 그리고 치접축부의 복잡한 운동이 수

기초강좌

반되어 있다. 베어링의 거동 역시 기어장치의 진동 특성에 중요한 영향을 준다. 그렇지만 기어 박스의 진동에 가장 결정적인 역할을 하는 부분의 기어 치접촉부이다.

(2) 기어장치의 진동원

동력계는 동력원과 부하를 연결해 주는 장치이므로 동력원 요소와 부하 요소에 대하여 진동 모델 안에 포함해야 할지의 여부는 해석자의 판단에 따른다. 진동의 어떤 특성을 보고자 하는지의 방향 설정에 따라 결정되는데 만일 동력원 혹은 부하와 기어 상자 사이의 진동 차단 장치가 잘 구비된 경우라면 기어 상자 자체만을 기어장치으로 간주하여도 무방할 것이다. 그리고 기어 상자는 거의 대부분 프레임에 지지되어 있는데 이를 기어 상자 마운트 시스템이라 한다. 이 마운트 시스템의 포함 여부도 해석자의 판단이 필요하다. 이상의 내용은 비단 기어장치가 아니라도 진동 해석 모델링에서는 기본적인 사항이기 때문에 진동에 관한 기본 지식을 갖춘 엔지니어 입장에서는 특별한 고려 사항은 아니다. 그러나 기어장치만이 가지고 있는 특성 몇 가지를 정리하고자 한다.

기어 상자 외부로부터 들어오는 가진원은 동력원 측에서 전달되는 주기적 토크 리플이 있고 부하측에서 전달되는 부하 가진 토크가 있다. 그러나 무엇보다도 기어 내부에서 자체적으로 발생하는 진동원의 발생 메커니즘을 파악하는 것이 중요하다. 이러한 기어 내부 가진원에 의한 진동은 기어 소음진동의 주류를 이루고 있고 대체로 고주파 영역의 스펙트럼을 형성하는 것이 특징이다.

가장 중요한 가진원은 치형 오차로 인한 것이다. 인블류트 치형이 완전한 경우는 치형 오차로 인한 가진이 존재하기 않는다. 그러나 치형 절삭

과정에서 발생하는 가공오차는 필연적으로 존재한다. 그리고 치의 탄성 변형으로 인한 치 충돌을 방지하기 위해 취하는 치형 수정은 치형 오차의 주요 원인으로 작용한다. 치형 오차로 인하여 발생하는 기어 소음은 화인노이즈(whine noise)라 불리운다. 기어 소음에서 대표적인 또 다른 형태의 소음은 래틀노이즈(rattle noise)가 있는데 이것은 치형 수정이 잘 되지 않았거나 치의 굽힘 변형이 과도하여 기어 치가 서로 물려 돌아갈 때 시간차가 발생하여 주기적으로 충돌하는 현상이다. 래틀노이즈는 날카롭고 이빨 부딪히는 소리를 수반한다. 반면에 화인노이즈는 휘파람 소리같이 휘-하는 소리가 난다.

치형 오차로 인한 가진원은 물림주파수(mesh frequency) 혹은 치통과주파수(tooth passing frequency)를 기본주파수로 하는 주기적 가진이다. 만약 기어의 회전축이 3000 rpm(혹은 50 Hz)이고 잇수가 37개라 하면 치통과주파수는 축회전수에 잇수를 곱한 값이 된다. 따라서 이 경우는 50 곱하기 37, 즉 1,850 Hz이므로 이 정도이면 소음 영역에 속한다. 그리고 주기적 가진이기 때문에 기본주파수의 정수배에 해당하는 가진원도 동시에 동반하게 된다.

(3) 기어장치의 응답 특성

치형 오차로 인한 가진원을 수학적 모델로 표현하면 그림 7과 같다.

이상적인 인블류트 치형에서 벗어난 치형 곡선 오차에 의한 변위가진은 그림 7에서 캠 기구로 표현되었다. 치형수정 곡선이 주어지면 이를 수식화하여 스펙트럼 분석을 통해 구체적인 가진원을 수학적으로 정의할 수 있다.

물리고 있는 치는 기어의 회전체에 붙어있는 외팔보로 간주하여 스프링으로 모델링한다. 수학적 모델은 양 기어의 기초원 사이에 접선방향

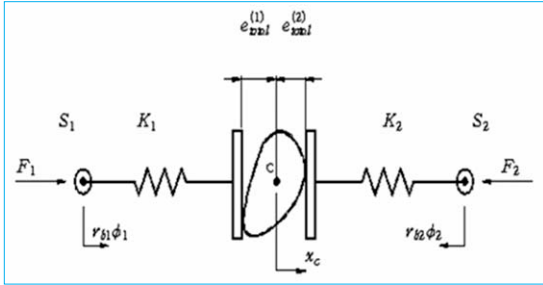


그림 7 인볼류트 치 접촉부의 진동모델

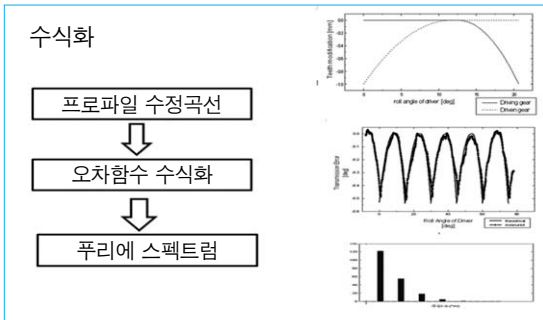


그림 8 치형 오차 함수의 수학적 모델

으로 묶여있다고 가정한다. 이 때 스프링은 작용면 상에 놓이도록 설정하며 그 방향은 치 접촉부의 법선 방향이다.

또한 외팔보로 모델링된 기어 치는 기어 물림의 접촉점이 변동하는 관계로 그림 10와 같이 한 물림주파수 주기 내에서 강성계수가 변하는 소위 시변특성을 갖는다.

이상으로부터 기어장치의 진동모델에서 두드러진 특성을 정리하면, 가장 영향을 주는 가진원으로서 물림주파수를 기본 주파수로 하는 치형오차가 변위가진으로 작용되고 있으며 치 접촉부의 등가 스프링 상수가 주기적으로 변하는 소위 시변특성을 갖는다. 이 때의 기본주파수는 물림주파수이다.

추가적으로 시변 치 강성계수는 기어의 회전불평형에 의한 가진주파수와 조화 결합하여 물림

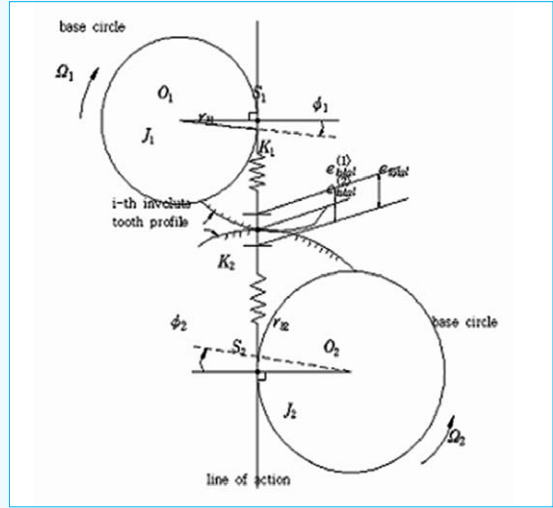
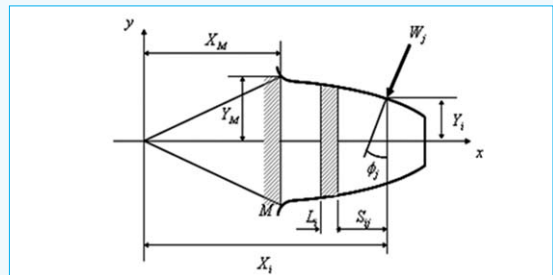
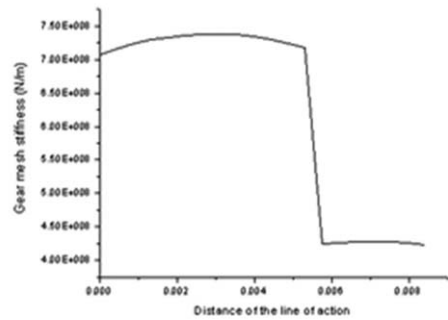


그림 9 기어쌍의 치 접촉부 진동모델



Involute gear tooth model of non-uniform cantilever beam



Meshing stiffness of sun and planetary gear
($Z_s = 20, Z_p = 42, \phi = 20^\circ$)

그림 10 시변 특성을 갖는 치 강성계수

기초강좌

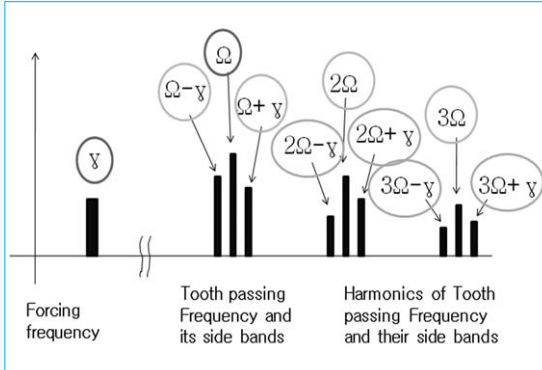


그림 11 치 강성계수의 시변특성과 파생되는 사이드 밴드 응답 스펙트럼

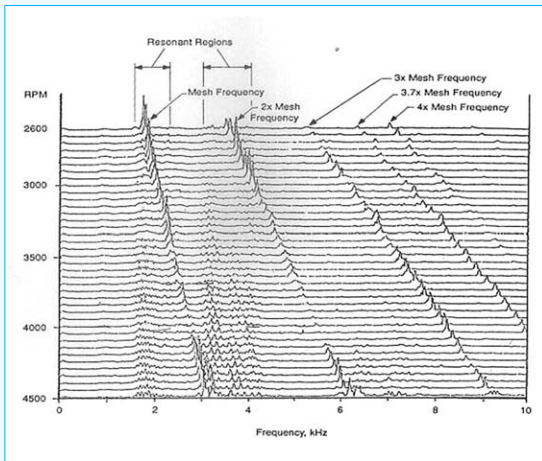


그림 12 기어소음 분석을 위한 waterfall map

주파수의 사이드밴드를 유발시킨다. 그림 10은 γ 값을 갖는 회전축의 진동수와 치 접촉부의 물림주파수 Ω 로부터 파생되는 사이드 밴드 진동 특성을 보여주고 있다. 만약 회전수가 1X인 구동축에서 구동기어의 잇수가 37이면 물림주파수는 37X이다. 따라서 치 강성 계수의 시변특성에 의해 추가적으로 발생하는 사이드 밴드 응답의 주파수는 $(37 \pm 1)X$, 즉 36X와 38X가 된다.

기어 상자 내부로부터 발생하는 가진주파수는

기어 쌍 마다 하나씩 발생하는 물림주파수와 그의 하모닉과 시변 치 강성계수의 조화결합으로부터 파생되는 사이드 밴드들이 다수 발생하기 때문에 캠벨 다이어그램을 통하여 공진 여부를 파악하여야 한다. 이 때 기어상자에서 발생하는 공진은 장치가 정지할 만큼의 큰 떨림이 아니라 정상을 오버하는 소위 이상진동, 즉 과도한 소음을 유발하는 수준이다. 따라서 기어 상자에서 발생하는 소음진동 측정에서 주파수 분석을 하고 응답 스펙트럼의 진동수로부터 이상 소음 진단을 추적하는 데는 회전축 가진 주파수, 치 통과 주파수와 그의 하모닉스, 그리고 회전축 가진 주파수와 물림 주파수 및 그의 하모닉스들의 조합으로 이루어진 다수의 사이드 밴드가 고려된다. 이와 같이 다수의 내부적인 진동원을 갖는 기어 소음을 다루는 효과적인 수단은 waterfall plots의 활용이다.

4. 맺음말

이상을 요약하면 다음과 같다.

1. 기어의 소음진동에 가장 영향을 주는 요소는 기어 치형이다.
2. 평행축 기어장치에서 인볼류트 치형은 축간 거리 오차를 흡수하는 특징을 가지고 있어서 소음진동 측면에서 가장 유리한 치형이다.
3. 평행축 기어를 제외한 비평행축 기어의 치형은 인볼류트 치형이 아니다. 축정렬 오차를 흡수할 수 없기 때문에 축정렬 오차에 매우 민감하게 작용한다. 따라서 베벨 기어, 워 기어 및 하이 포인드 기어의 경우는 축정렬오차 관리를 5배 정도 해야만 스피/헬리컬기어와 동등한 수준의 소음진동을 확보할 수 있다.
4. 기어박스 내의 주요 진동원은 치형 오차로 인한 변위 가진이다. 이로 인해 발생하는 기어 소

음을 화인노이즈라 칭한다. 이 변위 가진은 주기적 특성을 가지며 기본주파수는 치통과주파수이다. 치통과 주파수는 회전축 회전주파수에 기어 잇수를 곱한 값으로 주로 소음 레벨에 속한다.

5. 기어 소음에 래틀노이즈는 치형수정이 미흡하여 치 충돌에 의해 발생하는 경우이다. 적당한 치형 수정으로 개선될 수 있다.

6. 양 기어의 치접촉부는 탄성변형을 하는데 이 효과를 고려하기 위해 등가 스프링 상수로 모델링한다. 이 때 스프링 상수는 치통과주파수를 기본주파수로 하는 주기적 특성을 가지고 있다. 기어 구동축의 회전불평형 가진 주파수와 시변 치강성계수의 조화결합으로 치통과주파수의 사이드 밴드 응답특성이 추가적으로 나타난다. **KSNE**

참고문헌

- (1) Townsend, D. P., 1992, DUDLEY'S GEAR HANDBOOK, 2'nd edition, McGRAW-HILL, INC.
- (2) Buckingham, E., 1931, Dynamic Loads on Gear Teeth, American Society of Mechanical Engineers Special Publication.
- (3) Mitchell, L. D. and Mellen, D. M., 1975, Torsional-Lateral Coupling in a Geared High-speed Rotor System, American Society of Mechanical Engineers, 75-DET-75.
- (4) Lida, H., Tamura, A. and Oonishi, M., 1985, Coupled Torsional-flexural Vibration of a Shaft in a Geared System, Bull. JSME, Vol. 28, pp. 2694~2698.
- (5) Schwibinger, P. and Nordmann, R., 1988, The Influence of Torsional-lateral Coupling on the Stability Behavior of Geared Rotor System, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 110, pp. 563~571.
- (6) Choy, F. K. and Ruan, Y. F., 1993, Modal Simulation of Gear Box Vibration with Experimental Correlation, Journal of Propulsion and Power, Vol. 9, No. 2, pp. 301~306.
- (7) Kahraman, A., 1994, Dynamic Analysis of a Multi-mesh Helical Gear Train, Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, Vol. 116, pp. 706~712.
- (8) Neriya, S. V., Bhat, R. B. and Sankar, T. S., 1988, On the Dynamic Response of a Helical Geared System Subjected to a Static Transmission Error in the Form of Deterministic and Filtered White Noise Input, ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 110, pp. 501~506.

편집자주) 비평행 축 기어시스템의 소음진동 특성에 대해서는 4월에 발행될 학회지 23권 2호에 게재될 예정이다.

[기획 : 정의봉 편집위원장 wbyeong@pusan.ac.kr]