연구논문

J Korean Soc Fluid Power Constr Equip Vol.10 No.2 pp.30-36 Jun. 2013
ISSN(print) 2234-8328 ISSN(online) 2287-6146
http://dx.doi.org/10.7839/ksfc.2013.10.2.030

트랙터 8단 자동변속기 기어 열 설계
Gear Train Design of 8-Speed Automatic Transmission for Tractor

정 규 홍[1*]
G. H. Jung

Received: 4 May 2013, Accepted: 31 May 2013

Key Words : Tractor(트랙터), Automatic Transmission(자동변속기), Velocity Diagram(속도선도), Gear Train(기어열), Gear Ratio Design(기어비 설계)

Abstract: Tractor is a farm vehicle that is designed to provide a high tractive effort at low speed. It is used for versatile agricultural tasks such as hauling a trailer, tillage, mowing and construction work. Most older tractors use a manual transmission. However, as the intensity of work increases, tractors equipped with automatic transmission become popular due to the work convenience. In order to give the operator a large degree of control in field work, 24 gears with automatic 8-speed and manual 3-speed are arranged in transmission. This paper deals with the gear train that is designed for 8-speed automatic transmission by the engagement of multi-disk clutches. The gear ratio for each speed as well as power transmission mechanism is analyzed through velocity analysis. In addition, constraints of mesh gear ratio are derived by investigating the power flow path in velocity diagram for the given 8-speed gear ratio.

기호 설명

Z_x : Number of teeth for gear x
ω_x : Angular velocity of gear x, rpm
r_{ij} : Gear ratio between gear i and j

1. 서 론

트랙터는 로터리나 쟁기 등을 이용한 논농사 작업이나 모어(mower), 로더(loader), 제설기 등의 부속작업기를 장착하여 다양한 작업에 이용되는 농업용 기계로 소형 건설기계로도 활용되고 있다.

국내에 보급된 트랙터는 대부분 수동변속기가 탑재된 100마력 이하로 국산화가 완료되었지만 자동변속기가 장착된 100마력 이상의 트랙터는 전량 수입에 의존하고 있는 실정이다. 100마력 이상의 대형 트랙터 국내시장은 2011년 판매 대수기준으로는 10%정도로 작지만 판매 금액으로는 20%에 이르는 고 부가가치 시장이며, 농촌인구의 노령화, 경작지의 대형화, 중부하 작업이 요구되는 목축 및 축산업에서의 수요가 점차 증대되고 있다. 특히, 경작지 대형화에 따른 작업시간 증가와 축산업 작업에서는 빈번한 변속으로 인하여 피로도가 높아짐에 따라 정숙성, 편의성과 더불어 자동변속 기능에 대한 수요가 급격히 증가하고 있다. 이에 따라 국내 수요자 요구에 부응하고 유럽과 북미를 비롯한 해외시장으로의 수출을 통해서 무역수지를 개선하기 위하여 자동변속기가 탑재된 100마력급 트랙터의 국산화 개발이 시도되고 있다.

트랙터는 다양한 작업을 수행함에 따라 요구되는 속도와 부하의 범위가 크므로 주 변속 8단, 부 변속 3단으로 구성되어 24단의 변속단 수를 갖는 변속기가 일반적으로 적용되고 있다. 트랙터용 자동변속기는 주 변속 8단만이 전자제어를 이용하여 유압시스템으로 구동되는 습식다판 클러치를 결합/해방함으로써

* Corresponding author: ghjung@daejin.ac.kr
1 Department of Computer Aided Mechanical Design Engineering, Daejin University, Gyeonggi 487-711, Korea
Copyright Ⓒ 2013, KSFC
This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

자동변속기능을 구현하고 부 변속 3단은 작업종류에 따라 수동으로 설정하도록 설계된다. 8단 주변속장치의 기어 열(gear train)은 유성치차(planetary gear)를 이용하는 일반 승용차용 자동변속기와 달리 상시 맞물려 회전하는 기어를 클러치를 이용하여 회전축에 결합시킴으로써 동력을 전달하는 카운터 샤프트(counter shaft)방식으로 지게차나 휠로더에 적용되는 자동변속기 기어 열과 유사하다. 카운터 샤프트방식 자동변속기 기어 열은 구조가 단순한 반면에 모든 변속과정이 하나의 클러치를 해제하면서 다른 클러치를 작동시키는 클러치 대 클러치 변속(clutch- to-clutch shift)으로 이루어질 뿐만 아니라 트랙터에는 변속충격을 흡수하는 기능의 토크컨버터가 없으므로 변속충격을 저감시키는 변속제어가 다소 어려운 단점이 있다.[1)]

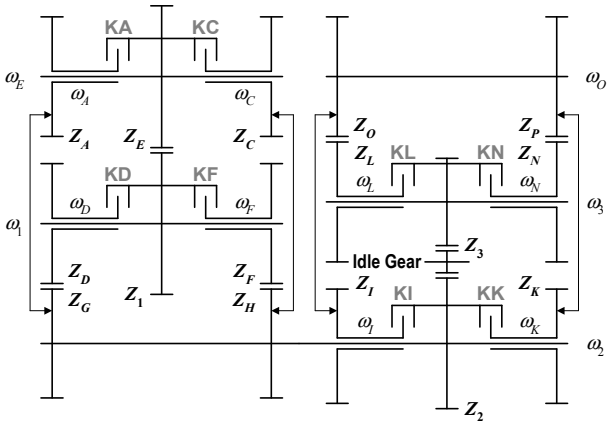
기어 열은 동력전달경로를 결정할 뿐만 아니라 클러치 배치, 유압시스템과 변속제어에도 영향을 미치므로 자동변속기 개발에 있어서 핵심적인 설계분야이다.[2-3)] 본 연구에서는 100마력급 트랙터용으로 주 변속 8단 기어 열의 구조를 설계하고 각 변속단에서 변속 기어 열의 회전체 속도특성을 분석하였으며, 전후진 변속단 기어 비를 구현하기 위한 각 기어의 이수를 결정하는 구속조건을 제시하였다.

2. 기어 열 설계

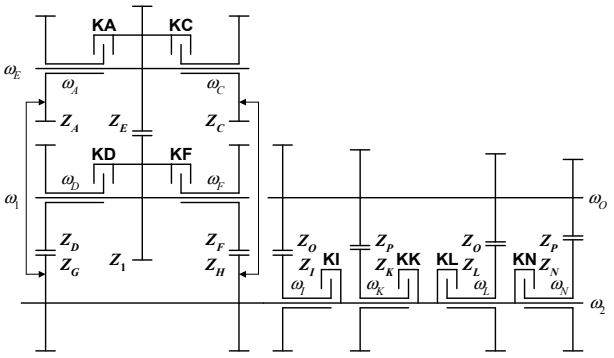
Fig. 1은 농업용 트랙터에 적용되는 자동변속기의 전후진 8단 변속비를 구현하기 위하여 설계된 기어 열 구조를 나타낸다. Fig. 1(a)는 4단 속도 기어 열을 3축으로, Fig. 1(b)는 2축으로 설계하는 경우이다. 2가지 설계방식 모두 각 변속단에서 작동되는 클러치와 동력전달경로는 동일하지만 3축 설계는 2축 설계에 비하여 축방향으로 변속기 길이가 짧아지는 장점과 속도부호 변환을 위해 아이들 기어가 추가되어야 하는 단점을 갖는다.

변속기 입력은 토크컨버터 없이 엔진과 직결되는 ω_E이고 출력은 수동으로 조작되는 부 변속단과 연결되는 ω_O이다. 자동변속기의 변속비(ω_E/ω_O)가 유일하게 결정되기 위해서는 8개 클러치 중 2개의 클러치가 결합되어야 하며 각 변속 단에서 결합되는 클러치 작동상태는 Table 1과 같다.

기어 열은 모든 클러치가 해제된 상태에서 독립적으로 맞물려 회전하는 기어 열 특성에 따라 입력 기어 열(input gear train), 내부 기어 열(internal gear train), 출력 기어 열(output gear train)로 구분되며



(a) 3 axis speed gear train



(b) 2 axis speed gear train

Fig. 1 Schematic layout of gear train

Table 1 Clutch engagement for each gear

Gear		Direction				Speed			
		KA	KC	KD	KF	KI	KK	KL	KN
N									
F	1	○				○			
	2	○					○		
	3	○						○	
	4	○							○
	5		○			○			
	6		○				○		
	7		○					○	
	8		○						○
R	1			○		○			
	2			○			○		
	3			○				○	
	4			○					○
	5				○	○			
	6				○		○		
	7				○			○	
	8				○				○

각 기어 열을 구성하는 회전체를 Fig. 1에 표기된 회전체 속도로 나타내면 다음과 같다.

(1) 입력 기어 열: ω_E, ω_1
(2) 내부 기어 열: ω_A, ω_C, ω_D, ω_F, ω_2, ω_3
(3) 출력 기어 열: ω_I, ω_K, ω_L, ω_N, ω_O

각 기어 열을 구성하는 회전체 사이에는 맞물려 회전하는 기어사이의 기구학적 속도관계식이 존재하므로 어느 하나의 회전속도가 결정되면 기어 열을 구성하는 모든 회전체의 속도가 결정된다. 따라서 Fig. 1의 자동변속기 기어 열은 독립된 회전이 가능한 3개 기어 열에 의하여 3 자유도를 갖는다.

자동변속기 클러치는 결합되었을 때 회전축과 기어 회전체를 일체로 회전시킴으로써 속도관계식을 부가하여 기어 열의 자유도를 감소시키는 기능을 갖는다. 3 자유도를 갖는 자동변속기 기어 열에서 2개 클러치가 결합되면 2 자유도가 감소하여 1 자유도가 되며, 이는 입력축과 출력축 사이의 변속비가 고유하게 결정됨을 의미한다. Fig. 1에 설계된 8개 클러치는 작동 시 결합되는 기어 열의 종류와 속도특성에 따라 다음과 같이 방향 클러치 군(群)과 속도 클러치 군으로 분류된다.

(1) 방향 클러치 군: KA, KC, KD, KF
(2) 속도 클러치 군: KI, KK, KL, KN

방향 클러치 군은 입력 기어 열과 내부 기어 열을 결합하면서 기어 열 입력과 출력사이의 회전속도부호를 결정하고 속도 클러치 군은 내부 기어 열과 출력 기어 열을 결합하면서 변속비를 변화시킨다. 전술된 바와 같이 변속기 입력축과 출력축 사이에 변속비가 결정되기 위해서는 각 변속단에서 2개 클러치가 결합되어야 하며 결합되는 2개 클러치는 항상 방향 클러치 군과 속도 클러치 군에서 각각 1개씩 선택되어야 한다.

3. 속도관계식 및 속도분석

Fig. 1의 8단 자동변속기 기어 열은 회전축과 기어 회전체가 입력 기어 열에 2개, 내부 기어 열에 6개, 출력 기어 열에 5개로 모두 13개의 회전요소로 구성된다. 상시 맞물려 회전하는 기어 열 사이에 존재하는 속도관계식이 10개이고 방향 클러치 군과 속도 클러치 군에서 각각 1개씩의 클러치가 결합되어 2개의 속도관계식이 존재하므로 각 변속단에서 결합되는 클러치의 속도관계식을 고려하면 변속비를 상시 맞물려 회전하는 기어 회전체 사이의 기어비로 나타낼 수 있다.

3.1 입력 기어 열

입력 기어 열은 엔진과 동일한 방향으로 회전하는 ω_E와 역방향으로 회전하는 ω_1의 2개 회전축으로 구성되며, 방향 클러치 군(KA, KC, KD, KF)에 속하는 하나의 클러치가 결합되어 엔진 동력을 내부 기어 열로 전달한다. 2개 회전축의 속도부호는 전후진 변속단에 무관하게 항상 일정하며 속도관계식은 식 (1)과 같다.

$$\omega_1 = -Z_E/Z_1\omega_E = -r_{1E}\omega_E \tag{1}$$

3.2 내부 기어 열

내부 기어 열은 2개 회전축과 4개 기어 회전체로 구성되며, 방향 클러치 군(KA, KC, KD, KF) 중 어느 하나가 결합되어 입력 기어 열로부터 동력을 전달받고 속도 클러치 군(KI, KK, KL, KN)에 속하는 어느 하나의 클러치 결합을 통하여 변화된 속도로 출력 기어 열로 동력을 전달한다. 6개 회전요소 사이에 속도관계식은 다음 식과 같다.

$$\omega_2 = -Z_A/Z_G\omega_A = -r_{2A}\omega_A \tag{2}$$

$$\omega_2 = -Z_C/Z_H\omega_C = -r_{2C}\omega_C \tag{3}$$

$$\omega_2 = -Z_D/Z_G\omega_D = -r_{2D}\omega_D \tag{4}$$

$$\omega_2 = -Z_F/Z_H\omega_F = -r_{2F}\omega_F \tag{5}$$

$$\omega_3 = -Z_2/Z_3\omega_2 = -r_{32}\omega_2 \tag{6}$$

3.3 출력 기어 열

출력 기어 열은 출력축과 4개 기어 회전체로 구성되며, 속도 클러치 군(KI, KK, KL, KK) 중 어느 하나의 클러치 결합에 의하여 내부 기어 열로부터 입력되는 동력을 출력축으로 전달한다. 출력 기어 열 5개 회전요소 사이에 속도관계식은 다음과 같다.

$$\omega_O = -Z_I/Z_O\omega_I = -r_{OI}\omega_I \tag{7}$$

$$\omega_O = -Z_K/Z_P\omega_K = -r_{OK}\omega_K \tag{8}$$

$$\omega_O = -Z_L/Z_O\omega_L = -r_{OL}\omega_L \quad (9)$$

$$\omega_O = -Z_N/Z_P\omega_N = -r_{ON}\omega_N \quad (10)$$

3.4 기어 열 속도선도

각 기어 열의 속도관계식은 속도선도[4]를 이용하면 간편하게 분석할 수 있으며 Fig. 2는 전진 2단에 대한 속도선로를 나타낸다. 속도선도는 회전축(또는, 기어 회전체)의 회전속도 크기와 방향을 수평막대 상의 노드에 상하 화살표로 나타내고 각 노드의 속도는 출발점 노드의 속도에 화살표로 연결되는 기어비를 곱한 값으로 표시한다.

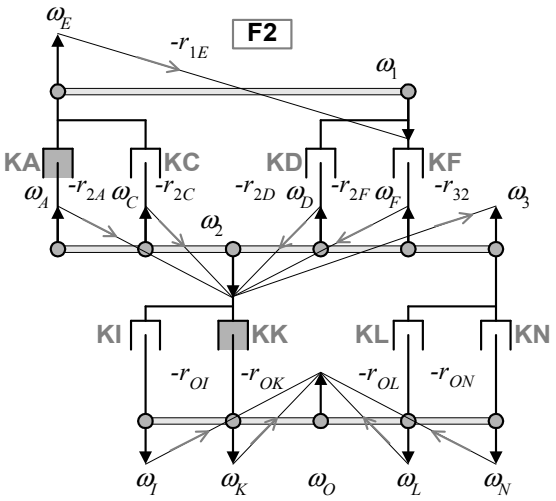


Fig. 2 Velocity diagram of forward 2nd gear

전진 2단에서는 방향 클러치 군의 KA 클러치가 결합되어 내부 기어 열의 ω_A가 엔진 회전축(ω_E)과 일체로 회전하고 속도 클러치 군에서는 KK 클러치가 결합되어 ω_2와 ω_K가 같은 회전속도를 갖는다. 따라서 동력전달경로는 $\omega_E \rightarrow \omega_A \rightarrow \omega_2 \rightarrow \omega_K \rightarrow \omega_O$로 2개 동력전달과정은 클러치 결합이고 나머지 2개 동력전달과정은 기어 맞물림이다.

맞물려 회전하는 기어의 동력전달효율을 고려하면 기어 맞물림의 수가 작을수록 높은 효율의 동력전달에 유리하다. 전진 변속단에서는 출력축 속도부호가 엔진과 같아야 하므로 기어 맞물림이 짝수이고 후진 변속단에서는 홀수가 된다. Table 2는 각 변속단에서 결합되는 클러치의 구속조건을 고려하여 유도된 변속비와 기어 맞물림의 수를 나타낸다. 3축 설계에서는 아이들 기어를 통하여 동력이 전달되는 경우에 2개의 어 맞물림이 추가되므로 동력전달효율에서 불리함을 알 수 있다.

4. 기어비 설계

속도분석은 기어 열을 구성하는 기어 이수(또는, 기어비)가 주어졌을 때 결합되는 클러치 조합에 따라 각 변속단에서의 변속비를 구하는 것이고 기어비 설계는 각 변속단에서의 변속비가 주어졌을 때 이를 만족하는 기어 이수(또는, 기어비)를 구하는 것이다.

본 연구에서 설계된 Fig. 1의 기어 열 레이아웃에 대하여 설계목표로 주어지는 각 변속단에

Table 2 Equations of gear ratio(=ω_E/ω_O)

Gear	Gear ratio	Meshed Gear	
		3-axis	2-axis
F1	$1/r_{2A}r_{OI}$	2	2
F2	$1/r_{2A}r_{OK}$	2	2
F3	$1/r_{1E}r_{2D}r_{32}r_{OL}$	4	2
F4	$1/r_{1E}r_{2D}r_{32}r_{ON}$	4	2
F5	$1/r_{2C}r_{OI}$	2	2
F6	$1/r_{2C}r_{OK}$	2	2
F7	$1/r_{1E}r_{2F}r_{32}r_{OL}$	4	2
F8	$1/r_{1E}r_{2F}r_{32}r_{ON}$	4	2
R1	$-1/r_{1E}r_{2D}r_{OI}$	3	3
R2	$-1/r_{1E}r_{2D}r_{OK}$	3	3
R3	$-1/r_{2A}r_{32}r_{OL}$	5	3
R4	$-1/r_{2A}r_{32}r_{ON}$	5	3
R5	$-1/r_{1E}r_{2F}r_{OI}$	3	3
R6	$-1/r_{1E}r_{2F}r_{OK}$	3	3
R7	$-1/r_{2C}r_{32}r_{OL}$	5	3
R8	$-1/r_{2C}r_{32}r_{ON}$	5	3

서의 변속비를 구현하기 위해서는 맞물려 회전하는 기어회전체 사이의 기어비(또는 기어 이수)를 결정해야 한다. 기어비는 먼저 각 변속단에서의 변속비 사양을 구현하여야 할 뿐만 아니라 한정된 공간 내에서 기어 회전체와 회전축 배열, 클러치 팩의 배치상태, 조립 용이성 등과 같은 여러 가지 조건을 고려해서 결정되어야 한다. 여기서는 8단 자동변속기의 목표 변속비를 구현하기 위하여 기구학적 조건식으로부터 맞물려 회전하는 기어회전체의 기어비를 구하는 방법에 대하여 살펴보도록 한다. Fig.1의 기어 열에서 맞물려 회전하는 기어 쌍의 기어비는 모두 10개로 다음과 같다.

$r_{2A}, r_{2C}, r_{32}, r_{OI}, r_{OK}, r_{OL}, r_{ON}, r_{1E}, r_{2D}, r_{2F}$

4.1 전진 변속단 기어비 설계

전진 변속단에서는 전방 클러치 군의 KA와 KC만이 결합되므로 KD, KF 클러치 결합에 의하여 후진에서만 동력을 전달하는 r_{1E}, r_{2D}, r_{2F} 기어비는 전진 변속단 변속비와 무관하다. 따라서 전진 변속단 기어비 설계는 8개 변속단의 변속비에 대하여 나머지 7개 기어비를 결정하는 문제로 귀결된다. 각 변속단에서의 변속비를 $gr_{Fx}(x=1-8)$로 정의하면 Table 2의 변속비 관계식으로부터 다음 식이 만족되어야 한다.

전진1속(F1): $gr_{F1} = 1/r_{2A}r_{OI}$ (11)

전진2속(F2): $gr_{F2} = 1/r_{2A}r_{OK}$ (12)

전진3속(F3): $gr_{F3} = 1/r_{2A}r_{32}r_{OL}$ (13)

전진4속(F4): $gr_{F4} = 1/r_{2A}r_{32}r_{ON}$ (14)

전진5속(F5): $gr_{F5} = 1/r_{2C}r_{OI}$ (15)

전진6속(F6): $gr_{F6} = 1/r_{2C}r_{OK}$ (16)

전진7속(F7): $gr_{F7} = 1/r_{2C}r_{32}r_{OL}$ (17)

전진7속(F8): $gr_{F8} = 1/r_{2C}r_{32}r_{ON}$ (18)

8개의 기구학적 구속 조건식으로부터 7개의 기어비를 구하는 경우에는 조건식의 수가 미지수의 수보다 많으므로 해가 존재하지 않으나 전방 클러치 KA와 KC가 결합되었을 때의 후방 클러치에 의하여 전달되는 동력전달경로는 동일하므로 8개의 조건식이 독립적인 식이 아님을 알 수 있다. 이는 유도된 구속 조건식으로부터 다음과 같이 전진 1-2단, 2-3단, 3-4단 변속비의 비가 전진 5-6단, 6-7단, 7-8단 변속비의 비와 같음으로 오직 5개의 조건식만이 독립된 식이 된다.

$$\frac{gr_{F2}}{gr_{F1}} = \frac{gr_{F6}}{gr_{F5}} = \frac{r_{OI}}{r_{OK}} \quad (19)$$

$$\frac{gr_{F3}}{gr_{F2}} = \frac{gr_{F7}}{gr_{F6}} = \frac{r_{OK}}{r_{32}r_{OL}} \quad (20)$$

$$\frac{gr_{F4}}{gr_{F3}} = \frac{gr_{F8}}{gr_{F7}} = \frac{r_{OL}}{r_{ON}} \quad (21)$$

이는 8개 변속단의 변속비를 임의로 구현할 수 없음을 의미한다. 예를 들어 1-5단의 변속비가 $gr_{Fx}(x=1-5)$로 주어지면 식 (19)-(21)로부터 6-8단의 변속비는 다음과 같이 결정된다.

$$gr_{F6} = \frac{gr_{F2}}{gr_{F1}} gr_{F5} \quad (22)$$

$$gr_{F7} = \frac{gr_{F3}}{gr_{F2}} gr_{F6} \quad (23)$$

$$gr_{F8} = \frac{gr_{F4}}{gr_{F3}} gr_{F7} \quad (24)$$

따라서 전진 변속단 기어비 설계는 1-5단의 5개 변속비가 주어졌을 때 7개의 기어비를 결정하는 문제이며 이러한 경우에는 상시 맞물려 회전하는 기어 쌍의 7개 기어비가 독립적으로 설계할 수 있는 5개 변속비의 수보다 많으므로 주어진 변속비를 만족하는 기어비는 무수히 많아 유일하게 결정되지 않으므로 2개 기어비는 배치공간과 같은 다른 설계조건을 고려하여 적절하게 결정되어야 한다. 또한, 각 변속단에 대하여 주어진 변속비를 구현할 수 있는 기어비를 결정하여도 이를 만족시키는 기어 이수의 조합은 무수히 많으므로 기어 이수에 대한 최종적인 결정은 기어 열 배치, 동력전달용량 및 기어의 크기 등을 고려하여야 한다. 8단 자동변속기에서 독립적으로 설계 가능한 1-5단 변속비는 다음과 같이 1단과 5단에서의 변속비 gr_{F1}, gr_{F5}와 1-2단, 2-3단, 3-4단 변속비의 비 gs_2, gs_3, gs_4로 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$gr_{F1}, \frac{gr_{F2}}{gr_{F1}} = gs_2, \frac{gr_{F3}}{gr_{F2}} = gs_3, \frac{gr_{F4}}{gr_{F1}} = gs_4, gr_{F5}$$

전술된 바와 같이 전진 변속단에 대하여 주어진 변속비를 만족시키는 7개의 기어비를 구하기 위해서는 2개의 기어비를 미리 결정해야 한다. Fig. 1(a) 기어 열은 내부 기어 열로부터 출력 기어 열로 동력을 전달할 때 하나의 회전축에 2개 클러치만이 배치되는 방식이며, 기어비 r_{32}는 내부 기어 열과 출력 기어 열을 4개 클러치를 통하여 동력을 전달하기 위하여 부가되는 회전축의 기어비이므로 $r_{32}=1$로 설계하여도 무방하다. 또 KA 클러치가 결합되었을 때 내부 기어 열의 변속비를 1로 가정하면 $r_{2A}=1$이 된다. 이와 같이 $r_{32}=r_{2A}=1$로 가정하였을 때 나머지 5개 기

어비는 다음 식으로 결정된다.

식 (11): $r_{OI} = 1/(gr_{F1} r_{2A})$ (25)

식 (19): $r_{OK} = r_{OI}/gs_2$ (26)

식 (20): $r_{OL} = r_{OK}/(gs_3 r_{32})$ (27)

식 (21): $r_{ON} = r_{OL}/gs_4$ (28)

식 (15): $r_{2C} = 1/gr_{F5} r_{OI}$ (29)

4.2 후진 변속단 기어비 설계

8단 자동변속기의 10개 기어비 중 전진 변속단에 대한 변속비를 구현하기 위하여 7개의 기어비가 결정되므로 후진 변속단의 변속비는 나머지 3개 기어비 (r_{1E}, r_{2D}, r_{2F})에 의하여 결정된다. 후진 변속단에서의 변속비를 $gr_{Rx}(x = 1-8)$로 정의하면 Table 2의 변속비 관계식으로부터 다음 식이 만족되어야 한다.

후진1속(R1): $gr_{R1} = 1/r_{1E} r_{2D} r_{OI}$ (30)

후진2속(R2): $gr_{R2} = 1/r_{1E} r_{2D} r_{OK}$ (31)

후진3속(R3): $gr_{R3} = 1/r_{1E} r_{2D} r_{32} r_{OL}$ (32)

후진4속(R4): $gr_{R4} = 1/r_{1E} r_{2D} r_{32} r_{ON}$ (33)

후진5속(R5): $gr_{R5} = 1/r_{1E} r_{2F} r_{OI}$ (34)

후진6속(R6): $gr_{R6} = 1/r_{1E} r_{2F} r_{OK}$ (35)

후진7속(R7): $gr_{R7} = 1/r_{1E} r_{2F} r_{32} r_{OL}$ (36)

후진7속(R8): $gr_{R8} = 1/r_{1E} r_{2F} r_{32} r_{ON}$ (37)

후진 변속단도 전진 변속단과 동일하게 1-4단과 5-8단은 출력 기어 열의 동력전달경로가 같으므로 후진 1-2단, 2-3단, 3-4단 변속비의 비가 후진 5-6단, 6-7단, 7-8단 변속비의 비와 같아야 할 뿐만 아니라 전진 변속단에서의 변속비의 비와 같아야 하므로 다음 관계식이 만족되어야 한다.

$$\frac{gr_{R2}}{gr_{R1}} = \frac{gr_{R6}}{gr_{R5}} = \frac{r_{OI}}{r_{OK}} = \frac{gr_{F2}}{gr_{F1}} \quad (38)$$

$$\frac{gr_{R3}}{gr_{R2}} = \frac{gr_{R7}}{gr_{R6}} = \frac{r_{OK}}{r_{32} r_{OL}} = \frac{gr_{F3}}{gr_{F2}} \quad (39)$$

$$\frac{gr_{R4}}{gr_{R3}} = \frac{gr_{R8}}{gr_{R7}} = \frac{r_{OL}}{r_{ON}} = \frac{gr_{F4}}{gr_{F3}} \quad (40)$$

따라서 후진 변속단에서의 8개 변속비 관계식 중 6개는 독립이 아니므로 오직 2개의 변속비만을 독립적으로 설계할 수 있다. 1단과 5단에서의 변속비 gr_{R1}과 gr_{F5}를 독립된 변속비로 선정하면 3개의 기어비 중 하나는 미리 결정하여야 한다. r_{1E}는 엔진축의 회전방향을 역방향으로 변환하기 위한 기어 쌍의 기어비이므로 $r_{1E} = 1$로 가정하면 2개의 기어비는 다음 식으로 결정된다.

식 (2.20): $r_{2D} = 1/r_{1E} gr_{R1} r_{OI}$ (41)

식 (2.24): $r_{2F} = 1/r_{1E} gr_{R5} r_{OI}$ (42)

Table 3은 전진 1-5속, 후진 1, 5속의 기어비가 주어지는 경우에 $r_{32} = r_{2A} = r_{1E} = 1$로 가정하여 맞물려 회전하는 기어 쌍의 기어비를 계산한 결과를 나타낸다.

5. 결 론

트랙터는 다양한 부속작업기를 이용하여 농업, 축산업뿐만 아니라 소형 건설기계로도 활용되고 있으며 빈번한 변속조작이 수반되는 작업의 효율성을 높이고 운전자의 편의성 향상을 위하여 자동변속기능이 요구되고 있다.

Table 3 Result of gear ratio design

Gear	Ratio	Gear	Ratio	Gear ratio	Value
F1	4.000	R1	4.3000	r_{OI}	0.2500
F2	3.0000	R2	3.2250	r_{OK}	0.3333
F3	2.5000	R3	2.6875	r_{OL}	0.4000
F4	1.5000	R4	1.6125	r_{ON}	0.6667
F5	1.1000	R5	1.5000	r_{2C}	3.6364
F6	0.8250	R6	1.1250	r_{2D}	0.9302
F7	0.6875	R7	0.9375	r_{2F}	2.6667
F8	0.4125	R8	0.5625		

본 연구에서는 국산화 개발이 시도되고 있는 100마력급 트랙터 자동변속기에 적용되는 8단 주 변속 기어열을 3축과 2축을 갖는 2가지 방식으로 설계하였으며 속도분석을 통해 동력전달체계와 변속특성을 고찰하였다. 또한 동력전달경로에 대한 기구학적 분석을 통해 각 변속단에서의 변속비가 주어졌을 때 이를 구현할 수 있는 기어비를 계산하는 방법을 제시하였다.

후 기

이 논문은 2013학년도 대진대학교 학술연구비 지원에 의한 것임.

참고 문헌

1) Gyuhong Jung and Kyoil Lee, "A Research on Shifting Controller Development of a Automatic Transmission for Construction Vehicle", Transactions of the KSAE, vol. 10, No. 2, pp. 234-242, 2002.
2) Gyuhong Jung, "Design of Counter Shaft Automatic Transmission Gear Train Layout for Construction Vehicles", Journal of the KFPS, vol. 6, No. 3, pp. 23-31, 2009.
3) G. H. Jung, S. H. Shin, S. I. Lee, K. J. Hwang, “Analysis of Automatic Transmission Gear Train for Wheel Loader”, Proceedings of KFPS 2006 autumn conference, pp. 104-110, 2006.
4) Howard L. Benford and Leising, M, "The Lever Analogy: A New Tool in Transmission Analysis", SAE 810102, 1981.