

토크컨버터 장착 이중댐퍼 체결클러치의 진동특성해석 및 위상최적화[§]

김 광 중* · 김 철[†]

* 경북대학교 기계공학부

Vibration Characteristics and Topology Optimization of a Double Damper Lock-Up Clutch in a Torque Converter System

Kwang-Joong Kim and Cheol Kim^{*†}

* Dept. of Mechanical Engineering, Kyungpook Nat'l Univ.

(Received March 17, 2010 ; Revised June 3, 2010 ; Accepted June 8, 2010)

Key Words: Double Damper(이중 댐퍼), Torque Converter(토크컨버터), Lock-up Clutch(록업 클러치), Design Optimization(설계최적화), Multi-body Dynamics(다물체동역학)

초록: 체결클러치에 부착된 댐퍼스프링은 유체커플링에서 직결로 변환될 때 발생하는 엔진 토크의 진동을 흡수하는 역할을 한다. 본 연구에서는 체결클러치의 성능을 좌우하는 압축스프링 및 지지 판 구조물의 최적설계를 통해서 새로운 설계형상을 제안하였다. 체결클러치와 연결된 엔진, 변속기, 구동축 및 휠, 차체질량 등 주요 부품들을 다 포함하는 다물체 동역학모델을 구성하여 공진 회피에 필요한 스프링상수를 계산하였다. 또한 어닐링 모사법에 의한 스프링 최적설계코드를 개발한 후 스프링상수, 최대충격토크, 수축각도, 스프링개수, 피로강도 등을 입력하여 압축 스프링의 사양을 최적화하였다. 이들 스프링을 지지하는 3 가지의 판에 대해서 컴플라이언스를 최소화하고 체적비를 0.3 이하로 하는 위상최적화를 수행하여 새로운 형상을 제안하였다.

Abstract: Damper springs in a drive-line absorb the impulsive torque generated when a lock-up clutch is connected directly, instead of via a fluid coupling. Design optimization and finite element analysis were performed to improve the shock- and vibration-absorption capacity of the lock-up clutch. For this purpose, a multi-body dynamics model was developed by including the main parts of a vehicle, such as an engine with a clutch, a transmission, drive shafts and wheels, and a whole mass of a vehicle. The spring constants were selected so that resonance of a system could be avoided. Damper springs were optimized on the basis of the spring constants, impulsive torques, compressed angles, spring counts, fatigue constraints, etc. Topology optimization was performed for three plates with the damper springs. The compliance was set up as an objective function, and volume fraction was fixed below 0.3. A new shape for the plates was proposed on the basis of the topology result.

1. 서 론

1.1 연구 배경

자동 변속기에는 동력전달의 핵심부품으로서 토크 컨버터 시스템이 부착된다. 토크컨버터는 일종의 유체 커플링과 클러치의 결합체로, 저속에서는 동력이 엔진에서 변속기로 유체 커플링에 의해 전달되고, 고속에서는 효율적인 동력전달을 위해 유체를 거치지 않고 클러치를 직결(Lock-up)하여 엔진 토크를 전달하게 되는데 이때 충격 토크 및 진동이 발생하여 주행에 좋지 않은 영향을 미친다. 해석을 통해서 정

확한 진동특성을 파악하고 설계에 적용시키는 연구가 필요하다.

최근 자동차의 동력전달장치 시스템을 구성하여 시뮬레이션을 수행하는 연구가 활발히 이루어지고 있다. Gadda⁽¹⁾는 전기 조향 시스템의 안전성을 진단하기 위해 자동차의 동력전달 모델을 구성하여 해석을 수행하였다. Kliuzovich⁽²⁾는 하이브리드 자동차의 제어시스템을 해석하기 위해 자동차 전체의 동력전달 시스템을 모델링하여 해석을 수행하고 구동 시 차체의 특성을 분석하였다. 그러나, 동력전달계 전체에 대해 시스템의 특성을 파악하는 연구는 계속 진행되어 왔지만, 각 부품에 발생하는 진동이나 동력전달 특성 등에 대한 연구는 미진하다.

본 연구에서는 체결클러치 중 신개념인 이중 쌍댐퍼

[§] 이 논문은 2010년도 대한기계학회 CAE 및 응용역학부문 춘계학술대회(2010. 3. 4.-5., 서울대) 발표논문임.

[†] Corresponding Author, kimchul@knu.ac.kr

© 2010 The Korean Society of Mechanical Engineers

시스템(Double Twin Damper System)에 대하여 ADAMS 를 이용하여 클러치의 각 부품들이 포함된 자동차의 동력전달시스템을 구성하였고, 실 주행상황을 모사하여 동력전달 특성을 파악하였다. 또한, 전체 시스템의 유한요소 고유진동수 해석을 통해 엔진의 작동영역에서 공진을 회피하도록 스프링상수를 결정하였다. 클러치에 부착되는 댐퍼스프링을 최적설계하기 위해서 어닐링모사(Simulated Annealing)법에 의거하여 스프링 최적설계코드를 개발하였고, 결정된 스프링상수 및 최대충격토크, 수축각도, 스프링개수 등을 입력하여 압축스프링의 사양을 최적화하였다.^(3,4) 스프링의 수, 스프링 부착 환경에 따른 고유진동수 변화 양상을 파악하기 위하여 스프링이 부착된 세 개의 동력 전달용 판을 모델링한 후 스프링요소를 각 상황별로 나누어 부착시키고 진동 특성을 파악하였다. 또한 세 개의 판 구조물에 대하여 위상최적화를 수행하여 초기형상을 결정하였으며, 최적화된 구조를 바탕으로 모델링된 판에 대해 강도해석을 하여 구조안전성을 확인하였다.

2. 동력전달시스템의 구성 및 해석

2.1 댐퍼시스템의 종류 및 특징

종래의 일반 댐퍼 시스템을 포함하는 토크컨버터는 체결클러치 체결 시에 하나의 댐핑 요소를 가지며, 해제 시에는 유체에 의한 댐핑 요소만을 가지고 있다.^(5,6) 연비향상을 목적으로 체결클러치의 체결 시점을 낮추려는 시도 가운데 저 회전으로 갈수록 엔진으로부터 유입되는 진동은 크게 발생되어 댐핑 요소의 역할이 매우 중요한 문제로 대두되었다. 동력 전달 경로 중 프론트커버(Front Cover)와 터빈(Turbine) 사이의 공간에 댐퍼 스프링 요소가 어떻게 배치되는가에 따라 토크컨버터의 비틀림 진동특성이 결정되기 때문에 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽⁷⁾

댐퍼 시스템의 종류로는 터빈 댐퍼 시스템(Turbine Damper System), 쌍 댐퍼 시스템(Twin Damper System), 이중 쌍댐퍼 시스템(Double Twin Damper System)이 있다. 터빈 댐퍼 시스템은 체결의 해제 시에도 터빈출력이 댐퍼 요소를 통해서 입력 축으로 전달하여 진동감쇄효과를 이룬다. 터빈 댐퍼 시스템의 댐핑효과 향상을 위해 고안된 것이 쌍 댐퍼 시스템인데, 이는 클러치 체결 시 추가된 댐퍼 요소를 통하여 터빈 댐퍼로 동력을 전달하므로 터빈 댐퍼에 비해 더 나은 진동감쇄효과를 이룬다. 이러한 기능에 더하여 이중 쌍 댐퍼 시스템은 토크컨버터의 댐핑기능을 최대화하기 위해 체결뿐 만 아니라 해제 시의 동력전달 경로에도 댐퍼 요소를 추가하여 클러치 해제상태에서의 감쇄효과를 향상시켰다. 추가된 댐퍼 요소는 동일한 환경에서 한 쌍의 커버 안

에 조립되어 있으므로 댐퍼 요소 추가 시에도 토크컨버터의 전장은 동일하게 유지되도록 고안되었다. 본 연구는 토크컨버터의 이중 쌍 댐퍼 시스템이 장착된 체결클러치에 초점을 맞추어 진행되었다.

Fig. 1 은 3 종류 댐퍼시스템 구성의 차이를 보여준다. 이중 쌍 댐퍼 시스템은 터빈댐퍼의 스프링 강성의 설계 자유도를 배가시키는 장점과 이중 댐퍼의 진동흡수 능력을 결합한 장치로서 부피증대 없이 개선된 설계가 가능하다. 주요 부품으로는 커버, 임펠러, 터빈, 드리븐 플레이트, 드라이브 플레이트, 리테이닝 플레이트, 스플라인허브, 스프링댐퍼 등이 있다. 댐퍼 스프링은 드리븐 플레이트, 드라이브 플레이트, 리테이닝 플레이트에 각각 부착된다. Fig. 2 와 같이 체결클러치의 직결 여부에 따라 동력전달 경로가 변화하기 때문에 각 경우에 따라 위 3 개의 판 및 스프링의 작동 여부가 결정된다.

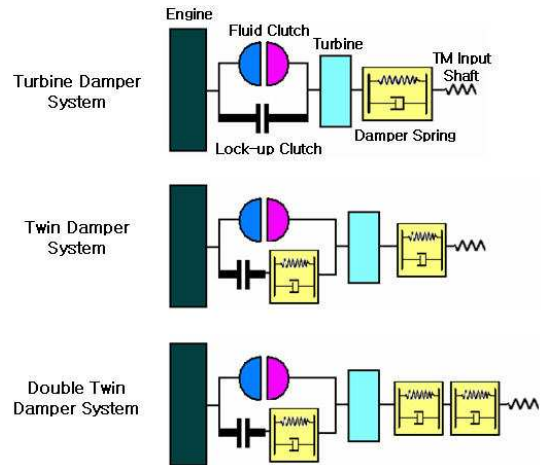
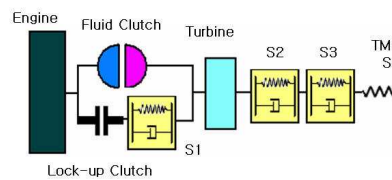


Fig. 1 Three kinds of a lock-up clutch damper system



▶ 록업클러치 작동시 동력전달 경로

엔진 → 프론트 커버 → 록업클러치 → 드라이브 플레이트 → 스프링1 → 커버플레이트 + 터빈 → 스프링2 → 드리븐 플레이트 → 스프링3 → 리테이닝 플레이트 → 스플라인 허브 → 변속기 입력축

▶ 록업클러치 비 작동시 동력전달 경로

엔진 → 프론트 커버 → 임펠러 → 유체 클러치 → 터빈 + 커버플레이트 → 스프링2 → 드리븐 플레이트 → 스프링3 → 리테이닝 플레이트 → 스플라인 허브 → 변속기 입력축

Fig. 2 Power transfer route in a drive-line system

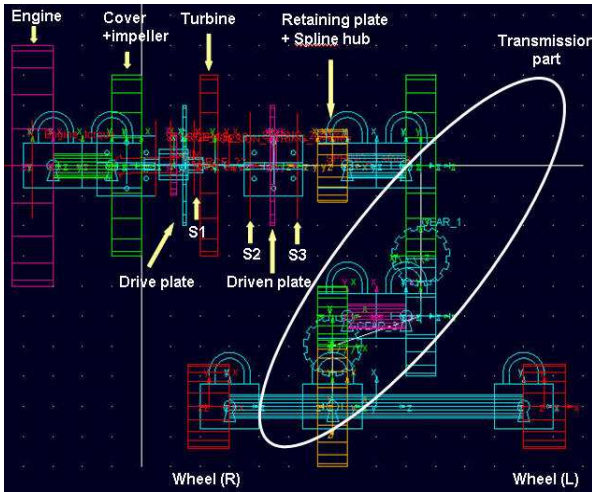


Fig. 3 Multi-body dynamic model of a vehicle

2.2 차량 동력전달시스템의 구성

체결클러치와 연결된 엔진, 변속기, 구동축 및 휠, 차체질량 등 주요 부품들을 모두 포함하고 그 사이를 연결하는 등가 강성과 등가 스프링 등을 추가해서 정의하는 방법으로 동역학 해석 프로그램인 ADAMS 를 이용하여 Fig. 3 과 같이 다물체 동역학모델을 구성하였고, 차량 동력 전달 시스템의 동력전달 특성 및 비틀림진동 특성을 해석하였다.^(8,9) 동력전달 모델은 Fig. 3 과 같이 크게 엔진, 토크컨버터, 변속기, 바퀴로 구성되고, 특히 토크컨버터 부분에서는 커버/임펠러, 드라이브/드라이브 플레이트, 터빈, 리테이닝 플레이트/스플라인허브, 댐퍼 스프링으로 구성된 이중 쌍 댐퍼 시스템이 적용되었다.

모델링된 자동변속기 차량은 1,600cc 급 직렬형 4 기통 엔진을 장착하고 있고, 이중 쌍 댐퍼 시스템이 적용된 체결클러치를 장착하고 있다고 가정하였다. 차량 전체 무게는 1,600kgf 이고, 엔진 최대토크는 156,000N·mm 이다. 각 부품들에는 기존의 실제 부품들을 바탕으로 질량 및 회전관성이 적용되었다. 또한 체결 시 시스템의 응답을 계산하기 위해 실차 상황을 바탕으로 클러치가 체결되도록 로직을 구성하였다.

2.3 고유진동수 해석 및 스프링 상수

차량 고유진동수가 중속 영역인 엔진 회전 수 (약 900rpm~2,000rpm) 영역 내에 있을 때 공진이 발생되어 진동문제가 발생된다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 동력 전달축의 강성을 감소시키는 것이 해결책이 될 수 있으나 강도 저하의 문제가 생길 수 있으므로 주로 댐퍼 스프링을 통한 비틀

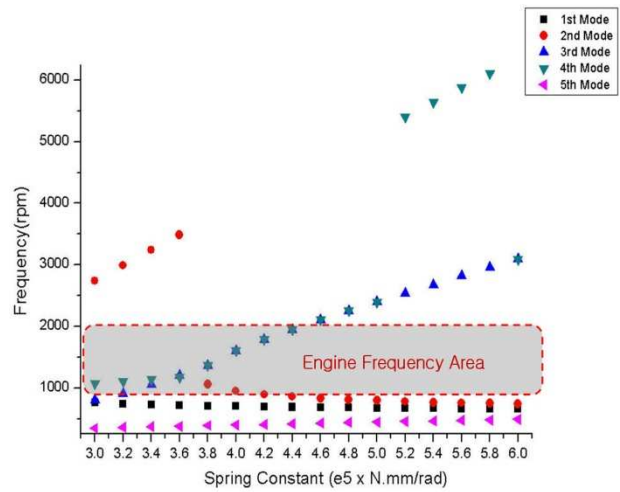
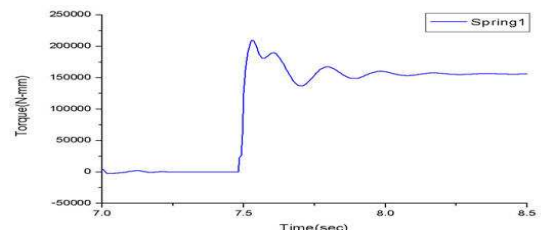
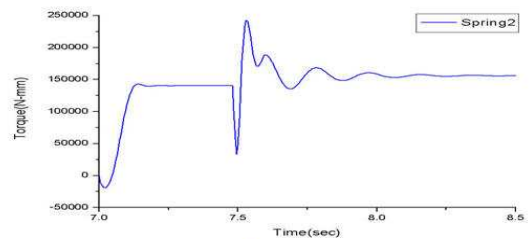


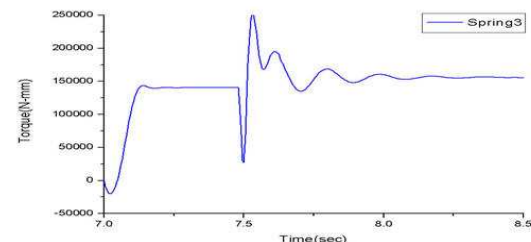
Fig. 4 Results from the natural frequency analysis



(a) At the spring, S1



(b) At the spring, S2



(c) At the spring, S3

Fig. 5 Peak torques on a damper spring in a direct lock-up mode

림 특성을 조정한다.⁽¹⁰⁾

판에 부착되는 스프링들은 ADAMS 의 토션 스프링요소로 등가로 치환하여 사용하였으며, 3 개의 서로 다른 스프링(S1~S3)을 스프링상수

400,000 N·mm/rad 기준으로 상하로 20,000 N·mm/rad 만큼 동시에 변화시키며 총 16 회의 해석이 수행되었다. 스프링의 감쇄계수는 스프링 상수의 0.8%로 가정하였다. 해석 수행 후 Fig. 4와 같은 결과를 얻을 수 있었다. 그래프에서 볼 수 있듯이 스프링상수가 460,000N mm/rad 이상일 때 엔진 주파수영역을 벗어나게 되어 공진을 회피할 수 있음을 알 수 있다.

2.4 스프링 최대 전달토크

엔진 클러치 체결 시 스프링에 작용하는 최대 토크를 확인하기 위해 동력학 해석을 수행하였다. 클러치 체결 순간의 갑작스런 충격으로, 입력된 엔진토크 156,000N mm 보다 35~53% 높은 210,000N mm~240,000N mm 의 토크가 스프링에 전달됨을 알 수 있었다. 체결 순간의 최대 토크 작용 시 판의 회전을 20° 이하로 제한하고 동시에 스프링 상수를 공진 회피 범위 안에 있도록 700,000Nmm/rad 로 결정하여 해석을 다시 하였다.

해석결과 각 스프링에서 Fig. 5 와 같은 결과를 얻을 수 있었다. 체결 시 각 스프링에 210,100, 232,800, 241,800(N mm)의 최대토크가 발생하고 댐퍼스프링에 의해 감쇄되면서 점차 엔진 토크 (156,000N mm)로 수렴하는 것을 볼 수 있다. 여기서 7.5 초 전까지는 1 번 스프링이 작동하지 않는 것을 확인할 수 있는데, 이는 7.5 초 이전에는 유체클러치로 동력이 전달되어 2, 3 번 스프링만 작동하게 되고, 7.5 초에 체결이 이루어지면서 1 번 스프링이 추가로 작동하기 때문이다.

3. 스프링의 최적 설계

3.1 SA(Simulated Annealing) 기법

어닐링 모사법에서는 현재 해보다 더 큰 목적함수 값을 갖는 해도 적절한 확률로 받아들일 가능성을 열어 줌으로써 국부 최소점에서 빠져나올 수 있게 하여 전역 최소점을 찾아나갈 가능성을 주게 된다.⁽¹¹⁾ 어닐링 모사법은 외부와 내부 루프로 구성된다. 먼저 초기 값들이 설정된 후 외부루프에서 우선 임의의 해 T 값을 고정시키고 내부루프에서 적절한 방법으로 현재의 해와 근접한 새로운 해를 만들어서 새로운 해의 목적함수의 값이 현재 해의 값보다 작으면 무조건 새로운 해를 현재 해로 받아들이고, 그렇지 않을 경우에도 무조건 버리지 않고 정한 확률로 나쁜 해를 현재 해로 받아들이는 과정을 임의의 횟수만큼 반복한다. 그 후 외부루프에서 T 값을 약간 낮추고 내부루프 횟수

를 적절히 수정하여 다시 내부루프의 과정을 반복하게 된다. T 를 낮추는 것은 개선되지 않은 이웃 해로의 이동확률의 감소를 의미한다. T 를 낮추는 과정에서 해가 국부 최소점에 빠지지 않도록 충분히 그리고 주의 깊게 낮추어야 한다. T 값이 충분히 낮거나 반복계산이 해의 개선을 가져오지 않을 때 탐색은 멈춘다.

3.2 스프링의 최적화 코드 구성

어닐링모사에 기반을 둔 스프링 최적설계코드를 개발하고 앞서 결정된 스프링상수 및 최대충격토크, 수축각도, 스프링개수 등을 입력하여 압축 스프링의 사양을 최적화하였다. 스프링 설계 시 반복하중에 의한 스프링의 전단응력이 허용응력을 초과하지 않도록 설계하는 것이 중요하기 때문에 식 (5)과 같이 설계변수에 따라 변하는 피로 및 항복에 대한 안전계수를 목적함수로 정의하고, 스프링 부착 공간의 기하학적 상황을 고려하여 구속 조건을 결정하였다.

$$\begin{aligned} SF_f &= \frac{1}{\tau_a / S_a + \tau_m / S_m} \\ \text{Maximize} \quad SF_y &= \frac{S_y}{\tau_a + \tau_m} \quad (5) \\ \text{Subject to} \quad L + 2d &\leq L_{mf} \\ D + d &\leq D_{out} \end{aligned}$$

1 단 스프링 와이어 직경 d_1 , 1 단 스프링 직경 D_1 , 2 단 스프링 와이어 직경 d_2 , 2 단 스프링 직경 D_2 를 최적화 설계변수로 설정하였다.

1 단과 2 단 스프링의 항복과 피로에 대한 각각의 안전계수 SF_{f1} , SF_{y1} , SF_{f2} , SF_{y2} 을 식 (6), (7) 과 같이 목적함수로 정의하고 최대화하였다.

$$SF_f = \frac{1}{\tau_a / S_a + \tau_m / S_m} \quad (6)$$

$$SF_y = \frac{S_y}{\tau_a + \tau_m} \quad (7)$$

$$S_a = 6790.9d^{-0.16} N_f^{-0.2136} \quad (8)$$

$$S_m = 1721.4d^{-0.16} \quad (9)$$

$$S_y = 933.6d^{-0.16} \quad (10)$$

여기서, S_a , S_m , S_y 는 각각 전단에 대한 내구한계, 극한강도, 항복강도를 의미하며, N_f 는 무한 피로 수명으로 10^6 을 사용하였다.

평균 전단응력 τ_m 과 교번 전단응력 τ_a 는 다음의 식 (11)~(17)을 통해 구할 수 있다.

$$\tau_m = 8K_s P_m C / (\pi d^3) \quad (11)$$

$$\tau_a = 8K_w P_a C / (\pi d^3) \quad (12)$$

$$K_s = 1 + 0.615 / C \quad (13)$$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C + 4} + \frac{0.615}{C} \quad (14)$$

$$C = D / d \quad (15)$$

$$P = \frac{T}{nr} \quad (16)$$

$$P_m = \frac{P_{max} + 0}{2}, P_a = \frac{P_{max} - 0}{2} \quad (17)$$

여기서 K_s , K_w 는 각각 직접전단계수와 Wahl 계수를 의미한다. 평균하중 P_m , 교변하중 P_a , 클러치에 작용하는 전달 토크 T 와 부착판의 중심에서 스프링까지의 거리 r , 스프링 개수 n 과의 관계에서 교변하중과 평균하중을 식 (16), (17)을 통해 구할 수 있다.

$$L + 2d \leq L_{mf} \quad (18)$$

$$L_{mf} = \frac{2\pi r}{n} - l_r \quad (19)$$

$$D + d \leq D_{out} \quad (20)$$

$$L = Nd(1 + a) \quad (21)$$

$$N = Gd^4 / 8D^3k \quad (22)$$

위 식에서 L_{mf} 는 댐퍼스프링이 판에 장착 가능한 최대 길이이며, 원판 중심에서 스프링까지의 거리 r , 스프링 개수 n , 스프링 장착에 필요한 판의 돌출부위 길이 l_r 에 의해 결정된다. 스프링 전체 길이 L 은 식 (21), (22)와 같이 댐퍼스프링의 스프링상수 k 와 스프링 권수 N 등에 의하여 결정된다. 여기서 G 는 전단탄성계수를 나타내고, a 는 압축 스프링 피치 길이이다.

3.3 서징주파수 및 좌굴 하중

스프링 최적화 코드를 통해 스프링의 설계변수를 최적화하고, 그에 따른 스프링 서징(Surging) 주파수와 좌굴에 대한 임계하중을 구하여 서징과 좌굴에 대한 안정성을 판단해 볼 수 있도록 식 (23)~(25)을 적용하여 코드를 구성하였다. f_n , P_{cr} 은 각각 서징주파수, 좌굴 하중을 나타내며, I_e 는 코일의 등가관성모멘트를 나타낸다. v 는 푸아송비, Na 는 유효권선수이다.

$$f_n = \frac{356620d}{D^2N} (Hz) \quad (23)$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I_e}{(0.5L)^2} \quad (24)$$

$$I_e = \frac{Ld^4}{64DN_a} \left(1 + \frac{v}{2}\right) \quad (25)$$

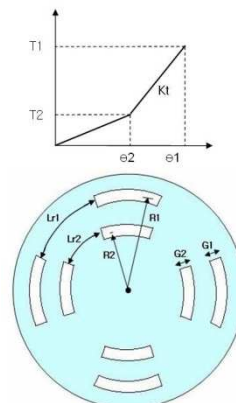
3.4 클러치 판 배열을 고려 스프링 최적화

스프링 최적설계 수행에 필요한 입력값과 그에 따른 출력값은 Fig. 6에 정리하였다. 스프링 상수 K_i 와 전달토크 T_i 은 앞에서 고유진동수 해석 및 동역학 해석을 통해 결정된 스프링상수와 체결 시 발생하는 최대 토크 값이 사용되며, 나머지 값들은 구속조건을 고려하여 입력하게 된다.

Table 1은 1번 스프링에 대하여 이전에 구한 스프링 상수 및 최대토크를 이용하여 판의 중심으로 부터 80mm 위치에 각각 4 개씩 이중으로 부착되어 있는 압축 스프링의 경우에 대한 최적화 수행 결과를 보여주고 있다. 좌굴 임계하중은 각각 4,540.37N, 7,538.32N 이고, 서징 주파수는 각각 570.98Hz

Table 1 Result of the spring optimization

Input		Output	
Kt(N.mm/rad)	700,000	θ2(deg)	10.98
T1(N.mm)	210,100	d1(mm)	3.79
T2(N.mm)	100,000	D1(mm)	20.65
θ1(deg)	20	d2(mm)	2.30
1st Spring(EA)	4	D2(mm)	16.90
2nd Spring(EA)	4	Surge freq.1(Hz)	570.98
R1(mm)	80	Surge freq.2(Hz)	1492.77
R2(mm)	80	Critical load 1(N)	4540.47
Lr1(mm)	30	Critical load 2(N)	7538.32
Lr2(mm)	30	1st Spring	
G1(mm)	25	constant(N/mm)	20.38
G2(mm)	20	2nd Spring	
		constant(N/mm)	26.08



INPUT	OUTPUT
Kt (N.mm/rad)	θ2(deg)
T1(N.mm)	d1(mm)
T2(N.mm)	D1(mm)
θ1(deg)	d2(mm)
1st spring (EA)	D2(mm)
2nd spring (EA)	SURGE FREQ. 1(Hz)
R1(mm)	SURGE FREQ. 2(Hz)
R2(mm)	CRITICAL LOAD 1(N)
Lr1(mm)	CRITICAL LOAD 2(N)
Lr2(mm)	1st SPRING
G1(mm)	CONSTANT(N/mm)
G2(mm)	2nd SPRING
	CONSTANT(N/mm)

Fig. 6 Input & output values for spring optimization

(34,258.8rpm), 1,492.77Hz (89,566.2 rpm)으로서 스프링에 작용하는 하중 (656.56N)과 공진영역 (900~2,000rpm)을 고려 할 때 스프링이 좌굴 및 서징에 대해 안전하게 설계되었음을 확인할 수 있다.

4. 클러치 위상최적화

4.1 클러치 고유진동수 해석

동력이 전달되는 경로에서 충격 및 진동을 흡수하기 위해 댐퍼 스프링이 부착되는데 댐퍼 스프링이 부착되는 클러치 부품으로는 드리븐 플레이트, 드라이브 플레이트, 리테이닝 플레이트가 있다. 판에 스프링이 부착되는 방식에 따라 진동특성이 변화한다면 그 경향을 파악하여 스프링 진동특성을 조절할 수 있을 것이고 이는 클러치 설계에 유용한 방법이 될 수 있을 것이라고 판단하였다. 때문에 이들 판에 스프링이 부착되는 방식에 따라 진동특성이 어떻게 변화하는지 확인하기 위해서 해석 OPTISTRUCT 를 이용하여 고유진동수 해석을 수행하였다. 스프링의 개수, 스프링 부착 반경에 따른 고유진동수의 변화 양상을 파악하기 위하여 드리븐 플레이트와 드라이브 플레이트의 스프링 부착 상황을 동일하게 변화시켰으며 리테이닝 플레이트에 부착되는 스프링은 개수 6 개, 반경 50mm 로 고정하였다.

4.2 고유진동수 해석 및 결과

클러치 스프링 전체에 대한 등가 토션 스프링 상수는 앞에서 동력전달 시스템을 구성하여 결정 한 700,000N mm/rad 을 사용하였다. 드리븐 플레이트, 드라이브 플레이트의 스프링 개수(3~6 개)를 변화시킬 때에는 스프링 반경을 80mm 로 고정하였으며, 스프링 반경(75~90mm)을 변화시킬 때에는 스프링 개수를 4 개로 고정하여 해석하였다. 실제 유한요소해석에서 스프링 요소에 입력해 주어 야하는 압축 스프링 상수는 식 (26)을 이용하여 변수 및 구속조건에 따라 계산되었다. 여기서 n 은 각 판에 부착되는 스프링 개수이고 r 은 부착반경을 의미한다. 리테이닝 플레이트의 스프링 상수는 같은 방법으로 계산된 값인 46.67N/mm 을 사용하였다.

$$k(N/mm) = \frac{K_t(N \cdot mm / rad)}{n \times r^2} \quad (26)$$

클러치에 스프링을 장착하여 고유진동수해석을 수행하여 Table 2, 3 과 같은 결과를 얻을 수 있었다. Table 2 는 스프링의 개수를 변화시켜가며 해석

Table 2 Frequencies according to the number of springs

n (EA)	1st Natural Freq.(Hz)	2nd Natural Freq.(Hz)	3rd Natural Freq.(Hz)
3	13.11154	36.29392	79.73416
4	13.20309	36.51796	80.19382
5	13.29539	36.74793	80.65886
6	13.40663	37.02849	81.23716

Table 3 Frequencies according to the location of springs

r (mm)	1st Natural Freq.(Hz)	2nd Natural Freq.(Hz)	3rd Natural Freq.(Hz)
75	13.14014	36.35895	80.07064
80	13.20309	36.51796	80.19382
85	13.27643	36.70024	80.31629
90	13.35846	36.90807	80.44226

한 결과이고, Table 3 은 스프링의 부착 반경을 변화시켜가며 해석한 결과이다.

스프링 개수를 증가시킨 결과 클러치의 고유진동수가 전체적으로 증가하는 양상을 볼 수 있고, 스프링 개수를 3 개에서 6 개로 증가시켰을 때 대표적으로 1 차 고유진동수의 경우 13.11 Hz 에서 13.40 Hz 로 약 2.2% 증가함을 확인하였다. 또한 스프링 부착 반경을 증가시킬수록 클러치의 고유진동수가 전체적으로 증가하는 양상을 볼 수 있었고, 반경을 75mm 에서 90mm 로 증가시켰을 때 1 차 고유진동수의 경우 13.14Hz 에서 13.35Hz 로 약 1.6% 증가함을 알 수 있었다. 해석을 통한 결과를 살펴보면 1 차 고유진동수가 13.11Hz~13.40Hz 즉 393.3~402 rpm 정도의 낮은 주파수를 갖는다는 것을 알 수 있다. 이런 경우 공진에서 안전하기 위해 클러치의 고유진동수를 최대한 낮추는 방향으로 설계해야 한다. 클러치의 주파수를 최소화하기 위해서는 스프링 개수를 줄이고 그에 따라 스프링 강성은 높여야 하며 스프링 부착 반경을 최대한 줄이는 방향으로 설계해야 함을 확인하였다.

4.3 클러치 위상최적화

고유진동수 해석에서 사용했던 클러치 스프링 부착판의 초기 모델에 대해 부피를 감소시키며 강성을 최대화 시키도록 OPTISTRUCT 를 사용하여 위상최적화를 수행하였다. 재료로는 SPHC 를 적용

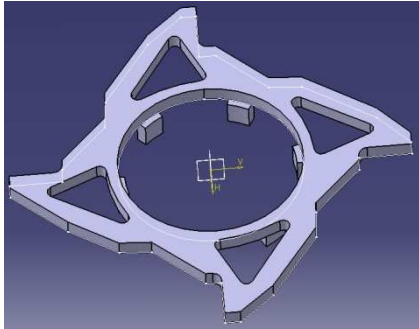


Fig. 7 New model of a driven plate after topology optimization

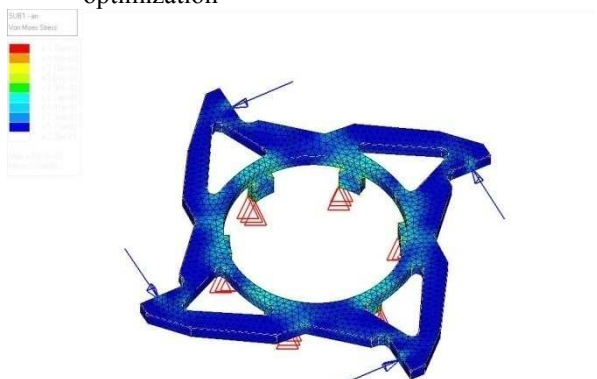


Fig. 8 Strength analysis result for a final model

하였다. 식 (27)과 같이 구속조건으로 체적비를 0.3 이하로 제한하고, 응력은 항복강도 385MPa 이하로 구속시켰으며 목적함수로 컴플라이언스 (Compliance)를 최소화시켜 구조물의 강성을 최대화하였다. 하중은 동적 해석을 통해 계산된 최대 토크 210,100, 232,800, 241,800(N-mm)을 부착반경 및 스프링개수로 나누어 드라이브 플레이트, 드리븐 플레이트, 리테이닝 플레이트에 각각 656.56N, 727.50N, 806.00N 의 값을 스프링에 의한 힘 전달 부위에 적용하였고, 각 판에서 다음 부품으로 동력이 전달되는 접촉 부분은 완전 구속시켰다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimize} \quad C = \frac{1}{2} u^T f \quad \text{with } ku = f \\
 & \quad \quad \quad C = \frac{1}{2} u^T Ku = \frac{1}{2} \int \varepsilon^T \sigma dV \quad (27) \\
 & \text{Subject to} \quad \sigma \leq \sigma_{yield} (285MPa)
 \end{aligned}$$

위상최적화를 수행한 결과 총 12 회의 반복을 통해 최적해를 얻을 수 있었다. 초기 컴플라이언스 값은 293.00 에서 40.38 으로 86.21% 감소하였다. 결과로부터 밀도 분포에 따라 보강 및 제거할 필요가 있는 부분을 확인할 수 있으며 이를 바탕으로 보강부재 및 기타 홈의 위치를 선정할 수 있고, 각 판 별 최적화 결과를 얻을 수 있었다.

좀더 구체적인 형상을 구현하고자, 대표적으로 드리븐 플레이트에 대하여 위상최적화 결과를 바탕으로 구현한 형상을 다듬어 Fig. 7 와 같이 새로운 판을 모델링하고 강도해석 및 고유진동수 해석을 수행하였다. Fig. 8 과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 새롭게 모델링된 판의 부피(4.425×10⁴mm³)는 초기모델의 부피(1.547×10⁵ mm³)에 비해 71.4% 감소되었다. 강도해석결과 고정부위에 항복응력의 53%정도의 최대응력 151.01MPa 이 발생하였다. 부피의 감소로 인하여 응력이 최적화 전 모델의 최대응력(123.52MPa)에 비해 22.25% 증가하였으나 강도적인 측면에서 항복응력의 절반 정도로 구조물이 안전함을 확인하였다.

5. 결론

자동변속기의 이중댐퍼장착 체결클러치 최적화 방법으로 먼저 다물체 동역학 모델을 구성하고 시스템의 동특성을 해석하였으며 SA 알고리즘을 이용하여 스프링 부착 위치 및 구속조건에 따라 설계변수를 최적화하는 스프링의 최적설계코드를 개발하였다. 또한 앞서 수행한 동적해석 및 스프링 최적화를 바탕으로 고유진동수 해석을 수행하여 스프링 부착 상황에 따른 고유진동수를 해석하였으며, 스프링 부착판의 위상최적화 및 강도해석을 수행하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- (1) 이중 댐퍼가 장착된 차량의 등가모델을 구성하고 스프링 상수를 변화시켜 전체 차량의 고유진동수를 조절할 수 있으며 이 방법을 이용하여 엔진 작동 영역에 대해 공진을 회피할 수 있다.
- (2) 등가모델을 통해 클러치 체결 시 스프링에 발생하는 최대 토크를 계산할 수 있고 스프링 최적 설계 수행 시 입력 값으로 사용할 수 있다.
- (3) 개발된 스프링 최적설계 코드를 통해 스프링상수 및 최대충격토크와 수축각도, 스프링개수 등 설계 구속 조건들을 입력하여 압축 스프링의 사양을 최적화하고 서징주파수 및 좌굴하중을 계산하여 스프링의 안전성을 판단할 수 있다.
- (4) 클러치의 고유진동수를 최소화하기 위해서는 스프링 개수를 줄이고 그에 따라 각각의 스프링 강성은 높여야 하며 스프링 부착 반경을 최대한 줄이는 방향으로 설계해야 함을 확인하였다.
- (5) 클러치 부품의 위상 최적화를 통해 부피를 감소시키며 강성을 증가시키는 모델을 구현하였고 강도해석을 통해 모델의 타당성을 검증하였다.
- (6) 이와 같은 설계기법을 통해, 입력되는 충격

및 공진에 안전하고 강성을 최대화 시키며 부피 감소를 이룬 신개념의 클러치 시스템 설계모델을 제시하였다.

후 기

이 논문은 2010 년 교육과학기술부로부터 지원 받아 수행된 연구임 (지역거점연구단육성사업/노화극복웰빙을 위한 융합의료기술개발사업단)

참고문헌

- (1) Gadda, C., Yih, P. and Gerdes, J., 2004, "Incorporating a Model of Vehicle Dynamics in a Diagnostic System for Steer-by-wire Vehicles," *In Proceedings of AVEC*, pp. 779~784, AVEC.
- (2) Kliuzovich, S., 2007, "Analysis of Control Systems for Vehicle Hybrid Powertrains," *Transport*, Vol. 22, No. 2, pp. 105~110.
- (3) Whal, A. M., 1963, *Mechanical Springs 2nd Ed.*, McGraw-Hill.
- (4) Ahn, G. Y. and Jeong, K. Y., 2004, "Optimization of the Spring Design Parameters of a Circuit Breaker to Satisfy the Specified Dynamic Characteristics," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Vol. 5, No. 4, pp. 43~49.
- (5) Gott, P.G., 1991, "Changing gears," *SAE*.
- (6) *Design Theory of Automatic Transmission*, Hyundai Motors Central Lab., 1995.
- (7) Kim, C. and Yoon, J. W., 2007, "Design Optimization of Automotive Lock-up Clutches with Damper Springs Using Simulated Annealing, FEM, and B-spline Curves," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 8, No. 5, pp. 599~603.
- (8) Chen, J. S., "Vehicle Powertrain Models using Multibody Dynamics," Ph.D. thesis, University of Iowa.
- (9) Sohn, J. H., Yoo, W. S. and Kim, D. H., 2001, "Development of Powertrain Model for Vehicle Dynamic Analysis Program, AutoDyn7," *Trans. of KSAE*, Vol. 9, No. 2, pp. 185~191.
- (10) Kim, G. W. and Jang, J. D., 2002 "Analysis of Torsional Vibration of Torque Converter Lock-up Clutch with Damper," *Proceedings of the KSAE Spring Annual Meeting*, pp. 819~824.
- (11) Corana, A. M., Marchesi, C. M. and Ridella, S., 1987, "Minimizing Multimodal Functions of Continuous Variables with Simulated Annealing Algorithm," *ACM Trans. on Mathematical Software*, Vol. 13, pp. 262~280.