

4방식 조향장치를 적용한 관리 작업차 개발 I (동력전달 시스템 개발)

조현덕*

(논문접수일 2004. 6. 14, 심사완료일 2004. 11. 8)

Development of Working Tractor with Four-Type Wheel Steering System I (Development of Power Train System)

Hyun-Deog Cho*

Abstract

The working tractor of this study, an agriculture machine, is consisted of 4 wheel driving system with gear trains and 4-type wheel steering system. Since technological regions for 4 wheel driving system and 4-type wheel steering system are some large, we divide on two studies on 4 wheel driving system and 4-type wheel steering system. This study develops transmission and axle that are very important units for strong working operation because the power of tractor is largely affected by transmission and axle. Even if the development of the power train is some common technology, it is very complicated work and needs many experience know-hows. So, for new given specifications fitted to the working tractor, a kind of new agriculture machine, this study draws out processes that are development of assembly drawing and strength analysis through classical method and CAE software for all internal parts and housing cases.

Key Words : 4-Type Wheel Steering(4방식 조향), Axle(차축), Agriculture Machine(농기계), Working Tractor(관리 작업차), Power Train(동력전달장치), Transmission(변속기)

1. 서론

제조업과 마찬가지로 농업도 기계화 및 자동화 추세에 있으며, 이를 위해 기존 수작업을 대체할 수 있는 기계가 요구되고 있다. 그래서 본 연구는 전방에 고부하가 걸리는

밭농사 작업과 측면 작업이 필요한 수초제거 작업과 논두렁조성 작업 등이 가능한 새로운 기종의 관리 작업차를 개발하였다. 트랙터는 후방에 작업을 장착하기 용이한 구조와 하중 분포로 이루어져 일반적으로 농농사를 위한 작동 모체로 이용되고 엔진이 전방에 장착되어 있다. 승용

* 경일대학교 기계자동차학부(hdcho@kiu.ac.kr)
주소: 712-701 경북 경산시 하양읍 부호리 33

관리기는 전·후방에서 작업기를 장착할 수 있으나 부하가 작게 걸리는 작업을 주로 할 수 있으며 역시 엔진은 전방에 장착되어 있다⁽³⁾. 그러나 본 연구에서 개발된 관리 작업차는 전방에 고부하가 걸리는 작업과 측면 작업이 용이하도록 엔진이 후방에 장착되어 있고, 좁은 농로나 수로 등에서의 조향을 용이하게 하기 위하여 전륜조향, 후륜조향, 역위상 4륜 조향, 동위상 4륜 조향을 운전 작업자가 선택할 수 있도록 4방식 조향 시스템을 개발하여 장착하였으며, 구동력을 강화시키기 위해 기계식 4륜 구동 시스템으로 이루어졌다. 엔진이 후방에 장착된 기존 농기계의 로더(loader) 기계는 본연구의 관리 작업차와 사양이 다르기 때문에 변속기와 차축의 사양 및 설치위치 등에서 차이가 있고, 조향장치에 있어서도 본 연구의 관리 작업차는 기계식 구성에 의한 상시 4륜 조향이 아닌 유압 시스템과 전자장치로 구성되어 4종류의 조향을 선택할 수 있도록 구성되어 있다^(1,2).

동력전달장치는 기계의 성능과 안전성에 직접적인 영향을 미치므로 개발 측면에서 평범하면서도 매우 중요한 유닛(unit)이며, 엔진, 클러치, 변속기, 차축, 바퀴로 구성된다^(1~4). 본 연구에서는 후방에 장착된 엔진의 구성에 맞추고 선회반경을 줄이기 위해 차축간의 거리를 최소화시킬 수 있는 새로운 동력전달장치인 변속기와 차축의 개발에 대하여 연구하였다. 변속기는 제작의 편리성을 위해 단단변속기와 전후진변속기로 분리하였는데, 단단변속기는 기존 후륜 구동형 섀시(기아 자동차) 변속기를 사용하였고⁽¹⁾, 전진과 후진을 위한 전후진변속기는 차축과의 연결을 위해 별도로 개발하였다. 차축은 조향과 구동이 동시에 가능한 구조로 개발되었으며, 제작의 편의와 성능향상 및 제조원가 절감을 위하여 현대자동차의 포터(porter) 트럭용 차동장치(9:39 감속)를 사용하였고 4륜 접지력을 위하여 별도의 커버(cover)를 설치하여 전후진변속기 케이스와 체결이 가능하도록 하였다.

2. 변속기와 차축의 설계

차차로 구성된 변속기와 차축은 많은 기계요소로 구성되며 설계 시 그 기능과 특성을 충분히 고려하여 사용목적에 적합한 유닛이 될 수 있도록 하기 위해서는 설계방식을 준수하는 것이 매우 중요하다. 설계순서로서 치차, 축, 베어링의 작용력, 외형 치수 등의 사양을 설정하고 정해진 설계방식과 경험에 의한 데이터를 바탕으로 만족한 결과를 얻을 수 있도록 하여야 한다. 전체적인 개발절차는 Fig. 1과 같이 각 단계에서의 요구조건을 만족하지 않으면 앞 단계를 모두

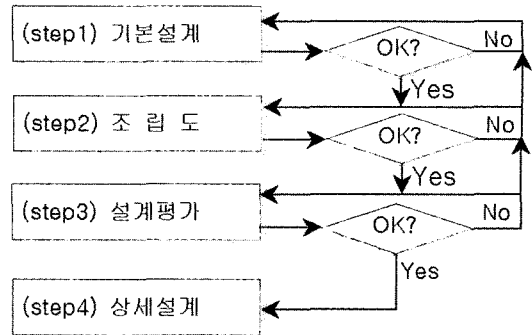


Fig. 1 The process flow of mechanism development

재설정하여 수정하여야 한다.

그리고 변속기와 차축 개발에 있어서 설계계산의 결과에 의한 안전성 이외에 주어진 공간에서의 주변 장치와의 연결성, 조립·분해의 용이성, 생산성과 A/S의 편리성 등의 복합적 조건을 만족하도록 설계하여야 하는데, 이는 매우 중요하면서 어려운 분야라 할 수 있다. 따라서 일괄적인 절차를 따르는 것이 아니라 전체적·포괄적 절차로서 개발 수행 중에 여러 요구조건을 동시에 고려하여 개발하여야 한다. 일반적으로 전체 조립도를 설계하기 위해서는 경험을 우선하며 설계의 신뢰성을 위하여 설계해석을 통하여 재수정한다. 설계해석은 기어, 축 및 케이스 등의 강성해석, 베어링 수명계산 등이 있다^(1,4). 그리고 조건에 맞는 강도의 중요성과 운전조건 및 경제성 등을 동시에 고려한 안전율의 지정은 주로 경험에 의존하고 있으며, 최종적으로 끼워맞춤의 적절성, 조립의 편리성, 부품의 가공공정의 효율성 등을 고려하여 각 부품별 상세 설계를 하고, 시제품 테스트를 실시하여 수정·보완한다.

2.1 변속기 설계

본 연구에서는 기존 후륜 구동형 자동차 미션을 사용하고 출력 축에 전진과 후진을 할 수 있는 전후진변속기를 별도로 개발하여 관리 작업차의 사양에 적합한 4륜 구동용 변속기를 개발한다. 그런데, 기존 자동차 미션과의 연결방법은 기존 연구⁽¹⁾와는 달리 Fig. 2와 같이 분리된다. 이는 전후진변속기를 앞 차축에 일체형으로 고정 설치하여 앞뒤 차축간의 거리를 좁힐 수 있어 조향 시 선회반경을 줄일 수 있다. 그리고 자동차 변속기와 분리하여 유니버설 조인트로 연결됨으로서 타 후륜 구동형 변속기와 엔진의 호환성을 높일 수 있는 장점이 있다. 개발된 변속기의 총 감속비는 Table 1과

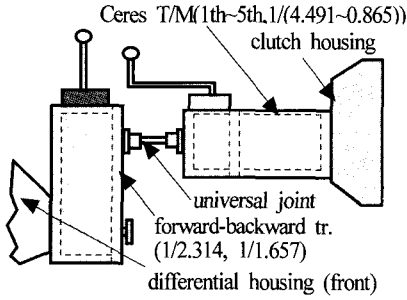


Fig 2 Transmission units of power train

Table 1 Reduction ratios of transmission speed steps

steps	1	2	3	4	5
forward	10.0	5.68	3.44	2.22	1.94
backward	7.44	4.22	2.54	1.66	1.43

같이 전진5단과 후진5단을 갖는다.

변속 방법과 내부부품의 구성은 기존 자동차 변속기의 구성과 동일하며, 본 연구에서는 앞차축과 일체형으로 조립될 수 있도록 케이스를 별도 설계하였고 엔진의 출력축과 차축의 입력축 간의 높이가 맞도록 전후진변속기의 크기를 결정하였다. 개발된 전후진변속기의 조립도와 변속원리는 Fig. 3과 같으며, ①은 세레스 변속기로부터 나오는 출력축과 유니버설 조인트로 연결되는 입력축이며, ②는 전진과 후진을 결정하는 변속 단이며, 차축의 지상고와 엔진의 설치 위치의 차이를 일치시키기 위해 ⑤의 아이들 기어를 설치하였으며, ⑥은 전방 차축과 직결되고 ⑦은 후방 차축과 샤프트를 통하여 직결된다. 출력동력 ⑥과 연결되는 차축은 4륜 접지를 위해 중앙에서 틸딩(tilting) 될 수 있도록 설계되었으며 후방은 변속기 케이스가 지탱하게 된다.

각 변속부는 세렉스의 싱크로나이저 부품을 그대로 사용하며, 헬리컬 기어는 SNCM21을 침탄 열처리하여 제작하였고, 모든 축은 SCM45를 침탄 열처리하여 결합부는 모두 연삭하였으며, 베어링은 니들(needle), 볼(ball), 테이퍼 롤러(taper roller) 베어링을 사용하였다. 기어의 강도는 굽힘강도와 면압강도에 대하여 엔진 최대 토크를 견디도록 설계하였고, 니들 베어링의 윤활은 축이나 기어에 작은 구멍을 뚫어 해결하였고 케이스에 고정되는 베어링은 자연윤활이 되도록 하였다. 그리고 기어의 헬릭스 각(helix angle)의 방향을 서로 어긋나게 하여 베어링에 작용하는 추력을 최소화시켰으며, 구동 기어와 피동 기어 간의 감속비가 무한 소수가

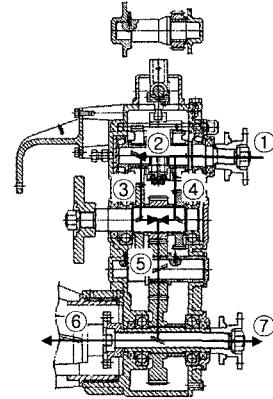


Fig. 3 Forward-backward transmission and power flow

발생하도록 모듈(module) 및 이수를 조정하여 기어 회전에 대하여 계속적으로 서로 다른 치(tooth)끼리 맞물리게 하여 치형 마모가 균일하게 되도록 하였다⁽¹⁾.

2.2 차축 설계

본 연구의 차축 개발에 있어서도 변속기 개발과 같이 평범한 장비를 보유한 중소기업의 특성에 맞게 원가측면이나 기술측면을 고려하여 자체제작에 대한 사업성을 검토하여 제작이 어려운 장치(unit)는 자동차에 사용되는 장치를 구입하여 제작할 수 있도록 하였다. 양산체제를 갖추지 않은 일반 가공공장에서 높은 제작비용이 소요되는 차동장치는 현대자동차의 포터용 차동장치를 사용할 수 있도록 하였으며 차동장치 외부에는 별도의 커버를 부착하여 강성을 높였다. 개발된 차축의 조립도는 Fig. 4와 같으며, 엑슬 하우징(axle housing)은 두 개로 분리하여 볼트로 조립할 수 있도록 하였는데 이는 소형의 머시인 센터에서도 가공할 수 있고 엑슬 하우징과 엑슬 샤프트(axle shaft)의 수정만으로 차폭 거리를 변경할 수 있는 이점도 갖는다.

개발된 차축의 동력전달 흐름은 Fig. 4와 같이 변속기로부터의 동력을 받아 차동장치 ①에 전달되고 차동장치에서는 양 바퀴의 회전 불균형을 안정화시키면서 양 옆으로 엑슬 샤프트(axle shaft) ②를 통하여 각각 동력이 분리 전달되고, 엑슬 샤프트 양 끝단에 스플라인으로 결합되어 있는 엑슬 피니언(axle pinion) 베벨기어 ③에 전달되고 엑슬 피니언 베벨기어와 결합되어 있는 상부 베벨기어를 통하여 드럼 샤프트(drum shaft) ④에 전달된다. 그리고 드럼 샤프트 하부 끝단에 역시 스플라인으로 연결되어 있는 허브 피니언(hub pinion) 베벨기어 ⑤에 전달되고 허브 피니언 베벨기어

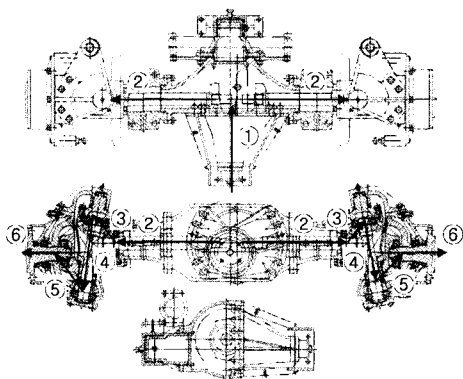


Fig. 4 Axle and power flow

와 기어연결로 결합되어 있는 허브 링 기어(hub ring gear) ⑥에 동력이 전달되어 허브 링 기어의 중앙부에 스플라인으로 결합되어 있는 프런트 리어 샤프트(front rear shaft)에 전달되어 프런트 리어 샤프트의 바깥 끝단에 연결된 바퀴 휠(wheel)에 전달되어 구동된다.

3. 설계해석 및 결과

3.1 차체의 작용력

일반적으로 차축은 동력전달 및 하중지탱 구성에 따라 반부동식(semi-fixed type), 전부동식(fixed type), 3/4 부동식(3/4-fixed type)으로 나누어지며, 반부동식은 차의 하중과 선회할 때 발생하는 수평하중은 구동축에 전달되는 타입이며, 전부동식은 차축 하우징이 차의 하중을 지지하고 구동축은 구동력만 전달하는 타입이며, 3/4 부동식은 대부분의 차체 하중은 하우징이 지지하고 선회할 때의 수평하중은 구동축이 받는 타입을 의미한다. 본 연구에서 개발된 차축은 전부동식 타입이다.

엑슬 샤프트(axle shaft)를 감싸는 엑슬 하우징(axle housing)은 굽힘 하중과 전단력을 받으며 최대하중을 받는 작업에서 안전하가를 판정하여야 한다. 차체에 걸리는 최대 외력은 무부하 상태, 수직부하 상태, 수평부하 상태에 대하여 각각 계산하여 비교하여야 하는데, 본 연구에서는 수직부하 상태에서 최대하중이 작용하였다. 본 관리 작업차의 수직부하 상태에서 작용 외력은 Fig. 5와 같이 정의되며, 차체의 무게는 29.4kN, 작업기가 받는 최대 수직 부하는 일반적으로 농업용 작업기에 걸리는 최대 용량인 9.8kN, 차체 무게에 의한 무게중심은 3:7의 비율로 후방에 치우쳐 있다. 그

리고 마찰계수 μ 는 0.7, 차축간의 거리 L 은 1,350mm, 작업대에서의 수직부하 작용점까지의 거리 L_a 는 1,150mm이다. 힘과 모멘트 평형방정식을 적용하면 앞 차축에 걸리는 수직력 N_f 는 27.0kN, 뒤 차축에 걸리는 수직력 N_r 는 12.2kN, 전체 무게중심 L_G 는 421.2mm가 된다. 앞 차축에서 최대하중이 걸리며 좌우 양 바퀴에서의 수직하중은 각각 13.5kN씩 걸린다.

Fig. 5의 수평력이 필요 구동력이며 엔진에서 마찰력 이상의 구동 토크가 발생되어야 차체가 움직이게 된다. 따라서 구동에 필요한 추진력은 총 마찰력인 27.4kN이 되며 이는 엔진의 최소 필요 마력을 계산할 때 필요하고, 엑슬 샤프트(axle shaft)의 설계에 필요한 바퀴에서의 접선력은 $\mu N/2$ 로 9.5kN이 된다. 우측 바퀴와 좌측 바퀴에 걸리는 수직 설계하중 FR 과 FL 은 식 (1)에 의해 33.7kN이 되며, 임의 위치에서 굽힘 모멘트 M 은 Fig. 6으로부터 식 (2)와 같다. n 은 부하배수이며 2.5로 설정하였다.

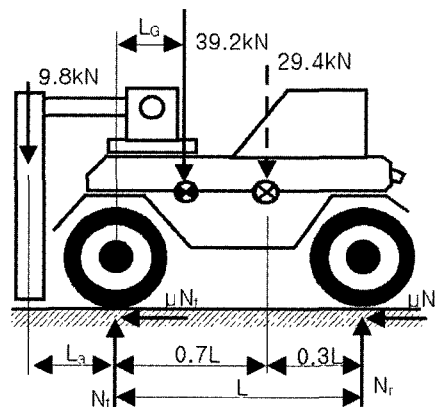


Fig. 5 Lift loading situation

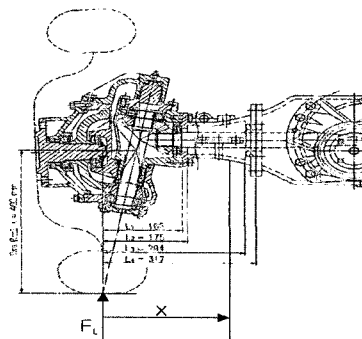


Fig. 6 Dimensions of wheel from bottom load

$$F_L = F_R = n \frac{N_f}{2} \quad (1)$$

$$M = F_L x \quad (2)$$

3.2 차축 하우징 설계해석

차체의 작용력으로부터 모든 부품에 걸리는 외력을 구하고 각각의 차축 하우징에 대하여 임의 위치에서의 작용 응력을 구하여 재료의 허용응력과 비교하여 안전성 여부를 판정할 수 있다. 본 연구에서 앞 차축으로 사용된 엑셀 하우징 플랜지(axle housing flange)부품의 설계해석에 대한 절차는 다음과 같다.

엑셀 하우징 플랜지의 설계치수는 Fig. 7과 같고, 바퀴 쪽에는 M10 볼트 8개로 조이고 다른 쪽에는 M12 볼트와 너트 8개로 체결된다. 그리고 엑셀 하우징 플랜지 양단에 걸리는 모멘트의 합은 식 (2)와 Fig. 6으로부터 식 (3)과 식 (4)로 된다.

$$M_L = F_L L_1 \quad (3)$$

$$M_R = F_L L_A \quad (4)$$

따라서 식 (3)으로부터 바깥쪽 플랜지에 걸리는 모멘트 합 M_L 은 $5,562\text{N} \cdot \text{m}$ 가 되고, 식 (4)로부터 우측 단에서의 모멘트 합 M_R 은 $10,687\text{N} \cdot \text{m}$ 가 된다. Fig. 8에서 작용하는 전단력 R_1 은 차축의 자중을 무시하면 F_L 과 같이 33.7kN 이 되며, 사용된 볼트는 고장력 볼트(high tension bolt)이며 항복응력 σ_y 는 $6.86 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 이다.

Fig. 8의 양끝에 각각 걸리는 모멘트 M_1 과 M_2 는 조립상의 끼워 맞춤의 밀착 정도에 따라 달라지는데, 안전한 강도 설계를 위해 우선 모두 영(zero)으로 가정하여 전체를 계산하고 끼워 맞춤 정밀도에 따라 일정량을 조절하여 설계의 안전성을 판정할 수 있다. 그리고 조립이 되기 위해서는 볼트 구멍과 볼트와의 치수 정밀도가 요철부의 끼워 맞춤보다

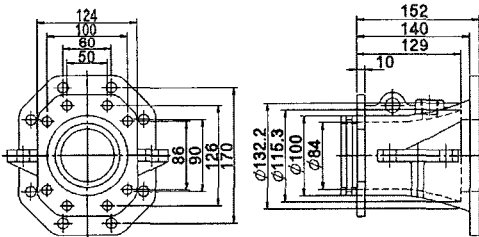


Fig. 7 Dimensions of AXLE HOUSING FLANGE

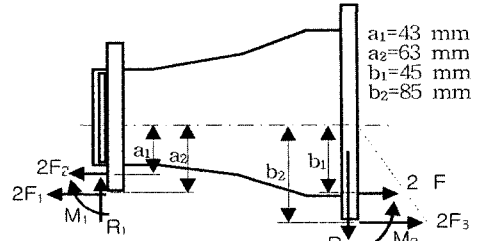


Fig. 8 Acting forces on AXLE HOUSING FLANGE

헐거우므로 전단력은 볼트에는 작용하지 않고 끼워 맞춤의 요철부에 모두 걸리는 것으로 해석할 수 있다. 따라서 엑셀 하우징 플랜지에 작용하는 외력은 Fig. 8과 같이 정의될 수 있고, 볼트에 작용하는 응력이 탄성범위 이내일 경우 볼트의 위치에 따른 기하학적 조건으로부터 볼트에 작용하는 하중은 식 (5)와 식 (6)의 조건이 성립하고, 볼트에 작용하는 인장력과 작용하는 모멘트와의 관계식은 식 (7)과 식 (8)로 표현된다.

$$a_1 F_1 = a_2 F_2 \quad (5)$$

$$b_1 F_3 = b_2 F_4 \quad (6)$$

$$a_1 (2F_2) + a_2 (2F_1) = M_L - M_1 \quad (7)$$

$$b_1 (2F_4) + b_2 (2F_3) = M_R - M_2 \quad (8)$$

따라서 M_1 과 M_2 가 모두 영인 경우 식 (5), (6), (7), (8)로부터 F_1 은 30.1kN , F_2 는 20.6kN , F_3 는 49.1kN , F_4 는 26.0kN 이 된다. 그리고 Fig. 6의 L_1 위치에서의 볼트 M10(안지름: $d_1=8.269\text{mm}$)에 걸리는 인장응력은 $5.61 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 로 되어 항복응력 $6.86 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 과 비교하면 안전율이 1.223이 되며, L_4 위치에서의 볼트 M12(안지름: $d_1=9.981\text{mm}$)에 걸리는 인장응력은 $6.28 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 로 되어 안전율이 1.093이 된다. 따라서 안전율이 약 1밖에 되지 않으므로 지금까지의 계산결과로는 안전한 설계라고 할 수 없다. 그러나 끼워 맞춤 정밀도에 따라 M_1 과 M_2 가 존재하며, 임의의 M_1 과 M_2 에 대하여 식 (5), (6), (7), (8)을 풀면 Fig. 9와 같이 F_1 과 F_2 에 의해 볼트에 걸리는 최대응력 σ_{\max} 이 각각 감소하고 볼트의 안전율 S_1 과 S_2 가 급속히 증가함을 알 수 있다. Fig. 9로부터 안전율이 2인 경우 끼워 맞춤 공차에 의해 모멘트 M_1 은 $2,156\text{N} \cdot \text{m}$, M_2 는 $4,900\text{N} \cdot \text{m}$ 이상 지탱될 수 있어야 함을 알 수 있다. 이 경우 볼트에 걸리는 작용력 F_1 은 18.4kN , F_2 는 12.6kN , F_3 는 26.6kN , F_4 는 14.1kN 이 된다.

볼트와 끼워 맞춤에 의해 지탱되는 엑셀 하우징 플랜지의

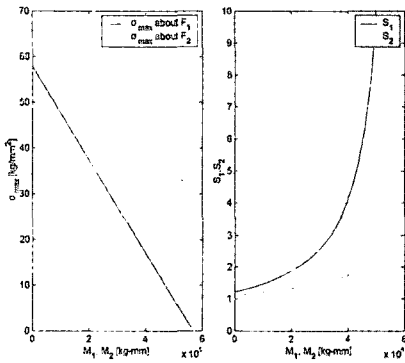
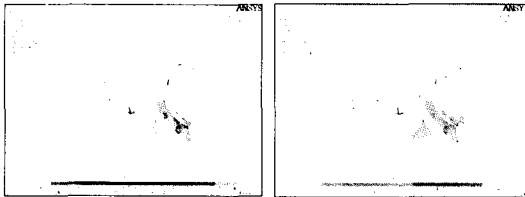


Fig. 9 Stress and safety factor along to M_1 and M_2



(a) $M_1=0$ and $M_2=0$ (b) $M_1 \neq 0$ and $M_2 \neq 0$

Fig. 10 Analysis results by Ansys CAE S/W

해석결과는 Fig. 10과 같은데, (a)는 $M_1=0, M_2=0, R_1=33.7\text{kN}, F_1=30.1\text{kN}, F_2=20.6\text{kN}, F_3=49.1\text{kN}, F_4=26.0\text{kN}$ 의 외부 작용력을 적용하였으며, (b)는 $M_1=2,156\text{N} \cdot \text{m}, M_2=4,900\text{N} \cdot \text{m}, F_1=18.4\text{kN}, F_2=12.6\text{kN}, F_3=26.6\text{kN}, F_4=14.1\text{kN}$ 을 적용하였다. 여기서, 엑셀 하우징 플랜지 재료는 FCD 60이며 파괴응력 σ_t 는 $5.88 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 이고 항복응력 σ_y 는 $0.6\sigma_t$ 인 $3.53 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 이다. 해석 결과 최대 응력은 볼트의 체결 위치에서 발생하나 와셔(washer)의 사용으로 충분히 극복할 수 있는 상태이며, Fig. 10(b)의 경우 하우징과 볼트에서 안전율이 모두 2이상이 되어 매우 안전함을 알 수 있었다. 따라서 본 해석 결과로 끼워 맞춤에서 모멘트의 지탱은 공차에 의한 하우징이 샤프트의 한 점에서 회전하여 빠지지 않는다면 소성변형이 발생하기 전까지는 더 큰 모멘트를 작용시킬 수 있음을 알 수 있다.

3.3 차축 내부부품 설계해석

전부동식 차축은 엔진으로부터 회전력만을 전달하므로 엔진 파워를 기준으로 차축의 내부부품에 걸리는 최대 토크를 각각 구하여 설계해석을 하여야 한다. 본 연구에서의 엔진 파워는 2,600rpm에서 최대 60HP이 걸리며 토크 T_e 로

환산하면 $135\text{N} \cdot \text{m}$ 이다. 그리고 마찰 클러치를 사용하여 100% 동력을 전달할 수 있으므로 토크 컨버트 스톨 토크비(torque convert stroll torque ratio) CTR는 1이며, 총 감속비 I_t 는 163.8, 차축의 내부 부품재료는 SCM415이고 항복응력 σ_{ay} 는 $8.33 \times 10^8 \text{N/m}^2$, 전동 기계효율 η 은 0.85로 설정하였고, 엔진으로부터의 동력전달에 따른 감속비는 Table 2와 같다.

Table 2 Reduce ratios for power train

	1st Trans.	2nd Trans.	axle	total
forward	1/4.49	1/2.37	1/15.38	1/163.78
backward	1/4.49	1/2.31	1/15.38	1/159.84

설계해석에서는 최대 감속비를 갖는 전진의 경우에 대하여 계산하며, 구동축 내부의 임의 부품에 걸리는 토크는 변속기와 차동장치의 감속비 I_t' 에 대하여 식 (9)로 계산되며, 차동장치 부품에 걸리는 토크는 변속기와 차동장치 일부부품의 감속비 I_t' 에 대하여 식 (10)으로 계산되고, 변속기 내부 부품은 변속기 일부부품의 감속비 I_t' 에 대하여 식 (11)로 계산된다. 여기서 N은 차축의 개수를 의미한다.

$$T_{\max} = \frac{T_e \times CTR \times I_t' \times \eta}{2N} \quad (9)$$

$$T_{\max} = \frac{T_e \times CTR \times I_t' \times \eta}{N} \quad (10)$$

$$T_{\max} = T_e \times CTR \times I_t \times \eta \quad (11)$$

바퀴를 구동시키기 위한 휠 샤프트(wheel shaft)에 걸리는 최대 토크는 식 (9)로부터 $4,707\text{N} \cdot \text{m}$ 가 된다. 그런데 Fig. 5에서 타이어의 반지름 R_w 가 0.4 m일 때 구동에 필요한 마찰력을 극복하기 위한 앞차축의 최대 토크는 $\mu N R_w$ 로 계산할 수 있으며 $9,436\text{N} \cdot \text{m}$ 가 된다. 따라서 엔진 구동 토크와 마찰력에 의한 토크를 비교하면 엔진 토크가 더 작아 바퀴를 움직일 수 없는 상태가 되지만 실제 설계안전을 위하여 충격하중을 2.5로 설정하였고 뒤 차축에 작용하는 토크는 더 작아도 되기 때문에 앞 차축에 더 큰 토크가 작용할 수 있기 때문에 최대하중이 작용하는 작업에서 구동이 가능하고 엔진 토크는 충분함을 알 수 있다. 그리고 내부 부품의 설계 사양은 전부동식 구동차축과 변속기는 엔진으로부터 회전력만 전달하므로 운전 시 발생하는 충격하중 등은 의미가 없어 자동차의 설계방법에 주로 사용되는 엔진에 의해 전달되는 토크를 설계에 적용할 수 있다. 기어의 강도

해석은 변압강도와 굽힘응력에 대한 최대 전달력을 산출하여 실제 전달력과 비교함으로써 안전성 여부를 판정할 수 있었다.

3.4 결과

Fig. 11은 본 연구에서 개발된 전후진변속기와 차축의 조립을 3D 모델로 보여주는 것이며, Fig. 12는 차축의 조립 결과를 보여 준다.

시작품을 제작한 결과, 차축의 크기는 비록 대형이지만 조립품들로 이루어져 있고 차동장치의 공용화에 의하여 하우징과 내부부품은 모두 일반 가공공장에서 제작할 수 있었다. 그리고 전방과 후방에 두 세트가 장착되고 좌/우 대칭으로 관리 작업차 1대에 대하여 동일 부품이 4개씩 되어 생산 수량 측면에서도 장점이 있음을 알 수 있었다.

4. 결론

본 연구의 관리 작업차 구동 시스템 개발을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 관리 작업차의 새로운 사양에 맞는 변속기 및 차축을 개발하였고, 기존 부품을 응용하는 설계기법은 새로운 설비투자 및 고도의 제작기술을 요하지 않기 때문에 제작이 용이하였다.
- (2) 엑셀 하우징 플랜지의 해석절차를 통하여 차축의 하우징 설계 방법을 정립하였고, 차축의 경우 관리 작업차에 작용하는 외력을 기준으로 계산하여야 하며 내부 부품의 경우 엔진의 출력 토크를 기준으로 계산하여야함을 알 수 있었다.
- (3) 엑셀 하우징 플랜지의 해석절차를 통하여 끼워 맞춤에서의 작용력의 적용방법과 끼워 맞춤의 역할 및 공차의 중요성을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) Cho, H. D., Yoon, M. C., and Kim, Y. J., 1998, "Development of Loader Equipped with 4WD and 4WS(I) (4 Wheel Driving Transmission)," *Transactions of the KSMTE*, Vol. 7, No. 6, pp. 141~148.
- (2) Cho, H. D., Yoon, M. C., and Kim, Y. J., 1999, "Development of Loader Equipped with 4WD and 4WS(II) (4WS System and Construction of Loader)," *Transactions of the KSMTE*, Vol. 8, No. 1, pp. 150~157.
- (3) Daeyang Machinery Company, 2002, *Development of Agricultural Working Tractor with 4-Type Wheel Steering System*, the Result Report of Industrial Base Technology Development Project.
- (4) Cho, H. D., 1997, *Development of 4 Wheel Driving Transmission for Loader*, the Project Report for Daeyang Machinery Company.
- (5) the Editorial Department of Daekwang Publishing Company, 1991, *A Manual of Machinery Design, the Third Edition*, Daekwang Publishing Company.
- (6) Waldron, K. J., June 1995, "Terrain Adaptive Vehicles," *J. of Mechanical Design, Trans. of the ASME*, Vol. 117, pp. 107~112.
- (7) Luck, K., and Modler, K. H., March 1995, "Burmester Theory for Four-Bar-Band Mechanisms," *J. of Mechanical Design, Trans. of the ASME*, Vol. 117, pp. 129~133.

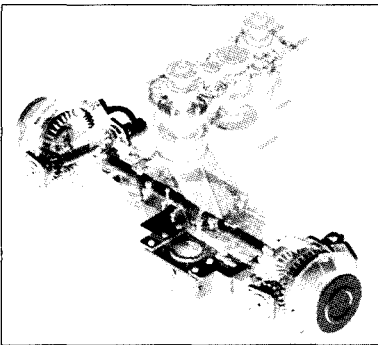


Fig. 11 Assembled modeling result

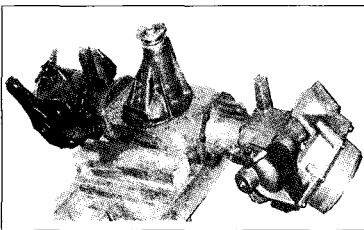


Fig. 12 Assembled axles