

# 전달강성계수법에 의한 왕복 기계 축계의 비틀림진동 응력해석

## Torsional Vibration Stress Analysis for Shafting in Reciprocating Machine by Transfer Stiffness Coefficient Method

최 명 수<sup>†</sup>

Myung-Soo Choi

(2004년 4월 1일 접수 : 2004년 7월 14일 심사완료)

**Key Words** : Shafting(축계), Torsional Vibration(비틀림진동), Reciprocating Machine(왕복 기계), Internal Combustion Engine(내연기관), Forced Vibration(강제진동), Stress(응력), Machine Design(기계 설계), Transfer Stiffness Coefficient Method(전달강성계수법), Modal Analysis Method(모드해석법), Mechanical Impedance Method(기계적임피던스법)

### ABSTRACT

While designing shafting in reciprocating machines with internal combustion engines which derive generators, pumps, and vehicles, it is very important to calculate the additional stress of shafting by torsional vibration. In this paper, the transfer stiffness coefficient method which is based on the successive transfer of stiffness coefficient was applied to the calculation of the additional stress of shafting in reciprocating machine by torsional vibration. In order to confirm the effectiveness of the present method, a propulsion shafting with a diesel engine in a vessel was considered as the computational example of shafting in reciprocating machine. The results calculated by the present method were compared with those of the modal analysis method, the mechanical impedance method, and free vibration analysis.

### 1. 서 론

선박 및 자동차를 추진하거나 발전기나 펌프를 구동하기 위한 기계장치의 동력원으로써 내연기관이 널리 사용되고 있다. 내연기관을 일정한 속도로 운전할 때 발생하는 구동 토크는 주기성을 가지지만, 내연기관의 구조적인 특성으로 인해 심하게 변동한다. 따라서 운전속도에 따라 발생하는 구동 토크의 조화 성분들은 왕복 기계 축계의 비틀림진동을 일으키는 가진원이 되며, 그 진동수가 왕복 기계 축계의 비틀림 고유진동수와 공진이 될 경우 축계의 비틀림진동에 의한 부가응력이 증가되어 축계가 파손되거나 기계장치

의 수명이 단축되는 원인이 된다. 따라서 왕복 기계의 제작 시에 축계의 비틀림진동으로 인한 부가응력을 계산하는 일은 축계의 초기 설계단계에서부터 무척 중요하다.

축계의 비틀림진동과 관련되어 발표된 연구로는 크랭크축,<sup>(1)</sup> 치차-분지계,<sup>(2,3)</sup> 커플링,<sup>(4)</sup> 댐퍼,<sup>(5,6)</sup> 동력 전달계<sup>(7)</sup> 등이 있으며 현재까지도 많은 연구자들에 의해 활발히 진행되고 있다. 축계의 비틀림 강제진동 해석 시에 이용되는 해석 기법으로는 에너지법(energy method),<sup>(8)</sup> 모드해석법(modal analysis method),<sup>(9)</sup> 기계적임피던스법(mechanical impedance method),<sup>(10)</sup> 전달행렬법(transfer matrix method),<sup>(11)</sup> 유한요소법(finite element method)<sup>(12)</sup> 등이 있다.

전달강성계수법(transfer stiffness coefficient method)은 강성계수(stiffness coefficient)의 전달에 기본 개념을 두고 있는 해석기법으로써, 기본적인 보형

<sup>†</sup> 책임저자 : 정희원, 큐슈대학 대학원 공학연구과  
E-mail : vibsound@hanmail.net  
Tel : +81(092) 642-3434, Fax : (092) 631-4789

구조물, 골조형 구조물, 평판형 구조물 등에 적용하여 그 유용성이 검증된 바 있다.<sup>(13~15)</sup>

본 연구는 전달강성계수법으로 복잡한 왕복 기계 축계의 중·급립·비틀림 연성진동을 효과적으로 해석하는 것을 궁극적인 목표로 두고 있으며, 본 논문은 그 기초 단계로써 왕복 기계 축계의 비틀림 강계 진동해석을 수행한 후, 축계에 발생하는 진동 부가응력을 계산하는 과정을 전달강성계수법으로 정식화하였다. 그리고 이를 바탕으로 전산 프로그램을 만든 후, 기존의 모드해석법, 기계적임피던스법, 그리고 자유진동해석 계산 결과와의 비교·검토를 통해 본 연구에서 제안된 해석 기법의 유용성을 검증한다.

## 2. 전달강성계수법에 의한 왕복 기계 축계의 비틀림진동 응력해석 알고리즘

### 2.1 비틀림 축계의 모델링

Fig. 1은 왕복 기계의 축계를 이산화하여 비틀림 축계로 모델링한 한 예로써, 질량관성모멘트( $J$ )를 갖는 회전원판, 인접한 회전원판 사이의 비틀림스프링( $K$ )과 점성감쇠기( $C$ ), 기초(base)와 회전원판 사이의 점성감쇠기( $D$ ) 그리고 가진 토크( $Q$ )로 구성된다.

본 연구에서는 Fig. 1의 비틀림 축계를 점 요소(point element)와 장 요소(field element)로 분할한다. 여기서 점 요소란 관성을 가지며 외부로부터 가진 토크를 받는 회전원판, 그리고 축계에 작용하는 베어링 부의 감쇠나 선풍용 추진축계의 프로펠러 감쇠를 고려한 점성감쇠기이다. 장 요소는 회전원판 사이의 축의 강성에 상당하는 비틀림스프링과 축의 히스테리시스 감쇠를 고려한 점성감쇠기이다.

회전원판과 축의 결합점을 절점(node)이라 정의하고, 비틀림 축계의 좌단에서 우단까지 각 절점을 순차적으로 절점 0, 절점 1, ..., 절점  $n$ 이라 부른다.

### 2.2 점 전달식과 장 전달식

전달강성계수법의 핵심인 전달과정을 쉽게 설명하기 위하여, 하나의 절점을 절점 좌측과 절점 우측의 두 부분으로 나누어 생각한다. 여기서 절점 좌측이란 회전원판을 중심으로 회전원판과 회전원판 좌측 축과의 결합점을 뜻하고, 절점 우측이란 회전원판과 회전원판 우측 축과의 결합점을 뜻한다.

절점  $i$ 에서 회전원판의 각변위( $\theta_i$ )와 절점  $i$ 의 좌측과 우측의 내력 토크( $T_i$ ) 사이의 관계를 다음 식과 같이 정의한다.

$$T_i^L = S_i^L \theta_i + E_i^L \quad (1)$$

$$T_i^R = S_i^R \theta_i + E_i^R \quad (2)$$

여기서  $S_i$ 와  $E_i$ 를 각각 절점강성계수(nodal stiffness coefficient)와 토크보정계수(torque corrective coefficient)라 정의한다. 본 논문에서 하첨자  $i$ 는 절점  $i$  또는  $i$ 번째 축에 관한 물리량을 뜻하고, 상첨자  $L$ 과  $R$ 은 절점의 좌측과 우측을 뜻한다.

$i$ 번째 회전원판에 진폭  $\overline{Q}_i$ , 진동수  $\Omega$ 의 조화 가진 토크  $Q_i = \overline{Q}_i e^{j\Omega t}$ 가 작용할 때 회전원판의 자유물체도를 나타낸 것이 Fig. 2이다. 뉴턴의 운동 제 2법칙으로부터

$$J_i \ddot{\theta}_i = Q_i + T_i^R - T_i^L - D_i \dot{\theta}_i \quad (3)$$

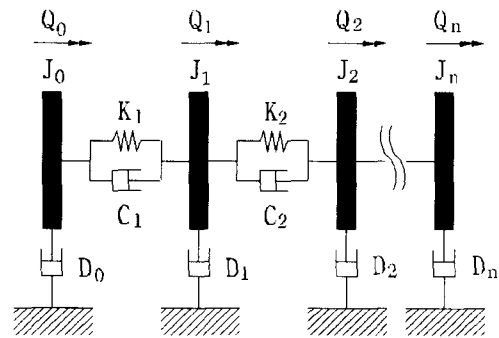


Fig. 1 Analytical model of torsional shafting

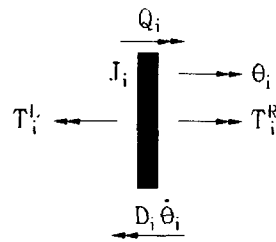


Fig. 2 Free body diagram of  $i$ -th rotating disk

이 되고, 정상상태에서 회전원판의 각속도( $\dot{\theta}_i = j\Omega\theta_i$ )와 각가속도( $\ddot{\theta}_i = -\Omega^2\theta_i$ )를 고려하면 식 (3)은

$$T_i^R = T_i^L + P_i\theta_i - Q_i \quad (4)$$

가 되고, 여기서  $P_i = -\Omega^2 J_i + j\Omega D_i$ 이다. 식 (4)에 식 (1)과 식 (2)를 대입하여 정리하면 다음 식을 구할 수 있다.

$$S_i^R = S_i^L + P_i \quad (5a)$$

$$E_i^R = E_i^L - Q_i \quad (5b)$$

식 (5)를 이용하면  $i$ 번째 점 요소 좌측의 절점강성계수  $S_i^L$ 와 토크보정계수  $E_i^L$ 로부터  $i$ 번째 점 요소 우측의 절점강성계수  $S_i^R$ 과 토크보정계수  $E_i^R$ 를 구할 수 있으므로 이 식을 점 전달식이라 부른다.

Fig. 3과 같이  $i$ 번째 축을 모델링한 장 요소에서 축의 비틀림 스프링상수가  $K_i$ 이고 점성감쇠계수가  $C_i$ 인 경우, 절점  $i-1$ 의 우측의 내력 토크는

$$T_{i-1}^R = K_i(\theta_i - \theta_{i-1}) + C_i(\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{i-1}) \quad (6)$$

이고, 정상상태에서 회전원판의 각속도( $\dot{\theta}_i = j\Omega\theta_i$ )를 고려하면 식 (6)은

$$T_{i-1}^R = F_i(\theta_i - \theta_{i-1}) \quad (7)$$

가 되고, 여기서  $F_i = K_i + j\Omega C_i$ 이다. Fig. 3에 나타난 내력 토크의 방향의 정의에 따라서 절점  $i$  좌측의 내력 토크( $T_i^L$ )는 절점  $i-1$ 의 우측의 내력 토크( $T_{i-1}^R$ )와 같으므로 다음 식과 같이 된다.

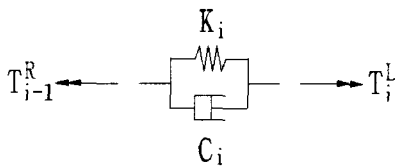


Fig. 3 Free body diagram of  $i$ -th field element

$$T_i^L = F_i(\theta_i - \theta_{i-1}) \quad (8)$$

식 (2)의  $i$  대신에  $i-1$ 을 대입한 식( $T_{i-1}^R = S_{i-1}^R\theta_{i-1} + E_{i-1}^R$ )을 식 (7)에 대입하여 정리하면

$$\theta_{i-1} = \frac{F_i\theta_i - E_{i-1}^R}{F_i + S_{i-1}^R} \quad (9)$$

이 되고, 식 (1)과 식 (9)를 식 (8)에 대입하여 정리하면 다음 식을 구할 수 있다.

$$S_i^L = \frac{S_{i-1}^R F_i}{S_{i-1}^R + F_i} \quad (10a)$$

$$E_i^L = \frac{E_{i-1}^R F_i}{S_{i-1}^R + F_i} \quad (10b)$$

식 (10)을 이용하면  $i$ 번째 장 요소 좌측(절점  $i-1$ 의 우측)의 절점강성계수  $S_{i-1}^R$ 와 토크보정계수  $E_{i-1}^R$ 로부터  $i$ 번째 장 요소 우측(절점  $i$ 의 좌측)의 절점강성계수  $S_i^L$ 와  $E_i^L$ 를 구할 수 있으므로 이 식을 장 전달식이라 부른다.

### 2.3 비틀림 축계의 각변위 및 내력 토크

회전축계는 구조적으로 양단의 경계조건이 자유이므로, 좌단인 절점 0 좌측의 내력 토크( $T_0^L$ )는 0이 된다. Fig. 1에서 절점 0에 부착된 회전원판의 힘의 평형식은 식 (4)로부터  $T_0^R = P_0\theta_0 - Q_0$ 가 되고, 식 (2)의  $i$ 에 0을 대입한 식( $T_0^R = S_0^R\theta_0 + E_0^R$ )으로부터 절점 0 우측의 절점강성계수  $S_0^R$ 와 토크보정계수  $E_0^R$ 를 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$S_0^R = P_0 \quad (11a)$$

$$E_0^R = -Q_0 \quad (11b)$$

따라서 식 (11)을 시작으로 식 (10)과 식 (5)를 연속적으로 적용하면 모든 절점의 절점강성계수와 토크보정계수를 순차적으로 구할 수 있다.

축계 우단의 경계조건은 자유이므로 우단인 절점  $n$  우측의 내력 토크( $T_n^R$ )는 0이 되므로, 식 (2)로부터 축계 우단인 절점  $n$ 의 각변위를 다음 식과 같이 간단히 구할 수 있다.

$$\theta_n = -E_n^R/S_n^R \quad (12)$$

절점  $n$ 을 제외한 나머지 절점의 각변위는 식 (9)로부터 우단에서 좌단으로 순차적으로 계산할 수 있다.

축계의 각 축에 걸리는 내력 토크는 절점강성계수, 토크보정계수 그리고 각변위를 구한 후, 식 (1) 또는 식 (2)를 이용하여 계산한다.

### 2.4 비틀림진동 부가응력

왕복 기관(reciprocating engine)을 갖는 회전기계에서는 구조적인 특성으로 인해 가진 토크( $Q$ )가 심하게 변동하지만 주기적이므로 가진 토크를 다음 식과 같이 다수의 조화 가진 토크의 합으로 근사화 할 수 있다.

$$Q_i = \sum_{r=1}^m Q_i^{(r)} = \sum_{r=1}^m \bar{Q}_i^{(r)} e^{j r \Omega t} \quad (13)$$

여기서  $Q_i^{(r)}$ 는  $i$ 번째 회전원판에 작용하는 가진 토크의  $r$ 차 조화성분(harmonic component)이고,  $m$ 은 계산에 고려할 조화성분의 최대 차수,  $\Omega$ 는 기관의 각속도이다.

식 (13)에서 분해한 각각의 조화성분 가진 토크( $Q_i^{(r)}$ )에 대하여 2.3절에서 정식화한 방법으로 각변위( $\theta_i^{(r)}$ )와 내력 토크( $T_i^{(r)}$ )를 각각 계산하여 중첩함으로써 궁극적으로 왕복 기관 회전원판의 각변위( $\theta_i^*$ )와 각 축에 걸리는 내력 토크( $T_i^*$ )를 다음식과 같이 계산할 수 있다.

$$\theta_i^* = \sum_{r=1}^m \theta_i^{(r)} = \sum_{r=1}^m \bar{\theta}_i^{(r)} e^{j r \Omega t} \quad (14)$$

$$T_i^* = \sum_{r=1}^m T_i^{(r)} = \sum_{r=1}^m \bar{T}_i^{(r)} e^{j r \Omega t} \quad (15)$$

일정한 각속도로 회전하고 있는 왕복 기계의 축계

에서 각 축에 걸리는 내력 토크는 심하게 변동하지만 주기적인 특성을 가지므로 진동 부가응력 역시 주기성을 가지며 변동하게 된다. 따라서 각 축에 걸리는 비틀림진동에 의한 최대 진동 부가응력( $\tau_i$ )은 각 축에 걸리는 내력 토크의 순간 최대값과 그 축의 극단 면계수( $Z_i$ )로부터 다음 식과 같이 계산할 수 있다.

$$\tau_i = \max(T_i^*)/Z_i \quad (16)$$

## 3. 수치계산 결과 및 고찰

본 연구에서 정식화한 알고리즘을 기반으로 MATLAB을 이용하여 왕복 기계 축계의 비틀림 강제진동을 해석할 수 있는 전산 프로그램을 만들었다. 왕복 기계 축계의 하나인 선박 추진축계를 계산 모델로 선정하여 강제진동해석을 수행하여 비틀림진동에 의한 부가응력을 계산하였다. 제안된 해석기법의 신뢰성 및 유용성을 검증하기 위하여, 자유진동해석 결과와 비교하였으며, 모드해석법과<sup>(9)</sup> 기계적임피던스법을<sup>(10)</sup> 기반으로 하는 비틀림 강제진동 전산 프로그램을 직접 만든 후, 동일한 조건하에서 계산 정도 및 계산 시간을 비교·검토하였다.

### 3.1 계산 모델

계산 모델은 2976마력(회전수 250 rpm)의 디젤엔진을 탑재한 선박의 비틀림 축계로써, Fig. 4와 같이 총 18개의 절점을 갖는 이산계로 모델링하였다. Fig. 4의 절점 4에서 절점 9까지가 6기통 2행정 디젤기관의 실린더에 해당되고, 절점 11이 플라이 휠, 그리고 절점 17이 프로펠러에 해당된다. 2번째 축은 탄성 커플링, 13번째 축과 14번째 축은 2개의 중간축, 그리고 마지막 17번째 축은 프로펠러축에 해당된다.

Table 1은 계산 모델의 점 요소에 해당되는 절점별 질량관성모멘트( $J_i$ )와 점성감쇠계수( $D_i$ )를 나타낸다. 프로펠러의 점성감쇠계수( $D_{17}$ )는 프로펠러의 토크( $T_b$ )와 프로펠러의 분당회전수( $N_b$ )를 이용하는 다음 식으로 계산하였다.<sup>(10)</sup>

$$D_{17} = 33.5 \frac{T_p}{N_p} \quad (17)$$

Table 2는 계산 모델의 장 요소에 해당되는 각 축의 비틀림 스프링상수( $K_i$ )와 동배율(dynamic magnifier)을 나타낸다. 동배율( $M_i$ )을 장 요소 점성감쇠 계수( $C_i$ )로 바꾸는 식은 다음과 같다.

$$C_i = \frac{K_i}{M_i \omega} \quad (18)$$

여기서  $\omega$ 는 각진동수이다.

### 3.2 자유진동해석

계산 모델의 위험속도를 구하기 위하여, 전달강성

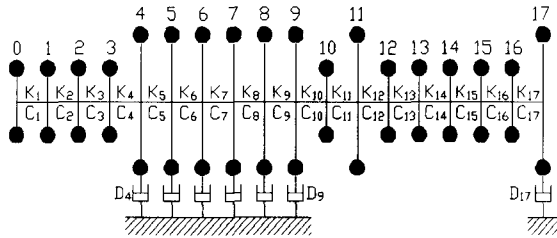


Fig. 4 Computational model

Table 1 Data of point elements

Node	Stiffness ( $K_i$ )	Damping ( $C_i$ )
0	46.270	0.000
1	28.000	0.000
2	56.010	0.000
3	7.400	0.000
4	188.000	0.000
5	188.000	795.911
6	188.000	795.911
7	188.000	795.911
8	188.000	795.911
9	188.000	795.911
10	42.000	795.911
11	151.500	0.000
12	5.370	0.000
13	10.740	0.000
14	5.370	0.000
15	14.350	0.000
16	11.600	0.000
17	1322.000	Equation (17)

계수법(TSCM)과 유한요소법(FEM)으로 비틀림 자유진동해석을 수행하였다. Table 3과 같이 1차부터 5차까지 계산한 축계의 고유진동수는 양 방법의 계산 결과가 일치하였다.

Table 4는 1차부터 5차까지의 고유진동수로부터 축계의 위험속도를 16차까지 계산한 결과이다. 축계의 주기관이 6기통 2행정 기관이므로 6차, 12차 위험속도가 주위험속도가 된다.

Fig. 5는 전달강성계수법으로 1차부터 3차까지의 고유모드를 계산한 결과이다. 1차 고유모드는 축계의

Table 2 Data of field elements

Shaft number	Stiffness ( $K_i$ )	Dynamic magnifier
1	27.200e+006	150.00
2	0.100e+006	5.56
3	33.990e+006	150.00
4	140.900e+006	150.00
5	102.500e+006	150.00
6	102.500e+006	150.00
7	102.500e+006	150.00
8	102.500e+006	150.00
9	102.500e+006	150.00
10	142.700e+006	150.00
11	185.500e+006	150.00
12	1000.000e+006	150.00
13	2.779e+006	150.00
14	2.779e+006	150.00
15	1000.000e+006	150.00
16	51.030e+006	150.00
17	4.838e+006	150.00

Table 3 Natural frequencies of shafting [unit : rpm]

Order	TSCM	FEM
1	333.6	333.6
2	394.5	394.5
3	2954.2	2954.2
4	4002.7	4002.7
5	5576.2	5576.2

첫 번째 중간축에 해당되는 13번째 축(절점 12와 절점 13 사이)에서 절이 나타났다. 2차 고유모드는 축계의 탄성 커플링에 해당되는 2번째 축(절점 1과 절점 2 사이)에서 첫 번째 절이 나타났고, 두 번째 중간축에 해당되는 14번째 축(절점 13과 절점 14 사이)에서 두 번째 절이 나타났다.

Table 4 Critical speeds of shafting [unit : rpm]

1	333.6	394.5	2954.2	4002.7	5576.2
2	166.8	197.2	1477.1	2001.4	2788.1
3	111.2	131.5	984.7	1334.2	1858.7
4	83.4	98.6	738.6	1000.7	1394.0
5	66.7	78.9	590.8	800.5	1115.2
6	55.6	65.7	492.4	667.1	929.4
7	47.7	56.4	422.0	571.8	796.6
8	41.7	49.3	369.3	500.3	697.0
9	37.1	43.8	328.2	444.7	619.6
10	33.4	39.4	295.4	400.3	557.6
11	30.3	35.9	268.6	363.9	506.9
12	27.8	32.9	246.2	333.6	464.7
13	25.7	30.3	227.2	307.9	428.9
14	23.8	28.2	211.0	285.9	398.3
15	22.2	26.3	196.9	266.8	371.7
16	20.9	24.7	184.6	250.2	348.5

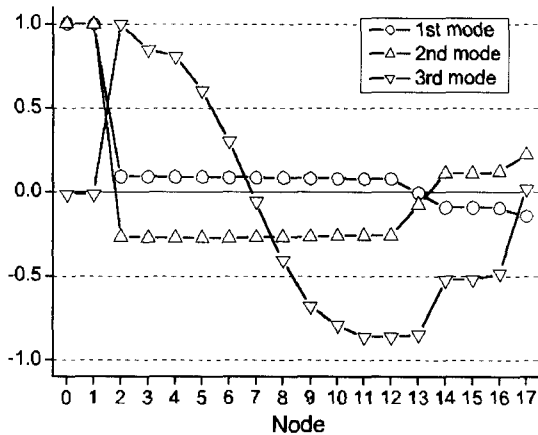


Fig. 5 Natural modes of shafting calculated by the TSCM

### 3.3 비틀림진동 부가응력 계산

계산 모델에 대하여 전달강성계수법(TSCM), 기계적임피던스법(MIM) 그리고 모드해석법(MAM)으로 분당 회전수를 50 rpm부터 290 rpm까지 1 rpm씩 증가시키면서 비틀림 강제진동해석을 수행하였다. 강제 외력 토크의 하모닉계수를 16차까지 고려하였고, 1회전당 72개의 시점으로 분할하여 최대 비틀림진동 부가응력을 계산하였다.

Fig. 6은 4번째 실린더와 5번째 실린더 사이의 크랭크축(계산 모델의 8번째 축)의 회전수별 최대 비틀림진동 부가응력을 계산한 결과이다. 전달강성계수법과 기계적임피던스법의 계산 결과는 전 구간에서 잘 일치하였다. 모드해석법의 계산 결과는 고속 회전시에는 다른 두 방법의 결과와 유사하였으나 저속 회전시에는 적지 않은 차이가 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 7은 2번째 중간축(계산 모델의 14번째 축)의 회전수별 최대 비틀림진동 부가응력을 계산한 결과이고, Fig. 8은 프로펠러축(계산 모델의 17번째 축)의 회전수별 최대 비틀림진동 부가응력을 계산한 결과이다. Fig. 7과 Fig. 8에서도 Fig. 6과 동일한 경향이 나타났다.

Table 4에서 구한 위험속도 계산 결과와 비교해보면, 크랭크축(Fig. 6)에서는 197 rpm 부근에서 부가응력이 가장 큰데, 이는 Table 4의 2절 2차 위험속도에 해당된다. 중간축(Fig. 7)과 프로펠러축(Fig. 8)에서는 56 rpm 및 66 rpm 부근에서 부가응력이 가장 큰데, 56 rpm은 1절 6차 위험속도이고, 66 rpm은 2절 6차 위험속도에 해당된다. 전반적으로 위험속도 계산 결과와 강제진동 계산 결과가 잘 대응하고 있음을 알 수 있었다.

Table 5는 퍼스널 컴퓨터(Pentium III 1.06 GHz, 248 MB RAM)에서 전달강성계수법, 기계적임피던스법 및 모드해석법으로 상기 계산을 수행하는데 소요된 계산 시간이다. 전달강성계수법이 다른 방법에 비해 10% 정도 빨랐다.

### 3.4 고찰

왕복 기계의 비틀림 축계에 해당되는 선박 추진축계를 대상으로 비틀림진동에 의한 부가응력을 계산한 결과, 고속 회전시에 전달강성계수법의 계산 결과가 기존의 기계적임피던스법과 모드해석법의 결과와 잘 일치하였다. 그리고 저속 회전시에도 기계적임피던스

의 결과와 잘 일치하였으므로, 전달강성계수법의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

저속 회전영역에서 모드해석법의 계산 결과가 다른 방법의 결과와 차이가 나는 이유는 모드해석법에서는 감쇠행렬을 대각화하는 과정에서 감쇠행렬이 질량행렬과 강성행렬의 비례형이 아닐 경우에는 오차를 가질 수밖에 없다. 특히, 축계가 커플링을 가질 경우, Table 2에서 알 수 있듯이 커플링 연결부의 감쇠특성이 다른 축 부분의 히스테리시스 감쇠특성과는 차이가 크게되므로 강성 비례형 감쇠행렬을 만들기 곤란해진다. 그리고 왕복 기계에서는 Table 1에서도 알 수 있듯이 엔진의 절대감쇠를 반드시 고려해야하고, 선박의 추진축계인 경우에는 프로펠러가 수중에 있으므로 프로펠러의 절대감쇠와 다른 부분의 감쇠 값의

차이가 커지므로 질량 비례형 감쇠행렬을 만들기 곤란한 경우가 많다.

고속 회전시에 모드해석법의 계산 결과가 오차가 적은 것은 식 (17)과 식 (18)에서 알 수 있듯이 회전수가 커지면 프로펠러 감쇠와 탄성 커플링의 감쇠값이 점점 줄어들기 때문이라고 생각한다. 따라서 복잡한 감쇠특성을 가지고 있는 회전축계의 강제진동해석에 기존의 모드해석법을 적용하는 것은 적합하지 않다고 생각한다.

기계적임피던스법은 전체 자유도 크기의 감쇠행렬에서 모든 감쇠요소를 고려하며, 전달강성계수법도 전달 계산과정에서 장 요소 및 점 요소에서 모든 감쇠요소를 개별적으로 고려하므로 해석기법의 구조상 양 방법은 모드해석법과 같은 오류는 없다. 그러나 기계적임피던스법은 해석 기법의 구조상 전체 자유도 크기의 질량행렬, 강성행렬 및 감쇠행렬을 이용하여 일시에 계산하므로 자유도가 큰 대규모 축계를 해석할 경우에는 계산 시간면에서 문제점이 노출될 수 있다. 반면에 전달강성계수법은 전달 과정시에 절점강성계수 및 토크보정계수의 크기가 절점의 자유도인 1이 되므로 계산 속도면에서 다른 방법에 비해 유리하다고 생각한다.

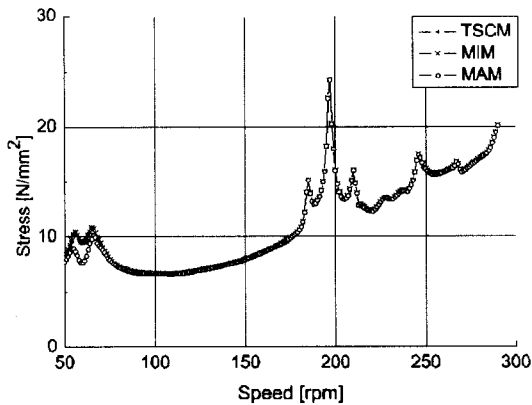


Fig. 6 Additional torsional stresses of crank shaft

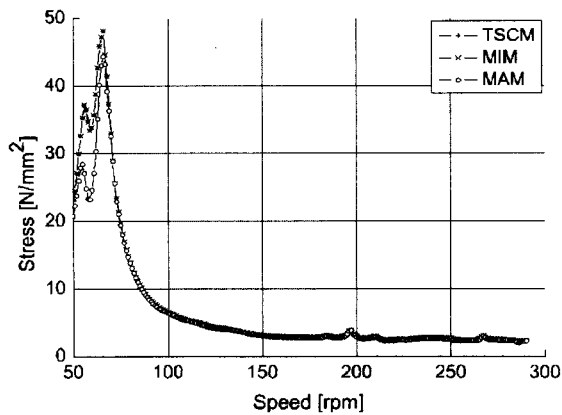


Fig. 7 Additional torsional stresses of intermediate shaft

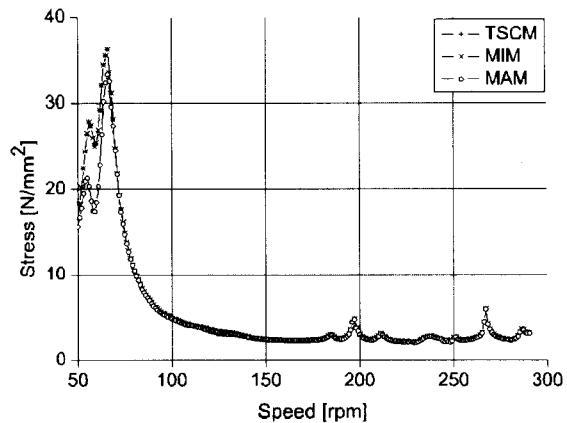


Fig. 8 Additional torsional stresses of propeller shaft

Table 5 Computation time [unit : second]

130.1	145.4	144.7

#### 4. 결 론

왕복 기계 축계가 비틀림 강제진동을 할 때 축계에 발생하는 진동 부가응력을 계산할 수 있는 알고리즘을 전달강성계수법으로 정식화하였다. 정식화한 알고리즘을 기반으로 전산 프로그램을 만든 후, 선박 추진축계를 계산 모델로 선정하여 강제진동해석을 수행하여 진동 부가응력을 계산하였다. 자유진동해석 결과 및 모드해석법과 기계적임피던스법으로 동일한 계산을 수행한 결과, 본 연구에서 제시된 해석 알고리즘으로 왕복 기계 축계의 비틀림 강제진동 부가응력을 계산한 결과가 신뢰성이 있으며, 계산 시간면에서도 유리함을 확인할 수 있었다.

#### 참 고 문 헌

(1) Brusa, E., Delprete, C. and Genta, G., 1997, "Torsional Vibration of Crankshafts: Effects of Non-Constant Moments of Inertia," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 205, No. 2, pp. 135~150.

(2) Wu, J.-S. and Chen, C.-H., 2001, "Torsional Vibration Analysis of Gear-branched Systems by Finite Element Method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 204, No. 1, pp. 159~182.

(3) 이형우, 박노길, 1998, "전달행렬법을 이용한 다단 치차계의 비틀림 진동 해석," *한국소음진동공학회논문집*, 제 8 권, 제 3 호, pp. 504~512.

(4) 이돈출, 김상환, 유정대, 2003, "고무 탄성커플링을 갖는 선박 추진용 축계 비틀림의 동특성," *한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집*, pp. 742~748.

(5) 박용남, 송성욱, 김의간, 전효중, 1996, "점성 댐퍼를 갖는 엔진 축계의 비선형 비틀림강제진동," *한국박용기관학회논문집*, 제 20 권, 제 4 호, pp. 50~58.

(6) Wakabayashi, K., Honda, Y., Kodama, T. and Shimoyamada, K., 1994, "Torsional Vibration

Damping of Diesel Engines with a Rubber Damper Pulley," *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (C)*, Vol. 60, No. 572, pp. 1167~1174.

(7) 최은오, 안병민, 홍동표, 1997, "차량주행시 동력전달계의 강제진동 해석," *한국소음진동공학회지*, 제 7 권, 제 5 호, pp. 853~860.

(8) 김의간, 전효중, 1980, "축차근사법에 의한 박용디젤기관축계 비틀림진동계산의 전산프로그램 개발에 관한 연구," *한국박용기관학회지*, 제 4 권, 제 1 호, pp. 2~22.

(9) 이강복, 전효중, 남청도, 1985, "모오드해석법에 의한 박용디젤기관 추진축계의 합성 비틀림진동 계산에 관한 연구," *한국박용기관학회지*, 제 9 권, 제 2 호, pp. 159~169.

(10) 박용남, 전효중, 1986, "기계적 임피던스법에 의한 박용디젤기관 추진축계의 합성비틀림진동의 계산에 관한 연구," *한국박용기관학회지*, 제 10 권, 제 2 호, pp. 146~155.

(11) 양보석, 2002, *회전기계의 진동*, 인터비전, 서울, pp. 391~555.

(12) Petyt, M. 1990, *Introduction to finite element vibration analysis*, Cambridge University Press, Cambridge.

(13) Moon, D. H. and Choi, M. S., 2003, "Development of Sensitivity Analysis Algorithm for a Straight-Line Beam Structures by the Transfer Stiffness Coefficient Method," *JSME International Journal Series C*, Vol. 46, No. 1, pp. 138~144.

(14) Moon, D. H. and Choi, M. S., 2000, "Vibration Analysis for Frame Structures Using Transfer of Dynamic Stiffness Coefficient Method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 234, No. 5, pp. 725~736.

(15) Choi, M. S., 2003, "Free Vibration Analysis of Plate Structures Using Finite Element-Transfer Stiffness Coefficient Method," *KSME International Journal*, Vol. 17, No. 6, pp. 805~815.