한국마린엔지니어링학회지 제30권, 제8호, pp. 843~852, 2006. 11 (ISSN 1226-9549)
Journal of the Korean Society of Marine Engineering

고속 선박용 변속장치 개발

김인환* · 이형우†

(원고접수일 : 2006년 9월 5일, 심사완료일 : 2006년 11월 14일)

Development of A transmission for High-Speed Ship

In-Hwan Kim* · Hyoung-Woo Lee†

Abstract : Vibration/noise analysis as well as strength of planetary gear train are considered in order to develop a transmission for a high-speed ship. The vibration model of a gear pair is developed with considering the elastic deformation of the active teeth and the body to be a rigid. Excitation forces of the transmission system are considered as the mass unbalance of the rotors, misalignment and a function of gear transmission error which comes from the modified tooth surface. A Campbell diagram, in which the excitation sources caused by the mass unbalance of the rotors, misalignment and the transmitted errors of the gearing are considered, shows that, at the operating speed, there are not the critical speed.

Key words : Planetary gear train (유성기어열), Vibration (진동), Transmission(변속기), Critical speed (위험속도), Transmission error (치합전달오차)

1. 서 론

선박의 주요 동력장치인 변속기는 엔진의 고 출력화, 고강도, 소형/경량화 지향과 동시에 쾌적함과 안락함의 욕구를 충족시켜주기 위한 소음, 진동을 고려한 설계 기술이 필요하다.

선박용 변속장치는 기어 연쇄, 축, 베어링, 로터(클러치)를 포함하는 기어-로터 시스템과 케이스부로 구성되어 있다. 최근 연구 동향을 살펴 보면, Choy[1]는 굽힘과 비틀림이 연성된 3단 스퍼어기어-로터 시스템에 대하여 동역학 모델을 개발하여 질량불평형을 가진원으로 하는 과도해와 정상상태 응답을 산출하였다. 또, Choy[2]는 1단 평치차를 가지는 감속기의 기어-로터-베어링 부분은 전달행렬법으로, 케이스부분은 유한요소로 모델링하여 케이스로부터 방사되는 구조진동을 실험과 비교하였다. Lida[3]는 평기어의 굽힘과 비틀림의 연성효과를 고려한 기어-축 시스템의 동력학 거동이 굽힘 및 비틀림을 비연성으로 단순화 시킨 모델의 결과와 다르다는것을 보였다. Schwibinger[4]는 평기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과가 기어-축 시스템의 안정성에 영향을 끼친다는 것을 보였다. Kahraman[5]은 1단 스퍼어 기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과를 고려하여 위험속도를 구하였고

† 책임저자(부산대학교 기계기술연구소), E-mail: leehwoo@gmail.com, Tel: 051) 510-1475
* 진주산업대학교 기계공학과

질량불평형, 치합전달오차에 대한 응답을 구하기 위해 유한요소법을 사용하였다. Lee[6]는 Hibner의 branch법으로 전달행렬을 구성하고 λ-matrix를 유도하여, 발전기용 8단 개스터빈의 비틀림에 대한 진동 및 소음원을 예측하였다. Cheng-Ho[7]는 임의의 자유도를 갖는 유성기어장치에 대해서 운동학적 구조를 분석하였다. M.Savage[8]는 선기어의 입력에 대하여 캐리어로 출력을 할 때 유성기어장치에 대한 신뢰성 모델을 제시하였다.

본 연구에서는 변속장치 사양을 기준으로 태양기어, 유성기어, 링기어 등의 기어시스템 요소를 설계하고, 변속장치의 진동특성 해석을 수행하였다. 기어요소 설계를 위해서는, 선박용 기어에 대한 IACS M56[9] 규격을 이용한 굽힘강도 및 면압강도해석을 수행하였다. 진동 특성해석을 위하여, 유성기어-링기어 및 선기어-유성기어 쌍에 대한 물림강성계수를 구하고, 기어접촉위치에 따라 변화하는 강성계수 값의 계산을 위해 기어 접촉 위치해석을 수행하였다. 또, 고속선박용 변속장치의 진동모델을 개발하고 위험속도 평가를 하였다.

2. 고속 선박용 변속장치 강도설계

본 연구에서는 고속 선박용 변속장치 강도설계를 위해서 이뿌리의 굽힘강도와 이 접촉면의 면압강도에 대해, 평기어 및 내접기어 강도 설계와 관련하여 선박용 기어에 대한 규격인 IACS M56[9]규격을 사용하였다.

2.1 기어 굽힘강도 설계

굽힘강도는 이뿌리에서의 균열발생과 관련된 피로 현상이다. 굽힘강도식은 기어 치가 기초에 단단하게 고정되었을 때 최대응력은 이뿌리의 필렛(fillet)에서 발생한다는 가정에 기초하고 있다. 굽힘강도 평가에서 위험 단면은 내접 포물선 법을 사용하는 AGMA에 비하여 IACS M56규격은 H. Hofer의 30°접선 법을 사용하여 결정한다. 최악하중의 작용 위치는 한 쌍의 기어의 이 물림에서 최고점을 최악하중 작용 위치로 사용한다.

굽힘강도 계산식은 다음과 같다.

$$\sigma_F = (F_t/b_{mm})\, Y_F Y_S Y_\beta K_A K_\gamma K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \le \sigma_{FP} \qquad (1)$$

여기서,

F_t: 접선방향 힘, b_{mm}: 치폭

Y_F: 치형계수(tooth form factor)

Y_S: 응력수정계수(stress correction factor)

Y_β: 비틀림각계수(helix angle factor)

K_A: 적용계수(application factor)

K_γ: 하중분배계수(load sharing factor)

K_V: 동적계수(dynamic factor)

$K_{F\alpha}$: 치폭하중계수(face load factor)

$K_{F\beta}$: 횡하중계수(transverse load factor)

허용응력 σ_{FP}는 다음과 같다.

$$\sigma_{FP} = (\sigma_{FE} Y_d Y_N / S_F)\, Y_{\sigma_T} Y_{R_T} Y_X \qquad (2)$$

여기서,

σ_{FE} : 허용굽힘응력

Y_d : 설계계수(design factor)

Y_N : 수명계수(life factor)

S_F : 안전계수

Y_{σ_T} : 민감도계수(relative notch sensitive factor)

Y_{R_T} : 표면계수(relative surface factor)

Y_X : 크기계수(size factor)

식(1),(2)에 의거하여 본 연구에서 적용한, 연속최대출력 2313kw, 구동축 최대 회전속도 2300 rpm인 선박용 변속장치의 기어 굽힘강도 설계 계수는 Table 1과 같다.

Table 2의 강도계산결과에 의하면 굽힘강도 σ_F는 허용응력σ_{FP} 보다 충분히 작으므로 굽힘강도에 대해서는 기어설계 사양이 만족함을 알 수 있다.

Table 1 Input parameters for IACS M56 bending stress analysis

Gear Factor	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
F_t (N)	93,590	93,590	93,590
b_{mm} (mm)	93	93	93
Y_F	0.6618	0.7714	0.238
Y_S	2.5450	2.4480	4.936
Y_β	1	1	1
K_A	1	1	1
K_γ	1	1	1
K_V	1.0054	1.0054	1.0054
$K_{F\alpha}$	1	1	1
$K_{F\beta}$	1.1	1.1	1.1
σ_{FE} (MPa)	450	450	450
Y_d	1	1	1
Y_N	1.13	1.13	1.13
S_F	0.775	0.775	0.775
Y_{σ_T}	1	1	1
Y_{R_T}	1.12	1.12	1.12
Y_X	1	1	1

Table 2 Calculated bending stress (MPa)

Stress	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
σ_F	312	350	218
σ_{FP}	735	735	735

2.1 기어 면압강도 설계

기어 이의 피팅(pitting) 현상은 피로 현상으로 고려된다. 초기 피팅은 국부적으로 과대응력이 작용하는 부분에서 일어나며 점차적으로 과응력 작용점이 닳아 없어지거나 하중이 재 분포됨에 따라 피팅은 중지된다. 면압강도해석의 목적은 설계 수명시간 내에는 현저한 피팅이 발생하지 않는 하중을 결정하기 위해서다. 면압강도식과 허용응력은 각각 다음과 같다.

$$\sigma_H = \sigma_{HO}\sqrt{K_A K_\gamma K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \le \sigma_{HP}$$
$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlim} Z_N / S_H) Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (3)$$

여기서,

σ_{HO}: 접촉응력(contact stress)

$K_{H\alpha}$: 치폭하중계수(face load factor)

$K_{H\beta}$: 횡하중계수(transverse load factor)

σ_{Hlim}: 허용접촉응력

Z_N : 수명계수(life factor)

S_H : 안전계수

Z_L : 윤활계수(lubrication factor)

Z_V : 속도계수(speed factor)

Z_R : 거칠기 계수(roughness factor)

Z_W : 경도비계수(hardness ratio factor)

Z_X : 크기계수(size factor)

이다.

식(3)에 의거하여 본 연구에서 적용한 변속장치의 면압강도 설계 계수는 Table 3과 같다.

Table 3 Input parameters for IACS surface stress analysis

Gear Factor	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
σ_{HO} (MPa)	1210	1210	1034
K_A	1	1	1
K_γ	1	1	1
K_V	1.0054	1.0054	1.0054
$K_{H\alpha}$	1	1	1
$K_{H\beta}$	1.1	1.1	1.1
σ_{Hlim} (MPa)	1560	1560	1560
Z_N	1.344	1.344	1.344
S_H	1.103	1.103	1.103
Z_L	1.1025	1.1025	1.1025
Z_V	0.9953	0.9953	0.9919
Z_R	0.98	0.98	0.98
Z_W	1	1	1
Z_X	1	1	1

Table 4 Calculated surface stress (MPa)

Stress	Sun gear	Planetary gear	Ring gear
σ_F	1273	1273	1088
σ_{FP}	2356	2356	2356

Table 4의 강도계산결과에 의하면 면압강도 σ_H는 허용응력σ_{HP} 보다 충분히 작으므로 면압강도에 대해서도 기어설계 사양이 만족함을 알 수 있다.

Table 5는 선박용 변속장치의 설계사양이며, Fig. 1, Fig. 2는 3차원 모델링 형상이다.

Table 5 Design parameters of transmission

Transmission specifications				
power	speed of engine	speed ratio		
2313 kw	2300 rpm	1.18~3.15		
Gear specifications				
gear element	module (mm)	pressure angle(°)	face width	number of teeth
Sun gear	6	20	93	34
planetary gear	6	20	93	18
ring gear	6	20	93	71

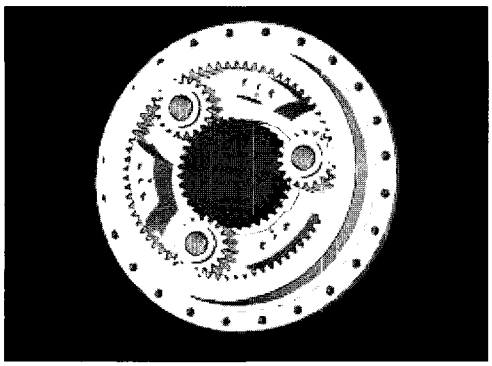

Fig. 1 3D modeling of a planetary gear system

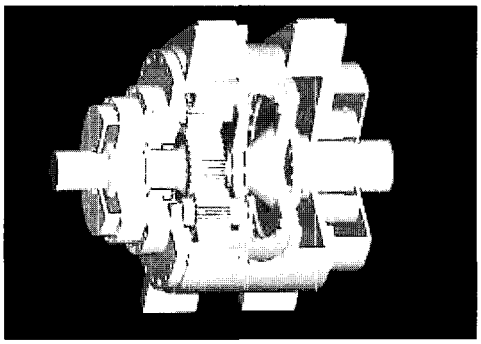

Fig. 2 3D modeling of a transmission for high-speed ship

3. 변속장치의 진동특성 해석

3.1 기어물림 강성해석

기어 시스템에 대한 치 접촉부의 진동모델은 흔히 치의 탄성변형을 고려하여 등가스프링 모델로 설정하게 된다. 이때 계산되어야 할 것은 등가스프링 계수의 값인데 이를 치형강성계수라 한다. 그런데 기어 쌍의 치 접촉위치변화에 따라 강성계수는 변화되므로 이를 고려할 경우 치 접촉부 강성계수는 주기적으로 변하게 된다. 따라서 기어 시스템의 진동모델에 치형강성계수의 시간적 변화를 고려할 경우, 보다 정확한 진동모델이 되며 따라서 보다 정확한 진동거동을 해석할 수 있게 된다.

3.1.1 기어 치 변형 해석

기어의 치변형량을 계산하기 위해 Tavakoli와 Houser의 방법을 사용하고, 치면에서의 Hertz의 접촉응력에 의한 변형량을 고려한다. 이 방법은 다음 세가지 변형량을 고려한다.

(1) 기어치를 외팔보로 보았을 때의 굽힘과 전단에 의한 변형
(2) 기어 몸체의 강체 회전에 의한 변형
(3) 헤르쯔 접촉응력에 의한 국부 변형

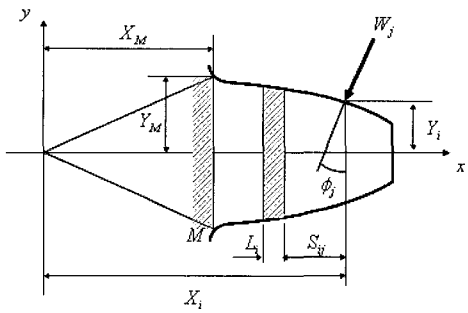

Fig. 3 Involute gear tooth model of non-uniform cantilever beam

굽힘과 전단에 의한 기어치의 변형량은 기어치를 Fig. 3과 같은 비균일 단면의 외팔보로 가정한 후, 접촉 구간을 여러 개의 직사각형 단면 미소 요소로 나누어 각각의 미소요소에서의 변형량들을 합하여 구한다. 각각의 미소요소는 왼쪽면이 고정되어 있고

오른쪽 면에 인접한 부분은 강체부가 질량으로 되어 있다고 본다. 따라서, 기어 치에 작용하는 힘을 미소 요소의 오른쪽 면에 작용하는 등가의 힘과 모멘트로 바꿀 수 있다.

미소 요소의 굽힘에 의한 변형량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_{ti} = \frac{W_j \cos(\phi_j)}{6 E_e I_i} (2 L_i^3 + 3 L_i^2 S_{ij})$$

$$D_{mi} = \frac{W_j (S_{ij} \cos(\phi_j) - Y_j \sin(\phi_j))}{2 E_e I_i} (L_i^2 + 2 L_i S_{ij}) \quad (4)$$

여기서,

D_{ti} : 기어 치면의 수직방향 하중에 의한 굽힘 변형량

D_{mi} : 기어 치면의 모멘트에 의한 굽힘변형량

W_j : 치면 접촉점에 작용하는 수직하중

E_e : 유효 탄성계수

I_i : 미소요소의 왼쪽과 오른쪽 면의 평균 관성 모멘트

ϕ_j : 접촉점에서의 압력각

L_i : 미소요소의 단면적

S : 작용하중의 모멘트

이다.

미소 요소의 전단에 의한 변형량은 다음과 같이 나타낼 수가 있다.

$$D_{si} = \frac{1.2 W_j L_i \cos(\phi_j)}{G A_i} \quad (5)$$

여기서 G는 기어재질의 전단 계수, A_i는 미소요소의 왼쪽과 오른쪽의 평균면적이다.

따라서 위치 j에서 굽힘과 전단에 의한 압력선 방향으로서의 기어치의 변형량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_{bj} = \sum_i (D_{ti} + D_{mi} + D_{si}) \cos(\phi_j) \quad (6)$$

다음으로는 기어의 강체 회전에 의한 변형량을 계산한다. 치폭이 큰 기어에 대해서는 다음의 식이 적용된다.

$$D_{fj} = \frac{\cos^2(\phi_j)}{FE} (5.306 (\frac{L_f}{H_f})^2 + 2(1-\nu)\frac{L_f}{H_f} + 1.534 (1 + \frac{0.4167 \tan^2(\phi_j)}{1+\nu})) \quad (7)$$

여기서 F는 기어의 치폭, ν는 포와송비이다.

치폭이 작은 기어에 대해서는 다음식이 사용된다.

$$D_{fj} = \frac{\cos^2(\phi_j)}{FE} (1-\nu^2) (5.306 (\frac{L_f}{H_f})^2 + 2 (\frac{1-\nu-2\nu^2}{1-\nu^2}) \frac{L_f}{H_f} + 1.534 (1 + \frac{0.4167 \tan^2(\phi_j)}{1+v})) \quad (8)$$

Hertz 접촉응력에 의한 기어치 변형량은 다음과 같이 나타낼 수가 있다.

$$D_h = \frac{1.37}{E_{12e}^{0.9} F^{0.8} W_n^{0.1}}$$

$$E_{12e} = \frac{2 E_{1e} E_{2e}}{E_{1e} + E_{2e}} \quad (9)$$

따라서 위치 j에서 기어치의 변형량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_j = D_{tj} + D_{fj} + D_h \quad (10)$$

하나의 기어치 변형량을 구한 다음 맞물리는 순간을 고려하여 상대치에 대한 변형량을 구한다. 이렇게 구한 두 기어치의 변형량을 합하면 기어치 한 쌍에 대한 변형량을 알 수 있고, 기어치 한 쌍의 변형량을 알면 기어치 한 쌍의 강성을 알 수 가 있다. 이렇게 구한 임의의 위치 j에 대한. 한 쌍의 기어치 강성을 K_{pair_j}라고 하고, 기어 물림 강성을 K_{mesh_j}라 하면 K_{pair_j}와 K_{mesh_j}는 다음과 같다.

$$K_{pair_j} = W_j / D_j$$

$$K_{mesh_j} = \sum K_{pair_j} \quad (11)$$

W_j는 한 쌍의 기어치에 작용하는 힘이고, D_j는 굽힘력과 압축력, 전단력 등에 의한 기어치의 변형량이다.

접촉위치의 변화에 따른 물림강성계수의 계산 결과는 Fig. 4, Fig. 5와 같다.

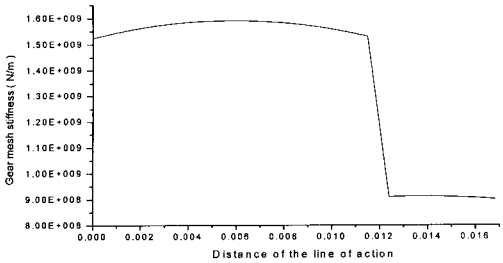

Fig. 4 Meshing stiffness of sun gear and planetary gear

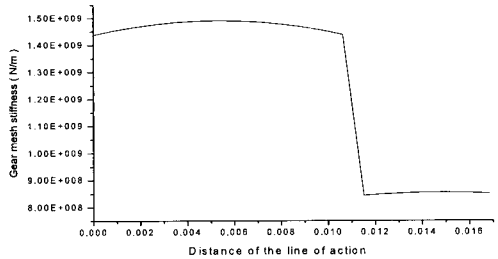

Fig. 5 Meshing stiffness of ring gear and planetary gear

3.2 고속 선박용 변속장치 진동 모델

선박용 변속장치 시스템을 기어연쇄부, 축부, 로터부 그리고 베어링부로 나누어 집중질량계(lumped parameter)법으로, 각 절점에 대해서 6자유도로 모델링 하였다. 한 쌍의 기어(유성기어-링기어, 선기어-유성기어)는 회전하는 두 개의 강체와 탄성 변형하는 치접촉부, 즉 두 기초원에 연결된 한 개의 스프링 요소로 가정하고 감쇠는 무시하였다. 동력축은 질량을 고려한 운동에너지 및 탄성에너지 저장 유한요소 모델[10]로 가정하였고, 로터는 강체운동을 하는 운동에너지 저장요소로, 베어링은 모두 선형 스프링으로 가정하였다. 베어링 강성은 범용소프트인 COBRA[11]에 의해서 구했다. Fig. 6은 변속장치 시스템 해석을 위한 진동모델이다. 이때 변속장치 시스템의 진동해석에 있어 선결되어야 할 것은 치 접촉 쌍에서의 기어물림강성계수를 정확히 구하는 것이다. Fig. 5에서, θ_s, θ_p, θ_c 는 축과 선기어, 유성기어, 캐리어의 회전 운동을 나타낸다. K_{sx}, K_{sy} 는 축과 선기어 사이의 강성을 나타내며 K_{cp}는 캐리어와 유성기어 사이를 연결하는 베어링부분에 대한 등가 강성계수를 나타내는데, 이들 K_{sx}, K_{sy}, K_{cp}는 베어링에 대한 특성을 고려한 일정 강성계수로 가정한다. 선기어-유성기어 쌍과 유성기어-링기어 쌍의 물림강성계수, K_{sp}, K_{pr}은 각각 기어쌍이 맞물려 돌아가는 동안 시간에 따라서 변화하므로 각 위치에 대한 값을 정확히 구하여야 한다.

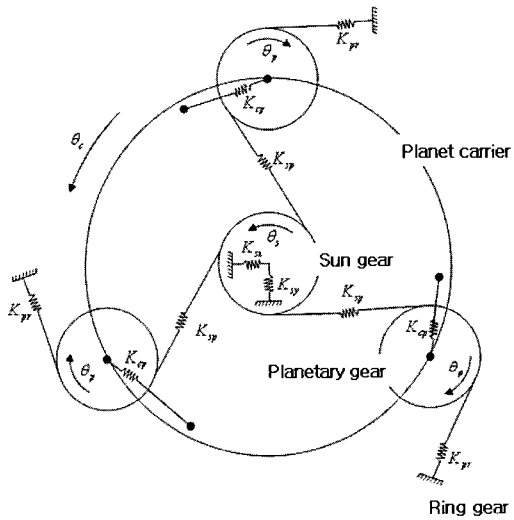

Fig. 6 A schematic of a planetary gear train

각 요소(기어 쌍, 축, 베어링, 로터 등)에 대한 운동 방정식을 구하고 부분구조합성법으로 조합하여 전체 운동 방정식을 구한다. 선박용 변속장치의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{q} + G\dot{q} + Kq = \underline{0} \qquad (12)$$

여기서 M은 시스템 질량행렬, G는 자이로효과에 의한 행렬, K는 시스템 강성행렬, q는 일반화된 전체 변위 벡터이다.

3.2.1 기어 쌍의 진동 모델

기어쌍의 치접촉부에 대한 진동모델 수립은 다음과 같다.

(1) 치의 탄성변형을 고려하여 기어 중앙면의 치형곡선이 1피치점을 지날때의 치접촉부 등가 탄성계수를 정한다.

(2) 치접촉부의 전달력에서 마찰력은 무시한다.

(3) 치의 탄성변형은 이뿌리부터 이끝 부분까지만 고려하고 기어 몸체부의 탄성변형은 고려하지 않았다.

Fig. 7은 기어쌍의 수학적모델을 나타낸다. 스퍼어 기어쌍의 좌표축은 구동기어의 중심을 원점으로 하고, x축은 기어 반경방향의 수평축으로, z축은 구동기어의 회전방향을 (+)로 한다. 기어 중심을 절점으로 놓고 양절점에서의 병진변위벡터 $\underline{u}$와 회전변위벡터 $\underline{\theta}$로 구성된 일반화된 변위 벡터는 아래와 같다.

$$\underline{q} = \begin{pmatrix} \underline{u} \\ \underline{\theta} \end{pmatrix} \tag{13}$$

여기서,

$$\underline{u} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}, \quad \underline{\theta} = \begin{pmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix}$$

이다. 양절점에 작용하는 일반화된 힘벡터는 아래와 같다.

$$\underline{f} = \begin{pmatrix} \underline{F} \\ \underline{M} \end{pmatrix} \tag{14}$$

여기서,

$$\underline{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix}, \quad \underline{M} = \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix}$$

이다.

치접촉력의 방향벡터 $\underline{\eta}_t$는 다음과 같다.

$$\underline{\eta}_t = \begin{pmatrix} \cos\alpha \\ \sin\alpha \\ 0 \end{pmatrix} \tag{15}$$

여기서, α는 압력각이다.

Fig. 7에서 기어치접촉부에 저장되는 변형에너지는

$$V_{th} = \frac{1}{2} K_{th} \triangle^2 \tag{16}$$

이 되고, 여기서 K_{th} , △는 각각 치접촉부의 등가강성계수와 압축 변형량으로 아래와 같다.

$$\triangle = \underline{n}_t^T (\underline{u}_R - \underline{u}_N) \tag{17}$$

여기서, $\underline{u}_R$, $\underline{u}_N$은 각각 구동기어, 종동기어의 치접촉부에서의 변위 벡터이다. $\underline{u}_R$, $\underline{u}_N$은 아래와 같이 기어 회전체 중심에서의 일반화된 변위벡터 $\underline{q}_1$ 및 $\underline{q}_2$로 표시된다.

$$\underline{u}_R = D_1 \underline{q}_1 \tag{18}$$

$$\underline{u}_N = D_2 \underline{q}_2 \tag{19}$$

여기서 D_1 , D_2는 치접촉부 변위와 기어 중심변위 사이의 강체운동 선형관계의 비례행렬로서 아래와 같다.

$$D_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & L_{z1} & -L_{y1} \\ 0 & 1 & 0 & -L_{z1} & 0 & L_{x1} \\ 0 & 0 & 1 & L_{y1} & -L_{x1} & 0 \end{bmatrix}$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & L_{z2} & -L_{y2} \\ 0 & 1 & 0 & -L_{z2} & 0 & L_{x2} \\ 0 & 0 & 1 & L_{y2} & -L_{x2} & 0 \end{bmatrix}$$

식 (17), (18), (19)을 식(16)에 대입하여 정리하면, 기어 치접촉부에 저장되는 변형에너지는 아래와 같다.

$$V_{th} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \underline{q}_1 \\ \underline{q}_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{q}_1 \\ \underline{q}_2 \end{pmatrix} \tag{20}$$

여기서,

$$K_{11} = K_{th} D_1^T \underline{\eta}_t \underline{\eta}_t^T D_1$$

$$K_{12} = -K_{th} D_1^T \underline{\eta}_t \underline{\eta}_t^T D_2$$

$$K_{21} = -K_{th} D_2^T \underline{\eta}_t \underline{\eta}_t^T D_1$$

$$K_{22} = K_{th} D_2^T \underline{\eta}_t \underline{\eta}_t^T D_2$$

이다. 식 (20)은 집중질량 계로 가정했을 때 스퍼어 기어 쌍에서 양 기어 무게중심의 일반화된 변위벡터로 정의된 변형에너지 식으로서 이 식으로부터 두 절점 사이의 요소 강성행렬이 얻어진다.

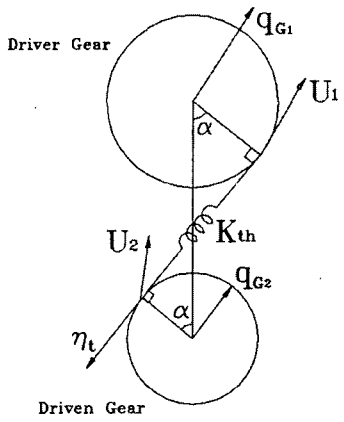

Fig. 7 A schematic of a mathematical model on a pair of spur gear

3.3 위험속도 해석

3.3.1 기어-로터 시스템의 가진원

기어-로터 시스템의 진동/소음은 기어-로터 시스템의 가진진동수와 고유진동수가 일치 할 때 발생한다. 가진 진동수를 γ_i, $i=1,2\cdots$라 하고 기어-로터 시스템 고유진동수를λ_i $(i=1,2,\cdots,N)$ 이라 하면,$\gamma_i=\lambda_i$ 일 때 공진이 발생하는데,$\gamma_i=c_i\,\omega_{cr}$ 로 놓으면 위험속도는 $\omega_{cr}=\lambda_i/c_i$ 가 된다. 여기서 계수 c_i는 가진 주파수에 의해 정의된다. 기어-로터 시스템의 운전속도가 주어질 때 이 범위 안에서 위험속도가 존재하지 않도록 설계하는 것이 바람직하다. 기어장치의 가진원에는 1차, 2차, 3차의 가진원이 있으며[6], 설계단계에서 1차가진원에 대한 문제를 제거하면 2차, 3차 가진원이 발생하지 않으므로, 본 연구에서는 1차 가진원에 대한 위험속도해석을 수행하였다.

본 연구에 적용된 변속장치의 가진원은 Tabel 6과 같다.

Table 6 Forcing frequency of running speed

Self Exciting Source	Equation
Mass Unbalance ω_1	1X
Mass Unbalance $\omega_2=N_s/N_p$	34 / 18 X
Mass Unbalance $\omega_3=N_s/N_R$	34 / 71 X
Gear Profile Error (GPE) Ω	34X

3.3.2 고속 선박용 변속장치의 위험속도해석

Fig. 9는 기어-로터 시스템의 위험속도선도(Campbell diagram)를 나타낸다.

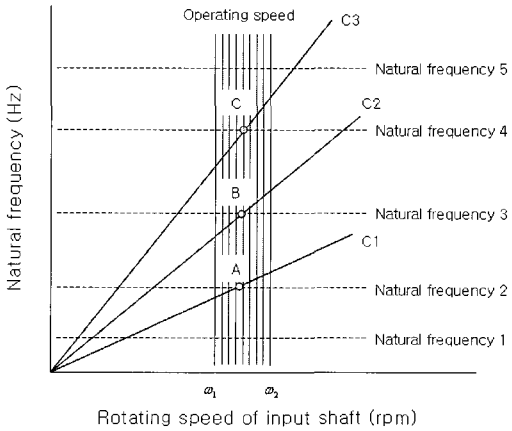

Fig. 9 Campbell diagram of gear-rotor system

가진진동수가 입력축 회전속도의 각각 C1, C2, C3배라 하면 운전속도 범위 $\omega_1<\omega<\omega_2$에서 고유진동수 2, 3, 4와 일치하는 경우는 A, B, C 점이다. A, B, C점의 X축을 읽으면 위험속도, Y축을 읽으면 고유진동수가 된다.

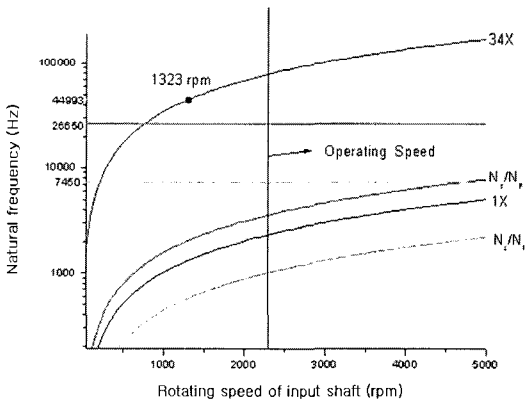

Fig. 10 Campbell diagram of transmission

Fig. 10은 고속선박용 변속장치의 위험속도 선도이다. Table 6에 나타난 가진원에 대해 Fig. 10과 같이 변속장치의 입력축 기준속도 50rpm~5000rpm에 대한 고유진동수와 가진 진동수의 변화를 살펴볼 수 있다. 운전속도(2300rpm)범위 내에서 위험속도가 존재하지 않음을 알 수 있다.

Fig. 10에서 1323rpm에서 위험속도가 존재하고, 그 때의 고유진동수는 44993 Hz이다. 1323rpm은 치합전달오차에 의해 발생하므로, 저감대책은 치형수정이 필요하다.

4. 결 론

본 연구에서는 동력 2313kw, 엔진속도 2300rpm, 변속비 1.18~3.15인 고속 선박용 변속장치(유성기어형) 개발을 위하여 기어의 강도해석, 변속장치 동역학 해석을 통하여 시스템의 진동특성 등의 종합적인 연구를 수행하였다.

(1) 변속장치의 요구사양을 바탕으로 선박용 기어 규격인 IACS M56을 이용한 굽힘강도, 면압강도 해석을 수행하였다. 그 결과 모두 만족함을 알 수 있었다.

(2) 기어 치 접촉위치에 따라 변화하는 기어 물림강성을 계산함으로써, 변속장치의 동특성 해석에 정확성을 기하였다.

(3) 고속 변속장치의 기어연쇄, 축부, 로터부, 베어링부로 구성되는 진동모델을 수립하였다.

(4) 고속 변속장치에서 발생 할 수 있는 진동/소음 가진원에 대해 위험속도 해석을 수행함으로써, 운전속도 범위에서 진동/소음이 발생하지 않음을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2005년 진주산업대학교 구조개혁 선도대학 지원금 및 간접연구경비를 지원받아 수행된 "고속선박용 변속장치 설계기술 개발" 연구과제 입니다. 지원에 감사드립니다.

참고문헌

[1] F.K.Choy, Y.K.Tu, M.Savage And D.P.Townsend, "Vibration Signature and Modal Analysis of Multi-stage Gear Transmission", Jouranl of the Franklin Institure, Vol. 328, N0. 2/3, pp. 281~298, 1991.

[2] F.K.Choy and Y.F. Ruan, "Modal Simulation of Gear Box Vibration with Experimental Correlation", Journal of Propulsion and Power, Vol. 9, No. 2, pp. 301~306, 1993.

[3] H. lida, A. Tamura and M. Oonishi, "Coupled Torsional-Flexural Vibration of a Shaft in a Geared System", Bull. JSME 28, pp. 2694~2698, 1985.

[4] P. Schwibinger and R. Nordmann, "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, OCTOBER, 1988.

[5] A.Kahraman, H.N.Ozguven, D.R.Houser, and J.J.Zakrajsek, 1992, "Dynamic Analysis of Geared Rotors by Finite Elements", Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 114, pp. 507~514

[6] 이형우, 박노길, 1998, "전달행렬법을 이용한 다단 치차계의 비틀림 진동해석", 한국소음진동공학회지, 제8권 제 3호, pp. 504~512.

[7] Cheng-Ho Hsu, Kin-Tak Lam, "Automatic Analysis of Kinematic Structure of Planetary Gear Trains", Joural of Mechanical Design, Vol. 115, pp. 631~638, 1993.

[8] M. Savage, C. A. Paridon, "Reliability

Model for Planetary Gear Trains", Journal of Mechanis, Transmissions and Automation in Design, Vol. 105, pp. 291~297, 1983.

[9] ICAS M56, "Marine gears-load capacity of involute parallel axis spur and helical gears", pp. M56-1~M56-19, 1996.

[10] H.W.Lee, "A Study on Dynamic Characteristics of Induction Motor System", Joural of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 23, No. 5, pp. 128~136, 2006.

[11] Advanced Rotating Machinery Dynamics (Rotor Mearing, Technology & Software), COBRA, USA.

저 자 소 개

김인환(金仁煥)

1959년생, 1982년 부산대학교기계공학과 졸업, 2004년 한국해양대학교 대학원 제어계측공학과 졸업(공학박사), 1992년~현재 진주산업대학교 기계공학과 교수

이형우(李炯佑)

1966년생, 1991년 부산대학교생산기계공학과 졸업, 1999년 부산대학교 대학원 생산기계공학과 졸업(공학박사), 2006년 부산대학교 기계기술연구소 전임연구원