

자동변속기 적용 유성기어의 헬릭스 각 방향에 의한 쓰러스트 베어링 작용 축 하중 연구

권현식*[#]

*동의대학교 자동차공학과

A Study of Effects of the Helical Angle Directions of Planetary Gear Sets on the Axial Forces on Thrust Bearings in an Automatic Transmission

Hyun Sik Kwon*[#]

*Automotive Engineering, Dong-eui University

(Received 18 January 2021; received in revised form 24 January 2021; accepted 30 January 2021)

ABSTRACT

An automatic transmission, which consists of several decks of planetary gear sets, provides multiple speed and torque ratios by actuating brakes and clutches (mechanical friction components) for connecting central members of the planetary gear sets. The gear set consists of the sun gear, the ring gear, and the carrier supporting multiple planet gears with pin shafts. In designing a new automatic transmission, there are many steps to design and analyze: gears, brakes and clutches, shafts, and other mechanical components. Among them, selecting thrust bearings that not only allow the relative rotation of the central members and other mechanical components but also support axial forces coming from them is important; doing so yields superior driving performance and better fuel efficiency. In selecting thrust bearings, the magnitude of axial forces on them is a critical factor that affects their bearing size and performance; its results are systematically related to the direction of the helical angle of each planetary gear set (a geometric design profile). This research presents the effects of the helical angle direction on the axial forces acting on thrust bearings in an automatic transmission consisting of planetary gear sets. A model transmission was built by analyzing kinematics and power flows and by designing planetary gear sets. The results of the axial forces on thrust bearings were analyzed for all combinations of helix angle directions of the planetary gear sets.

Key Words : Automatic Transmission(자동변속기), Axial Force(축 하중), Gear Helix Angle(기어 헬릭스 각), Thrust Bearing(쓰러스트 베어링), Transmission Design(변속기 설계)

1. 서 론

유성기어 세트는 선기어, 링기어, 유성기어와 유

성기어를 핀 샤프트로 지지하는 캐리어로 구성되며, 주요 회전요소인 선기어, 캐리어, 링기어 중 2개 요소의 회전 속도비에 의하여 나머지 한 개의 회전 속도비가 결정되는 기구학적 특징이 있다. 복수(2~4개)의 세트에 구성되는 자동변속기는 이러한 특징을 이용하여 여러 개의 변속단을 구현한다. 자

Corresponding Author : hskwon@deu.ac.kr

Tel: +82-51-890-2303, Fax: +82-505-182-6978

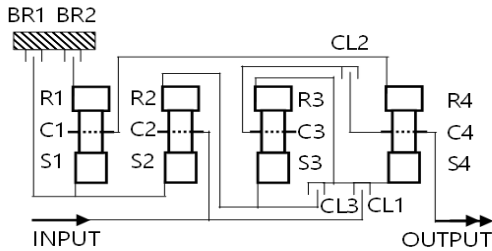


Fig. 1 An schematic diagram of ZF 8HP45 automatic transmission structure^[1]

Table 1 Brake and clutch actuation table of 8 forward and 1 reverse speed ratios of the automatic transmission in Fig. 1

Speed	BR1	BR2	CL1	CL2	CL3	Gear ratio
1st	●	●	●			4.714
2nd	●	●			●	3.143
3rd		●	●		●	2.106
4th		●		●	●	1.667
5th		●	●	●		1.285
6th			●	●	●	1.000
7th	●		●	●		0.839
8th	●			●	●	0.667
Reverse	●	●		●		-3.295

동변속기는 평 기어 혹은 헬리컬 기어의 외접기어로 구성되는 평행축(parallel) 구조 기반의 변속기 대비 다단 변속의 성능적 측면과 아울러 동축(co-axial) 베어링 지지와 체적대비 높은 동력 밀도의 구조적 측면 장점으로 전 세계적으로 다양한 기종이 개발되고 많은 승용 및 상용 차량에 널리 적용되고 있다.

자동변속기의 개발 단계는 변속단의 수, 각 변속단의 기어비 등의 설계 요구 사항 충족을 위한 기본 구조와 유성기어 세트의 기어비 선정의 1) 컨셉 설계 단계와 유성기어 세트, 샤프트 등의 각 요소의 제원 선정을 위한 2) 상세 설계 단계로 구분된다. 컨셉 설계 단계에서 Fig. 1과 같은 기본 구조를 나타내는 Schematic diagram을 다단 변속을 위한 Table 1의 브레이크 및 클러치 작동표를 참고하여 기구학적으로 해석하여 유성기어 세트의 각 구성요소에 대한 회전 속도비를 해석한다^[2-4]. Fig. 1에서 S, C, R은 유성기어 세트의 주요 회전요소인 선기

어, 캐리어, 링기어를 의미하며, BR과 CL은 브레이크(brake)와 습식 클러치(wet clutch)를 의미한다. 그리고, 파워 플로우 해석^[5]을 통하여 각 구성요소에 대한 작용 토크를 해석하여 기본 구조가 발휘할 수 있는 구조적 성능을 검토하고 기본 구조와 유성기어 비의 구조적 설계 변수를 선정한다.

상세 설계 단계에서는 컨셉 설계 단계에서 검토한 기본 구조의 각 회전요소에 작용하는 입력 회전 속도와 토크에 대한 회전 속도비와 토크비를 기반으로 변속기의 탑재 공간을 고려하여 각 요소에 대한 설계를 수행한다. 특히 유성기어 세트에 대한 설계의 경우 유성기어 세트의 탑재 공간과 강도와 수명의 성능을 고려하는 전달 오차와 기어 치 간 접촉 응력을 주요 설계 인자로서 설계 제원^[5]을 도출한다. 특히, 상세 설계 단계 중 기어를 포함한 클러치, 샤프트, 허브 등의 전체 레이아웃 구성과정에서, 상대 회전하는 부품 사이에 쓰러스트 베어링을 적용하여 기어의 헬릭스 각에 의해 발생하는 축 방향 하중을 지지하며 상대 회전을 가능하게 한다.

자동변속기는 주요 회전요소의 연결 변화에 따라 변속단별 다양한 기어비를 구현하는데, 각 변속단마다 주요 회전요소의 회전 속도비의 크기와 방향과 작용 토크의 크기와 작용 방향이 변한다. 따라서, 주요 회전요소의 각 변속단별 작용 토크의 크기와 방향에 따라 상대 회전이 필요한 위치에 적용된 쓰러스트 베어링에 작용하는 축 방향 하중의 크기는 변속단에 따라 변화한다.

상세 설계 단계에서 쓰러스트 베어링은 베어링 장착 부의 공간과 작용하는 하중을 고려하여 선정해야 하며, 특히 차량의 경우 운동성능과 연비 향상을 위하여 오버 스펙이 아닌 최적의 베어링을 선정하여야 한다. 따라서, 변속기의 각 변속단별 유성기어 세트의 헬릭스 각 방향에 따라 쓰러스트 베어링에 작용하는 축 방향 하중 분석이 필요하며 이 결과를 고려한 유성기어 헬릭스 각 방향 결정과 하중을 고려한 베어링 선정이 필요하다.

기존의 기어 헬릭스 각과 베어링 관련한 연구는 헬리컬 기어의 헬릭스 각 최적화, 축 방향 진동 해석 등 설계와 동적 해석 관련하여 많은 연구^[6, 7]가 수행되었으나 전체 기어시스템의 기어 헬릭스 각에 관한 연구는 찾기 어렵다. 따라서, 본 연구논문은

자동변속기 예제 구조에 대한 모델링과 쓰러스트 베어링에 대한 하중 분석으로 구성되어 유성기어 세트에 구성되는 자동변속기 기어시스템의 유성기어 세트 헬릭스 각 방향에 따라 쓰러스트 베어링에 작용하는 축 방향 하중 분석에 관한 연구를 수행하고자 한다.

2. 자동변속기 모델링

본 연구의 목적인 유성기어 세트의 헬릭스 각 방향에 따른 쓰러스트 베어링에 대한 축 하중 분석을 위하여 자동변속기에 대한 모델링이 선행되어야 한다. 연구를 위한 예제 모델로서 ZF社의 8HP45 자동변속기 모델^[1]을 이용하여 전체 변속기 기본 구조에 대한 기구학적 및 파워 플로우 해석, 유성기어 세트 설계, 베어링 배치 등의 레이아웃 구성 등 전체 모델링에 대하여 설명하고자 한다.

2.1 자동변속기 기본 구조에 대한 기구학적 및 파워 플로우 해석

컨셉 설계 단계에서 자동변속기 기본 구조에 대한 회전 속도비와 작용 토크에 대한 해석을 통하여 전체 변속기 시스템에 대한 성능 분석과 구성요소의 구조적 회전비와 토크비를 분석한다.

기어시스템의 각 구성요소에 대한 회전 속도비 해석은 각 유성기어 세트를 기구학적으로 구성하는 선기어-유성기어 물림과 링기어-유성기어 물림, 입력 회전속도와 구속 조건 등을 고려하여 기어시스템에 대한 일반화된 행렬식을 구성하여 선형적으로 해석한다.

구성요소에 대한 토크 분석은 기구학적 해석 결과를 고려한 동력과 토크 보존을 통하여 각 구성요소에 작용하는 토크비를 해석한다. 이러한 기본 구조에 대한 회전비와 토크비 해석 과정은 상세 설계 단계에서 기어, 샤프트, 클러치 등 설계 제원 선정을 위하여 필수적이다. 이 섹션의 상세 내용은 연구 문헌^[4]을 참고하기 바란다.

입력 회전속도와 토크에 대한 Fig. 1 예제 구조의 주요 회전요소에 대한 회전 속도비와 토크비 해석 결과는 Table 2와 같다.

Table 2 (a) Rotational speed and (b) applied torque ratios on central members of the example planetary gear train for all speed ratios

(a)													
Speed	S1	C1	R1	S2	C2	R2	S3	C3	R3	S4	C4	R4	
1st	0	0	0	0	1.0	1.5	1.5	1.2	1.0	1.0	0.2	0	
2nd	0	0	0	0	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	0.3	0	
3rd	1.0	0.3	0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	0.5	0.3	
4th	1.8	0.6	0	1.8	1.0	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	
5th	2.2	0.7	0	2.2	1.0	0.4	0.4	0.8	1.0	1.0	0.8	0.7	
6th	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
7th	0	1.2	1.9	0	1.0	1.5	1.5	1.2	1.0	1.0	1.1	1.2	
8th	0	1.5	2.3	0	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	
Rev.	0	0	0	0	1.0	1.5	1.5	-0.3	-1.4	-1.4	-0.3	0	

(b)													
Speed	S1	C1	R1	S2	C2	R2	S3	C3	R3	S4	C4	R4	
1st	1.2	-3.7	2.5	0	0	0	0	0	0	1.0	-4.7	3.7	
2nd	0.8	-2.5	1.7	-0.3	1.0	-0.7	0	0	0	0.7	-3.1	2.4	
3rd	0.5	-1.6	1.1	-0.5	1.6	-1.1	0	0	0	0.5	-2.1	1.6	
4th	0.3	-1.0	0.7	-0.3	1.0	-0.7	0.2	-0.4	0.2	0.3	-1.3	1.0	
5th	0.1	-0.4	0.3	-0.1	0.4	-0.3	0.3	-0.7	0.4	0.1	-0.5	0.4	
6th	0	0	0	0	0	0	0.4	-1.0	0.6	0	0	0	
7th	0	0	0	-0.2	0.5	0.3	0.3	-0.8	0.5	0	0	0	
8th	0	0	0	-0.3	1.0	-0.7	0.3	-0.7	0.4	0	0	0	
Rev.	-1.3	3.9	-2.6	-0.3	1.0	-0.7	0.6	-1.7	1.1	-1.1	5.0	-3.9	

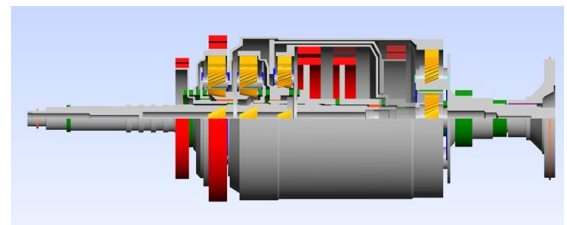


Fig. 2 3D model of the example transmission

2.2 유성기어 세트 설계

일반적인 외접기어는 구동기어와 종동기어에 대한 기어 잇수, 중심 거리, 압력 각, 헬릭스 각, 모듈, 외경, 루트경, 이두께 등 많은 기하학적 설계 변수들과 접촉 응력, 전달 오차 등의 성능 변수들을

Table 3 Designs of planetary gear sets consisting of the example transmission model of Fig. 2

	S1 & S2	P1 & P2	R1 & R2	S3	P3	R3	S4	P4	R4
Z	48	24	96	60	18	96	28	38	104
m (mm)	1.22			1.26			1.26		
PA (deg.)	18			20			18		
HA (deg.)	22			18			22		
CD (mm)	48.2			52.3			45.4		
FW (mm)	21.5	21.5	21.5	17	17	17	17	17	17
D _o (mm)	66.7	34.6	126.1	83.0	26.7	126.2	41.0	54.8	140.6
D _r (mm)	61.3	29.2	131.5	77.4	21.1	131.8	35.4	49.3	146.1
TT (mm)	2.07	2.07	2.07	1.87	2.28	1.87	2.13	2.13	2.13
TTD (mm)	64.3	32.1	128.5	80.5	24.1	128.7	38.5	52.3	143.1
P2P TE (μm)	0.38		-	0.74		-	1.67		-
σ _c (MPa)	3936		-	2455		-	5425		-
P2P TE (μm)	-	0.30		-	0.66		-	0.77	
σ _c (MPa)	-	2737		-	3255		-	2718	

고려하여 설계해야 한다. 그뿐만 아니라 기어 대한 설계에서 하나의 운전 조건에 대한 최적의 제원 설계를 하는 것이 아니라, 다양한 운전 상황을 고려한 균형적인 설계를 하는 것이 매우 중요하다. 이러한 기어 설계의 복잡성을 고려하였을 때, 선기어-유성기어 물림과 링기어-유성기어 물림의 다중 기어 물림에 대한 기어 물림 단위의 기하학적 및 성능적 변수를 고려해야 할 뿐만 아니라 선기어 주변에 위치하는 유성기어 사이에 발생하는 이끝 간섭과 유성기어 배치 조건 등 시스템 단위의 변수도 고려해야 하는 유성기어 세트에 대한 설계는 외접기어 쌍과 비교하여 더욱 복잡하다.

유성기어 세트의 다중 기어 물림에 대한 기하학적 설계 변수와 성능 지표를 고려한 설계는 선기어-유성기어 물림에 대한 선기어와 유성기어 설계 후 링기어에 대한 제원을 설계하거나, 혹은 그 반대의 설계 과정은 양쪽의 기어 물림을 고려한 균형적인

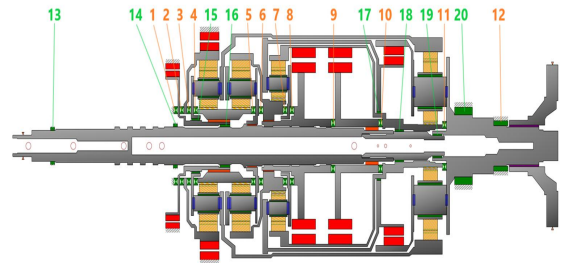


Fig. 3 Cross section of the 3D model of the example transmission

설계라고 볼 수 없다.

따라서, 유성기어 세트를 구성하는 선기어, 유성기어, 링기어의 제원 선정은 두 기어 물림에 대한 동시적인 설계를 통하여 이뤄져야 하며, 선기어-유성기어 물림과 링기어-유성기어 물림에서 일어나는 접촉 응력과 전달 오차에 대하여 trade-off를 고려한 균형적인 설계는 유성기어 설계에서 매우 중요하다.

Fig. 2의 자동변속기 모델을 구축하는 과정에서 각 유성기어 세트에 대한 설계는 레이아웃을 구성하는 각 유성기어의 적용 공간(링기어 림을 고려한 외경, 중심 샤프트 외경을 고려한 선기어 루트경, 변속기 전장에 영향을 미치는 치폭)과 선기어에 작용하는 최대 토크(Table 2)에 대한 성능 지표를 고려하여 설계 제원을 선정하였다. 각 유성기어 세트에 대한 제원과 성능 지표는 Table 3과 같다. Z, m, PA, HA, CD, FW, D는 각각 기어 잇수, 모듈(module), 압력 각(pressure angle), 헬릭스 각(helix angle), 중심 거리(center distance), 기어 치폭(face width), 지름(diameter)을 의미하며, TT와 TTD는 축 직각 방향의 치 두께(transverse tooth thickness)와 치 두께 위치의 지름(tooth thickness diameter)를 의미한다. P2P TE와 σ_c는 성능 지표로서 최대와 최소 전달 오차의 차이(Peak-to-peak transmission error)와 기어 치면의 접촉 응력(contact stress)을 의미한다. 아래 첨자 o와 r은 외측(outside)과 뿌리부(root)를 나타낸다.

유성기어 세트 1과 2의 설계 제원은 동일하게 선정하였으며, 유성기어 세트의 유성기어 개수 N_{pi} (i ∈ [1, 4])는 N_{pi}=3 (i ∈ [1, 3])과 N_{pi}=4로 설정하였다.

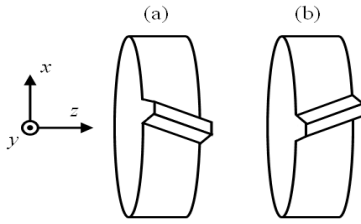


Fig. 4 (a) Right and (b) left directions of a helix angle of a helical gear

2.3 베어링 배치 및 기타 모델링

자동변속기 모델링 과정에서 상대 회전부에 적용한 베어링은 3종의 쓰러스트 베어링, 니들 롤러와 저널 베어링, 볼 베어링으로 분류할 수 있다. Fig. 3에서 번호로 표시된 베어링과 장착 위치를 확인하여 알 수 있듯이, 쓰러스트 베어링(1~11번)은 기어의 헬릭스 각에 의해 발생하는 축 방향 하중 지지를 위하여, 니들 롤러와 저널 베어링(13~20번)은 경방향 하중 지지를 위하여, 볼 베어링(12번)은 축 방향과 경 방향의 하중에 대한 지지 목적으로 적용하였다. 모든 베어링은 양산 베어링이 아닌 가상(ideal) 베어링으로 설정 적용하였다.

기어와 베어링 외 중실/중공 샤프트, 드럼/허브, 클러치 등의 제원은 연구문헌^[1]의 레이아웃을 참고하고 SMT MASTA S/W를 이용하여 전체 변속기 모델링을 완성하였다.

3. 쓰러스트 베어링 축 하중 분석

예제 모델인 ZF 8HP45 변속기의 기어시스템에 대한 기구학적 및 파워 플로우 해석을 수행하여 4개의 유성기어 세트에 대한 설계 제원을 선정하고 샤프트류 등 기타 요소들에 대한 모델링을 문헌을 참고하여 본 연구를 위한 Fig. 2의 모델링을 완성하였다. 본 연구의 목적인 변속기 쓰러스트 베어링에 작용하는 축 하중의 크기를 해석하기 위하여 유성기어 세트의 기어 헬릭스 각 방향에 대한 정의가 필요하다.

3.1 기어 헬릭스 각 방향 및 해석 설정

기어의 헬릭스 각은 Fig. 4(a)의 기어 치가 y-축을

기준으로 시계방향으로 회전한 오른쪽(Right)과 Fig. 4(b)의 반시계방향인 왼쪽(Left)의 두 가지 방향 중 한 방향으로 선택한다. 유성기어 세트를 구성하는 3종류의 기어 중 한 종의 기어 헬릭스 각 방향이 설정되면 나머지 기어들은 선택의 여지 없이 결정된다. 예를 들어, 선기어의 헬릭스 각이 R 방향이라면, 유성기어와 링기어의 헬릭스 각 방향은 L 방향이 된다.

유성기어 세트의 기어 헬릭스 각 방향을 선기어 기준으로 고려하여 유성기어 세트의 헬릭스 각은 R 혹은 L 방향의 2가지 경우의 수를 가지며, 본 연구에서 예제 모델로 선택한 변속기는 유성기어 세트 4개로 구성되므로 헬릭스 각 방향에 대하여 총 $16(=2^4)$ 의 경우의 수를 갖는다.

헬릭스 각 방향에 대한 쓰러스트 베어링에 작용하는 축 방향 하중 해석을 위하여 기어 헬릭스 각에 대한 총 16가지의 경우와 9개의 모든 변속단(= 8개의 전진단 + 1개의 후진단)의 경우를 고려하여 총 144회의 해석을 수행하였다. 입력 하중은 변속기 입력축에 550 Nm의 토크를 인가하였으며, 각 변속단은 Table 1의 작동표를 기준으로 구현하였다.

3.2 쓰러스트 베어링 작용 축 하중 해석

예제 변속기를 구성하는 유성기어 세트의 헬릭스 각 방향과 모든 변속단을 고려한 쓰러스트 베어링에 작용하는 축 방향 하중을 해석한 결과는 Table 4와 같다. Table 4(a)부터 (p)까지 16개의 결과는 유성기어 세트의 헬릭스 각 방향에 대한 모든 조합을 보여주며, 각 조합에 대하여 R 혹은 L로 구성되는 4개의 알파벳으로 첫 번째 유성기어 세트부터 마지막 4번째 유성기어 세트에 대한 헬릭스 각의 방향을 표현하였다. 예를 들어, Table 4(f)의 RLRL은 첫 번째와 세 번째 유성기어 세트의 헬릭스 각은 R 방향이고, 두 번째와 네 번째의 방향은 L 방향임을 의미한다. 결과로부터 유성기어 세트의 헬릭스 각 방향에 따른 변속단별 베어링 하중의 변화를 확인할 수 있다.

변속기 개발에서 쓰러스트 베어링을 포함한 베어링에 대한 설계는 운전 중 작용하는 최대 하중의 크기 최소화가 목표이다. 각각의 헬릭스 각 조합의 경우에 대하여 모든 변속단 중 쓰러스트 베어링에

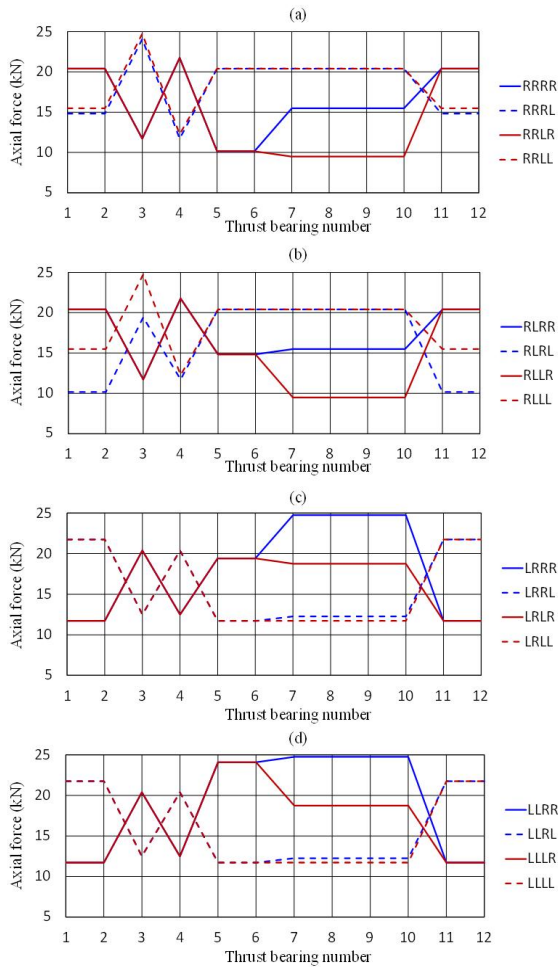


Fig. 5 (a-d) Maximum axial forces on thrust bearings

작용하는 최대 하중은 Fig. 5와 같다. Fig. 5에서 RRRR, RRRL, RLLL, LRRR, LLRR의 헬릭스 각 조합은 전반적으로 베어링에 높은 하중이 작용하고 있음을 보여주며, RRLR과 RLLR 등 낮은 축 하중을 보여주는 조합은 특히 베어링 7~10에서 낮은 하중을 지지함을 보여준다. Fig. 5에서 보여주는 모든 유성기어 세트의 헬릭스 각 조합에 대하여 각 베어링이 지지하는 최대 하중의 총합을 정리하면 Fig. 6과 같다. Fig. 6의 결과에서 전체 쓰러스트 베어링이 지지하는 최대 하중은 226 kN으로 LLRR 조합의 경우 발생하고, 최소 하중의 크기는 173 kN으로

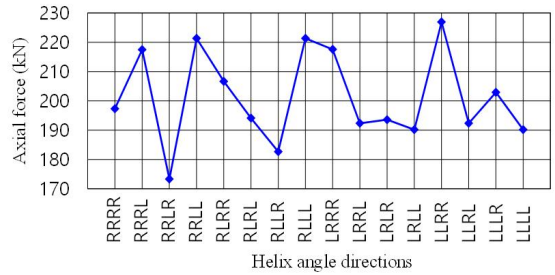


Fig. 6 Total magnitudes of maximum axial forces on thrust bearings

RRLR의 경우에 발생한다. 본 연구의 해석 결과를 바탕으로 예제 변속기에 대한 쓰러스트 베어링 최적 적용은 유성기어 세트의 헬릭스 각 방향을 RRLR 기준으로 분석하고 선정되어야 한다.

4. 결론

본 연구논문은 유성기어 세트에 구성되는 자동변속기의 유성기어 헬릭스 각 방향에 따른 쓰러스트 베어링에 작용하는 축 방향 하중에 관한 연구를 수행하였다.

자동변속기 개발과정에서 축 방향 하중을 지지하며 상대 회전하는 요소 사이에 적용하는 쓰러스트 베어링 선정 시 고려해야 할 변수들은 베어링 면에 수직으로 작용하는 축 방향의 하중 외에 상대 회전부의 속도 차이, 베어링 장착부 공간 등 다수 존재한다. 본 연구는 쓰러스트 베어링 선정에 영향을 미치는 여러 인자 중 베어링에 작용하는 축 방향 하중에 관한 연구를 수행하였다. 유성기어 세트의 기어 헬릭스 각 방향이 베어링 하중에 시스템적으로 미치는 영향을 분석하기 위하여 예제 모델을 구축하고 헬릭스 각 방향 조합에 대한 해석을 수행하였다. 마지막으로 해석 결과를 바탕으로 최소 베어링 하중을 발생시키는 유성기어 세트의 기어 헬릭스 각 방향을 선정하였다.

후 기

이 성과는 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로

한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호: NRF-2018R1C1B5085509).

REFERENCES

1. Dick, A., Greiner, J., Locher, A., and Jauch, F., "Optimization Potential for a State of the Art 8-Speed AT," SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, Vol. 6, No. 2, pp. 899-907, 2013.
2. Raghavan, M., "The Analysis of Planetary Gear Trains," Journal of Mechanisms and Robotics, Vol. 2, No. 2, 2010.
3. Hsu, C. H., and Lam, K. T., "Automatic Analysis of Kinematic Structure of Planetary Gear Trains," J. of Mech. Des., Vol. 115, No. 3, pp. 631-638, 1993.
4. Kahraman, A., Ligata, H., Kienzle, K., and Zini, D. M., "A Kinematics and Power Flow Analysis Methodology for Automatic Transmission Planetary Gear Trains," J. Mech. Des., Vol. 126, No. 6, pp. 1071-1081, 2005.
5. Kwon, H. S., Kahraman, A., Lee, H. K., and Suh, H. S., "An Automated Design Search for Single and Double-Planet Planetary Gear Sets," J. of Mech. Des., Vol. 136, No. 6, 2014.
6. Kang, J. S., and Choi, Y. S., "Optimization of Helix Angle for Helical Gear System," J. of Mech. Sci. and Technol., Vol. 22, pp. 2393-2402, 2008.
7. Kahraman, A., "Effect of Axial Vibrations on the Dynamics of a Helical Gear Pair," J. of Vib. Acoust., Vol. 115, No. 1, pp. 33-39, 1993.