

최 종
연구보고서

진동조정이 가능한 다목적 굴취기의 개발
Development of A Multi-Purpose Vibrating Digger

연구 기관
강원대학교

농림부

제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “진동조정이 가능한 다목적 굴취기의 개발” 과제의 최종보고서로 제출합니다.

2003 년 8 월 20 일

주관연구기관명 : 강원대학교

총괄연구책임자 : 강 화 석

세부연구책임자 : 강 화 석

연 구 원 : 문 학 수

연 구 원 : 김 재 희

협동연구기관명 : 동산엔지니어링

협동연구책임자 : 김 재 희

요 약 문

I. 제 목

진동조정이 가능한 다목적 굴취기의 개발

II. 연구개발의 목적 및 필요성

농업기계의 최대 단점은 연간 이용기간이 5-15일 정도에 불과하고, 작물마다 작업공정마다 필요한 기계가 독립적으로 생산되어야 한다는 점이다. 뿌리작물의 굴취작업도 예외는 아니어서 물리적 특성이 서로 다른 감자, 고구마, 양파, 마늘 등의 굴취는 각각 별도의 굴취기를 필요로 한다.

이러한 농업기계의 일반적인 단점은 우리나라 뿐만 아니라 세계적인 공통의 현상으로서, 비싼 기계를 구입하여 사용해야 하는 농민의 입장이나 이용률이 적은 기계를 비싸게 공급해야 하는 기업의 입장을 고려하면 많은 연구를 통하여 하루 빨리 해결하여야 할 과제이다.

본 연구의 목적은 진동을 이용한 뿌리작물 수확기계 중에서 이러한 단점을 해결하기 위한 것으로서, 간단한 조작을 통하여 진동의 방향을 변화시킴으로써 물리적 성질이 서로 다른 감자, 고구마, 마늘, 양파, 생강 등의 여러가지 뿌리작물의 수확에 이용할 수 있는 다목적 굴취기의 개발을 통하여, 굴취기의 사용시간을 증가시키고, 저렴한 가격으로 굴취기를 보급하는데 기여하고자 한다.

Ⅲ. 연구개발 내용 및 범위

구 분	연구 개발 목표	연구개발 내용 및 범위
1차 년도 (2001-2)	다목적 굴취에 알맞은 mechanism의 설계 및 경운기용 시제품의 제작 및 성능시험	실험대상작물이 둘 이상이며 작업능률은 0.4ha/일 이상, 손실률 0.8%, 손상률 2.0% 이하인 경운기용 시작기의 제작 및 성능 시험
2차 년도 (2002-3)	1차 년도에 제작된 시작기의 성능향상시험 및 트랙터용의 시작기 제작	실험대상작물이 셋 이며, 작업능률은 0.8ha/일, 손실률 0.6%, 손상률 1.0% 정도인 트랙터용의 시작기의 제작 및 성능 시험

Ⅳ. 연구개발 결과 및 활용에 대한 건의

연구개발 결과 : 본 연구는 6절 링크기구를 이용한 진동형 다목적 굴취기의 개발로서 실험대상인 감자, 고구마 및 마늘에 대한 굴취시험 결과 손실율, 손상률 및 작업성능이 모두 기대한 것 보다 우수하게 나타났다. 따라서, 본 연구에서 개발된 다목적 굴취기는 적절한 상업화과정을 통하여 농가에 보급할 수 있도록 건의합니다.

SUMMARY

(영문 요약문)

An oscillating digger mechanism was designed, constructed, and tested. The mechanism was consisted of a six-bar linkage, one four-bar linkage was for the digger blade and the other one for variable soil-crop separation. Experimental variables were amplitude(3, 6, 9 mm), frequency(11.2, 14.9, 17.0 Hz), and forward speed of tractor(0.91, 1.13, 1.56 km/h). Each combination of these variables was replicated three times to measure the draft and torque for power requirement evaluation, and the broken-up soil height on the soil separation sieve mechanism.

Four parameters λ , ρ , K , and T were induced from three experimental variables: amplitude, frequency and tractor speed. And the power requirement and soil separation ability were analyzed by regression. Though λ and K were the representative parameters in some analysis, T was the most moderate one to explain draft, torque, and soil separation.

It was estimated that the T equal to 2.4 or greater was the minimum recommended value. One selection chart (Figure 43) would be useful one for the selection of amplitude, frequency, or operating tractor speed, once any two variables are known.

The experimental operation of the two machines were successful for the potato, sweet potato, and garlic. Field efficiency of both machines was 0.49 ha/day under the best operating conditions. Missing and damaged rate of the crops during the digging operations were all within the acceptable range.

CONTENTS

Submission Form	1
Summary (Korean)	2
Summary (English)	4
Contents (English)	5
Contents (Korean)	7
Chapter 1. Outline of the Project	9
Paragraph 1. Purpose of the Project	9
Paragraph 2. Necessity of the Project	9
Paragraph 3. Scope of the Project	10
Chapter 2. Domestic and Foreign Technology	11
Chapter 3. Specifics and Results of the Project	12
Paragraph 1. Development of A Digger for A Power Tiller	12
1. Materials and Methods	12
A. Digger Mechanism	12
B. Power Train	13
2. Experimental Methods	14
A. Experimental Field	14
B. Amplitude, Frequency, and Travel Speed	14
C. Field Efficiency, Missing Rate, and Damaged Rate	15
3. Results and Discussion	15
A. Motion Curves of the Digger Blade	15
B. Field Efficiency, Missing Rate, and Damaged Rate	24
4. Summary and Conclusion	27
Paragraph 2. Development of A Digger for A Tractor	28
1. Introduction	28
2. Materials and Methods	29
A. Design and Construction	29

B. Data Acquisition	32
C. Experimental Methods	34
1) Soil Digging	34
A) Experimental Field	34
B) Amplitude, Frequency, and Travel Speed	35
C) Parameters Affecting the Efficiency of the Digger	36
D) Parameters Affecting the Draft, Torque, and Power Requirement	36
E) Parameters Affecting the Soil Flow	37
2) Digging Test for Root Crops	37
A) Experimental Field	37
B) Amplitude, Frequency, and Travel Speed	37
C) Field Efficiency, Missing Rate, and Damaged Rate	38
3. Results and Discussion	38
A. Soil digging Test	38
1) Introduction of the Parameters	38
2) Parameters Affecting the Draft	39
3) Parameters Affecting the Torque	45
4) Parameters Affecting the Power Requirement	50
5) Parameters Affecting the Soil Flow	59
6) Discussion	67
B. Digging Test for Root Crops	69
4. Summary and Discussion	72
Chapter 4. Achievements and Contributions in the Related Field	76
Chapter 5. Plans to Apply the Results	76
Chapter 6. Foreign Technological Information Acquired during the Development	76
Chapter 7. References	77

목 차

제출문	1
요약문	2
Summary	4
Contents	5
목차	7
제 1 장 연구개발과제의 개요	9
제 1 절 연구개발의 목적	9
제 2 절 연구개발의 필요성	9
제 3 절 연구개발의 범위	10
제 2 장 국내외 기술개발 현황	11
제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과	12
제 1 절 경운기용 다목적 굴취기의 개발	12
1. 재료 및 방법	12
가. 굴취 기구부	12
나. 동력전달	13
2. 실험방법	14
가. 실험포장	14
나. 진폭, 진동수, 작업속도	14
다. 작업능률, 손실률, 손상률	15
3. 결과 및 고찰	15
가. 굴취기 궤적분석	15
나. 작업능률, 손실률, 손상률	24
4. 요약 및 결론	27
제 2 절 트랙터용 다목적 굴취기의 개발	28
1. 서 론	28
2. 재료 및 방법	29
가. 트랙터용 시작기의 설계 및 제작	29

나. 자료수집장치	32
다. 실험방법	34
1) 토양질삭실험	34
가) 실험포장	34
나) 진폭, 진동수, 작업속도	35
다) 굴취기의 성능에 영향을 미치는 파라미터	36
라) 견인력과 토크 및 소요동력에 미치는 파라미터의 영향	36
마) 토양의 체류상태에 미치는 파라미터의 영향	37
2) 뿌리작물의 굴취실험	37
가) 실험포장	37
나) 진폭, 진동수, 작업속도	37
다) 작업능률, 손실률, 손상률	38
3 결과 및 고찰	38
가. 토양질삭실험	38
1) 파라미터의 도입	38
2) 견인력에 미치는 파라미터의 영향	39
3) 토크에 미치는 파라미터의 영향	45
4) 소요동력에 미치는 파라미터의 영향	50
5) 토양의 체류상태에 미치는 파라미터의 영향	59
6). 종합고찰	67
나. 뿌리작물의 굴취실험	69
4. 요약 및 결론	72
제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도	76
제 5 장 연구개발결과의 활용계획	76
제 6 장 연구개발 과정에서 수집한 해외 과학기술 정보	76
제 7 장 참고문헌	77

제 1 장 연구개발과제의 개요

제 1 절 연구개발의 목적

본 연구의 목적은 간단한 조작을 통하여 물리적 성질이 서로 다른 감자, 고구마, 마늘, 양파, 생강 등 대개의 뿌리작물의 수확에 이용할 수 있는 진동형 다목적 굴취기의 개발을 통하여, 굴취기의 사용시간을 증가시키고, 저렴한 가격으로 굴취기를 보급하는데 기여하고자 한다.

제 2 절 연구개발의 필요성

감자를 굴취할 때 사용되는 진동 굴취날은 감자의 손상과 손실을 줄이고, 굴취기를 견인하는데 요구되는 견인동력을 줄이며, 토양으로부터 감자를 분리하는 능력의 개선 등을 목적으로 많은 연구자들(AI-Jubori and McNulty, 1980; Johnson, 1974; Kang et al., 1989; Saqib et al., 1982)에 의해 제안되었다. 감자굴취기나 감자수확기에 있어서 굴취날 선단에서 파괴되고 부풀어 연해진(膨軟) 흙이 굴취날면을 통과하는 과정에서 다시 압축되어 굴취날면에 부착되고, 굴취날면에 점점 흙이 부착되어 흙의 체류의 원인으로 된다. 체류가 현저할 경우에는 굴취날이 배토판처럼 흙과 감자를 전방으로 밀어내기 때문에 굴취작업은 불가능하게 된다. 진동식 감자굴취기는 굴취날을 加振시켜 흙과 감자가 굴취날위에서 미끄럽게 이동하게 함으로써 토양의 체류(滯留) 현상을 피하고자 처음으로 시도한 것이다(酒井憲司 등, 1991).

뿌리작물재배에서 수확작업은 노동 강도가 크고 비교적 많은 노동력을 필요로 하고 있다. 감자재배의 경우 기계수확을 하지 않고 관행작업으로 수확한다면 수확작업에 전체 노동력의 25%를 필요로 한다(강화석 등, 1989).

현재 농촌에서는 노동력 부족현상이 심각하고 농촌노동력은 고령화로 변하는 추세이다. 노동력 부족현상은 농촌노임의 상승과 농업생산비를 증가시키는 요인으로 되었다. 농업기계의 최대 단점은 짧은 이용기간(5-15일/년)과 작물마다 또, 작업공정마다 필요한 기계가 독립적으로 생산되어야 한다는 점이다. 뿌리작물의 굴취작업도 예외는 아니어서 물리적 특성이 서로 다른 감자, 고구마, 양파, 마늘 등의 굴취는 별도의 굴취기를 필요로 한다.

이러한 농업기계의 일반적인 단점은 우리나라뿐 아니라 세계적인 공통의 현상으로서, 비싼 기계를 구입하여 사용해야 하는 농민의 입장이나 이용률이 적은 기계를 비싸게 공급해야 하는 기업의 입장을 고려하면 많은 연구를 통하여 하루 빨리 해결하여야 할 과제이다.

제 3 절 연구개발의 범위

본 연구의 개발의 범위는 굴취기의 진동방향을 용이하게 변환시킬 수 있는 동력 경운기 및 트랙터 부착형 진동을 이용한 다목적의 굴취기를 개발하는데 있다.

제 2 장 국내외 기술개발 현황

본 기술은 현재 국내외에 소개되어 있지 않으나, 본 연구개발과 관련된 진동을 이용한 굴취기의 개발은 본 연구책임자가 박사학위논문이래 그 기초가 되는 내용을 국내에서 1987년부터 연구하여 진동형 굴취기 개발을 성공하였다. 그러나, 그 기술은 굴취대상작물의 물성에 따라 감자 또는 고구마 등의 단일 작물에만 국한되는 취약점을 가지고 있어서 물성이 서로 다른 작물에는 진동량을 달리하는 굴취기가 필요하기 때문에 본 연구가 필요하다고 사료된다.

본 연구가 완료되면 다목적 굴취기로 이용 가능하여 작물마다 서로 다른 굴취기를 이용할 필요가 없어지고, 필요에 따라 진동량을 간단히 조정하여 각종 굴취작업에 이용할 수 있다.

제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과

제 1 절 경운기용 다목적 굴취기의 개발

1. 재료 및 방법

가. 굴취 기구부

물성이 서로 다른 뿌리작물을 굴취할 때 작물에 따라 진동량과 진동방향을 조절할 필요가 있는데 기존의 4절 링크를 이용한 굴취기는 진동방향을 조절이 불가능하여 특정작물에만 사용이 가능하였다. 본 연구에서는 기존의 굴취기가 가지고 있는 단점을 보완하기 위하여 원래 하나였던 굴취관을 토양절삭을 주로 하는 굴취관과 뿌리작물에 따라 진동방향을 조절할 수 있는 선별관으로 나누어 구성하였다. 즉 굴취기는 6절 링크 기구로 구성된 굴취 기구부를 사용하였다. 구동 크랭크는 진동을 발생시키기 위하여 편심 캠으로 제작하였다.

굴취관은 4절 링크 기구 $D_{12}D_{23}D_{34}D_{41}$ 에 있어서 피동 링크인 $D_{34}D_{41}$ 에 부착된 것으로서 $D_{34}D_{41}D_{2}D_{41}$ 은 하나의 출력링크에 해당된다. 시작기의 굴취관이 토양속에서 전진함에 따라 굴취관의 D_1 점 부분은 전후방향으로 진동하기 때문에 소요견인력을 감소시킬 수 있다(酒井憲司 등, 1983). 굴취관은 토양속에서 진동하면서 토양을 파쇄하고 뿌리작물을 굴취하는 작용을 한다. 굴취된 토양 및 작물은 D_1 점에서 D_4 점 방향으로 이동됨에 따라 D_4 점 부근에서의 진동방향은 바뀌어서 상하로 진동하게 되므로 파쇄된 토양을 1차적으로 걸러버린다.

선별관은 4절 링크기구 $S_{12}S_{23}S_{34}S_{41}$ 에 있어서 커플러인 $S_{23}S_{34}$ 에 부착되었고, 선별부의 구동크랭크 $S_{12}S_{23}$ 은 굴취부와 함께 같은 각속도로 운동하게 되고 구동동력은 출력링크 $D_{34}D_{41}D_{2}D_{41}$ 에 의해 공급받는다. 굴취부에서 파쇄된 토양을 1차적으로 걸러버린 후 남은 토양과 뿌리작물은 선별부에 이동되어 다시 2차 분리과정을 거친 후 뿌리작물은 완전히 토양에서 분리된다.

물성이 서로 다른 뿌리작물을 굴취할 때 S_{41} 의 위치를 변경시킴으로써 선별관의 운동을 상하, 좌우, 또는 중간형태의 것으로 조정할 수 있도록 설계·제작하였다(그림 1).

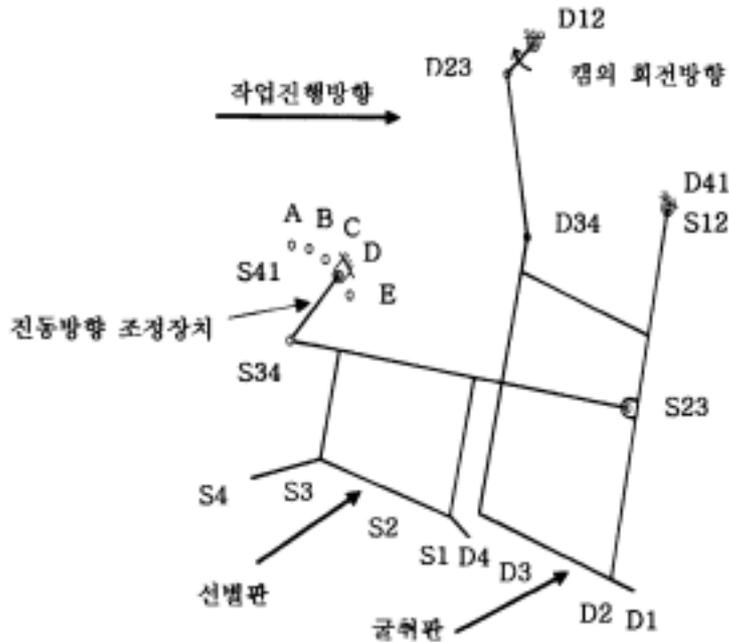


그림 1. 진동굴취기의 기구학적 도식

굴취판은 1 두둑용으로 설계하였기 때문에 폭은 55 cm, 길이는 30 cm로 하였고, 가운데는 10 mm의 철봉을 4.5 cm 간격으로 용접하였으며, 굴취판의 앞부분에는 토양의 저항을 감소시키고 토양의 파쇄를 돕기 위하여 보습모양으로 된 칼날을 부착하였다. 선별판은 폭 57 cm, 길이 45 cm로 하였고 가운데는 10 mm의 철봉을 4.5 cm 간격으로 용접하였다. 굴취판과 선별판의 경사각은 15° 로 하였다. 각 링크의 힌지 부분은 메탈베어링을 사용하였으며, 기구의 작동을 원활하게 하기 위하여 필요시에 윤활유를 주입할 수 있도록 설계 제작하였다. 굴취기에는 2개의 고무바퀴를 장착하여 굴취작업시 요구되는 굴취깊이를 조절하고, 유지할 수 있도록 하였다(그림 2).

나. 동력전달

시작기의 구동에 필요한 동력은 동력경운기의 동력취출장치(PTO)로부터 공급된다. 그림 2에 나타낸 바와 같이 경운기의 동력취출장치로부터 공급되는 동력은 스프로킷과 체인을 통하여 굴취기의 구동축인 캠축에 전달된다. 굴취기 구동축의 양끝에는 동일한 편심량을

가진 캠을 부착시켜 굴취날을 진동시켰으며, 캠을 교체하면 원하는 진폭을 얻을 수 있도록 하였다. 진동수의 변화는 경운기에 설치되어 있는 동력취출장치용의 변속기를 이용하였다.



그림 2. 다목적 굴취기의 측면도

2. 실험방법

가 실험포장

시작기의 실험은 감자, 고구마, 마늘에 대하여 실시하였다. 감자재배 두둑의 크기는 폭 55 cm, 높이 18 cm이었고, 마늘재배 두둑의 크기는 폭 55 cm, 높이 17 cm 이었으며, 고구마재배 두둑의 크기는 폭 55 cm, 높이 20 cm이었고, 시작기는 두둑의 상단으로부터 20cm의 깊이에서 작동시켰다.

나. 진폭, 진동수, 작업속도

시작기에는 직경이 74 mm이고, 편심량이 6, 9 mm로 제작된 2쌍의 편심 캠이 사용되었고 필요한 경우에 한 쌍의 캠을 교환하여 원하는 진폭으로 실험을 하였다. 진동수는 동력경운기의 경운변속기를 조작하여 2개 수준의 진동수를 얻도록 하였고, 작업속도는 동력경

운기의 주행용 변속기를 조작하여 저속 1단 및 2단의 주행속도를 얻도록 하였다.

굴취실험은 선별부를 구성하는 4절 링크장치의 출력링크에 해당하는 S₃₄S₄₁ 링크의 S₄₁을 A, C, E점 위치로 변경시키면서 진폭, 진동수, 작업속도를 각각 2개 수준씩 조합하여 실시하였고 실험에 이용된 진폭, 진동수 및 시작기의 작업속도는 표 1에 나타낸 바와 같다.

표 1 실험에 사용된 진폭, 진동수, 작업속도

변수	수준	
진폭(mm)	6	9
진동수(Hz)	7.08	10.15
작업속도(km/hr)	0.97	1.27

다. 작업능률, 손실률, 손상률

굴취기의 작업능률은 각 작물의 굴취시에 진폭, 진동수 등의 변화에 따른 작업상태를 관찰한 후, 작업이 가장 원만하면서도 작업속도가 빠른 경우를 미리 찾아내어, 그때의 작업속도를 고려한 작업능률을 산출하였다.

손실률은 시작기로 작물을 굴취한 후에 토양표면에 노출된 감자, 고구마, 마늘 등을 모두 수거하여 중량을 측정하는 다음, 호미를 이용하여 굴취된 깊이까지 파헤쳐서 토양 속에 남아 있는 작물의 무게를 측정하여 수확된 작물의 중량에 회수된 작물의 중량을 더한 후 손실된 작물의 중량백분율로 정의하였다. 손상률은 굴취시 시작기의 작동에 의하여 손상된 작물을 수거하여 중량을 측정하는 후에 총 중량에 대한 손상된 작물의 중량백분율로 정의하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 굴취기 궤적분석

1) 굴취부궤적

도양의 흐름이 원활한 경우와 도양의 체류상태가 심한 경우에 굴취부와 선별부상의 특정한 점들이 어떻게 운동하는가를 알아보기 위하여 굴취부와 선별부상의 특정한 점들의 운동궤적을 분석하였다.

캠 축의 회전에 따른 굴취부와 선별부의 궤적을 구할 때 Excel 프로그램을 사용하는데 편리하기 위하여 모든 벡터성분을 x, y 방향의 성분으로 분리하였다.

굴취부상의 특정한 점들에 대한 운동궤적은 다음과 같은 방법으로 분석하였다.

$$R_0 = D_{12}D_{41}, \quad R_1 = D_{12}D_{23}, \quad R_2 = D_{23}D_{34}, \quad R_3 = D_{34}D_{41},$$

좌표중심과 θ , ω , α 의 정의 방향은 그림 3에 나타낸 바와 같다.

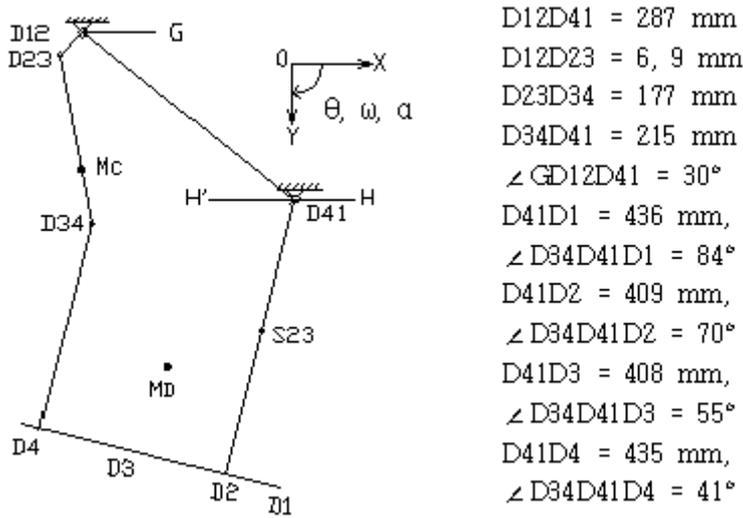


그림 3. 굴취부를 구성하는 링크의 치수와 궤적분석에 이용된 점들의 좌표

$$R_{0x} = R_0 * \cos \theta_0 = R_0 * \cos (180^\circ + \angle GD_{12}D_{41})$$

$$R_{0y} = R_0 * \sin \theta_0 = R_0 * \sin (180^\circ + \angle GD_{12}D_{41})$$

$$R_{1x} = R_1 * \cos \theta_1 = R_1 * \cos (\angle GD_{12}D_{23})$$

$$R_{1y} = R_1 * \sin \theta_1 = R_1 * \sin (\angle GD_{12}D_{23})$$

코사인법칙에 의하여

$$R_d = D_{41}D_{23} = \sqrt{R_0^2 + R_1^2 - 2 * R_0 * R_1 * \cos(\theta_1 - \angle GD_{12}D_{41})},$$

θ_d 의 정확한 사분면을 구하기 위하여 다음 식을 사용하였다.

$$\sin \theta_d = \frac{R_{0y} + R_{1y}}{R_d}$$

$$\cos \theta_d = \frac{R_{0x} + R_{1x}}{R_d}$$

$$\tan \left(\frac{\theta_d}{2} \right) = \frac{1 - \cos \theta_d}{\sin \theta_d}$$

$$\theta_d = 2 * \tan^{-1} \left(\frac{1 - \cos \theta_d}{\sin \theta_d} \right)$$

$$\therefore R_3^2 = R_d^2 + 2R_d * R_2 * \cos \phi_b + R_2^2,$$

$$\therefore \cos \phi_b = \frac{R_3^2 - R_2^2 - R_d^2}{2 * R_d * R_2},$$

따라서, $\phi_b = \cos^{-1} \left(\frac{R_3^2 - R_2^2 - R_d^2}{2 * R_d * R_2} \right)$

$$\theta_2 = \theta_d - \phi_b$$

$$R_{2x} = R_2 * \cos \theta_2$$

$$R_{2y} = R_2 * \sin \theta_2$$

$$R_{3x} = -(R_{0x} + R_{1x} + R_{2x})$$

$$R_{3y} = -(R_{0y} + R_{1y} + R_{2y})$$

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2}$$

$$\sin \theta_3 = \frac{R_{3y}}{R_3}$$

$$\cos \theta_3 = \frac{R_{3x}}{R_3}$$

$$\tan \theta_3 = \frac{1 - \cos \theta_3}{\sin \theta_3}$$

$$\theta_3 = 2 * \tan^{-1} \left(\frac{1 - \cos \theta_3}{\sin \theta_3} \right)$$

기체정지시 굴취판의 궤적은 다음 식으로 구하였다.

$$D_{1x} = D_{41}D_1 * \cos(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}D_{41}D_1)$$

$$D_{1y} = D_{41}D_1 * \sin(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}D_{41}D_1)$$

$$D_{2x} = D_{41}D_2 * \cos(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}D_{41}D_2)$$

$$D_{2y} = D_{41}D_2 * \sin(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}D_{41}D_2)$$

$$D_{3x} = D_{41}D_3 * \cos(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}D_{41}D_3)$$

$$D_{3y} = D_{41}D_3 * \sin(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}D_{41}D_3)$$

$$D_{4x} = D_{41}D_4 * \cos(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}D_{41}D_4)$$

$$D_{4y} = D_{41}D_4 * \sin(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}D_{41}D_4)$$

캠의 회전속도가 N rpm이고 작업속도 $Vt = B$ m/s일 때, 기체이동시 캠이 매 5° 회전하는 동안 수평방향으로 이동한 변위 C (mm)는 다음과 같이 계산된다.

$$\omega = N \frac{rev}{min} = \frac{N}{60s} * 2\pi = \frac{\pi N}{30s} (rad/s)$$

5° 회전하는데 걸리는 시간은 다음과 같게 된다.

$$t = \frac{\frac{\pi}{36}}{\frac{\pi N}{30s}} = \frac{5}{6 * N} (s)$$

5° 회전할 때 수평방향으로 이동한 변위 $C = \frac{5}{6 * N} * B * 1000 (mm)$

기체이동시 굴취판의 궤적은 다음 식으로 구하였다.

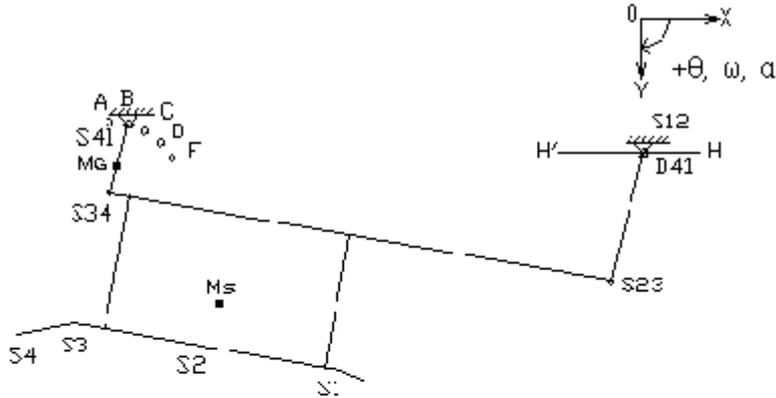
$$D'_{1x} = D_{1x} + C * (\theta_1 - \text{캠 시작각}) / 5$$

$$D'_{2x} = D_{2x} + C * (\theta_1 - \text{캠 시작각}) / 5$$

$$D'_{3x} = D_{3x} + C * (\theta_1 - \text{캠 시작각}) / 5$$

$$D'_{4x} = D_{4x} + C * (\theta_1 - \text{캠 시작각}) / 5$$

2) 선별부 궤적



$S_{12}S_{41} = 512 \text{ mm},$	$S_{23}S_{34} = 507 \text{ mm}$
$S_{12}S_{23} = 267 \text{ mm},$	$\angle D_{34}S_{12}S_{23} = 65^\circ$
$S_{34}S_{41} = 103 \text{ mm},$	
$S_{23}S_1 = 262 \text{ mm},$	$\angle S_{34}S_{23}S_1 = 30^\circ$
$S_{23}S_2 = 353 \text{ mm},$	$\angle S_{34}S_{23}S_2 = 21^\circ$
$S_{23}S_3 = 447 \text{ mm},$	$\angle S_{34}S_{23}S_3 = 15^\circ$
$S_{23}S_4 = 567 \text{ mm},$	$\angle S_{34}S_{23}S_4 = 17^\circ$
$S_{23}S_5 = 690 \text{ mm},$	$\angle S_{34}S_{23}S_5 = 18^\circ$

그림 4. 선별부를 구성하는 링크의 치수와 궤적분석에 이용된 점들의 좌표

선별부상의 특정한 점들의 운동궤적은 다음과 같은 방법으로 분석하였다.

$$R_0' = S_{12}S_{41}, \quad R_1' = S_{12}S_{23}, \quad R_2' = S_{23}S_{34}, \quad R_3' = S_{34}S_{41}$$

$\therefore \angle H'S_{12}S_{41}$ 는 $S_{12}S_{41}$ 이 수평선에 대한 각이다.

$$R_0'x = R_0' * \cos \theta_0 = S_{12}S_{41} * \cos (180^\circ + \angle H'S_{12}S_{41})$$

$$R_0'y = R_0' * \sin \theta_0 = S_{12}S_{41} * \sin (180^\circ + \angle H'S_{12}S_{41})$$

\therefore 선별부의 구동링크는 굴취부를 구성하는 4절 링크의 피동링크에 부착되어 있다.

$$\therefore \theta_1' = \theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}S_{12}S_{23}$$

$$\begin{aligned}
R_1'x &= R_1' \cdot \cos \theta_1' = S_{12}S_{23} \cdot \cos(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}S_{12}S_{23}) \\
R_1'y &= R_1' \cdot \sin \theta_1' = S_{12}S_{23} \cdot \sin(\theta_3 - 180^\circ - \angle D_{34}S_{12}S_{23}) \\
S_{23}S_{41} &= \sqrt{(R_0'^2 + R_1'^2 - 2 \cdot R_0' \cdot R_1' \cdot \cos(180^\circ - \theta_1' + \angle H S_{12}S_{41}))} \\
\sin \theta_d' &= \frac{R_0'y + R_1'y}{S_{23}S_{41}} \\
\cos \theta_d' &= \frac{R_0'x + R_1'x}{S_{23}S_{41}} \\
\theta_d' &= 2 \cdot \tan^{-1} \left[\frac{1 - \cos \theta_d'}{\sin \theta_d'} \right] \\
\phi_b' &= \cos^{-1} \frac{R_3'^2 - R_2'^2 - S_{23}^2 S_{41}^2}{2 \cdot S_{23} S_{41} \cdot R_2'} \\
\theta_2' &= \theta_d' + \phi_b'
\end{aligned}$$

기체 정지시 선별판의 궤적은 다음식으로 구하였다.

$$\begin{aligned}
S_1x &= S_{12}S_{23}x + S_{23}S_1 \cdot \cos(\theta_2' - \angle S_{34}S_{23}S_1) \\
S_1y &= S_{12}S_{23}y + S_{23}S_1 \cdot \sin(\theta_2' - \angle S_{34}S_{23}S_1) \\
S_2x &= S_{12}S_{23}x + S_{23}S_2 \cdot \cos(\theta_2' - \angle S_{34}S_{23}S_2) \\
S_2y &= S_{12}S_{23}y + S_{23}S_2 \cdot \sin(\theta_2' - \angle S_{34}S_{23}S_2) \\
S_3x &= S_{12}S_{23}x + S_{23}S_3 \cdot \cos(\theta_2' - \angle S_{34}S_{23}S_3) \\
S_3y &= S_{12}S_{23}y + S_{23}S_3 \cdot \sin(\theta_2' - \angle S_{34}S_{23}S_3) \\
S_4x &= S_{12}S_{23}x + S_{23}S_4 \cdot \cos(\theta_2' - \angle S_{34}S_{23}S_4) \\
S_4y &= S_{12}S_{23}y + S_{23}S_4 \cdot \sin(\theta_2' - \angle S_{34}S_{23}S_4)
\end{aligned}$$

기체 이동시 선별판의 궤적은 다음 식으로 구하였다.

$$\begin{aligned}
S_1'x &= S_1x + C \cdot (\theta_1' - \text{캠 시작각})/5 \\
S_2'x &= S_2x + C \cdot (\theta_1' - \text{캠 시작각})/5
\end{aligned}$$

$$S_3'x = S_3x + C*(\theta_1' - \text{캠 시작각})/5$$

$$S_4'x = S_4x + C*(\theta_1' - \text{캠 시작각})/5$$

위에서 분석한 절차에 따라 분석에 이용한 수식을 엑셀 프로그램에 입력하고 진폭, 진동수, 작업속도를 변경시키면서 각 조합에서의 굴취판과 선별판상의 특정한 점들의 운동궤적을 분석하고, 이중에서 S41을 E위치에 연결시켰을 때의 대표적인 운동궤적 2가지 경우만을 그림에 나타내고 설명하였다.

가) 토양의 흐름상태가 원활한 경우

토양의 흐름상태가 원활한 경우에 해당하는 진폭 9 mm, 진동수 10.15 Hz, 작업속도 0.97 km/hr 일 때의 궤적은 그림 5에 나타내었다. 그림 5에서 D1, D2, D3, D4는 굴취부상의 특정한 점을 표시하고, S1, S2, S3, S4는 선별부상의 특정한 점을 표시한다. 그림 3-5에 나타낸 바와 같이 굴취부와 선별부상의 특정한 점들의 궤적은 모두 작업의 진행에 따라 뒤로 잘 이동하는 것으로 분석되는데, 이는 실제 실험의 결과와 일치한다.

동일한 진폭, 진동수, 작업속도에서 진동방향을 조정하기 위해 S41을 A, C, E 위치에 각각 연결할 때의 운동궤적을 비교의 편의를 위하여 하나의 그래프에 나타내었다(그림 5). 그림 5에 나타낸 바와 같이 S41이 A위치에 있을 때에는 선별부의 운동은 주로 좌우 수평 진동을 하게 되고 S41이 E위치에 있을 때에는 선별부의 운동은 주로 상하운동을 하게 되며 S41이 C위에 있을 때에는 중간형태의 운동을 하게 된다.

나) 토양의 흐름상태가 원활하지 못하고 체류가 심하게 발생하는 경우

토양의 흐름상태가 원활하지 못하고 체류가 심하게 발생하는 경우에 해당하는 진폭 6 mm, 진동수, 7.08 Hz, 작업속도 1.27 km/hr 일 때의 궤적을 그림 6에 나타내었다. 그림 6에 나타낸 바와 같이 굴취부와 선별부상의 특정한 점들의 궤적이 모두 작업의 진행에 따라 뒤로 이동하지 않고 앞으로 이동하기 때문에 실제 실험에서 토양의 흐름상태가 원활하지 못하고 체류가 심하게 발생된 것으로 판단된다.

기체이동시 굴취부와 Sieve의 제적(S410) A, C, E 위치일 때)

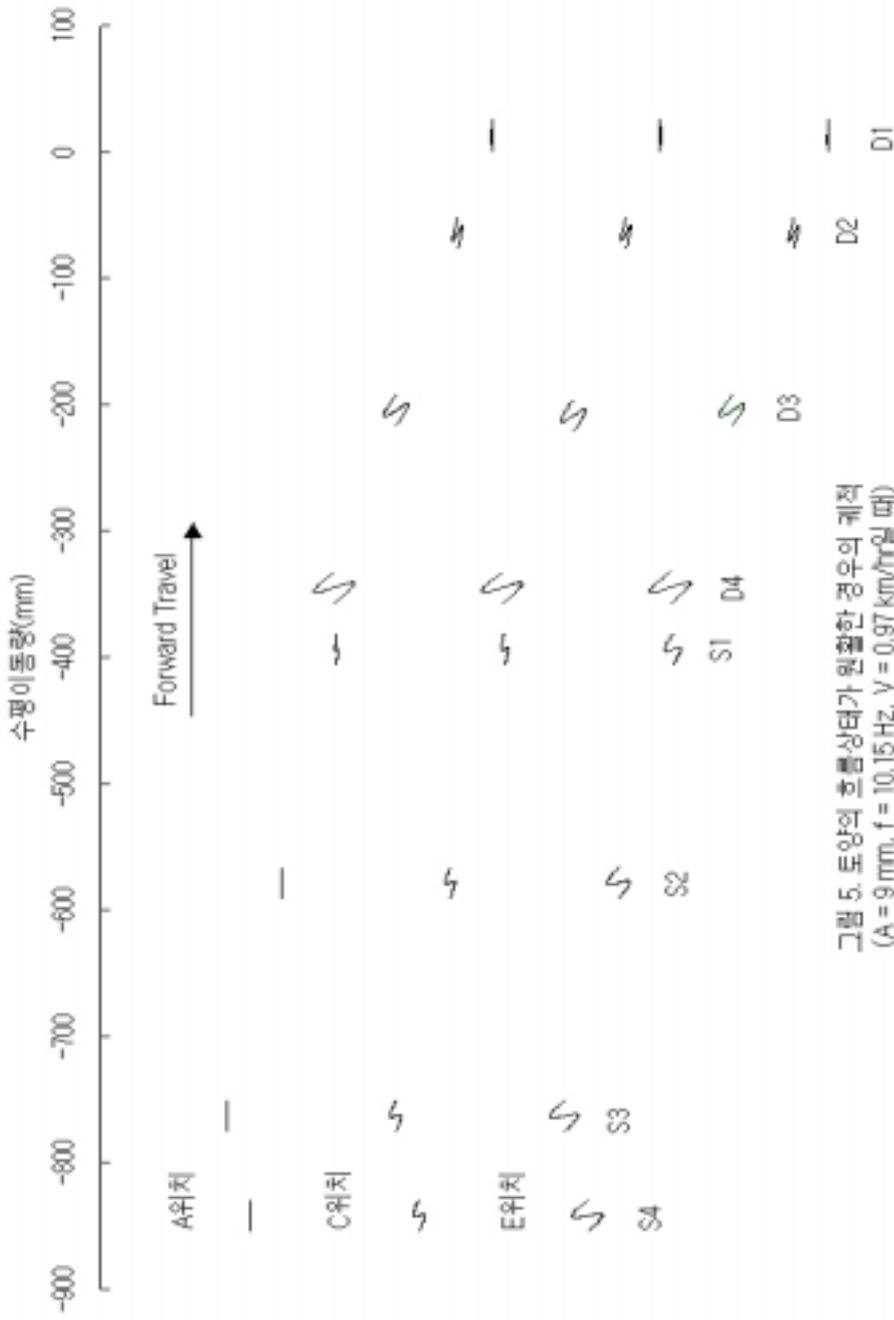


그림 5. 토양의 흐름상태가 원활한 경우의 제적
(A = 9 mm, f = 10.15 Hz, V = 0.97 km/hr일 때)

기체이동시 굴취부와 Sieve의 궤적(S41이 A, C, E위치일 때)

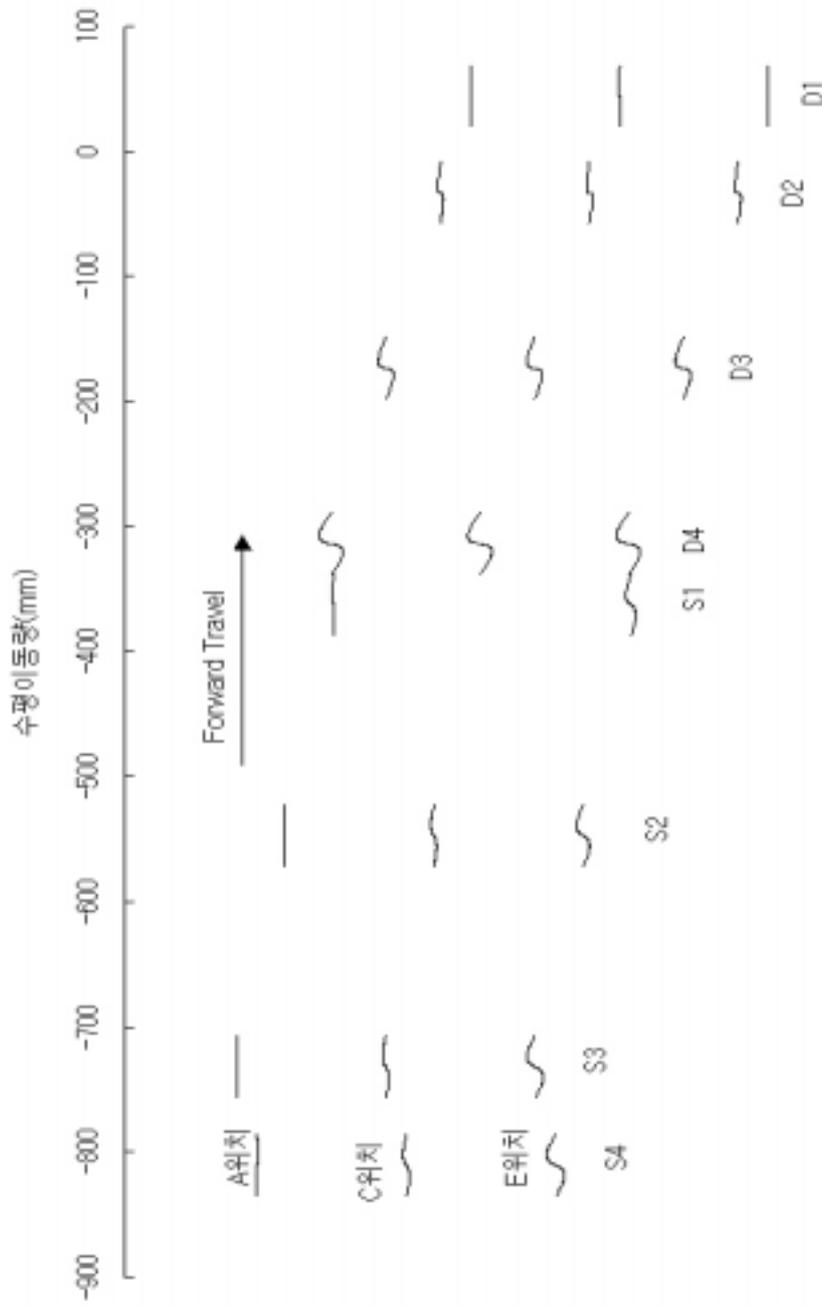


그림 6. 토양의 흐름상태가 원활하지 않고 체류가심한 경우의 궤적

(A = 6 mm, f = 7.06 Hz, V = 1.27 km/hr일 때)

나. 작업능력, 손실률, 손상률

적정작동조건은 감자와 마늘은 진폭 9 mm, 진동수 10.15 Hz, 작업속도 0.97 km/h 이었으며, 이 때 진동방향조정장치는 E점 이었다(그림 1 참조). 고구마의 경우는 같은 조건에서 진동방향조정장치의 위치는 그림 1에서 C 점의 위치로서 과도한 진동을 감소시켜서 고구마의 손상을 감소시킬 수 있었다. 각 작물의 작업능력, 손실률 및 손상률은 표 2에 요약한 바와 같다. 손실률 및 손상률은 5회 반복 측정하였다.

표 2 굴취기의 작업능력, 손실률, 손상률

작물	작업능력(ha/h)	손실률(%)	손상률(%)
감자	0.49	0.66*±0.42	1.5±0.17
고구마	0.49	0.75±0.47	1.8±0.23
마늘	0.49	0	0.5±0.09

* : 경제성이 없는 직경 35 mm 이하는 제외한 수치임.

직경 35 mm 이하의 것을 포함하면 3.2%임.

굴취기의 유효포장작업능률은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$A_e = \frac{1}{10} \epsilon_f SW$$

여기서, A_e : 유효포장작업능력(ha/h), ϵ_f : 포장작업효율(소수로 표시함)

S: 전진속도(km/h), W: 공칭작업폭(m)

포장작업효율을 0.75, 1일 작업시간을 9시간으로 하면 공칭작업폭이 0.75m, 전진속도가 0.97km/h 이므로 1일 유효포장능률은 다음과 같게 된다.

$$\begin{aligned} \text{유효포장작업능력} &= 0.1 \times \text{포장작업효율} \times \text{전진속도} \times \text{공칭작업폭} \times \text{1일 작업시간} \\ &= 0.1 \times 0.75 \times 0.97 \times 0.75 \times 9 = 0.49 \text{ ha/일} \end{aligned}$$

그림 7, 그림 8, 그림 9는 각각 감자, 고구마, 마늘의 수확작업을 나타낸 것이다.



그림 7. 감자 수확작업(경운기)



그림 8. 고구마 수확작업(경운기)



그림 9. 마늘 수확작업(경운기)

4. 요약 및 결론

진폭이 6mm인 경우에는 토양의 체류현상이 발생하여 굴취작업이 원활하게 진행되지 않았고 굴취작업을 원활하게 진행하기 위한 적정작동조건은 감자와 마늘은 진폭 9 mm, 진동수 10.15 Hz, 작업속도 0.97 km/h 이었으며, 이 때 진동방향조정장치는 E점 이었다(그림 1 참조). 고구마의 경우는 같은 조건에서 진동방향조정장치의 위치는 그림 1에서 C 점의 위치로서 과도한 진동을 감소시켜서 고구마의 손상을 감소시킬 수 있었다.

제작된 경운기용 시작기로 포장실험을 진행한 결과 각 작물의 작업능력, 손실률 및 손상률은 모두 목표치에 도달하였기 때문에 하나의 굴취기로 물성이 서로 다른 뿌리작물을 굴취할 수 있어 굴취기의 사용시간을 늘릴 수 있고, 또한 적은 비용으로 농가에 보급할 수 있을 것으로 사료된다.

제 2 절 트랙터용 다목적 굴취기의 개발

1. 서 론

수확작업에 필요한 노동력부족현상을 해소하고 생산비용을 절감시키기 위해 개발된 뿌리작물수확기로는 감자굴취기, 당근 굴취기, 마늘수확기, 일반 약초 수확기 등이 있으며, 뿌리작물의 수확작업에 주로 전용수확기가 사용되고 있고 전용수확기는 어떤 특정한 작물에만 사용되기 때문에 이용률이 비교적 낮다. 이런 실정을 감안하여 1차년도에 하나의 굴취기로 물성이 서로 다른 감자, 고구마, 마늘 등을 수확할 수 있는 경운기용 시작기의 개발을 완료하였으나 보다 높은 작업성능을 위해서는 트랙터용 다목적 굴취기의 개발이 필요한 실정이다.

본 연구의 목적은 다음과 같다.

가. 선별부의 진동방향을 조정할 수 있는 진동굴취기를 설계, 제작한다.

나. 토양절삭실험을 통하여 진폭, 진동수, 작업속도의 변화에 따른 견인력과 토크 및 굴취 날위에 잔류하는 토양의 평균 높이를 측정하고 진폭, 진동수, 작업속도 등의 요인을 기초로 하여 유도되는 설계요인인 속도비 λ , 속도와 가속도비 ρ , 가속도비 K 및 체공시간비 T 가 견인력, 토크, 소요동력 및 토양의 체류상태에 미치는 영향을 분석하고 진동굴취의 설계에 있어서 바람직할 것으로 판단되는 설계기준을 제공한다.

다. 토양절삭실험의 관찰로부터 비교적 적합할 것으로 판단되는 진폭, 진동수, 작업속도를 조합하여 감자, 고구마, 마늘의 수확실험을 실시한 후 작업능률, 손실률, 손상률을 평가한다.

2. 재료 및 방법

가. 트랙터용 시작기의 설계 및 제작

1) 굴취판과 선별판

트랙터용 시작기의 굴취 기구부는 경운기용 시작기와 유사한 기구부(그림 3-1 참조)를 사용하였고 굴취판은 1 두둑용으로 설계하였기 때문에 폭은 74 cm, 길이는 40 cm로 하였고, 가운데는 12 mm의 철봉을 4 cm 간격으로 용접하였으며, 굴취판의 앞부분에는 토양의 저항을 감소시키고 토양의 파쇄를 돕기 위하여 보습모양으로 된 칼날을 부착하였다(그림 10).



그림 10. 굴취판이 부착된 $D_{34}D_{41}$ 링크의 측면도

선별판은 폭 79 cm, 길이 45 cm로 하였고 가운데는 12 mm의 철봉을 4 cm 간격으로 용접하였다(그림 11). 굴취판과 선별판의 경사각은 15° 로 하였다. 각 링크의 힌지 부분은 메탈베어링을 사용하였으며, 기구의 작동을 원활하게 하기 위하여 필요시에 윤활유를 주입할 수 있도록 설계 제작하였다. 굴취기에는 4개의 고무바퀴를 장착하여 굴취작업시 요구되는 굴취깊이를 조절하고, 유지할 수 있도록 하였다.



그림 11. 선별판이 부착된 S₂₃S₃₄ 링크의 측면도

2) 동력전달

시작기의 구동에 필요한 동력은 트랙터의 동력취출장치(PTO)로부터 공급된다. 그림 12 및 13에 나타낸 바와 같이 트랙터의 동력취출장치로부터 공급되는 동력은 유니버설 조인트를 통하여 속도비가 3:1인 기어박스에 전달된다. 기어박스에서 출력되는 동력은 스프로킷(13:17)과 체인을 통하여 토크 변환기축에 전달되고, 다시 스프로킷(13:17)과 체인을 통하여 굴취기의 구동축인 캠축에 전달된다. 굴취기 구동축의 양끝에는 동일한 편심량을 가진

캠을 부착시켜 굴취날을 진동시켰으며, 캠을 교체하면 원하는 진폭을 얻을 수 있도록 하였다. 진동수의 변화는 트랙터에 설치되어 있는 동력취출장치용의 변속기를 이용하였다.

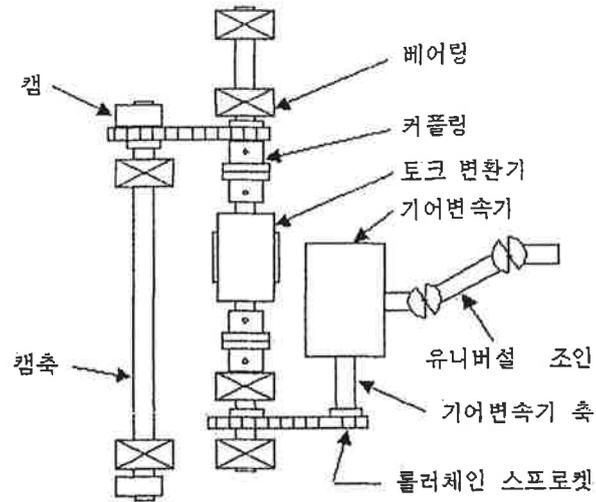


그림 12. 진동굴취기의 동력전달체계평면도

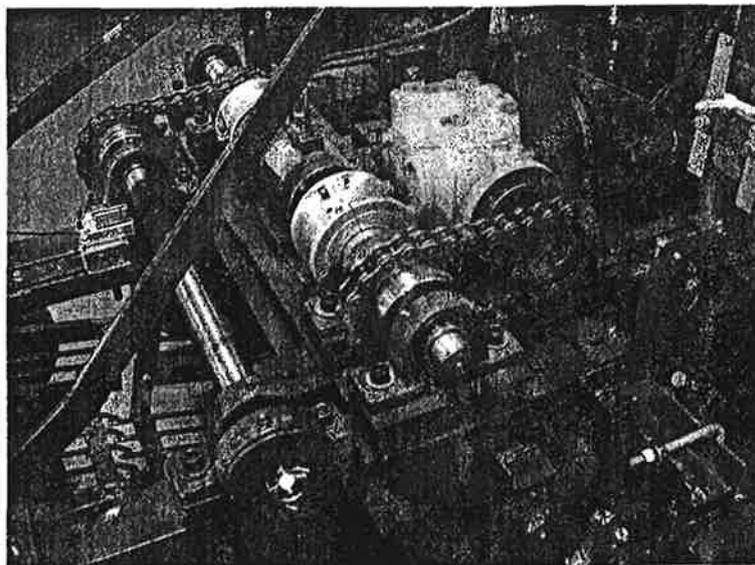


그림 13. 진동굴취기의 동력전달체계

나. 자료수집장치

굴취기의 소요동력을 측정하기 위한 자료수집장치는 그림 14에 나타낸 바와 같이 토크 변환기, 견인력 측정장치, 회전위치 측정장치, 스트레인 증폭기, DAQCard -1200 I/O Connector와 DAQCard-1200, Micro Computer 등으로 구성되었다.

DAQCard-1200은 내셔널인스트루먼트(NATIONAL INSTRUMENTS)사의 제품으로써 아날로그-디지털(analog-to-digital, A/D)변환, 디지털-아날로그 (digital- to-analog, D/A)변환, 디지털 입/출력(Digital input/output, I/O), 카운터/타이머(counter/timer) 등 여러 가지 작업을 수행할 수 있다.

DAQCard-1200의 입력범위는 $\pm 5V$ 로 설정하였고, 데이터수집에는 LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) 프로그램을 사용하였다.

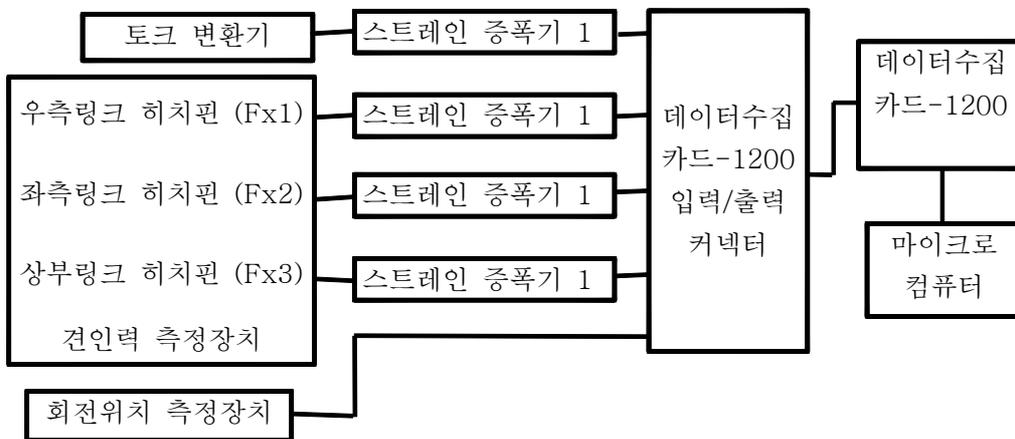


그림 14. 자료수집장치의 구성

본 실험에 사용된 견인력 측정장치는 강화석 등(1988)이 개발한 장치로써 트랙터와 굴취기 사이에 장착되었고 트랙터의 3점 히치의 각 히치핀에 4개의 스트레인 게이지를 상하 2개씩 평행으로 부착하여 full bridge를 구성하였다. 견인력 측정장치는 4-게이지법을 사용하여 온도補償效果와 他方向力의 相殺效果를 얻을 수 있도록 함으로써 수평방향의 견인력만 측정할 수 있도록 하였다. 견인력 측정에 사용된 스트레인 게이지는 게이지率이 2.05인 C6-121-R3V (AUTOMATION INDUSTRIES, INC.)로서 크기는 3.8×4.5 mm이다.

스트레인 증폭기는 日本 共和電氣(KYOWA) 제품인 DPM-711B를 사용하였고 입력전압

은 AC 220V를 사용하였다. 스트레인 증폭기의 출력전압은 교류 2V로 설정하였고, Strain Range는 5000×10^{-6} 스트레인으로 설정하였으며, Lowpass Filter는 30Hz로 설정하였다.

견인력 측정장치의 출력신호와 토크 변환기의 출력신호는 모두 μV 단위로써 매우 작으므로 스트레인 증폭기를 사용하여 A/D 변환기의 변환범위인 $-5 \sim 5\text{V}$ 사이로 증폭시켰다.

견인력 측정장치에 작용하는 힘은 히치핀에 부착한 스트레인 게이지에 의하여 전기적 신호로 변환되고 스트레인 증폭기에 의해 증폭된 후 DAQCard-1200 I/O Connector를 거쳐 컴퓨터에 내장된 DAQ Card-1200에 입력된다. 입력된 아날로그 신호는 DAQ Card-1200내에 설치되어 있는 A/D변환기를 통하여 디지털 값으로 변환되고 데이터 수집 프로그램에 의해 파일로 저장된다.

토크 측정에 사용된 토크 변환기(TMNR-50 kM)는 MINEBEA CO., LTD.의 제품으로써 정격용량은 $50 \text{ kg}_f \cdot \text{m}$ 이고 최고 회전수는 8000 rpm까지 사용할 수 있으며 입력전압은 교류 2 V를 이용하였다.

캠축의 회전위치 측정에는 Autonics 사의 PHOTO SENSOR를 사용하였다. 사용된 MODEL은 BUD-30S로써 검출거리는 30 mm이고 사용된 광원은 적외선 발광 다이오드 이다. PHOTO SENSOR의 전원은 DC 12V를 사용하였다.

캠축에는 회전날개를 부착하였는데 이 회전날개는 원판을 36, 72, 108, 144도로 나눈 것으로써 캠이 회전할 때 첫 번째 36도 구간에서는 발광부에서 발광된 적외선을 통과시키고 두 번째 72도 구간에서는 적외선을 차단시키며, 세 번째 108도 구간에서는 적외선을 통과시키고 마지막 144도 구간에서는 적외선을 차단시킨다. 캠 축 중심과 캠 중심의 연결선인 $D_{12}D_{23}$ 이 후레임 $D_{12}D_{41}$ 과 일치할 때 캠축에 부착한 회전날개의 위치를 시작위치로 설치하면 PHOTO SENSOR의 출력으로부터 캠의 정확한 위치와 회전속도를 측정할 수 있다.

발광부에서 발광되는 광선이 차단 또는 통과됨에 따라 출력되는 전압은 DC 0V 또는 12V로 된다. 출력되는 전압이 DAQCard-1200의 입력범위인 $\pm 5\text{V}$ 를 초과하기 때문에 PHOTO SENSOR의 출력전압을 입력전압으로 하고 저항이 $7\text{k}\Omega$ 과 $15\text{k}\Omega$ 인 2개의 저항을 사용하여 직렬연결 회로를 구성한 후 $7\text{k}\Omega$ 저항의 양측에서 출력되는 전압을 사용하였다.

DAQ Card-1200 I/O Connector에는 8개(ACH 0-7)의 analog input channels과 2개(DAC 0-1)의 analog output channels이 있다. 토크 변환기의 출력신호, 견인력 측정장치로부터 출력되는 우측 하부링크의 출력신호, 좌측 하부링크의 출력신호, 상부 링크의 출력신호는 Strain Amplifiers를 통과하면서 증폭된 후, I/O Connector에 연결되었다. 캠축의 위치 측정장치는 Strain Amplifiers를 거치지 않고 직접 I/O Connector channel에 연결되었

다. LabVIEW 프로그램상에서 데이터의 수집속도는 5000개/s로 설정하였고 데이터는 channel 마다 5000개 수집하도록 설정하였다.

다. 실험방법

1) 토양절삭실험

가) 실험포장

시작기의 토양절삭실험에 사용된 포장은 강원대학교 실험포장으로써, 먼저 로터리 작업을 하고 두둑 만드는 기계로 두둑을 만든 다음, 트랙터로 두둑 위에서 왕복 주행하면서 두둑을 다졌고, 두둑은 높이 20 cm, 폭은 74 cm 되게 만들었다. 실험의 한 구간은 8 m로 하였고 굴취기를 작동시키기 전에 무부하 상태에서 굴취깊이까지 굴취기를 하강시키기 위해 구간의 시작마다 깊이 20 cm, 길이 90 cm되게 두둑을 파내었다. 두둑을 만든 후 비를 맞춰 두둑의 내부까지 충분히 수분을 흡수하게 한 다음 토양표면이 건조하게 되었을 때 실험을 진행하였고 시작기는 두둑의 상단으로부터 20 cm의 깊이에서 작동시켰으며 동일한 처리에 대하여 3회 반복하여 실험하였다. 실험 전에 미리 실험할 포장에 무작위로 각 구간마다 처리내용을 표시하는 나무말뚝을 박아놓고 실험시에는 나무말뚝의 위치를 찾아서 실험을 진행하였다.

시작기를 이용하여 시험할 당시 포장의 토양 함수율과 겉보기밀도(Bulk density)를 측정하기 위하여 포장 내에서 임의로 20 개의 표본을 채취하였다. 토양표본채취에는 직경이 5 cm, 높이 5.1 cm인 원통형 채취 통을 사용되었다. 채취된 토양표본은 겉보기밀도를 측정된 후에 오븐(Dry oven)에 넣고 105 ± 5 °C의 온도에서 24 시간 건조시킨 후 건량기준의 함수율을 측정하였다. 토양의 관입저항 측정에는 직경이 11.28mm, 밑면적 1.0cm^2 , 원뿔의 꼭지각이 60°인 토양관입저항시험기(네덜란드 eijkelkamp 사의 06.15 PENETROLOGER SET)가 사용되었고 측정 속도는 2 cm/sec로 설정하였다. 관입저항 측정은 시험구내의 두둑의 중앙부근에서 무작위로 20개 지점을 선택하여 실시하였다. 관입깊이는 두둑의 상단으로부터 15 cm까지 일정하게 유지하였다.

관입저항을 측정할 때 관입저항기에는 표면에서부터 1cm 간격으로 관입에 대한 저항력(N)이 저장되는데 저장된 저항력을 관입저항기의 설명서에 따라 다음의 식을 이용하여 관입저항(MPa)으로 환산하였고 실험포장의 관입저항은 15 cm 깊이에서 측정된 20개의 관입저항을 평균하여 나타내었다.

$$\text{관입저항}(MPa) = \frac{\text{관입저항력}(N)}{\text{원주 표면적}(cm^2) \times 100}$$

실험포장의 토양 함수율, 결보기밀도, 관입저항은 진폭, 진동수, 작업속도 및 진폭, 진동수, 작업속도 등에 의하여 유도되는 파라미터와 마찬가지로 굴취성능에 영향을 미치는 변수이다. 시작기를 이용하여 실험할 당시 실험토양의 물리적 특성은 표 3에 나타낸 바와 같다.

표 3 실험토양의 물리적 특성

함수율(%, d.b.)	17.4 ± 1.2
결보기밀도(kg/m ³)	1733.9 ± 72.4
관입저항(MPa)	0.7 ± 0.1

나) 진폭, 진동수 및 작업속도

문헌에 의하면(강화석 등, 1989; 강화석 등, 1991b; 강화석 등, 1993; 酒井 憲司 등, 1991; 강화석, 2000) 진폭의 범위는 3 mm에서 31.9 mm까지, 진동수 범위는 4.4 Hz에서 20.5 Hz까지, 작업속도범위는 0.9 km/h에서 3.3 km/h로 하였다. 본 연구에서는 문헌을 참고하여 문헌에 소개된 범위내에서 변수의 수준을 선택하였다. 다만 진폭이 3 mm인 경우는 진동굴취기의 진동효과가 좋지 않다는 것을 알고 있었지만 파라미터 값의 최소범위를 포함시키기 위하여 실험수준에 포함시켰다.

시작기에는 직경이 74 mm이고, 편심량이 3, 6, 9 mm로 제작된 3쌍의 편심 캠이 사용되었고 필요한 경우에 한 쌍의 캠을 교환하여 원하는 진폭으로 실험을 하였다. 실험 전에 무부하상태에서 PTO를 4단에서 작동시키고 엔진 rpm을 변화시키면서 DIGITAL TACHOMETER가 읽은 회전속도가 1,020 rpm에 도달했을 때 엔진 회전속도를 고정시켰고 모든 실험은 이 고정된 엔진 회전속도에서 진행되었다. 진동수는 고정된 엔진 회전수에 트렉터에 설치되어 있는 동력취출장치 변속기를 2단, 3단, 4단으로 조작하여 변화시켰고 작업속도는 트렉터의 변속기를 1단, 2단, 3단으로 조작하여 변화시켰다. 작업속도는 실험 전에 고정된 엔진 회전속도에서 트렉터의 변속기를 변화시키면서 무부하상태로 일정한 거리 30 m를 주행하는데 소요되는 시간을 측정하여 산출하였다.

굴취기의 토양절삭실험은 선별부를 구성하는 4절 링크장치의 출력링크에 해당하는

S₃₄S₄₁ 링크의 S₄₁을 상하진동이 가장 큰 위치(E점)에 연결시킨 상태에서 진폭, 진동수, 작업속도를 각각 3개 수준씩 조합하여 3회 반복으로 실시하였고 실험에 이용된 진폭, 진동수 및 시작기의 작업속도는 표 4에 나타낸 바와 같다.

표 4 실험에 사용된 진폭, 진동수, 작업속도

변수	수준		
진폭(mm)	3	6	9
진동수(Hz)	11.2	14.9	17.0
작업속도(km/hr)	0.91	1.13	1.56

다) 굴취기의 성능에 영향을 미치는 파라미터

본 연구에서는 토양의 체류상태와 소요동력에 미치는 영향을 분석하기 위하여 진폭, 진동수, 작업속도 등에 의해 유도되는 파라미터 - λ , ρ , K , T 를 다음과 같이 정의하고 사용하였다.

$$\lambda = \frac{\omega A}{V_t}, \text{ 굴취날의 최대 작업속도와 트랙터의 전진속도의 비.}$$

$$\rho = \frac{\omega^2 A}{V_t}, \text{ 굴취날의 최대 가속도와 트랙터의 전진속도의 비, } s^{-1}$$

$$K = \frac{\omega^2 A}{g}, \text{ 굴취날의 최대 가속도와 중력가속도의 비.}$$

$$T = \lambda K, \text{ 속도와 가속도의 영향을 모두 포함하고 있는 매개변수.}$$

여기서,

A - 0에서부터 피크에 도달하는 진폭, m.

ω - 캠축의 각 속도, rad/s.

V_t - 트랙터의 전진속도, m/s.

g - 중력가속도, m/s^2 이다.

라) 견인력과 토크 및 소요동력에 미치는 파라미터의 영향

본 연구에서는 진폭, 진동수, 작업속도를 변화시키면서 각 조합마다 견인력과 토크를 측정하고 진폭, 진동수, 작업속도 등에 의해 유도되는 4개의 파라미터- λ , ρ , K , T 가 견인력과 토크 및 소요동력에 미치는 영향을 분석하였다.

마) 토양의 체류상태에 미치는 파라미터의 영향

본 연구에서는 진폭, 진동수, 작업속도를 변화시키면서 각 조합의 실험종료마다 트랙터를 정지시킨 후 굴취기의 후레임으로부터 토양표면까지의 거리를 자로 측정하고 이것을 굴취판에서부터 후레임까지의 거리(360 mm), 선별판에서부터 후레임까지의 거리(265 mm)에서 감하여 굴취판과 선별판을 통과하는 토양표면의 높이를 측정하였다. 굴취날의 폭 방향에서 5 cm 간격으로 토양표면의 높이를 측정하고 측정한 값들의 평균값인 굴취날을 통과하는 토양표면의 평균높이를 토양의 체류상태를 기술하는 지표로 사용하였다. 진폭, 진동수, 작업속도 등에 의하여 유도되는 4개의 파라미터 - λ , ρ , K, T가 토양의 체류상태에 미치는 영향을 분석하였다.

2) 뿌리작물의 굴취실험

가) 실험포장

시작기의 실험은 감자, 고구마, 마늘에 대하여 실시하였고, 감자재배 두둑의 크기는 폭 74 cm, 높이 20 cm 이었고, 마늘재배 두둑의 크기는 폭 74 cm, 높이 17 cm이었으며, 고구마재배 두둑의 크기는 폭 74 cm, 높이 20 cm이었고 시작기는 두둑의 상단으로부터 20 cm의 깊이에서 작동시켰다.

나) 진폭, 진동수, 작업속도

토양절삭실험에서 진폭이 3mm인 경우, 진동수가 11.2Hz인 경우, 작업속도 1.56km/hr인 경우는 뿌리작물의 굴취실험에 적합하지 않을 것으로 판단되었기 때문에, 뿌리작물의 굴취실험은 진폭, 진동수, 작업속도를 각 각 2개 수준씩 조합하여 3회 반복으로 실시하였고, 실험에 이용된 진폭, 진동수 및 시작기의 작업속도는 표 5에 나타낸 바와 같다.

표 5 실험에 사용된 진폭, 진동수, 작업속도

변수	수준	
진폭(mm)	6	9
진동수(Hz)	14.9	17.0
작업속도(km/hr)	0.91	1.13

다) 작업능률, 손실률, 손상률

트랙터용 굴취기의 작업능률, 손실률, 손상률은 경운기용 시작기의 경우와 같은 방법으로 산출하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 토양절삭실험

1). 파라미터의 도입

본 연구에서는 실험결과를 해석하기 전에 먼저 굴취기의 성능에 영향을 미칠 것으로 판단되는 진폭, 진동수, 작업속도 및 이들의 상호작용이 견인력, 토크, 소요동력, 굴취판과 선별판을 통과하는 토양 표면높이에 어떤 유의수준으로 영향을 미치는가를 알기 위하여 분산분석을 실시하였고 그 결과를 표 6에 요약하였다.

표 6 굴취기의 성능에 영향을 미치는 변수들이 견인력, 토크, 견인동력, 진동동력 및 토양높이에 영향을 미칠 때의 유의수준

항목	F ₁	F ₂	T1	T2	P ₁	P ₂	H ₁	H ₂
A	**	**	NS	**	**	NS	**	**
f	**	NS	**	**	**	**	**	**
A*f	**	**	NS	NS	NS	NS	NS	NS
Vt	**	*	NS	NS	**	NS	**	**
A*Vt	NS	NS	NS	NS	NS	NS	NS	NS
f*Vt	NS	NS	NS	*	*	NS	NS	NS
A*f*Vt	NS	NS	NS	NS	NS	NS	NS	NS

주) **: 1% 유의수준, * : 5% 유의수준, NS: 유의하지 않음
 A : 진폭 f : 진동수 Vt : 작업속도
 F₁ : 평균 견인력 F₂ : 최대 견인력 T1 : 평균 토크
 T2 : 최대 토크 P₁ : 견인동력 P₂ : 진동동력
 H₁ : 굴취판을 통과하는 토양높이 H₂: 선별판을 통과하는 토양높이

표 6에 나타낸 바와 같이 견인력, 토크, 소요동력 및 굴취판과 선별판을 통과하는 토양 표면의 평균높이는 진폭, 진동수, 작업속도 중에서 1개 또는 그 이상의 요인에 의하여 크게 영향을 받는 것으로 분석되어서 견인력, 토크, 소요동력 및 굴취판과 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 미치는 영향은 어느 요인이 주요 요인인지 명확하지 않았고 진폭, 진동수, 작업속도 등의 효과를 개별적으로 분석하는 것은 종합적인 측면에서 볼 때 합리적이지 않으며, 전체적인 영향을 분석하기는 어려울 것으로 판단되었다. 따라서, 본 연구에서는 진폭, 진동수, 작업속도 등에 의한 분석은 수행하지 않고 이 요인들이 종합적으로 견인력, 토크, 동력 등에 영향을 미칠 것으로 사료되는 파라미터 - λ , ρ , K , T 를 도입하여 결과의 해석을 시도하였다.

2). 견인력에 미치는 파라미터의 영향

굴취작업시 견인력에 미치는 파라미터 - λ , ρ , K , T 의 영향을 구명하기 위하여 진폭, 진동수, 작업속도를 변화시키면서 각 처리조합에 따른 견인력을 측정하고, 측정한 값을 이용하여 각 처리조합에서 파라미터 값에 대응하는 평균 견인력과 최대 견인력을 산출하였다. 진폭이 3 mm인 처리조합에서는 대부분의 경우 심한 체류현상이 발생되었기 때문에 실제 굴취작업에서는 사용할 수 없을 것으로 판단되어 굴취판과 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 대한 분석에서만 고려하고 소요동력분석에서는 제외하였다. 견인력에 미치는 파라미터의 영향을 분석할 때 총 54개의 실험데이터 중에서 outlier로 판단된 9개의 데이터를 제외한 45개의 데이터가 이용되었다.

가) 평균 견인력에 미치는 파라미터의 영향

굴취작업시 평균 견인력에 미치는 파라미터 - λ , ρ , K , T 의 영향을 구명하기 위하여 45개의 데이터를 가지고 회귀분석을 실시하였다. 회귀분석에서는 λ , ρ , K , T 값을 이용하여 평균 견인력에 대한 회귀방정식을 구하고 회귀모형을 변화시키면서 회귀모형에 따른 결정계수를 구하여 표 7에 나타내었고 결정계수가 가장 큰 경우를 그림 15에 나타내었다.

표 7에 나타낸 바와 같이 파라미터 λ , ρ , K , T 로 평균 견인력에 대한 회귀정도를 설명할 때 λ , ρ , K , T 중에서 굴취날의 최대 진동속도와 트랙터의 전진속도의 비로 정의된 λ 는 동일한 회귀모형에서 다른 파라미터 ρ , K , T 보다 결정계수가 크고, 2차 다항식의 회귀모형으로 표현된 λ 의 결정계수가 가장 크다. 그러나 이 회귀모형은 $0.975 \leq \lambda \leq 3.204$ 범위에

서는 λ 값의 증가에 따라 평균 견인력이 급격히 감소하는 추세로 나타났지만, $3.204 < \lambda$ 범위에서는 다시 증가하는 추세로 나타났다(그림 15). 이는 실제의 경우와 부합되지 않는 것으로 사료되고, λ 로 표현된 2차 다항식의 회귀모형보다는 R^2 값이 작더라도 λ 의 증가에 따라 평균 견인력이 감소하는 추세를 나타내는 로그로 표현된 회귀모형이 더 적합할 것으로 사료된다(그림 16).

표 7 파라미터 변화에 따른 평균 견인력 회귀식의 결정계수, R^2

회귀유형 파라미터	선형	로그	2차 다항식	x의 누승	지수
λ	0.382	0.461	0.476	0.447	0.386
ρ	0.323	0.408	0.386	0.389	0.325
K	0.284	0.328	0.337	0.308	0.272
T	0.300	0.444	0.389	0.424	0.305

그림 16에 나타난 바와 같이 λ 가 0.975에서 3.785로 증가함에 따라 평균 견인력은 6569.7 N에서 4048.4 N으로 급격히 감소하였다.

로그로 표현된 회귀모형을 사용할 때 λ 다음으로 T가 평균 견인력을 잘 반영하는 것으로 나타났고, T로 평균 견인력에 대한 회귀정도를 설명할 때 로그모형에서 결정계수가 가장 크다(표 7). T값의 증가에 따라 평균 견인력은 급격히 감소하는 추세를 나타내었으며, T값이 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 평균 견인력은 6542.3 N에서 4123.1 N으로 급격히 감소하였다(그림 17). $\lambda = \frac{\omega A}{V_t}$ 이기 때문에 진폭과 진동수의 증가와 작업속도의 감소는

같은 결과를 초래하고, $T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A^2}{g V_t}$ 이기 때문에 진동수 > 진폭 > 작업속도의 순으로 평균 견인력에 영향을 미친다(표 6). 평균 견인력은 λ 값과 T 값의 증가에 따라 감소하는 추세를 나타냈는데 이는 진동수가 증가할수록 또 진폭이 증가할수록, 작업속도가 감소할수록 견인저항이 감소한다는 김용환 등(1977, 1981, 1983)의 연구결과와 일치하다.

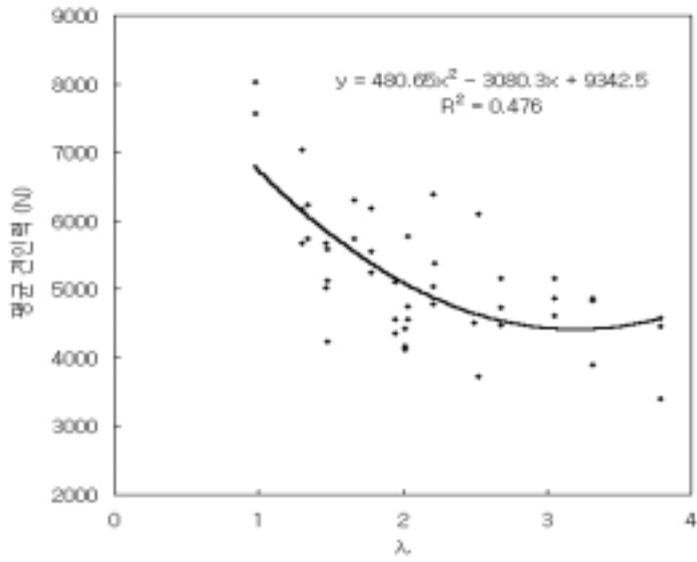


그림 15. λ의 변화에 따른 평균 견인력(2차함수모형)

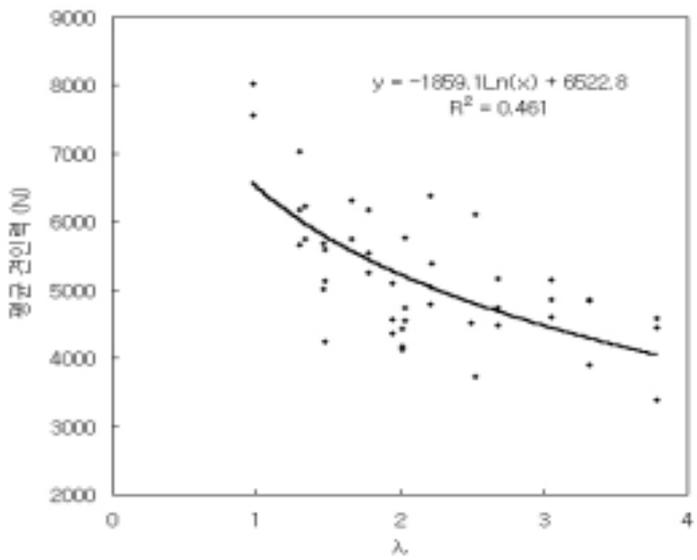


그림 16. λ의 변화에 따른 평균 견인력(대수모형)

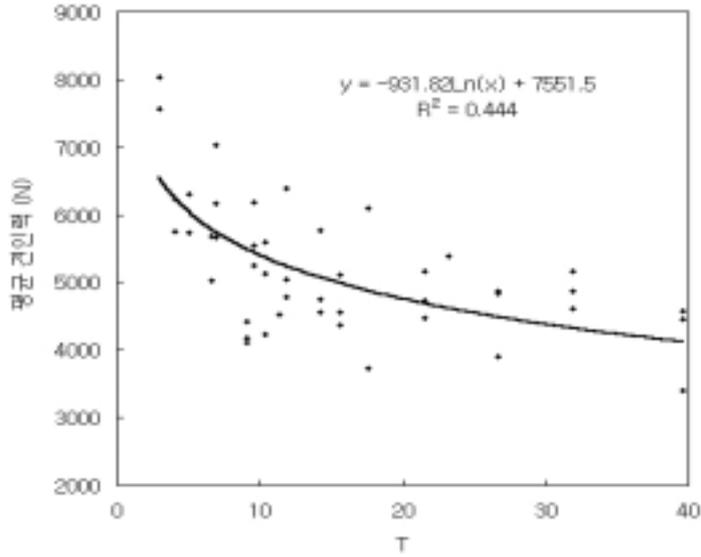


그림 17. T의 변화에 따른 평균 견인력(대수모형)

나) 최대 견인력에 미치는 파라미터의 영향

굴취작업시 최대 견인력에 미치는 파라미터 - λ , ρ , K, T의 영향을 구명하기 위하여 45개의 데이터를 가지고 회귀분석을 실시하였다. 회귀분석에서는 λ , ρ , K, T 값을 이용하여 최대 견인력에 대한 회귀방정식을 구하고 회귀모형을 변화시키면서 회귀모형에 따른 결정계수를 구하여 표 8에 나타내었고 결정계수가 가장 큰 경우를 그림 18에 나타내었다.

표 8 파라미터 변화에 따른 최대 견인력 회귀식의 결정계수, R^2

회귀유형 파라미터	선형	로그	2차 다항식	x의 누승	지수
λ	0.263	0.325	0.340	0.299	0.250
ρ	0.168	0.225	0.206	0.198	0.155
K	0.122	0.153	0.168	0.131	0.107
T	0.160	0.259	0.218	0.231	0.152

표 8에 나타낸 바와 같이 파라미터 λ , ρ , K , T 로 최대 견인력에 대한 회귀정도를 설명할 때 λ , ρ , K , T 중에서 굴취날의 최대 진동속도와 트랙터의 전진속도의 비로 정의된 λ 가 동일한 회귀모형에서 다른 파라미터 ρ , T 보다 결정계수가 크고 2차 다항식의 회귀모형으로 표현된 λ 의 결정계수가 가장 크다. 그러나 이 회귀모형은 $0.975 \leq \lambda \leq 3.136$ 범위에서는 λ 값의 증가에 따라 최대 견인력이 급격히 감소하는 추세로 나타났지만, $3.136 < \lambda$ 범위에서는 다시 증가하는 추세로 나타났다(그림 18). 이는 실제의 경우와 부합되지 않는 것으로 사료되고 λ 로 표현된 2차 다항식의 회귀모형보다는 λ 의 증가에 따라 최대 견인력이 감소하는 추세를 나타내는 로그로 표현된 회귀모형이 더 적합할 것으로 사료된다(그림 19).

그림 19에 나타낸 바와 같이 λ 가 0.975에서 3.785로 증가함에 따라 최대 견인력은 7811.1 N에서 5870.5 N으로 급격히 감소하였다.

로그로 표현된 회귀모형을 사용할 때 λ 다음으로 T 가 최대 견인력을 잘 반영하는 것으로 나타났고, T 로 최대 견인력에 대한 회귀정도를 설명할 때 로그모형에서 결정계수가 가장 크다(표 8). T 값의 증가에 따라 최대 견인력은 급격히 감소하는 추세를 나타내었으며, T 값이 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 최대 견인력은 7697.6 N에서 6002.1 N으로 감소하였다(그림 20).

$\lambda = \frac{\omega A}{V_t}$ 이기 때문에 진폭의 증가와 작업속도의 감소는 같은 결과를 초래하고,

$T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A^2}{g V_t}$ 이기 때문에 최대 견인력에 대한 영향은 진폭이 주요원

인이고 다음으로 작업속도이다(표 6). λ 값과 T 값의 증가에 따라 최대 견인력은 감소하는 추세를 나타냈는데 이는 진폭이 증가할수록, 작업속도가 감소할수록 견인저항이 감소한다는 김용환 등(1977, 1981, 1983)의 연구결과와 일치하다.

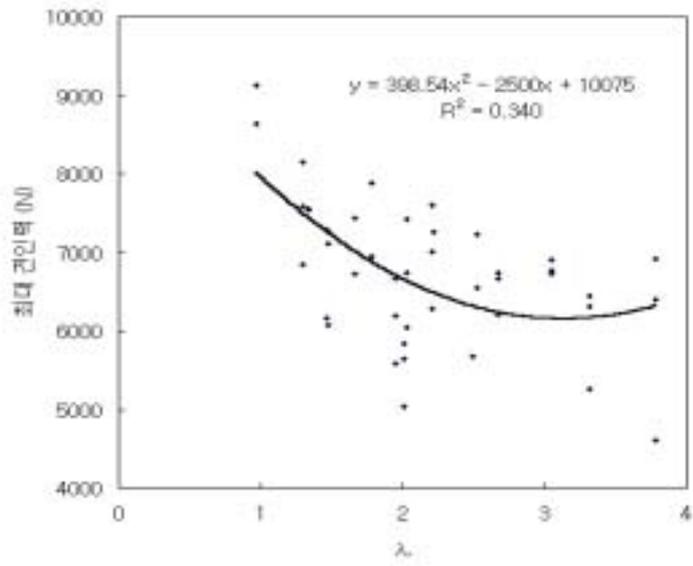


그림 18. λ 의 변화에 따른 최대 전인력(2차함수모형)

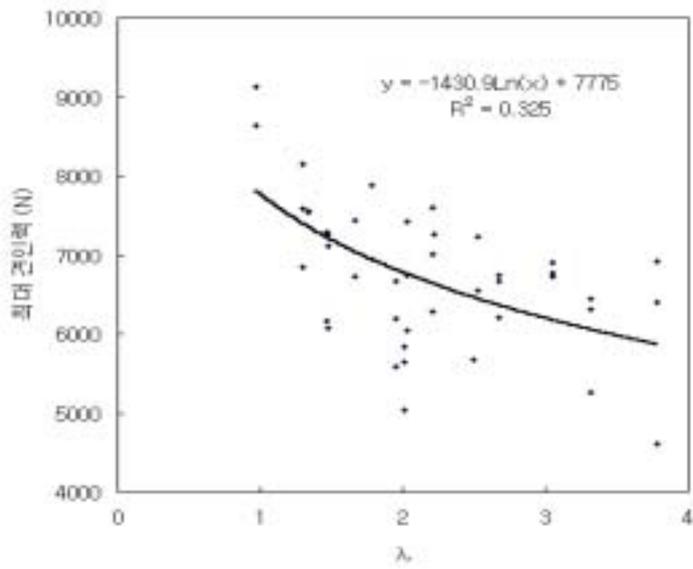


그림 19. λ 의 변화에 따른 최대 전인력(대수모형)

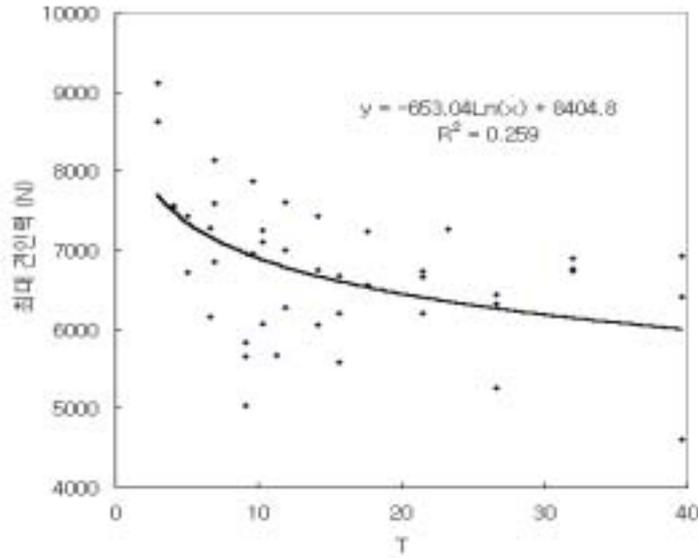


그림 20. T의 변화에 따른 최대 견인력(대수모형)

3). 토크에 미치는 파라미터의 영향

굴취작업시 토크에 미치는 파라미터 - λ , ρ , K , T 의 영향을 구명하기 위하여 진폭, 진동수, 작업속도를 변화시키면서 각 처리조합에 따른 토크를 측정하고, 측정된 값을 이용하여 각 처리조합에서 파라미터 값에 대응하는 평균 토크와 최대 토크를 산출하였다. 토크에 미치는 파라미터의 영향을 분석할 때 총 54개의 데이터 중에서 outlier로 판단된 9개의 데이터를 제외한 45개의 데이터가 이용되었다.

가) 평균 토크에 미치는 파라미터의 영향

굴취작업시 평균 토크에 미치는 파라미터 - λ , ρ , K , T 의 영향을 구명하기 위하여 45개의 데이터를 가지고 회귀분석을 실시하였다. 회귀분석에서는 λ , ρ , K , T 값을 이용하여 평균 토크에 대한 회귀방정식을 구하고 회귀모형을 변화시키면서 회귀모형에 따른 결정계수를 구하여 표 9에 나타내었고 결정계수가 가장 큰 경우를 그림 21에 나타내었다.

표 9 파라미터 변화에 따른 평균 토크 회귀식의 결정계수, R^2

회귀유형 파라미터	선형	로그	2차 다항식	x의 누승	지수
λ	0.278	0.243	0.299	0.214	0.244
ρ	0.436	0.392	0.439	0.370	0.396
K	0.499	0.450	0.511	0.415	0.449
T	0.441	0.391	0.442	0.355	0.383

표 9에 나타낸 바와 같이 파라미터 λ , ρ , K, T로 평균 토크에 대한 회귀정도를 설명할 때 λ , ρ , K, T 중에서 굴취날의 최대 가속도와 중력가속도의 비로 정의된 K는 동일한 회귀모형에서 다른 파라미터 λ , ρ , T 보다 결정계수가 크고 2차 다항식의 회귀모형으로 표현된 K의 결정계수가 가장 크다. 그림 21에 나타낸 바와 같이 K가 3.03에서 10.47로 증가함에 따라 평균 토크는 19.4 N-m에서 40.9 N-m로 증가하는 추세를 나타내었다.

2차 다항식으로 표현된 회귀모형을 사용할 때 K 다음으로 T가 평균 토크를 잘 반영하는 것으로 나타났고, T로 평균 토크에 대한 회귀정도를 설명할 때 2차 다항식의 모형에서 결정계수가 가장 크다(표 9). T값의 증가에 따라 평균 토크는 거의 직선적으로 증가하는 추세를 나타내었으며, T값이 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 평균 토크는 20.5 N-m에서 43.4 N-m로 증가하는 추세를 나타내었다(그림 22).

K 값과 T 값의 증가에 따라 평균 토크가 증가하는 추세를 나타냈는데 이런 증가추세를 나타낸 것은 $K = \frac{\omega^2 A}{g}$, $T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A^2}{g V_t}$ 이므로 진동수가 증가되었기 때문인 것으로 분석된다(표 6).

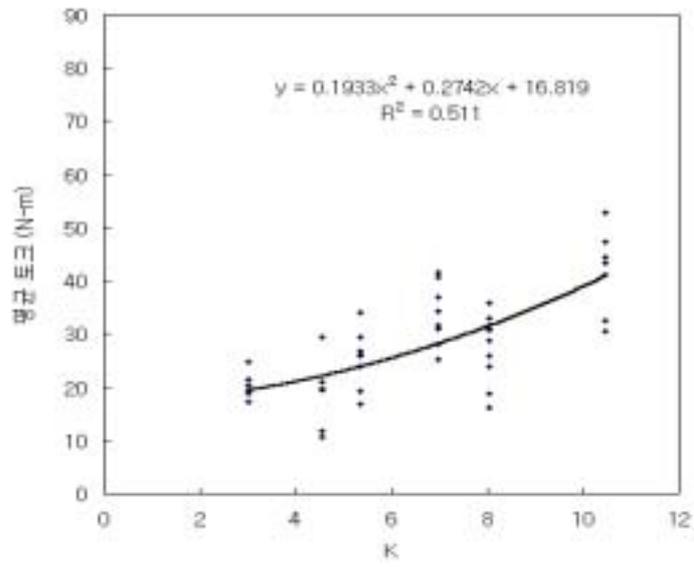


그림 21. K의 변화에 따른 평균 토크 (2차함수모형)

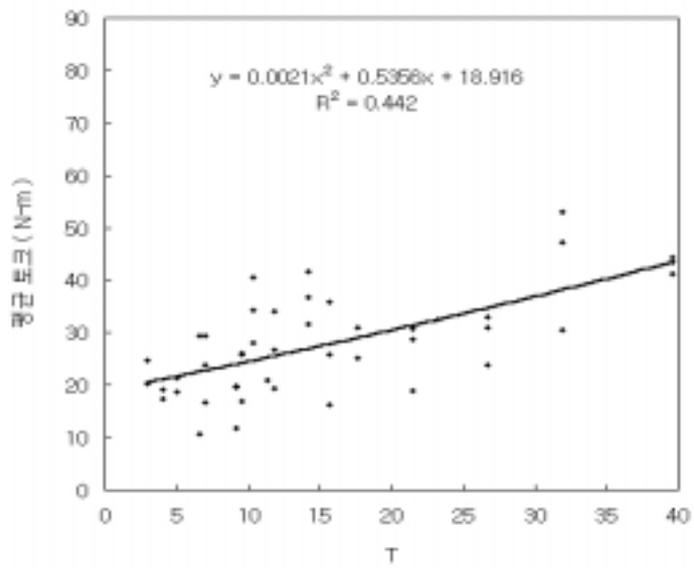


그림 22. T의 변화에 따른 평균 토크(2차함수모형)

나) 최대 토크에 미치는 파라미터의 영향

굴취작업시 최대 토크에 미치는 파라미터 - λ , ρ , K , T 의 영향을 구명하기 위하여 45개의 데이터를 가지고 회귀분석을 실시하였다. 회귀분석에서는 λ , ρ , K , T 값을 이용하여 최대 토크에 대한 회귀방정식을 구하고 회귀모형을 변화시키면서 회귀모형에 따른 결정계수를 구하여 표 10에 나타내었고 결정계수가 가장 큰 경우를 그림 23에 나타내었다.

표 10에 나타낸 바와 같이 파라미터 λ , ρ , K , T 로 최대 토크에 대한 회귀정도를 설명할 때 굴취날의 최대 가속도와 중력가속도의 비인 K 는 2차 다항식의 모형일 때만 최대 토크에 대한 회귀정도를 잘 반영하는 것으로 나타났다(그림 23). 그림 23에 나타낸 바와 같이 K 가 3.03에서 7.37로 증가함에 따라 최대 토크는 90.3 N-m에서 63.1 N-m로 감소하였고, K 값이 7.37에서 다시 10.47로 증가할 때 최대 토크는 오히려 60.1 N-m에서 77.0 N-m로 증가하는 추세를 나타냈다. 따라서 K 값을 증가시켜 최대토크를 감소하는 방법에는 한계가 있음을 알 수 있다.

표 10 파라미터 변화에 따른 최대 토크 회귀식의 결정계수, R^2

회귀유형 파라미터	선형	로그	2차 다항식	x의 누승	지수
λ	0.001	0.000	0.010	0.007	0.012
ρ	0.008	0.031	0.108	0.010	0.000
K	0.038	0.069	0.210	0.047	0.019
T	0.001	0.020	0.077	0.006	0.001

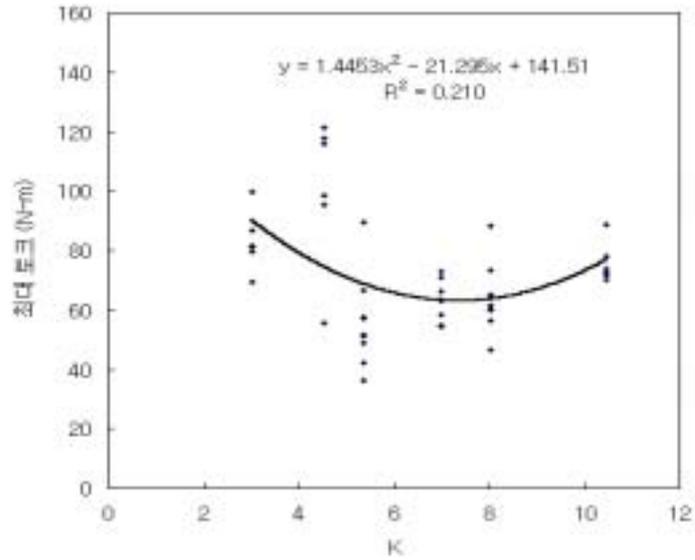


그림 23. K의 변화에 따른 최대 토크(2차함수모형)

굴취날의 최대 가속도와 트랙터의 전진속도의 비인 ρ 는 K 다음으로 2차 다항식의 모형 일 때 최대 토크에 대한 회귀정도를 잘 반영하는 것으로 나타났다(그림 24). 그림 24에 나타낸 바와 같이 ρ 가 68.6에서 245.3으로 증가함에 따라 최대 토크는 87.0 N-m에서 65.1 N-m로 감소하였고, ρ 값이 245.3에서 다시 404.3으로 증가할 때 최대 토크는 오히려 65.1 N-m에서 82.8 N-m로 증가하였다. 따라서 ρ 값을 증가시켜 최대토크를 감소하는 방법에도 한계가 있음을 알 수 있다.

표 10에 나타낸 바와 같이 파라미터로 최대 토크에 대한 회귀정도를 설명할 때 각 각의 회귀모형에서 결정계수가 모두 작게 나타났는데 이는 최대 토크가 넓은 분포를 가졌기 때문이다.

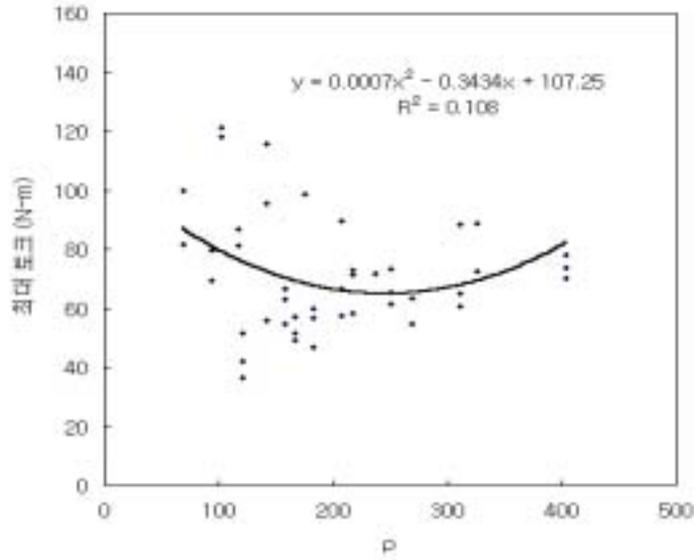


그림 24. ρ의 변화에 따른 최대 토크(2차함수모형)

4) 소요동력에 미치는 파라미터의 영향

굴취작업시 소요동력에 미치는 파라미터 - λ, ρ, K, T의 영향을 구명하기 위하여 진폭, 진동수, 작업속도를 변화시키면서 각 처리조합에 따른 견인력과 토크를 측정하고, 각 처리 조합에서 파라미터 값에 대응하는 평균 견인력과 평균 토크를 이용하여 진동동력과 견인 동력을 산출하였고 총 동력은 진동동력과 견인동력을 합하여 구하였다. 소요동력에 미치는 파라미터 - λ, ρ, K, T의 영향을 구명하기 위하여 총 54개의 실험데이터 중에서 outlier로 판단된 9개의 데이터를 제외한 45개의 데이터를 가지고 회귀분석을 실시하였다.

가) 진동동력에 미치는 파라미터의 영향

진동동력에 미치는 파라미터의 영향을 구명하기 위하여 λ, ρ, K, T 값을 이용하여 진동 동력에 대한 회귀방정식을 구하고 회귀모형을 변화시키면서 회귀모형에 따른 결정계수를 찾아 표 11에 나타내었고 결정계수가 가장 큰 경우를 그림 25에 나타내었다.

표 11 파라미터 변화에 따른 진동동력 회귀식의 결정계수, R²

회귀유형 파라미터	선형	로그	2차 다항식	x의 누승	지수
λ	0.306	0.279	0.316	0.258	0.276
ρ	0.509	0.486	0.509	0.487	0.481
K	0.608	0.573	0.610	0.577	0.582
T	0.496	0.489	0.498	0.466	0.443

표 11에 나타난 바와 같이 파라미터 λ, ρ, K, T로 진동동력에 대한 회귀정도를 설명할 때 굴취날의 최대 가속도와 중력가속도의 비인 K는 동일한 회귀유형에서 다른 파라미터보다 결정계수가 크고, 2차 다항식의 모형일 때 결정계수가 가장 크고 진동동력에 대한 회귀정도를 잘 반영하는 것으로 나타났다. 그림 25에 나타난 바와 같이 K 값의 증가에 따라 진동동력은 급격히 증가하는 추세로 나타났고 K가 3.03에서 10.47로 증가함에 따라 진동동력은 1.31 kW에서 4.31 kW로 증가하는 추세를 나타내었다.

2차 다항식으로 표현된 회귀모형을 사용할 때 K 다음으로는 ρ가 진동동력을 잘 반영하는 것으로 나타났고, ρ로 진동동력에 대한 회귀정도를 설명할 때 2차 다항식의 모형에서 결정계수가 가장 크다(표 11). 그림 26에 나타난 바와 같이 ρ 값의 증가에 따라 진동동력은 증가하는 추세를 나타내었으며, ρ 값이 68.6에서 404.3으로 증가함에 따라 진동동력은 1.32 kW에서 4.47 kW로 증가하는 추세를 나타내었다.

2차 다항식으로 표현된 회귀모형을 사용할 때 T는 3위로 진동동력을 잘 반영하는 것으로 나타났고, T로 진동동력에 대한 회귀정도를 설명할 때 2차 다항식의 모형에서 결정계수가 가장 크다(표 11). 그림 27에 나타난 바와 같이 T 값의 증가에 따라 진동동력은 증가하는 추세를 나타내었으며, T 값이 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 진동동력은 1.53 kW에서 4.50 kW로 증가하는 추세를 나타내었다.

K, ρ, T 값의 증가에 따라 진동동력이 증가하는 추세를 나타냈는데 이런 증가추세를 나타낸 것은 $K = \frac{\omega^2 A}{g}$, $\rho = \frac{\omega^2 A}{V_t}$, $T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A^2}{g V_t}$ 이므로 진동수가 증가하였기 때문이다(표 6).

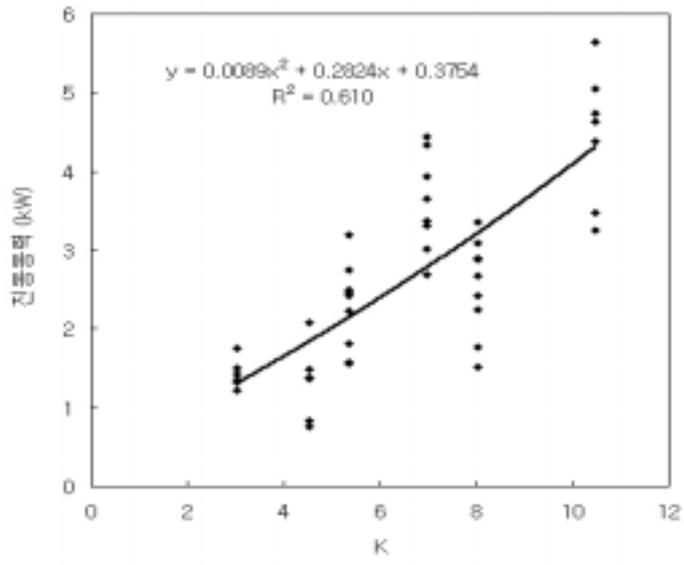


그림 25. K의 변화에 따른 진동동력(2차함수모형)

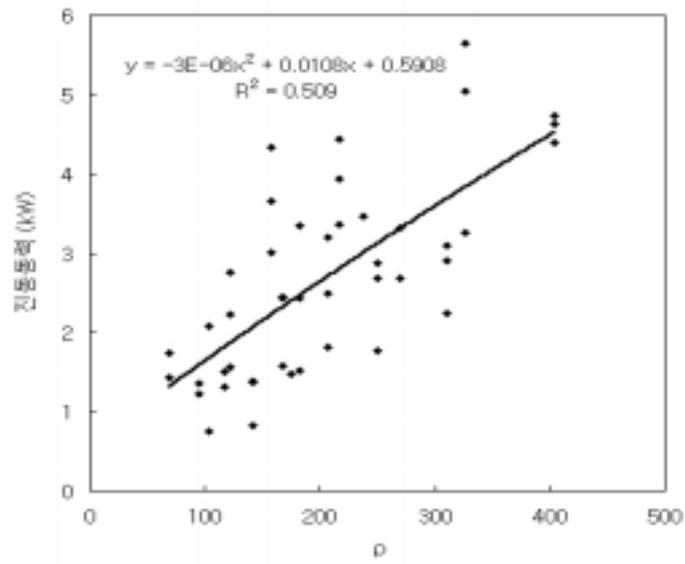


그림 26. rho의 변화에 따른 진동동력(2차함수모형)

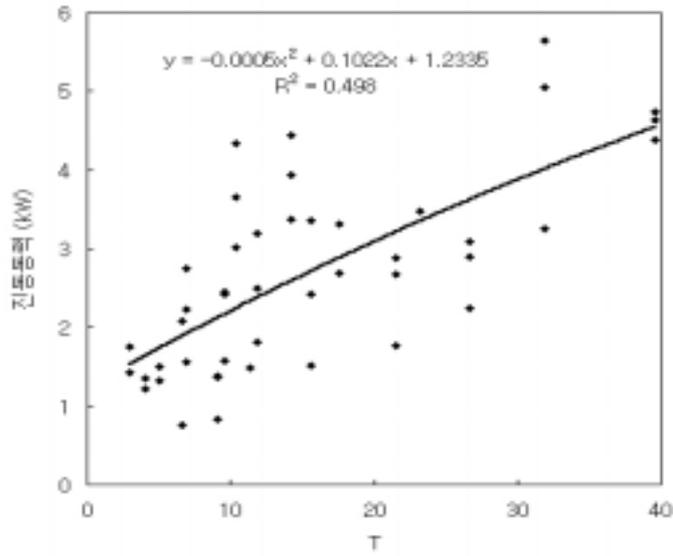


그림 27. T의 변화에 따른 진동동력(2차함수모형)

나) 견인동력에 미치는 파라미터의 영향

견인동력에 미치는 파라미터의 영향을 구명하기 위하여 λ , ρ , K, T 값을 이용하여 견인동력에 대한 회귀방정식을 구하고 회귀모형을 변화시키면서 회귀모형에 따른 결정계수를 찾아 표 12에 나타내었고 결정계수가 가장 큰 경우를 그림 28에 나타내었다.

표 12 파라미터 변화에 따른 견인동력 회귀식의 결정계수, R^2

회귀유형 파라미터	선형	로그	2차 다항식	x의 누승	지수
λ	0.560	0.663	0.693	0.677	0.612
ρ	0.427	0.505	0.485	0.505	0.467
K	0.137	0.146	0.144	0.137	0.135
T	0.303	0.396	0.350	0.393	0.339

표 12에 나타낸 바와 같이 파라미터 λ , ρ , K , T 로 견인동력에 대한 회귀정도를 설명할 때 λ , ρ , K , T 중에서 λ 는 동일한 회귀모형에서 다른 파라미터 ρ , K , T 보다 결정계수가 크고, 2차 다항식의 회귀모형으로 표현된 λ 의 결정계수가 가장 크다. 그러나 이 회귀모형은 $0.975 \leq \lambda \leq 3.216$ 범위에서는 λ 값의 증가에 따라 견인동력이 급격히 감소하는 추세를 나타냈지만, $3.216 < \lambda$ 범위에서는 다시 증가하는 추세를 나타냈다(그림 28). 이는 실제의 경우와 부합되지 않는 것으로 사료되고, λ 로 표현된 2차 다항식의 회귀모형보다는 R^2 값이 작더라도 λ 의 증가에 따라 견인동력이 감소하는 추세를 나타내는 X의 누승함수 모형으로 표현된 회귀모형이 더 적합할 것으로 사료된다(그림 29).

그림 29에 나타낸 바와 같이 λ 가 0.975에서 3.785로 증가함에 따라 견인동력은 2.90 kW에서 1.04 kW로 감소하였다.

X의 누승으로 표현된 회귀모형을 사용할 때 λ 다음으로 ρ 가 견인동력을 잘 반영하는 것으로 나타났고, ρ 로 견인동력에 대한 회귀정도를 설명할 때 X의 누승으로 표현된 회귀모형에서 결정계수가 가장 크다(표 12). ρ 값의 증가에 따라 견인동력은 급격히 감소하는 추세를 나타냈고, ρ 값이 68.6에서 404.3로 증가함에 따라 견인동력은 2.73 kW에서 1.12 kW로 감소하였다(그림 30).

T는 3위로 견인동력에 대한 회귀정도를 잘 반영하며 T로 견인동력에 대한 회귀정도를 설명할 때 로그로 표현된 회귀모형에서 결정계수가 가장 크다(표 12). T 값의 증가에 따라 견인동력은 급격히 감소하는 추세를 나타냈고, T 값이 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 견인동력은 2.54 kW에서 1.12 kW로 감소하였다(그림 31).

$\lambda = \frac{\omega A}{V_t}$ 이기 때문에 진폭과 진동수의 증가와 작업속도의 감소는 같은 결과를 초래

하고, $\rho = \frac{\omega^2 A}{V_t}$ 이기 때문에 진동수가 주요원인이고 진폭의 증가와 작업속도의 감소는

같은 결과를 초래한다. $T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A^2}{g V_t}$ 이기 때문에 진동수 > 진폭 > 작

업속도의 순으로 견인동력에 영향을 미친다(표 6). λ , ρ , T 값의 증가에 따라 견인동력이 감소하는 추세를 나타냈는데 이는 진동수 또는 진폭이 커지면 견인동력이 감소하고 속도가 커지면 견인동력이 커진다는 김용환 등(1977)의 연구결과와 일치하다.

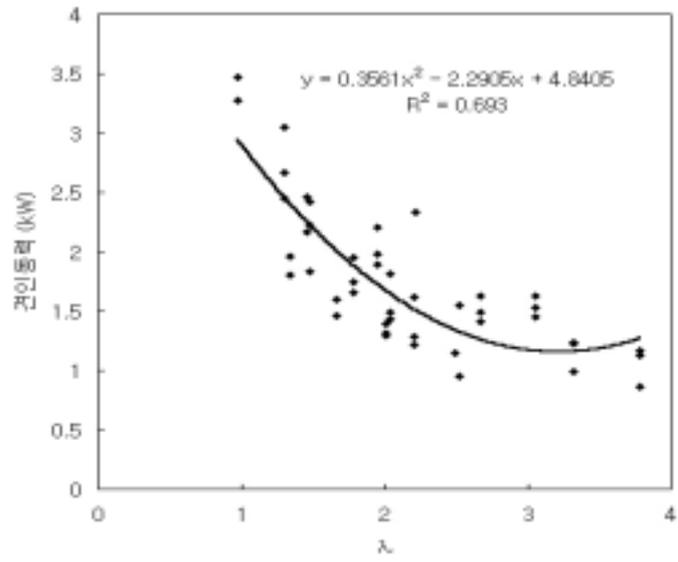


그림 28. λ 의 변화에 따른 견인동력(2차함수모형)

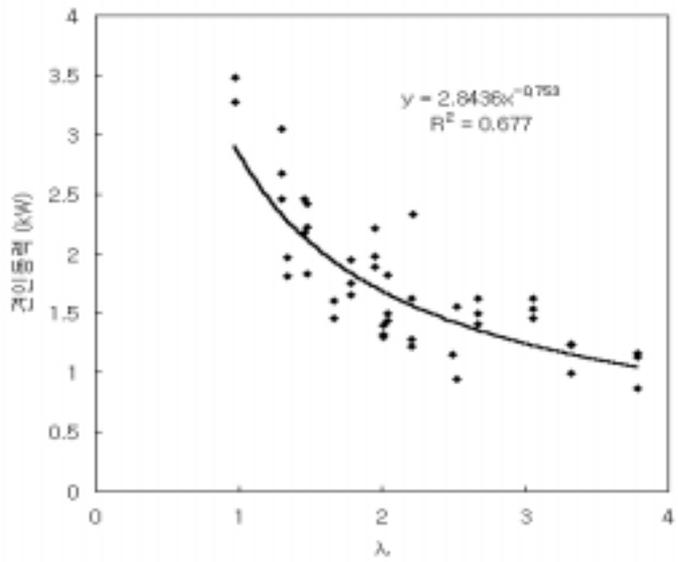


그림 29. λ 의 변화에 따른 견인동력(X의 누승함수모형)

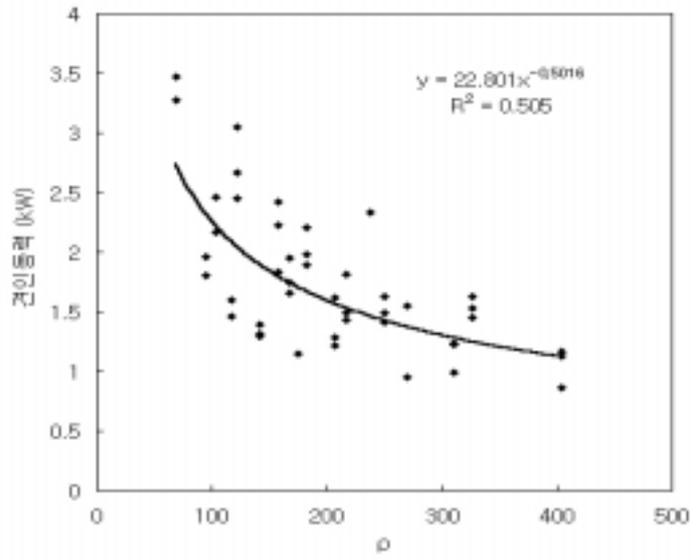


그림 30. ρ 의 변화에 따른 견인동력(X의 누승함수모형)

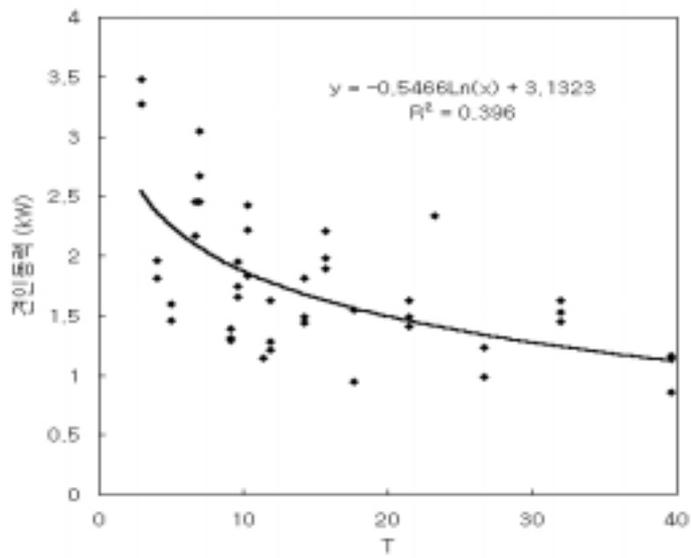


그림 31. T의 변화에 따른 견인동력(대수모형)

다) 총 동력에 미치는 파라미터의 영향

총 동력에 미치는 파라미터의 영향을 구명하기 위하여 λ , ρ , K , T 값을 이용하여 총 동력에 대한 회귀방정식을 구하고 회귀모형을 변화시키면서 회귀모형에 따른 결정계수를 찾아 표 13에 나타내었고 결정계수가 가장 큰 경우를 그림 32에 나타내었다. 진동동력이 총 동력에서 차지하는 백분율과 진동동력, 견인력 및 총 동력의 변화추세를 관찰하는데 편리하기 위하여 진동동력, 견인동력 및 총 동력을 그림 32, 그림 33에 나타내었다.

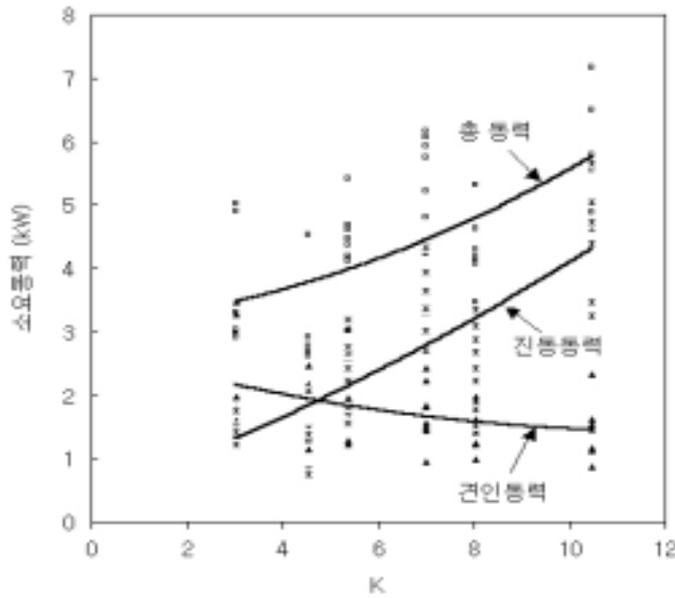
표 13 파라미터 변화에 따른 총 동력 회귀식의 결정계수, R^2

회귀유형 파라미터	선형	로그	2차 다항식	x의 누승	지수
λ	0.035	0.016	0.114	0.013	0.007
ρ	0.157	0.124	0.168	0.121	0.154
K	0.368	0.333	0.375	0.329	0.355
T	0.193	0.150	0.198	0.143	0.182

표 13에 나타낸 바와 같이 파라미터 λ , ρ , K , T 로 총 동력에 대한 회귀정도를 설명할 때 굴취날의 최대 가속도와 중력가속도의 비인 K 는 동일한 회귀유형에서 다른 파라미터 보다 결정계수가 크고 2차 다항식의 모형일 때 결정계수가 가장 크며 총 동력에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하는 것으로 나타났다. 그림 32에 나타낸 바와 같이 K 값의 증가에 따라 총 동력은 증가하였으며 총 동력의 25.7~84.6%가 진동동력에 소비되었다. K 가 3.03에서 10.47로 증가함에 따라 견인동력은 2.16 kW에서 1.45kW로 감소하는 추세를 나타내었지만, 진동동력은 1.31 kW에서 4.31 kW로 증가하는 추세를 나타내었으며, 총 동력은 3.47 kW에서 5.76 kW로 증가하는 추세를 나타내었다.

2차 다항식으로 표현된 회귀모형을 사용할 때 K 다음으로는 T 가 총 동력을 잘 반영하는 것으로 나타났다(표 13). 그림 33에 나타낸 바와 같이 T 값의 증가에 따라 총 동력은 증가하는 추세를 나타내었고, T 값이 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 견인동력은 2.37 kW에서 1.24 kW로 감소하였고, 진동동력은 1.53 kW에서 4.50 kW로 증가하였으며, 총 동력은 3.90 kW에서 5.74 kW로 증가하였다.

$K = \frac{\omega^2 A}{g}$, $T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A}{g V_t}$ 이기 때문에 진동수가 증가하면 K값과 T값은 증가한다. K와 T의 증가에 따라 총 동력은 증가하는 추세를 나타내었는데 그 주요원인은 진동동력이 증가하였고(그림 44, 그림45), 진동동력의 증가는 진동수가 증가하였기 때문이다(표 6). 이는 진동수의 증가에 따라 견인동력이 감소하는 대신 진동동력이 증가하고(김용환 등, 1977) 총 동력은 진동수와 더불어 증가하며 총 소요동력의 대부분이 진동동력에 소비된다는 김용환(1976), 김용환 등(1981)의 연구결과와 일치하다.

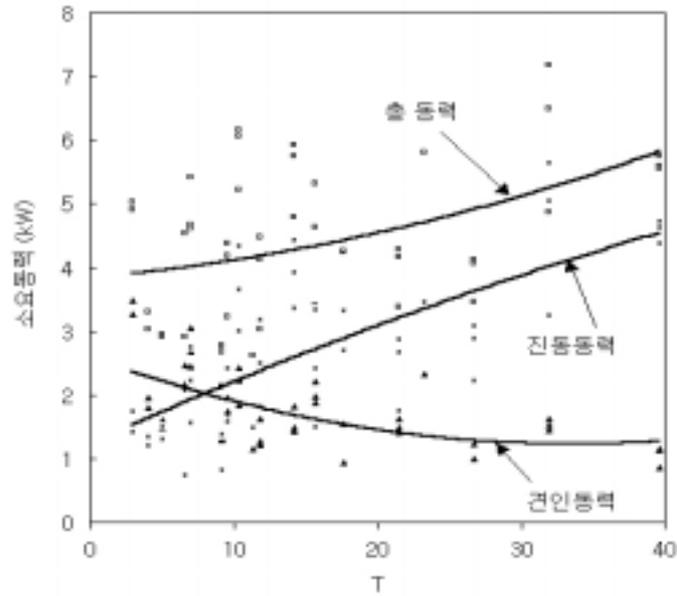


총 동력: $y = 0.0177x^2 + 0.0678x + 3.109$
 $R^2 = 0.375$

진동동력: $y = 0.0089x^2 + 0.2824x + 0.3754$
 $R^2 = 0.610$

견인동력: $y = 0.0088x^2 - 0.2145x + 2.7336$
 $R^2 = 0.144$

그림 32. K의 변화에 따른 총 동력(2차함수모형)



총 동력: $y = 0.0007x^2 + 0.0203x + 3.8378$
 $R^2 = 0.198$

진동동력: $y = -0.0005x^2 + 0.1022x + 1.2335$
 $R^2 = 0.498$

견인동력: $y = 0.0012x^2 - 0.0819x + 2.6042$
 $R^2 = 0.350$

그림 33. T의 변화에 따른 총 동력(2차함수모형)

5) 토양의 체류상태에 미치는 파라미터의 영향

토양의 체류상태에 미치는 파라미터 - λ , ρ , K , T 의 영향을 구명하기 위하여 진폭, 진동수, 작업속도를 각각 3개 수준을 취하고 진폭, 진동수, 작업속도를 변화시키면서 각 처리 조합에서 후레임으로부터 굴취판을 통과하는 토양표면의 높이와 선별판을 통과하는 토양표면의 높이를 측정하고 이 측정된 값들을 이용하여 굴취판과 선별판을 통과하는 토양표면의 평균 높이를 구하였다.

가) 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 미치는 파라미터의 영향

진폭, 진동수, 작업속도 등에 의해 유도되는 파라미터 λ , ρ , K , T 가 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 미치는 영향을 구명하기 위하여 총 81개의 실험데이터를 가지고 회귀분석을 실시하였다. 회귀분석에서는 λ , ρ , K , T 값을 이용하여 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 대한 회귀방정식을 구하고 회귀모형을 변화시키면서 회귀모형에 따른 결정계수를 찾아 표 14에 나타내었고 결정계수가 가장 큰 경우를 그림 34에 나타내었다.

표 14 파라미터 변화에 따른 굴취판을 통과하는 토양표면 평균높이 회귀식의 결정계수, R^2

회귀모형 파라미터	선형	로그	2차 다항식	x의 누승	지수
λ	0.688	0.804	0.815	0.799	0.730
ρ	0.600	0.728	0.735	0.729	0.646
K	0.521	0.600	0.618	0.589	0.532
T	0.503	0.742	0.686	0.732	0.552

표 14에 나타난 바와 같이 파라미터 λ , ρ , K , T 로 굴취판을 통과하는 토양표면 평균높이에 대한 회귀정도를 설명할 때 λ , ρ , K , T 중에서 굴취날의 최대 진동속도와 트랙터의 전진속도의 비로 정의된 λ 는 동일한 회귀모형에서 다른 파라미터 ρ , K , T 보다 결정계수가 크고 2차 다항식의 회귀모형으로 표현된 λ 의 결정계수가 가장 크다. 그러나 이 회귀모형은 $0.4876 \leq \lambda \leq 3.073$ 범위에서는 λ 값의 증가에 따라 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이가 급격히 감소하는 추세로 나타났지만, $3.073 < \lambda$ 범위에서는 다시 증가하는 추세로 나타났다(그림 34). 이는 실제의 경우와 부합되지 않는 것으로 사료되고, λ 로 표현된 2차 다항식의 회귀모형보다는 λ 의 증가에 따라 굴취판을 통과하는 토양평균높이가 감소하는 추세를 나타내는 로그로 표현된 회귀모형이 더 적합할 것으로 사료된다(그림 35).

그림 35에 나타난 바와 같이 전체 실험범위내에서 λ 값이 0.488에서 3.785로 증가할 때 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이는 339.4 mm에서 95.0 mm로 급격히 감소하는 추세를 나타내었다. $\lambda > 0.89$ 경우에는 267.6 mm 이하로 감소하는 추세를 나타냈고, $\lambda < 0.89$ 경우에는 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이는 λ 가 감소함에 따라 267.6 mm에

서 339.3 mm로 급격히 증가하는 추세를 나타냈다. 이런 체류현상은 대부분 낮은 수준의 진폭, 진동수에서 비교적 높은 수준의 작업속도로 작업한 경우에 발생하였다.

진동수나 진폭을 크게 하면 진동가속도나 구동에 요하는 동력이 증가하게 되고 작업속도를 작게 하면 실제 굴취작업에서 작업효율이 낮아지게 될 것이므로 종합적으로 고려해야 한다. 본 연구에서 편심량이 3 mm인 캠을 사용하였을 때 대부분의 경우에 굴취판을 통과하는 토양의 흐름이 원활하지 못하고 체류현상이 비교적 심하게 나타났는데 이는 진폭이 3 mm인 캠은 진동폭이 작아 토양절삭에 미치는 영향이 작기 때문인 것으로 사료된다.

로그로 표현된 회귀모형을 사용할 때 λ 다음으로 T가 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이를 잘 반영하는 것으로 나타났고(표 14), 그림 36에 나타낸 바와 같이 T값이 0.74에서 39.62로 증가함에 따라 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이는 330.8 mm에서 103.6 mm로 급격히 감소하는 추세를 나타내었다. 토양의 흐름을 관찰한 결과에 의하면 T의 최소 값이 0.74일 때에는 굴취판상의 토양 높이는 330.8 mm로서, 이때는 굴취판상에 토양이 집적되어 굴취작업이 불가능한 상태로 되었다. 그러나, T값의 증가에 따라서 T = 2.39 일 때에는 토양의 평균 높이가 263.8 mm로 급격히 감소하면서 작업진행이 양호하여 지기 시작하는 것으로 관찰되었다. 강화석(2000)은 토양의 흐름상태를 관찰하고 T > 2.0인 값을 추천하였는데 T = 2.39 는 본 연구에서 사용한 변수조합에서 T > 2.0을 만족시키는 가장 작은 값이다.

$\lambda = \frac{\omega A}{V_t}$ 이기 때문에 진폭과 진동수의 증가와 작업속도의 감소는 같은 결과를 초래하

고, $T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A^2}{g V_t}$ 이기 때문에 진동수 > 진폭 > 작업속도의 순으로 굴취판을 통과하는 토양표면 평균높이에 영향을 미친다(표 6).

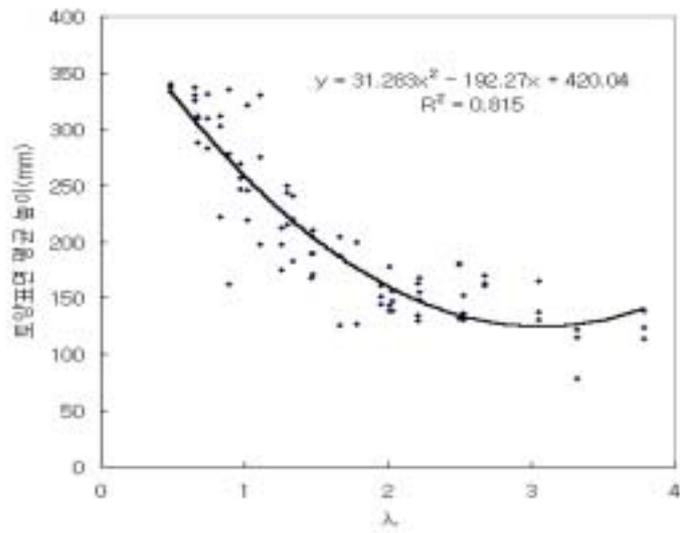


그림 34. λ의 변화에 따른 굴취판을 통과하는 토양표면 평균높이 (2차함수모형)

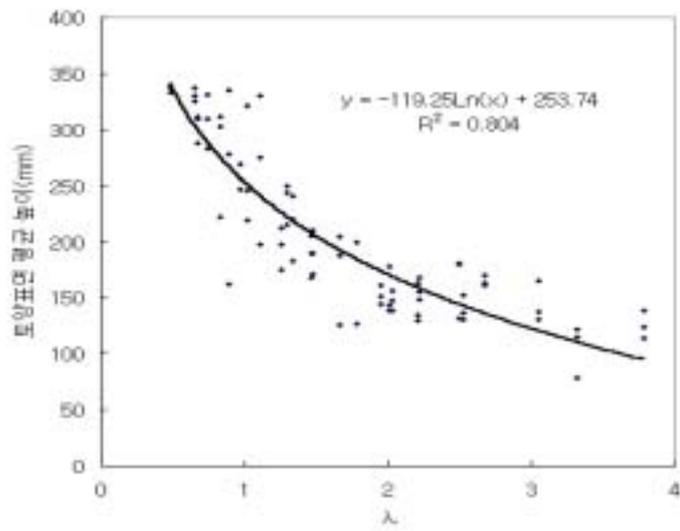


그림 35. λ의 변화에 따른 굴취판을 통과하는 토양표면 평균높이(대수모형)

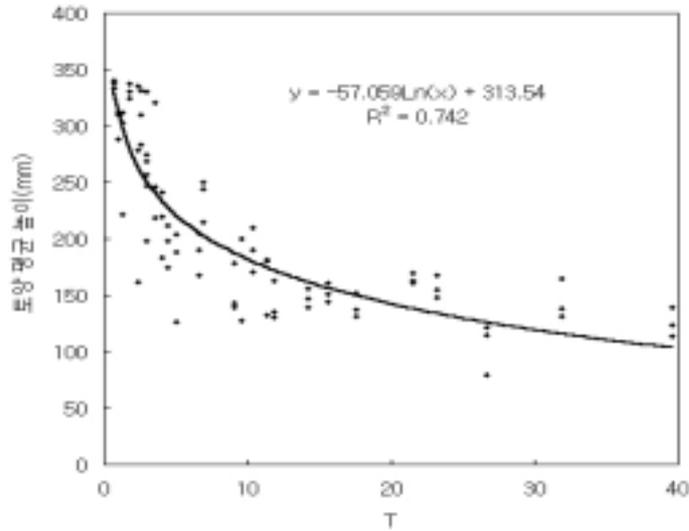


그림 36. T의 변화에 따른 굴취관을 통과하는 토양표면의 평균높이(대수모형)

나) 선별관을 통과하는 토양표면 평균높이에 미치는 파라미터의 영향

진폭, 진동수, 작업속도 등에 의해 유도되는 파라미터 λ , ρ , K, T가 선별관을 통과하는 토양표면의 평균높이에 미치는 영향을 구명하기 위하여 굴취관을 분석할 때와 같은 방법으로 총 81개의 실험데이터를 가지고 회귀분석을 진행하였고 그 결과는 표 15에 나타낸 바와 같다.

표 15 파라미터 변화에 따른 선별관을 통과하는 토양표면 평균높이 회귀식의 결정계수, R^2

회귀유형 파라미터	선형	로그	2차 다항식	x의 누승	지수
λ	0.696	0.727	0.729	0.531	0.612
ρ	0.619	0.661	0.662	0.494	0.575
K	0.487	0.517	0.524	0.356	0.377
T	0.544	0.655	0.627	0.465	0.531

표 15에 나타낸 바와 같이 파라미터 λ , ρ , K , T 로 선별판을 통과하는 토양 평균 높이에 대한 회귀정도를 설명할 때 λ , ρ , K , T 중에서 λ 는 동일한 회귀모형에서 다른 파라미터 ρ , K , T 보다 결정계수가 크고 2차 다항식 회귀모형으로 표현된 λ 의 결정계수가 가장 크다. 2차 다항식의 회귀모형으로 토양표면 평균높이를 설명할 때 λ 파라미터 다음으로 굴취날의 진동속도와 트랙터의 전진속도의 비로 정의된 ρ 파라미터가 선별판을 통과하는 토양 표면 평균높이를 잘 반영하는 것으로 나타났다(표 15). 그림 37에 나타낸 바와 같이 전체 실험범위내에서 λ 의 증가에 따라 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이는 급격히 감소하는 추세로 나타났고 λ 가 0.488에서 3.785로 증가할 때 선별판을 통과하는 토양표면의 평균 높이는 249.3 mm에서 32.7 mm로 급격히 감소하였다. $\lambda > 0.89$ 경우에는 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이는 203.8 mm 이하로 감소하는 추세로 나타났다. 굴취판의 경우와 마찬가지로 $\lambda < 0.89$ 경우에는 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이는 λ 가 감소함에 따라 증가하였고 심한 체류현상이 발생하였다. 동일한 λ 값에 대하여 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이가 굴취판을 통과하는 토양표면 평균높이보다 낮는데 이는 절삭된 토양의 일부가 굴취판을 통과하면서 굴취판의 진동에 의하여 걸러졌기 때문이다.

ρ 로 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이에 대한 회귀정도를 반영할 때 2차 다항식 회귀모형에서 결정계수가 가장 크다(표 15). 그러나 이 회귀모형에서는 $34.3 \leq \rho \leq 386.8$ 범위에서는 ρ 의 증가에 따라 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이는 급격히 감소하는 추세로 나타났고 $386.8 < \rho \leq 404.3$ 범위에서는 다시 증가하는 추세로 나타났다. 이는 실제의 경우와 잘 부합되지 않는 것으로 사료된다(그림 38). 2차 함수모형으로 표현된 회귀모형보다는 결정계수가 작더라도 로그모형으로 표현된 회귀모형이 더 적합할 것으로 사료된다(그림 39). ρ 값이 34.3에서 404.3으로 증가함에 따라 선별판을 통과하는 토양표면 평균 높이는 270.5 mm에서 32.3 mm로 급격히 감소하는 추세를 나타내었다.

T 는 3위로 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이에 대한 회귀정도를 잘 반영하는 것으로 나타났고 T 로 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이에 대한 회귀정도를 설명할 때 로그로 표현된 회귀모형에서 결정계수가 가장 크다(표 15). T 값이 0.74에서 39.62로 증가함에 따라 260.2 mm에서 40.9 mm로 급격히 감소하는 추세를 나타내었다(그림 40).

$\lambda = \frac{\omega A}{V_t}$ 이기 때문에 진폭과 진동수의 증가와 작업속도의 감소는 같은 결과를 초래하고, $\rho = \frac{\omega^2 A}{V_t}$ 이기 때문에 진동수가 주요원인이고 진폭의 증가와 작업속도의 감소는 같

은 결과를 초래한다. $T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A^2}{g V_t}$ 이기 때문에 진동수 > 진폭 > 작업 속도의 순으로 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이에 영향을 미친다(표 6).

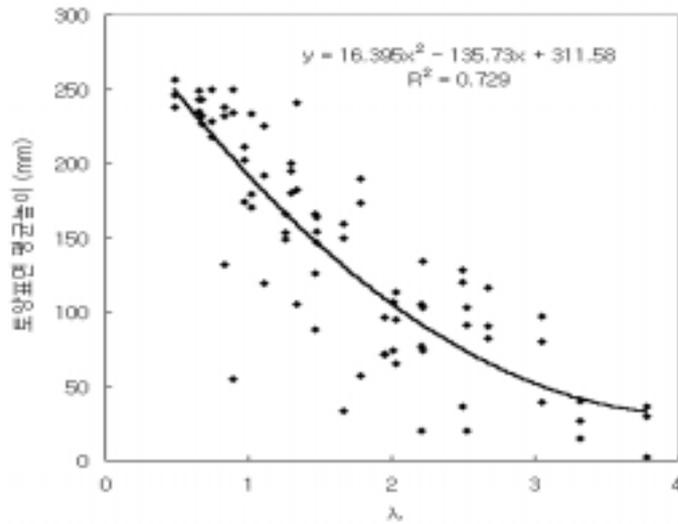


그림 37. λ 의 변화에 따른 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이(2차함수모형)

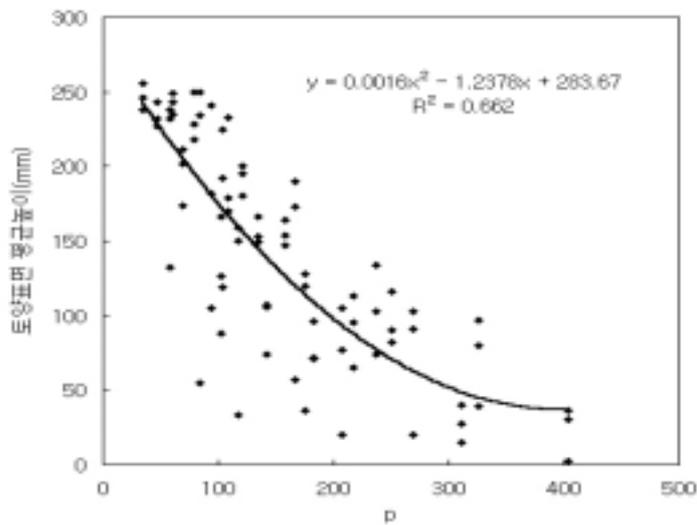


그림 38. p 의 변화에 따른 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이(2차함수모형)

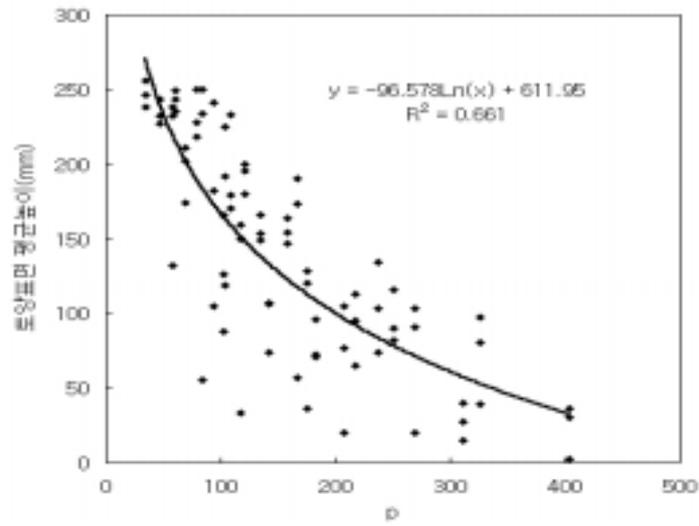


그림 39. p 의 변화에 따른 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이(대수모형)

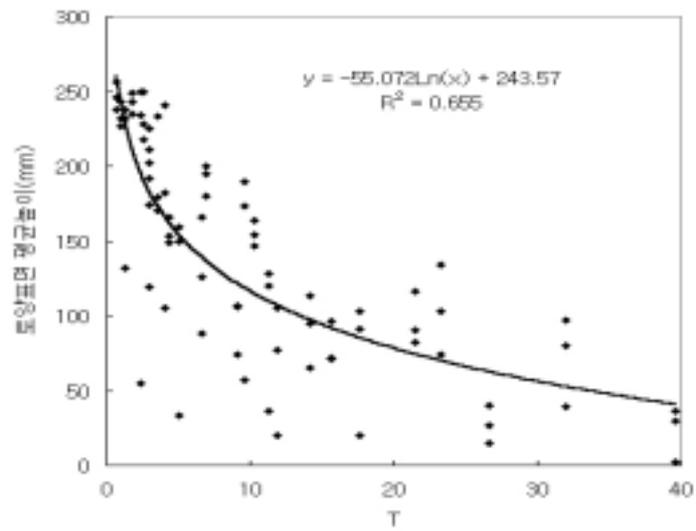


그림 40. T 의 변화에 따른 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이(대수모형)

6) 종합고찰

이상의 고찰에서 견인력, 토크, 소요동력 및 토양흐름상태에 주로 영향을 미치는 파라미터에는 λ , K 등이 있으나, λ 로 표현된 회귀모형은 견인력에 대한 회귀정도와 굴취판과 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하고, K 로 표현된 회귀모형은 토크와 총 동력에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하지만 거의 모든 경우에 T 로 표현된 회귀모형이 두 번째로 견인력, 굴취판과 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이, 토크, 진동동력 및 총 동력을 잘 반영하는 것으로 나타났다. 따라서, 견인력, 토크, 소요동력 및 토양의 체류상태를 종합적으로 평가하는 지표로서는 굴취기의 진동과 작업속도에 관련되어 있는 모든 변수를 포함하고 있는 T 가 적당하고, 토양의 체류상태를 고려할 때 $T > 2.4$ 인 값을 취하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

강화석(2000)은 토양의 흐름상태를 관찰하고 $T > 2.0$ 값을 추천하였는데 본 연구에서 사용한 변수조합에서 $T = 2.39$ 는 $T > 2.0$ 을 만족시키는 최소의 값이다. T 값의 증가에 따라 견인력과 토양표면의 평균높이는 감소하는 추세로 나타났고, 토크와 총 동력은 증가하는 추세로 나타났다. 총 동력은 진동동력의 증가에 따라 증가하는 추세로 나타났으며, 진동동력의 증가는 진동수가 증가하였기 때문인 것으로 분석되었다.

$$T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A^2}{g V_t} \text{ 이기 때문에 체공시간비 } T \text{가 동일하더라도 동력절감의}$$

관점에서 볼 때 진폭을 크게, 진동수를 작게 하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

본 연구에서의 관찰결과를 T 값으로 고찰하여 진동형 굴취기의 설계와 작업성능을 평가할 때 이용할 수 있는 T 값을 추천하면 그림 41, 42, 43에 나타낸 바와 같다. 그림 41, 그림 42는 진폭이 6 mm인 경우와 9 mm인 경우에 캠축의 회전속도가 결정되면 트랙터의 최대 작업속도를 결정할 때, 또는 트랙터의 작업속도가 결정되면 캠축의 최소 회전속도를 결정할 때 유용한 자료로 사용되고, 그림 43는 진폭, 진동수, 작업속도 중에서 2가지 변수가 결정되면 나머지 변수의 최대 또는 최소 값을 결정할 때 유용한 자료로 사용될 것으로 판단된다.

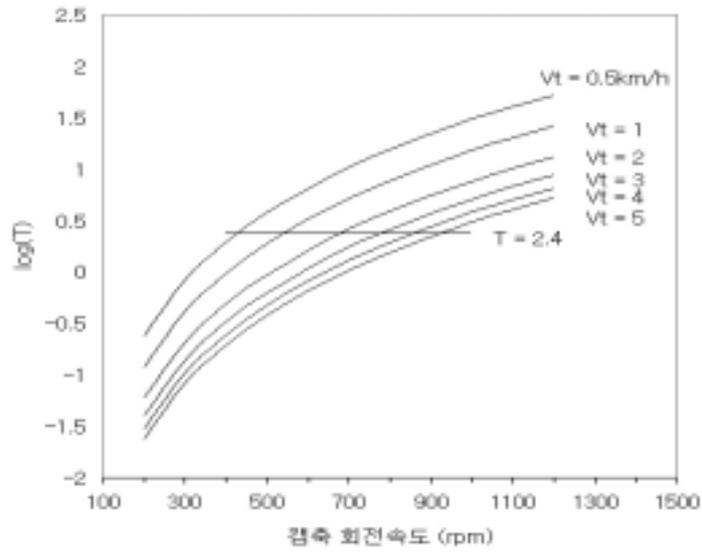


그림 41. 진폭 6 mm일 때 캠축의 회전속도와 굴취기의 작업속도에 대한 $\log(T)$ 값

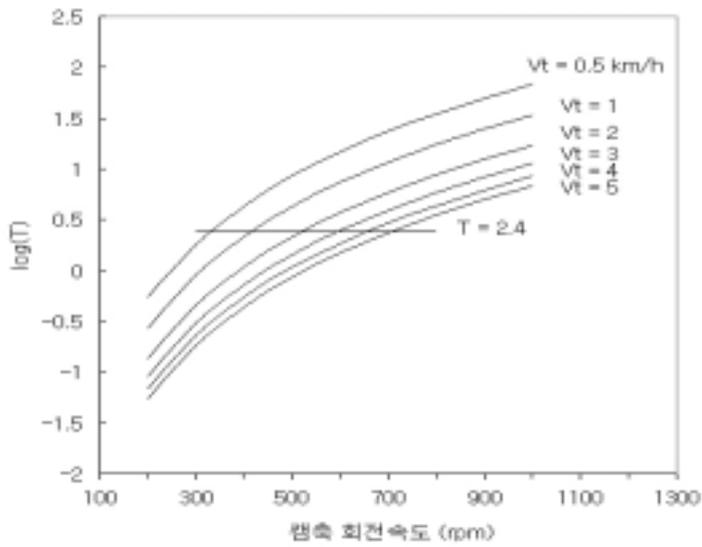


그림 42. 진폭이 9 mm일 때 캠 축의 회전속도와 굴취기의 작업속도에 대한 $\log(T)$ 값

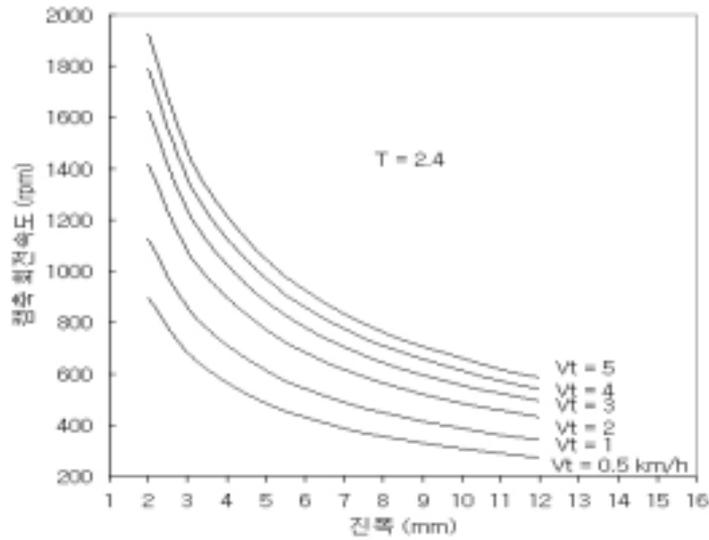


그림 43. T = 2.4 일 때 진폭과 굴취기의 작업속도에 대한 캠 축의 회전속도

나. 뿌리작물의 굴취실험

적정작동조건은 감자와 마늘은 진폭 9 mm, 진동수 17.0 Hz, 작업속도 0.97 km/h 이었으며, 이 때 진동방향조정장치는 E점 이었다(그림 1 참조). 고구마의 경우는 같은 조건에서 진동방향조정장치의 위치는 그림 1에서 C 점의 위치로서 과다한 진동을 감소시켜서 고구마의 손상을 감소시킬 수 있었다. 각 작물의 작업능력, 손실률 및 손상률은 표 2에 요약한 바와 같다. 손실률 및 손상률은 5회 반복 측정하였다.

표 16 굴취기의 작업능력, 손실률, 손상률

작물	작업능력(ha/h)	손실률(%)	손상률(%)
감자	0.8	0.36*±0.21	1.1±0.10
고구마	0.8	0.25*±0.12	1.3±0.15
마늘	0.8	0	0.3±0.08

* : 경제성이 없는 직경 35 mm 이하는 제외한 수치임.

직경 35 mm 이하의 것을 포함하면 2.2%임.

굴취기의 유효포장작업능률은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$A_e = \frac{1}{10} \epsilon_f SW$$

여기서, A_e : 유효포장작업능률(ha/h), ϵ_f : 포장작업효률(소수로 표시함)

S: 전진속도(km/h),

W: 공칭작업폭(m)

포장작업효률을 0.75, 1일 작업시간을 9시간으로 하면 공칭작업폭이 0.75m, 전진속도가 0.97km/h 이므로 1일 유효포장능률은 다음과 같게 된다.

$$\begin{aligned} \text{유효포장작업능률} &= 0.1 \times \text{포장작업효률} \times \text{전진속도} \times \text{공칭작업폭} \times \text{1일 작업시간} \\ &= 0.1 \times 0.75 \times 0.97 \times 0.75 \times 9 = 0.49 \text{ ha/일} \end{aligned}$$

그림 44, 그림 45, 그림 46는 각각 감자, 고구마, 마늘의 수확작업을 나타낸 것이다.



그림 44. 감자 수확작업(트랙터)



그림 45. 고구마 수확작업(트랙터)



그림 46. 마늘 수확작업(트랙터)

4. 요약 및 결론

본 연구는 간단한 조작을 통하여 선별부의 진동방향을 조정함으로써 하나의 굴취기로 물리적 성질이 서로 다른 감자, 고구마, 마늘, 양파, 생강 등 거의 모든 뿌리작물의 수확에 이용할 수 있는 다목적 굴취기를 설계·제작하고 토양절삭실험을 통하여 진동굴취기의 설계에 있어서 바람직할 것으로 판단되는 설계기준을 제공하며, 다목적 굴취기의 개발을 통하여 굴취기의 사용시간을 증가시키고, 저렴한 가격으로 굴취기를 보급하는데 기여하고자 수행되었다.

본 연구에서는 토양절삭실험시 진폭, 진동수, 작업속도를 변화시키면서 각 조합에서의 견인력과 토크를 측정하고, 굴취판과 선별판위에 잔류한 토양의 높이를 측정하였으며 각 처리조합에 있어서 진폭, 진동수, 작업속도 등에 의하여 유도되는 파라미터(속도비 λ , 속도와 가속도비 ρ , 가속도비 K 및 체공시간비 T) 값에 따라 견인력, 토크, 소요동력 및 굴취판과 선별판을 통과하는 토양표면 평균높이를 설명하는 식을 구하고, 각 파라미터가 견인력, 토크, 소요동력 및 토양의 체류상태에 미치는 영향을 분석하였다. 또한, 물성이 서로 다른 감자, 고구마, 마늘의 굴취실험을 통하여 다목적굴취기의 작업능률, 손실률, 손상률을 평가하였다.

본 연구의 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

가. 평균 견인력에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하는 것은 λ 로 표현된 로그 회귀모형이었고, λ 가 0.975에서 3.785로 증가함에 따라 평균 견인력은 6569.7N에서 4048.4 N으로 급격히 감소하였다. 로그로 표현된 회귀모형에서 λ 다음으로 T 가 평균 견인력을 잘 반영하는 것으로 나타났고, T 값이 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 평균 견인력은 6542.3 N에서 4123.1 N으로 감소하는 추세를 나타내었다.

나. 최대 견인력에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하는 것은 λ 로 표현된 로그 회귀모형이었고, λ 가 0.975에서 3.785로 증가함에 따라 최대 견인력은 7811.1 N에서 5870.5 N으로 감소하는 추세를 나타내었다. 로그로 표현된 회귀모형에서 λ 다음으로 T 가 최대 견인력을 잘 반영하는 것으로 나타났고, T 가 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 최대 견인력은 7697.6 N에서 6002.1 N으로 감소하는 추세로 나타났다.

다. 평균 토크에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하는 것은 K로 표현된 2차함수 회귀모형이었고, K가 3.03에서 10.47로 증가함에 따라 평균 토크는 19.4 N-m에서 40.9 N-m로 증가하는 추세를 나타내었다. 2차 다항식으로 표현된 회귀모형을 사용할 때 K 다음으로 T가 평균 토크를 잘 반영하는 것으로 나타났고, T값이 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 평균 토크는 20.5 N-m에서 43.4 N-m로 증가하는 추세를 나타내었다.

라. 최대 토크에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하는 것은 K로 표현된 2차 함수 회귀모형이었고 K가 3.03에서 7.37로 증가함에 따라 최대 토크는 90.3 N-m에서 63.1 N-m로 감소하였고, K 값이 7.37에서 다시 10.47로 증가할 때 최대 토크는 오히려 60.1 N-m에서 77.0 N-m로 증가하는 추세를 나타내었다. 따라서 K값의 증가에는 한계가 있음을 알 수 있다.

마. 총 동력에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하는 것은 K로 표현된 2차 함수 회귀모형이었고 K가 3.03에서 10.47로 증가함에 따라 총 동력은 3.47 kW에서 5.76 kW로 증가하는 추세를 나타내었다. 2차 다항식으로 표현된 회귀모형을 사용할 때 K 다음으로는 T가 총 동력을 잘 반영하는 것으로 나타났고, T 값이 2.95에서 39.62로 증가함에 따라 총 동력은 3.90 kW에서 5.74 kW로 증가하였다.

바. 굴취판을 통과하는 토양표면 평균높이에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하는 것으로는 λ 로 표현된 로그 회귀모형이었고, λ 값이 0.488에서 3.785로 증가할 때 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이는 339.4 mm에서 95.0 mm로 감소하는 추세를 나타내었다. 로그로 표현된 회귀모형을 사용할 때 λ 다음으로 T가 굴취판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 대한 회귀정도를 잘 반영하고 T 값이 0.74에서 39.62로 증가함에 따라 굴취판을 통과하는 토양높이는 330.8 mm에서 103.6 mm로 급격히 감소하는 추세를 나타내었다.

사. 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 대한 회귀정도를 가장 잘 반영하는 것은 λ 로 표현된 로그 회귀모형이었고, λ 가 0.488에서 3.785로 증가할 때 선별판을 통과하는 토양높이는 249.3 mm에서 32.7 mm로 감소하는 추세를 나타내었다. 로그로 표현된 회귀모형에서 λ 다음으로는 ρ 가 선별판을 통과하는 토양높이를 잘 반영하였고 ρ 가 34.3에서 404.3

으로 증가할 때 270.5 mm에서 32.3 mm로 급격히 감소하는 추세를 나타내었다. T는 같은 유의수준에서 3위로 선별판을 통과하는 토양높이에 대한 회귀정도를 잘 반영하고, T 값이 0.74에서 39.62로 증가함에 따라 선별판을 통과하는 토양높이는 260.2 mm에서 40.9 mm로 급격히 감소하는 추세를 나타내었다.

아. 견인력, 토크, 소요동력 및 토양의 체류상태에 주로 영향을 미치는 파라미터는 λ , K 등이 있으나, λ 로 표현된 로그 회귀모형은 견인력에 대한 회귀정도와 굴취판 및 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 대한 회귀정도는 가장 잘 반영하지만 토크와 총 동력에 대한 회귀정도는 잘 반영하지 않는 것으로 나타났고, K로 표현된 2차함수 회귀모형은 토크와 총 동력에 대한 회귀정도는 가장 잘 반영하지만, 견인력과 굴취판 및 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이에 대한 회귀정도는 잘 반영하지 않는 것으로 나타났다. 그러나 거의 모든 경우에 T로 표현된 회귀모형이 2번째로 견인력, 굴취판과 선별판을 통과하는 토양표면의 평균높이, 토크, 총 동력에 대한 회귀정도를 잘 반영하는 것으로 나타났다. 따라서, 견인력, 토크, 소요동력 및 토양의 체류상태를 평가하는 지표로서는 진동굴취기에 관한 모든 변수의 영향을 포함하는 T가 적당할 것으로 판단되고, 토양의 흐름상태를 고려할 때 $T > 2.4$ 인 값을 취하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

자. T 값의 증가에 따라 견인동력은 점차 감소하는 추세로 나타났지만, 진동동력은 급격히 증가하는 추세로 나타났다. 총 동력은 진동동력의 증가에 따라 증가하는 추세로 나타났으며, 진동동력의 증가는 진동수가 증가하였기 때문인 것으로 분석되었다.

$$T = \lambda K = \frac{\omega A}{V_t} \frac{\omega^2 A}{g} = \frac{\omega^3 A^2}{g V_t}$$

이기 때문에 체공시간비 T가 동일하더라도 동력절감의 관점에서 볼 때 진폭은 크게, 진동수는 작게 하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

차. 본 연구의 결과에서 T 값을 기준으로 제공한 그림 41, 그림 42는 진폭이 6 mm인 경우와 9 mm인 경우에 캠축의 회전속도가 결정되면 트랙터의 최대 작업속도를 결정할 때, 또는 트랙터의 작업속도가 결정되면 캠축의 최소 회전속도를 결정할 때 유용한 자료로 사용되고, 그림 43는 진폭, 진동수, 작업속도 중에서 2가지 변수가 결정되면 나머지 변수의 최대 또는 최소 값을 결정할 때 유용한 자료로 사용될 것으로 판단된다.

카. 진폭이 6mm인 경우에는 토양의 체류현상이 발생하여 굴취작업이 원활하게 진행되지

않았고 굴취작업을 원활하게 진행하기 위한 적정작동조건은 감자와 마늘은 진폭 9 mm, 진동수 17.0 Hz, 작업속도 0.91 km/h 이었으며, 이 때 진동방향조정장치는 E점 위치이었다 (그림 1 참조). 고구마의 경우는 같은 조건에서 진동방향조정장치의 위치는 그림 1에서 C점의 위치로서 과도한 진동을 감소시켜서 고구마의 손상을 감소시킬 수 있었다.(수정요망)

제작된 트랙터용 시작기로 포장실험을 진행한 결과 각 작물의 작업능률, 손실률 및 손상률은 모두 목표치에 도달하였기 때문에 하나의 굴취로 물성이 서로 다른 뿌리작물을 굴취할 수 있어 굴취기의 사용시간을 늘일 수 있고, 또한 적은 비용으로 농가에 보급할 수 있을 것으로 사료된다.

제 4 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도

다목적으로 이용될 수 있는 진동형 굴취기에 적용될 수 있는 mechanism을 개발하여 경운기 및 트랙터에 부착할 수 있는 진동형 다목적 굴취기를 개발하고, 시작기를 제작하여 포장시험을 통하여 적정 작동조건을 설정하였다. 시험결과는 당초 예상하였던 결과보다 양호한 것으로 나타났음.

현재까지는 국내외에 없는 굴취기로서 상용화한다면 농가나 제작회사에 많은 기여를 할 것으로 예상됨.

제 5 장 연구개발결과의 활용계획

개발된 다목적 굴취기를 생산하고자 하는 기업이 있을 경우 상품화하고자함.

제 6 장 연구개발 과정에서 수집한 해외 과학기술 정보

본 연구에서 개발된 다목적 굴취기는 아직까지 국내외에 존재하지 않기 때문에 해외 기술정보는 없음.

제 7 장 참고문헌

- 姜和錫, 金相憲, 咸泳昌. 1988. 農作業機械의 所要動力測定裝置의 開發. 강원대학교 논문집-과학기술연구. 27권: pp. 181-185.
- 姜和錫, 金相憲, 咸泳昌. 1989. 振動을 利用한 감자收穫機의 開發. 한국농업기계 학회지 14(1): 16~23.
- 姜和錫, 辛英範, 金相憲, 咸泳昌. 1993. 트랙터用 감자收穫機의 開發. 한국농업기계학회지 18(1): 21~29.
- 金容煥. 1976. 平衡式 振動彈丸 暗渠穿孔機의 研究(Ⅲ). 한국농업기계학회지1(1): 1~14.
- 金容煥, 李昇揆, 徐相龍. 1977. 平衡式 振動彈丸 暗渠穿孔機의 研究(Ⅳ)(Ⅴ). 한국농업기계학회지 1(1): 7~24.
- 金容煥, 金成泰, 羅又禎, 閔泳鳳, 李昇揆. 1981. 振動耕耘에 關한 基礎研究. 한국농업기계학회지 6(1): 1~13.
- 金容煥, 金成泰. 1983. 振動耕耘에 關한 基礎研究(Ⅱ). 한국농업기계학회지 8(2): 1~10.
- 朴成胤. 1989. 動力耕耘機 쟁기作業의 土壤抵抗과 適定作業條件. 서울대학교 大學院 碩士學位論文.
- 朴元燁., 1990. 作業機의 牽引抵抗 計測 및 시스템의 開發. 成均館대학교 大學院 碩士學位論文.
- 朴榮祖. 1982. 機械設計. 普成文化社. p.441.
- 朴濬傑. 1992. 쟁기의 耕耘抵抗力 測定 및 豫測에 關한 研究. 서울대학교 大學院 博士學位論文.
- 백윤수, 심재역, 이경호, 황재혁. 1996. 기구학. p.169, p.263.
- 이규승, 조성찬, 박원엽. 1997. 유사기구에 의한 경운작업기의 견인저항 예측을 위한 실험적 연구. 한국농업기계학회지 22(2): 117 ~ 126.
- 李京魯, 千成達. 1998. 機械要素設計. 遠彰出版社. p.536.
- 尹眞河. 1988. 深土破碎날의 形狀이 牽引性能과 土壤物性에 미치는 影響. 忠北대학교 大學院 碩士學位論文.
- 鄭 昌 柱 外 17名. 1995. (三稿)農業機械學. 鄉文社. pp.253~259.
- 韓明範. 1987. 쟁기의 幾何學的 特性和 所要牽引力에 關한 研究. 서울대학교 大學院 碩士學位論文.

學位論文.

手塚右門, 遠藤俊三. 1962a. 振動式心土破碎機に関する研究(第1報). 日本農業機械學會誌 24(1): 21~24.

手塚右門, 遠藤俊三. 1962b. 振動式心土破碎機に関する研究(第2報). 日本農業機械學會誌 24(2): 49~60.

酒井 憲司, 寺尾日出男, 松居 勝 . 1983. 振動式サブソイラにおける土壌の振動切削に関する研究(第1報). 日本農業機械學會誌 45(1): 55~62.

酒井 憲司, 寺尾日出男. 1985. 振動式サブソイラにおける土壌の振動切削に関する研究(第2報). 日本農業機械學會誌 47(1): 43~49.

酒井 憲司, 寺尾日出男. 1985. 振動式サブソイラにおける土壌の振動切削に関する研究(第3報). 日本農業機械學會誌 47(3): 293~300.

酒井 憲司, 南部 悟, 端 俊一, 高井宗 , 陣川雅樹. 1991. 実験的手法による振動式ポテトディガ設計パラメータ適正値の検討. 日本農業機械學會誌 53(5): 93~98.

Al-Jubouri, K. and P. B. McNulty. 1980. Vibratory potato digging. Proc. of the 5th Int. Con. on the Mech. of Field Energy (ICMFE). Wageningen, Netherlands, pp. 264-268.

Brixius, W. W. and J. A. Webber. 1975. Soil failure characteristics for oscillating tillage tool and bulldozer blade models. Trans of the ASAE, 18(4): 633-637.

Butson, M. J. and D. MacIntyre. 1981. Vibratory soil cutting. I. Soil tank studies of draught and power requirements. Jour of Agric Eng. Res., 26(5): 409-418.

Jensen, J. K. 1954. Experimental Stress Analysis. Agric. Engng. 35(9): 625-629.

Johson, C. E. and W. B. Voorhees. 1979. A Force Dynamometer for Three-Point Hitches. Trans. of th ASAE 22(2) : 226-228

Johnson, L. F. 1974. A vibrating blade for the potato harvester. Trans. of the ASAE, 17(5): 867-870, 873.

Kang, W. S. 1985. Effects of an oscillating inclined blade on soil Break-up and Energy Requirements. Unpublished Ph.D Dissertation. LSU. Baton Rouge.

Kang, W. S. 2000. Developing a small commercial vibrating potato digger(I) -Assessment of kinematic design parameters-. ASAE Paper No. 001077.

Kang, W. S. and J. L. Halderson. 1991a. Development of a vibratory potato digger

for small farms. American Potato Jou. 68: 557-568.

Kang, W. S. and J. L. Halderson. 1991b. A vibratory , two-row, potato digger. Applied Engineering in Agric. ASAE, 7(6): 683-687.

Kang, W. S. and M. E. Wright. 1996. Design and performance parameters of vibrating potato diggers. SAE Paper No. 961777.

Neuhoff, A. L. 1959. Measuring Forces in Two or More Members With One Instrument. Agric. Engng. 40: 456-457.

Orlowski, S. and D. Wolf. 1963. Measuring the Forces in Three-point Mounting. Landtechnische Forshung 13(6): 153-156.

주 의

1. 이 보고서는 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표할 때에는 반드시 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니됩니다.