

Random Tabu탐색법을 이용한 점성 비틀림 진동감쇠기의 최적설계

⁰김유신*, 양보석**

(Optimum Design of Viscous Torsional Vibration Damper Using Random Tabu Search Method)

(Y. S. Kim, B. S. Yang)

ABSTRACT

A torsional damper is generally used to reduce the torsional vibration which occurs at a crankshaft of a multi-cylinder high speed diesel engine. Vibration amplitude should be estimate by the appropriate simulation model to determine the optimum specifications of damper. In this paper a new method which was based on the random tabu search method(RTSM) would be introduced for the viscous damper design to optimize the damping performance. The result was ascertained by comparing with conventional rubber damper.

1. 서론

왕복동내연기관의 토크변동에 의해 여기되는 조화적인 비틀림 진동은 기관의 사용회전수 영역 내에서 공진을 일으키고, 공진에 의하여 비틀림 진동진폭이 증대하게 된다. 그로 인해 플라이 휠 및 크랭크 폴리볼트의 풀립, 크랭크축에 의해 구동되는 치차류의 마모, 나아가서는 크랭크축 피로파손 등의 중대한 원인이 된다. 또한 비틀림 진동은 실린더 블록, 크랭크 폴리 및 치차로부터 소음을 발생시킨다¹⁾.

이러한 축계의 비틀림 진동진폭을 적극적으로 억제하기 위해서 고무감쇠기(rubber damper)나 점성감쇠기(viscous damper)등과 같은 비틀림 진동감쇠기가 사용된다^{2),3)}.

본 논문에서는 고속 디젤엔진에서 사용되는 점성비틀림 진동감쇠기의 동특성을 해석하고, 감쇠기

의 최적조건을 설계한다. 최적설계의 방법으로는 맹목적인 탐색을 피하고, random 탐색을 사용하여 국소적인 최적해에 수렴하는 것을 막고, 대국적 최적해를 탐색하는 Random Tabu탐색법(Random Tabu Search Method)을 이용한다^{4),5)}. 그리고, 실제 엔진을 모델링하여 기존의 고무감쇠기를 부착한 경우와 비교·검토하여 그 유용성을 확인한다.

2. 비틀림 진동감쇠기의 설계계산

2.1 운동방정식

감쇠기를 부착한 크랭크축계의 비틀림 진동계산을 위해 Fig. 1의 다자유도 등가계를 이용하면 다음과 같은 운동방정식으로 표현된다.

$$[I]\{\ddot{\theta}\} + [D]\{\dot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = [T] \quad (1)$$

* 부경대학교 대학원

** 부경대학교 공대 기계공학과

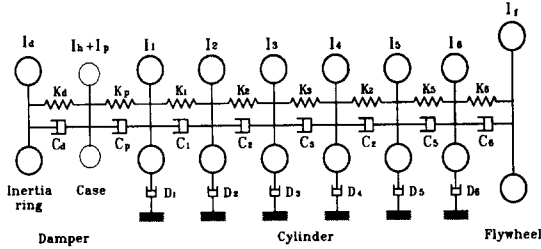


Fig. 1 Equivalent torsional vibration system of a crankshaft with a damper

여기서

- θ : 질점의 비틀림 진폭
- I : 질점의 질량관성모멘트
- K : 각 질점사이의 비틀림 강성계수
- C : 각 질점사이의 상대각속도에 대한 점성감쇠계수
- D : 각 질점의 절대각속도에 대한 점성감쇠계수
- T : 각 질점에 가해지는 기진 토크

Fig. 1에서 I_d 는 감쇠기 관성링의 질량관성모멘트이고, C_d 와 K_d 는 감쇠기의 점성감쇠계수 및 비틀림 강성계수를 나타낸다. 축계축의 감쇠, 즉 엔진감쇠계수 D 는 지극히 복잡한 인자에 지배되므로 이들을 계산에 의해 정확히 구하는 것은 불가능하다. 이 감쇠에는 마찰감쇠가 주로 기여하고, 히스테리시스 감쇠는 매우 작아서 마찰감쇠의 10%이하로 알려져 있다.

일반적으로 고속디젤엔진의 엔진감쇠는 감쇠기를 부착하지 않은 경우, 감쇠비가 0.03정도로 若林, 岩本, Hartmann⁷⁾등의 계측결과로 알려져 있고, 감쇠기를 부착하면 진폭감소로 인해 이 값은 더욱 낮아질 것으로 생각된다. 따라서 본 연구에서는 $\zeta = C / (2\sigma I_m \omega_n) = 0.03$ 에서 계산된 감쇠계수의 약 50%정도를 엔진감쇠계수로 사용하였다.

그리고, 축계의 고유치와 고유모드 그리고 진동 응답곡선을 구하기 위하여 아래와 같은 방법을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

2.1.1 고유진동수와 모드계산

Fig. 1의 모델에서 질량, 강성과 감쇠메트릭스의 데이터를 이용하여 Holzer법과 전달행렬법(transfer

matrix method)으로 비감쇠 및 감쇠시의 고유진동수와 모드형상(mode shape)을 계산한다. 보통 감쇠기를 부착한 경우, 감쇠기의 관성모멘트로 인하여 1절 및 2절 고유진동수는 낮아진다(Fig. 6).

2.1.2 강제진동응답 계산

강제진동응답은 축계 데이터와 4사이클 디젤엔진에서의 가진토크를 이용하여 기계적 임피던스법과 조합한 방법으로써 계산한다. 특히, 엔진의 사용회전수 범위내에 여러차수의 위험회전수가 존재하고 현저하게 나타나므로 각절의 차수 성분을 계산한다(Table 4).

2.2 감쇠기의 최적설계

감쇠기를 제작하기 위해서는 Fig. 2의 케이싱과 감쇠기 관성링 질량사이의 기름틈새(oil clearance) ΔC 및 여기에 충전되는 유체의 점도를 적절히 채택하여야 한다. 마찰토크의 작용면은 케이싱 내측과 감쇠기 질량의 표면, 즉 외주면, 내주면 및 양측면이 된다.

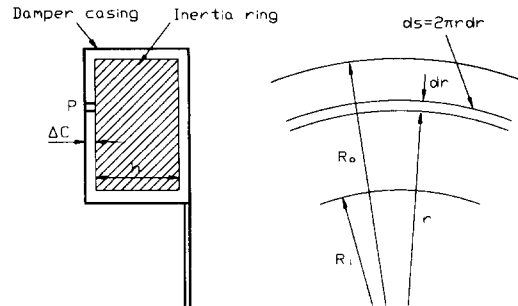


Fig. 2 Detail drawing of viscous damper

유체의 한 점 P 가 축중심으로부터 r 만큼 떨어져 있을 때, 미소면적 $ds(=2\pi rdr)$ 가 점성마찰에 의해 발생하는 마찰토크 dT 는

$$dT = \mu r^2 \frac{d\theta}{dc} ds \quad (2)$$

가 된다. 여기서

- μ : 유체의 점도
- ds : P 점에서의 미소면적

$r \cdot d\theta/dc$: 케이싱과 감쇠기 질량 사이의 틈새방향의 속도구배로 직선적으로 변화한다고 가정하고 dc 대신에 ΔC 를 이용한다.

따라서 전체 점성마찰토크 T는

$$T = \pi \left\{ 2hR_o^3 + 2hR_i^3 + R_o^4 \left(1 - \frac{R_i^4}{R_o^4} \right) \right\} \mu \frac{\dot{\theta}}{\Delta C} \quad (3)$$

이고, 이는 감쇠기 케이싱과 감쇠기 질량의 상대각속도 ($\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_m$)와 감쇠계수의 곱, 즉

$$T = C (\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_m) = C \dot{\theta} \quad (4)$$

와 같아야 한다. 여기서 C는 비틀림 감쇠계수이다. 따라서 감쇠계수 C는

$$C = \frac{\mu \pi}{\Delta C} \left\{ 2hR_o^3 + 2hR_i^3 + R_o^4 \left(1 - \frac{R_i^4}{R_o^4} \right) \right\} = f(h, R_o, R_i, \mu, \Delta C) \quad (5)$$

여기서, $R_o = r_o + \Delta C + t$
 $R_i = r_i - \Delta C - t$ (t : 하우징 두께)

로 표현된다. 이는 감쇠기의 형상을 나타내는 $h, t, \Delta C$ 및 유체의 점도 μ 에 의해 결정됨을 알 수 있다. 그러므로 이들 값을 적절히 조절하여 최적형상 data를 결정하여야 한다.

3. R_Tabu탐색법에 의한 최적설계

3.1 탐색 파라미터

본 연구에서는 Hu가 제안한 R_Tabu탐색법을 일반적인 제약조건이 있는 최적화 문제에 확장하여 감쇠기의 형상함수를 이용하여 최적설계를 수행한다. R_Tabu탐색법에서 정의되는 탐색 파라미터인 step 수와 count 수의 값은 앞의 논문⁵⁾에서 확인했다. 즉 탐색시간과 해의 수렴정도를 고려하여 설정해야 한다. 여기서, step 수는 탐색을 하는 근방영역의 개수이고, count 수는 하나의 근방영역을 탐색하는 횟수의 상한치이다.

3.2 탐색 절차

탐색 절차를 1변수함수의 최소치 문제를 예로들어 설명하면 아래와 같이 된다.

Step 1 ; 탐색 파라미터 설정 목적함수 $f(x)$ 가 주어지고, 변수 x 의 치역이 $[a, b]$ 일때, step을 순차로 1/10씩 작게하고, step 수가 r 개로 탐색이 이루어진 경우, step H는 벡터표시로 다음과 같이 된다.

$$H = \{h_1, h_2, \dots, h_r\}$$

여기서, $h_1 = b - a, h_2 = h_1/10,$

$$h_3 = h_2/10, \dots, h_r = h_{r-1}/10$$

Count 수는 제로로 설정한다.

Step 2 ; 근방영역설정 초기치 x_0 에서 각각의 step에 대한 근방영역 N 이 설정된다.

$$N(x_0, h_1), N(x_0, h_2), \dots, N(x_0, h_r)$$

Step 3 각각의 근방영역에서 임의로 x_{0i} 를 발생한다.

$$N(x_0, h_i) = \{x_{0i} : |x_0 - x_{0i}| \leq h_i\}$$

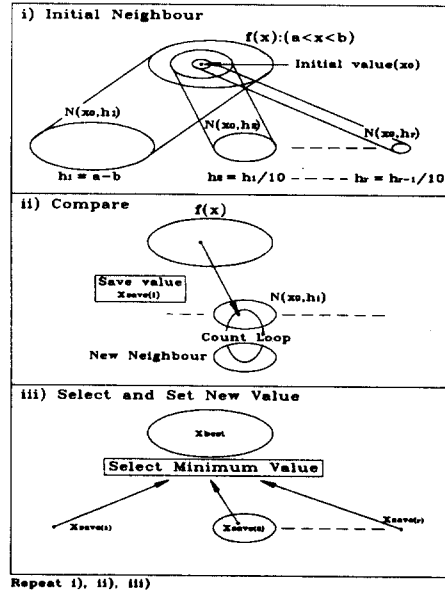


Fig. 3 Flow chart of R_Tabu Search Method

Step 4 $f(x_0) > f(x_{0i})$ 이면, x_{0i} 는 기억되고, 그렇지 않은 경우에 count 수가 주어진 수 보다 크면, 다른 근방영역으로 탐색을 이동하고, 적으면 count 수를 더하여 Step 3으로 돌아간다.

Step 5 모든 근방영역에서의 탐색으로부터 최소치를 선택하여(x_{best}) 그 해를 x_0 로 하고, 반복수를 만족할 때까지 Step 2로 돌아간다.

Fig. 3은 R_Tabu탐색법의 개략도를 나타낸다.

4. 수치계산예

본 수치계산에서는 6-cylinder 자동차용 디젤엔진(참고문헌 6) 참조)을 모델로 사용했다. R_Tabu 탐색법에 의한 최적형상 data를 이용하여 최적 점성감쇠기를 설계하고, 기존의 고무감쇠기와 진동특성을 비교한다.

Table 1 Main specification of engine

항 목	내 용
형 식	4 사이클 V-6 디젤엔진
공칭마력 (MCR)	171.35 HP
상용회전수 (MCR)	3200 rpm
착화순서	1-5-3-6-2-4
크랭크 축	0°, 48°, 240°, 60°, 120°, 360°
실린더 직경×행정	256.7 mm × 125 mm

Table 2 Numerical values of equivalent system

No.	Mass Moment of Inertia (kg·m ²)	Torsional Stiffness (N·m/rad)	Damping Coefficient (N·m·s/rad)	Damping Coe. (Engine) (N·m·s/rad)
1	I_d	0.00	0.000	0.00
2	0.0462	K_d	C_d	0.00
3	0.0328	459846.90	0.000	6.860
4	0.0255	1481456.60	0.000	6.860
5	0.0328	1481456.60	0.000	6.860
6	0.0328	1577798.70	0.000	6.860
7	0.0255	1481456.60	0.000	6.860
8	0.0328	1481456.60	0.000	6.860
9	0.8291	2413885.20	0.000	0.00

* I_d, K_d, C_d : 감쇠기 관성령의 데이터

Table 3 Comparison of damper data

	Rubber damper	Viscous damper
I_d	0.036800	0.063838
C_d	52.85000	62.73890
K_d	214000.0	0.000000

4.1 대상모델

Table 1, 2는 수치계산용 모델의 주요사항과 상당축계의 데이터를 나타내고, 이때 축계모델은 Fig. 1과 같이 나타낸다.

Table 3은 기존 고무감쇠기와 최적화된 점성감쇠기의 질량관성모멘트, 점성계수 및 강성계수를 구한 것이다.

4.2 목적 함수

Fig. 4는 pulley와 고무감쇠기의 형상과 치수를 나타내고 있다. Pulley축의 치수를 이용하여 최적 설계모델의 외경과 내경의 치수를 결정한다. 즉, 점성감쇠기 하우징의 외경(D_o), 내경(D_i)과 설치부 직경(D)을 각각 234mm, 150mm와 90mm로 결정한다.

목적함수는

$$f(x) = \text{Amp}(i, j)_{\max} \rightarrow \text{minimize}$$

$\text{Amp}(i, j)_{\max}$ 는 i 절 j 차일때의 공진진폭 중 운전영역 내에서의 가장 큰 진동값을 나타낸다.

4.3 설계변수와 구속조건

최적으로 하려는 설계변수는 하우징의 두께(t), 폭(B), 기름틈새(ΔC)와 동점도계수(ν)로 하였고, 각 설계변수의 구속조건은 아래와 같다.

- 1) $3 \text{ mm} < t < 5 \text{ mm}$
- 2) $30 \text{ mm} < B < 40 \text{ mm}$
- 3) $0.3 \text{ mm} < \Delta C < 0.5 \text{ mm}$
- 4) $10^4 \text{ cSt} < \nu < 3 \times 10^5 \text{ cSt}$

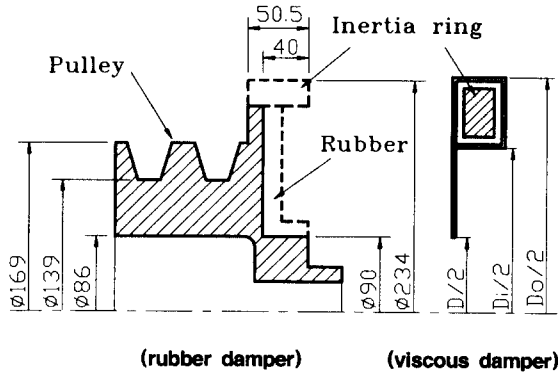


Fig. 4 Detail drawing of pulley and damper

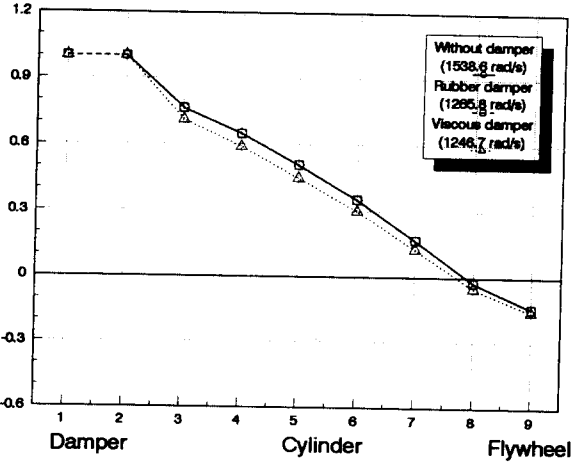


Fig. 6 Mode shape

4.4 최적화 결과

점성감쇠기의 최적화 결과로써 Fig. 5는 진동 응답곡선을 나타낸 것으로써 감쇠기를 최적화 시킨 결과값이 기존의 고무감쇠기를 부착한 결과보다 훨씬 좋고, 각 차수에 대한 공진배율이 매우 줄어들었다.

Fig. 6은 1차 모드 형상으로써 감쇠기가 없을 경우에는 1538.6 rad/s, 고무감쇠기는 1265.8 rad/s, 그리고 점성감쇠기는 1246.7 rad/s이다.

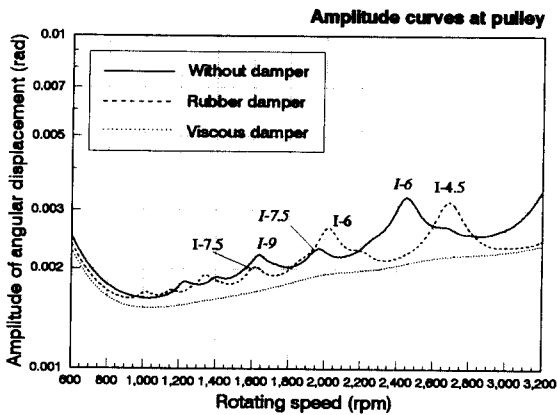


Fig. 5 Amplitude curves of angular displacement

Table 3은 기존 고무감쇠기와 최적화한 점성감쇠기의 질량관성모멘트와 점성계수, 강성계수를 구한 것이다.

Table 4는 감쇠기를 엔진에 부착하였을 때에 각 차수에 대한 공진진폭 결과이다. 여기서 4.5차에서 감쇠기를 부착하지 않았을 때는 0.001399 rad이고 점성감쇠기를 부착하였을 때에는 0.00042 rad로 약 70% 감소하였다. 이때 구한 감쇠기 각부의 치수를 Table 5에 표시한다.

Table 4 Comparison resonant amplitude

Order	Amplitude of angular displacement (rad)		
	without damper	rubber damper	viscous damper
3.0	0.0033710	0.0048877	0.0014142
4.5	0.0013996	0.0014628	0.0004223
6.0	0.0006485	0.0009402	0.0002720
7.5	0.0003472	0.0003629	0.0001048
9.0	0.0002031	0.0002945	0.0000852

Table 5 Calculated result of viscous damper

Parameters	Values
R_o	117.00 [mm]
R_i	56.00 [mm]
R	35.00 [mm]
B	40.00 [mm]
t	3.00 [mm]
r_o	113.70 [mm]
r_i	59.30 [mm]
h	33.40 [mm]
ΔC	0.30 [mm]
ν	24337.10 [cSt]

* r_o, r_i, h : 관성링의 내·외측 반경과 폭

5. 결론

본 논문에서는 고속 디젤엔진에서 사용되는 점성비틀림 진동감쇠기의 동특성을 해석하였고, 감쇠기의 최적설계의 방법으로 Random Tabu탐색법을 이용하였다. 최적화를 통하여 공진진폭값을 낮추었고, 기존의 고무감쇠기보다 향상된 진동저감을 시뮬레이션 결과로서 확인하였다.

향후, 형상함수를 실제에 맞도록 변경시키고, 최적화한 감쇠기를 실제모델에 부착하여 시뮬레이션한 결과와 비교할 예정이다.

참고문헌

- 1) K. Kitano, Y. Sasaki, "Research of Engine Noise Reduction Applying Crank Shaft Torsional Damper", 内燃機關, 25-4, 1989
- 2) Den Hartog J.P., Mechanical Vibration, 4th Ed., McGraw-Hill Book Co., 1958
- 3) B.I.C.E.R.A., A Handbook on Torsional Vibration, Cambridge University Press, 1958
- 4) Hu, N., Tabu Search Method with Random Moves for Globally Optimal Design, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 35, pp. 1055-1070, 1992
- 5) 김유신, 양보석, 최성필, "Tabu탐색법을 이용한 신경회로망의 학습개선에 관한 연구", 대한기계학회 학술논문집, pp. 445-460, 1994
- 6) 岩林 外3, Torsional Vibration Damping of Diesel Engines with a Rubber Damper Pulley, 日本機械學會論文集(C編), 60-572, 1994-4
- 7) 岩本, R. Hartmann, ディーゼル機関における粘性ねじり振動ダンパ作動油の實效粘度に関する研究, J. of MESJ, Vol. 17, No.6, pp. 54-60, 1982