



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

로프구동 고속예인전차의 균일속도를
위한 시스템 모델링 및 제어

System modeling and control of wire-
driven high-speed towing carriage
for uniform speed

2015 년 2 월

서울대학교 대학원

조선해양공학과

김 영 민

로프구동 고속예인전차의 균일속도를 위한 시스템 모델링 및 제어

System modeling and control of wire-
driven high-speed towing carriage
for uniform speed

지도 교수 서 정 천

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함
2015 년 2 월

서울대학교 대학원
조선해양공학과
김 영 민

김영민의 석사학위논문을 인준함
2015 년 2월

위 원 장 이 신 형 (인)

부위원장 서 정 천 (인)

위 원 김 낙 완 (인)

초 록

최근 들어 고속선의 수요가 늘어남에 따라 예인 전차의 속도를 높이는 것이 지속적으로 요구되고 있다. 예인수조의 길이가 한정되어 있기 때문에 고속 실험을 하기 위해서는 가속도를 높여주어야 한다. 따라서 구동모터와 제어장치의 육상 설치가 가능한 와이어-드럼 구동 방식을 사용하게 된다. 하지만 고속 예인전차는 급가속시 와이어로프의 탄성변형으로 인하여 속도의 주기적 진동 현상이 발생하게 된다.

본 논문은 로프구동 고속예인전차의 균일 속도 제어를 위한 방법을 제안하고 있다. 제어시스템의 분석과 검증을 위하여 서울대학교 예인수조에서 운용 중인 고속예인전차를 활용하였다.

서울대학교에서 사용하고 있는 로프 구동식 고속예인전차의 실험을 통하여 속도의 진동현상을 확인하고, 문제의 원인을 집중 분석하였다.

고속예인전차의 시스템을 연립 선형 상미분방정식으로 구성을 하여 운동방정식을 모델링하였다. 모델링한 운동방정식을 바탕으로 고속 예인전차의 기존 구동 제어 방식과 본 연구에서 새로이 제안하는 구동 방식을 각각 시뮬레이션 한 후, 그 결과를 비교 분석하였다. 고속 예인전차의 기존 제어방식은 모터의 각속도와 제어기의 피드백으로 구성이 되어 있는데, 이를 전차 속도와 제어기의 피드백하는 개선방안으로 제시하여 시뮬레이션을 하였다.

시뮬레이션 결과 기존 방식보다 개선 방안이 정속 구간에 도달했을 때 속도 진동 현상이 줄어들음을 확인하였다. 개선 방안이 기존 방안에 비해 최대오버슈트가 약 60%정도 줄어들었고,

정속구간의 1% 오차로 도달하는 시간이 약 4.5초정도 앞당겨진 것을 확인하였다.

시뮬레이션을 통하여 얻은 결과를 바탕으로 속도 제어 방식을 바꾸어 실제 고속 예인전차에 적용한다면 속도 진동 현상이 줄어들 것으로 기대된다.

주요어 : 고속예인전차, 속도 진동 현상, 운동방정식 모델링, 시뮬레이션, 피드백

학 번 : 2013 - 21063

목 차

1. 서 론.....	1
1.1. 연구의 배경.....	1
1.1.1. 개 요.....	1
1.1.2. 예인수조 및 예인전차.....	2
1.1.3. 고속예인전차.....	4
1.2. 연구 내용.....	6
2. 연구의 필요성.....	7
2.1. 일반예인전차와 고속예인전차 저항비교실험.....	7
2.2. 고속예인전차의 속도 계측.....	10
3. 운동 방정식 모델링.....	13
3.1. 고속예인전차의 구조.....	13
3.2. 고속예인전차 모델링을 위한 가정.....	14
3.3. 고속예인전차 모델링.....	15
3.4. 모델링의 계수 값 선정.....	17
3.4.1. 실린더, 모터드럼 관성모멘트.....	17
3.4.2. 와이어로프의 용수철 상수.....	18
3.4.3. 와이어로프의 감쇠 상수.....	19
3.4.4. 고속예인전차와 레일 사이의 마찰력.....	22
3.4.5. 구동모터 토크.....	23
3.5. 고속예인전차 상태변수 방정식.....	24

4. 제어 방안 및 시뮬레이션	25
4.1. 기존의 제어 방식.....	25
4.2. 개선된 제어 방식.....	25
4.3. 시뮬레이션의 전체적인 과정.....	26
4.4. 시뮬레이션 조건 및 고려사항	28
4.5. 제어 방법 및 블록 선도	31
4.6. PI 계수 설정	32
4.6.1. P 계수 설정.....	32
4.6.2. I 계수 설정.....	34
4.7. 시뮬레이션 결과	36
5. 결 론	41
6. 참 고 문 헌.....	42
Abstract	43

그 립 목 차

그림 1-1. 서울대학교 예인수조 및 예인전차.....	2
그림 1-2. 서울대학교 고속예인전차.....	4
그림 1-3. 고속예인전차의 모터와 구동 드럼.....	5
그림 2-1. 무인선 저항실험 결과 $V_s = 3.03\text{m/s}$	8
그림 2-2. 무인선 저항실험 결과 $V_s = 4.04\text{m/s}$	9
그림 2-3. 고속예인전차의 시간 - 속도 그래프	10
그림 2-4. 고속예인전차의 가속도 FFT 분석 결과.....	11
그림 3-1. 서울대학교 고속예인전차의 구조	13
그림 3-2. 고속예인전차 모델링 구조.....	15
그림 3-3. 와이어로프 감쇠계수 측정 실험(Klaus Feyrer, 2007).....	19
그림 3-4. 와이어로프 진동 측정 실험(Klaus Feyrer, 2007)	20
그림 4-1. 시뮬레이션의 전체적인 과정.....	26
그림 4-2. 고속예인전차 속도 지령 그래프.....	28
그림 4-3. 고속예인전차 정속 $V_s = 5\text{m/s}$ 실험결과.....	29
그림 4-4. PI 제어시스템 구조	31
그림 4-5. K_I 계수 변화에 따른 시간-속도 그래프.....	35
그림 4-6. $V_s = 5\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과	36
그림 4-7. $V_s = 5\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과(확대)	37
그림 4-8. $V_s = 7\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과	38
그림 4-9. $V_s = 7\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과(확대)	38
그림 4-10. $V_s = 9\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과	39
그림 4-11. $V_s = 9\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과(확대)	40

표 목 차

표 1-1. 서울대학교 예인수조 및 예인전차의 주요 제원	3
표 1-2. 고속예인전차의 주요 제원	5
표 2-1. 무인선 선형 주요 제원	7
표 2-2. 무인선 저항실험 결과 $V_s = 3.03\text{m/s}$	8
표 2-3. 무인선 저항실험 결과 $V_s = 4.04\text{m/s}$	9
표 3-1. 고속예인전차 제원	13
표 3-2. 와이어로프 진동 측정 실험 결과(Klaus Feyrer, 2007)	20
표 4-1. K_p 계수에 따른 상승시간, t_r	33
표 4-2. K_p , K_p 계수 변화에 따른 시간영역 특성	34
표 4-3. $V_s = 5\text{m/s}$ 시뮬레이션 비교 결과	36
표 4-4. $V_s = 7\text{m/s}$ 시뮬레이션 비교 결과	37
표 4-5. $V_s = 9\text{m/s}$ 시뮬레이션 비교 결과	39

1. 서 론

1.1. 연구의 배경

1.1.1. 개 요

예인수조는 오래전에 Froude가 예인수조에서 모형선으로 실험하여 실선의 저항추진 성능을 판단할 수 있다는 것을 입증한 이후 가장 신뢰할 수 있는 저항추진 성능추정 실험설비로 꾸준히 사용되고 있다.

최근 들어 고속선의 수요가 늘어나고 있으며 그에 따라 예인전차의 속도를 높이는 것이 요구되고 있다. 예인수조의 치수는 근본적으로 실험하고자 하는 모형선을 가속시켜 원하는 실험속도에 이르게 하고 실험속도로 정속주행 하는데 소요되는 구간을 감안하여 결정한다. 즉, 가속과 감속에 필요한 구간과 모형에 작용하는 유체 동력학적 성능을 측정하는데 소요되는 정속구간을 합한 길이를 감안하게 된다. 선형시험수조의 길이가 확정된 상태에서는 모형선의 실험속도를 증가시키려면 가속도를 높여주어야 한다.

하지만 일반예인전차의 경우 동력장치와 제어장치가 전차에 탑재되어 있기 때문에 무게의 한계로 인하여 급가속 및 급감속 제어가 상당히 어렵다. 따라서 고속으로 운행하기 위해서 그 대안으로서 구동모터와 제어장치를 육상설치가 가능한 와이어-드럼 구동방식을 사용하게 된다. 와이어-드럼 구동방식은 전차의 경량화로 인하여 일반 예인전차와 비교했을 때 동일한 동력으로

급가속과 급감속이 어느 정도 가능하게 된다. 하지만 고속 예인전차는 급가속 및 급감속시 와이어로프의 탄성변형으로 인하여 속도의 주기적 진동 현상이 발생하게 된다.

1.1.2. 예인수조 및 예인전차

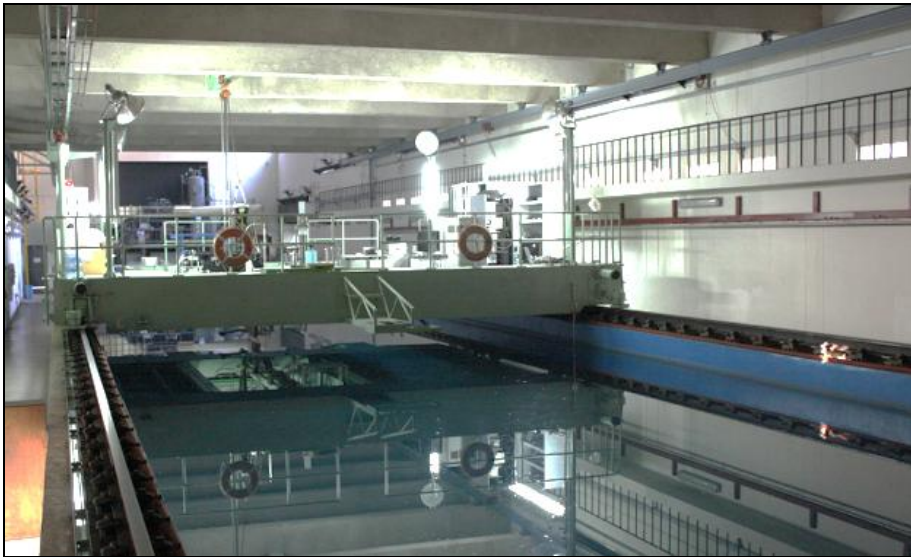


그림 1-1. 서울대학교 예인수조 및 예인전차

예인수조(towing tank)는 예인전차(towing Carriage), 조파장치(wave generator) 및 소파기(wave absorber)로 구성되어있다. 서울대학교의 선형시험수조는 길이가 110m이고, 폭이 8m이며 깊이가 3.5m로 이는 대학의 교육과 연구를 목적으로 사용하는 수조의 대표적 규모로서 부산대학교, 히로시마 대학교 그리고 오사카 대학교 등에서도 유사한 크기의 수조를 보유하고 있다. 예인수조에서는 속도성능이 우수한 선형 및 추진기 개발을 위한 저항시험, 추진기 단독시험, 추진시험과 선박의 조종 안정성

확보를 위한 조종시험 및 내항성능시험 그리고 각종 해양 구조물 및 조류발전 터빈 관련 실험이 가능하다.

예인전차는 예인수조의 레일위에 설치되어 모형선을 끌면서 각종 시험을 수행하는 장비로 예인전차 제어장치, 각종 실험장비, 데이터 수집 시스템, 실험 장면 촬영장치 등을 탑재하고 있다.

표 1-1. 서울대학교 예인수조 및 예인전차의 주요 제원

예인수조	크기 (길이×폭×깊이)	110×8×3.5 (m)
예인전차	예인속도 (Towing speed)	0.1 ~ 5 m/s
	감 · 가속도 (Acc. & Dec.)	0.01 ~ 0.06 (g)
	속도 정확도 (Accuracy)	± 0.004 m/s
	운용모드 (Operation Mode)	PC, Local, Remote
	중량 (Weight)	30 tonnage

1.1.3. 고속예인전차



그림 1-2. 서울대학교 고속예인전차

일반상선의 모형실험을 목적으로 하는 예인수조에서 고속선 실험을 수행하는 경우에는 모형선 크기를 작게 하여 대응속도를 낮게 하여야 하기 때문에 실험결과의 정확도가 높지 않다. 따라서 적당한 모형선의 축척을 거치면서 대응속도에서의 실험을 수행하기 위해서는 고속예인전차(high speed towing carriage)가 필요하다.

고속예인전차의 예인속도는 약 10m/s 전후의 고속이기 때문에 안전의 이유로 무인자동운행 시스템으로 운용되며, 구동 방식은 고속 예인전차에 와이어를 연결하여 끄는 와이어 구동 방식을 사용하고 있다.

표 1-2. 고속예인전차의 주요 제원

구동방식	와이어-드럼 구동
중량(Weight)	560kg (허용탑재무게 : 100kg)
예인속도	0.1 ~ 15m/s



그림 1-3. 고속예인전차의 모터와 구동 드럼

1.2. 연구 내용

앞에서 설명하였듯이 예인 수조에서 고속으로 실험을 하기 위해서는 일반예인전차로는 무리가 따르기 때문에 와이어-드럼 구동 방식을 이용한 고속예인전차를 사용하여야 한다. 하지만 측정을 위해 필요한 정속구간에서 속도의 진동현상이 발생한다. 따라서, 일반예인전차와 고속예인전차의 저항측정 비교실험 및 고속예인전차 속도 측정 실험을 통하여 문제점의 원인을 분석하였다.

다음으로 서울대학교 고속예인전차의 시스템을 모델링하여 간단한 선형 운동방정식으로 구성하였다. 또한 선형 운동방정식을 풀기 위해 필요한 상수 및 계수 값들을 구하였다. 이를 행렬로 구성하여 현재 제어방식과 개선 제어방식을 도입하여 속도 시뮬레이션을 해보고, 개선 제어방식이 현재의 속도 진동현상을 감소시킬 수 있음을 보였다.

2. 연구의 필요성

2.1. 일반예인전차와 고속예인전차 저항비교실험

고속예인전차의 속도 진동 현상의 문제점을 찾아내기 위해서 첫째로 한 실험은 일반예인전차와의 저항비교실험이다. 동일한 무인 모형선 선형을 가지고 일반예인전차와 고속예인전차에서 저항 측정 실험을 수행하여 저항값을 비교하였다. 예인전차에서 발생하는 속도 진동 현상이 모형선에 의한 영향일 수도 있다는 가정하에 실험을 수행하였다. 모형선은 KRISO 개발 무인고속 선형이고, 주요 제원은 표 2-1과 같다.

표 2-1. 무인선 선형 주요 제원

무인선 선형 주요 제원		
제원	실선	모형선
LOA (m)	8.000	1.231
LWL (m)	7.539	1.160
Breadth (m)	2.3	0.254
Draft (m)	0.445	0.068
Mass (kg)	3000	10.924

무인선 모형선을 대상으로 $V_s = 3.03\text{m/s}$ 와 $V_s = 4.04\text{m/s}$ 에서 동일한 조건에서 저항 계측 실험을 수행한 결과를 그림 2-1과 표 2-2에 보였다.

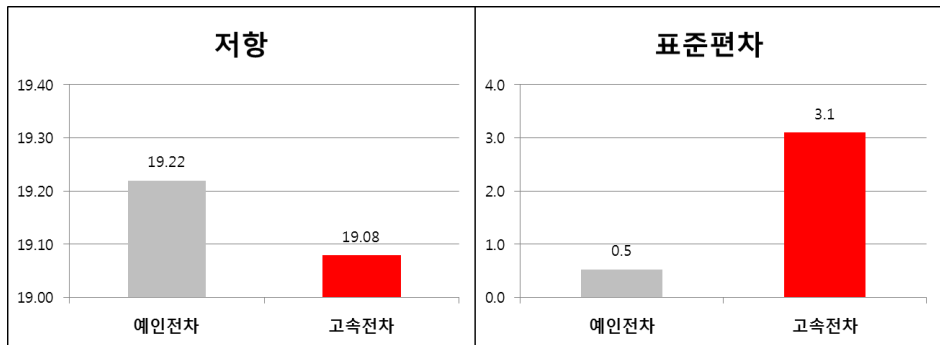


그림 2-1. 무인선 저항실험 결과 $V_s = 3.03\text{m/s}$

표 2-2. 무인선 저항실험 결과 $V_s = 3.03\text{m/s}$

$V_s = 3.03\text{m/s}$	예인전차			고속전차		
	트림 (deg)	부상 (mm)	저항 (N)	트림 (deg)	부상 (mm)	저항 (N)
평균	6.25	17.17	19.22	6.11	17.58	19.08
표준편차	0.07	0.73	0.53	0.09	1.4	3.1
저항값 오차	-0.14 (-0.74%)		표준편차 오차		2.57	

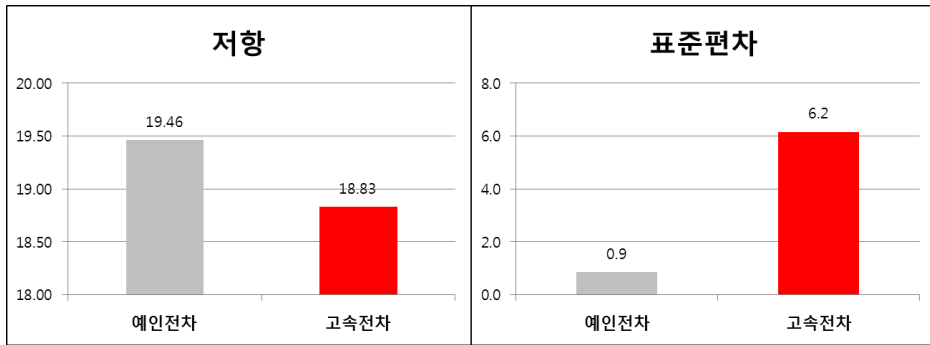


그림 2-2. 무인선 저항실험 결과 $V_s = 4.04\text{m/s}$

표 2-3. 무인선 저항실험 결과 $V_s = 4.04\text{m/s}$

$V_s = 4.04\text{m/s}$	예인전차			고속전차		
	트림 (deg)	부상 (mm)	저항 (N)	트림 (deg)	부상 (mm)	저항 (N)
평균	4.89	30.29	19.46	4.62	30.73	18.83
표준편차	0.06	0.27	0.86	0.23	1.57	6.16
저항값 오차	-0.63 (-3.23%)		표준편차 오차	5.3		

실험 결과를 살펴보면 $V_s = 3.03\text{m/s}$ 와 $V_s = 4.04\text{m/s}$ 의 두 경우 모두 일반예인전차 대비 약 1%와 3%의 오차로 큰 차이를 보이지 않는다. 하지만 표준편차를 살펴본다면 일반예인전차 대비 약 6~7배정도 큰 것을 확인하였다.

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho SV^2} \quad (1)$$

일반적으로 항력이 속도의 제곱에 비례하므로 저항값의 표준편차가 크다는 것은 고속예인전차가 정속에서 속도의 변화가 크다고 추정할 수 있다. 즉, 처음에 제기되었던 속도 진동 현상이 모형선 자체의 영향을 크게받지 않는다는 것을 실험을 통해 확인하였다.

2.2. 고속예인전차의 속도 계측

고속예인전차의 속도 계측 실험에서는 고속예인전차에 가속도계를 설치하고, 취득한 데이터를 시간에 대해 적분하여 속도 그래프를 얻어내었다. 고속예인전차의 대표적인 시간-속도 그래프를 그림 2-3에 보였다.

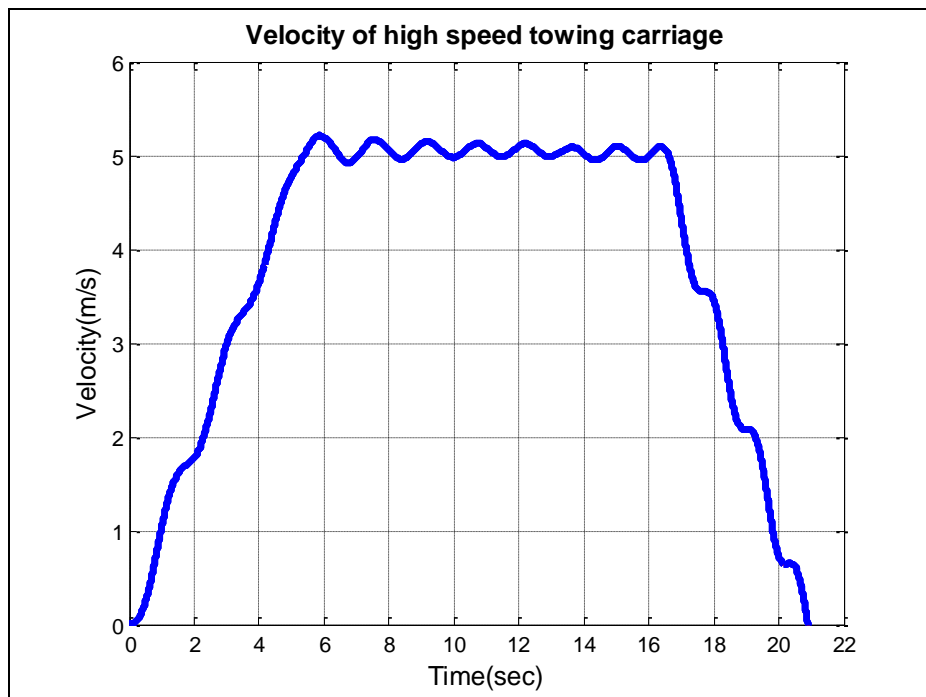


그림 2-3. 고속예인전차의 시간 - 속도 그래프

그림 2-3에 보인 그래프를 보면 가속 초기구간부터 진동 현상을 보이고, 정속 구간에 도달한 후에도 일정한 주기로 진동이 발생함을 확인하였다. 고속예인전차 실험에서 자료 취득은 정속 구간에서 이루어지기 때문에 정속 구간에서 취득한 가속도 데이터를 FFT를 통해 주파수 분석을 하였다. 그 결과를 그림 2-4에 보였다.

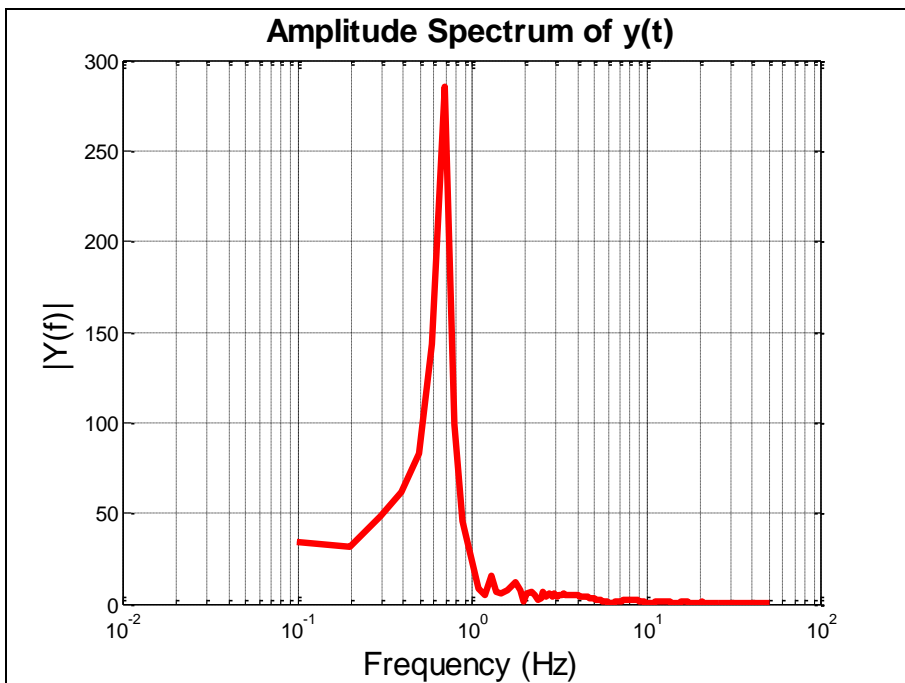


그림 2-4. 고속예인전차의 가속도 FFT 분석 결과

그래프의 x축은 로그 단위의 주파수 영역이고, y축은 주파수에 해당하는 진폭이다. 주파수 $f = 0.6836\text{Hz}$ 근처에서 가장 큰 진폭을 가지게 된다. 주기로 바꾸면 약 1.45초 정도이고, 이는 정속에서 나타나는 주기의 진동과 거의 동일하다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad k = \frac{EA}{l} \quad (2)$$

고속예인전차에 설치된 와이어로프의 주파수를 위 식을 이용하면 구할 수 있는데 길이에 따라서 0.6 ~ 1.0Hz의 대역이 나오는 것을 확인하였다.

현재의 고속예인전차 시스템에서 진동이 발생하는 상황에서 와이어로프의 탄성계수 및 감쇠상수가 상당히 크지 않다. 만약 탄성계수 및 감쇠상수가 상당히 큰 값을 가진다면 와이어로프는 강체와 같은 운동을 할 것이고, 모터 토크가 주는 동력을 그대로 고속예인전차에 전달할 것이다. 하지만 현 상황에서는 와이어로프가 모터에서 주는 힘에 의해서 길이가 변화하게 되고, 와이어로프에 걸리는 장력에 의해서 고속예인전차의 운동속도에 영향을 미치게 된다.

실험결과를 통해 와이어로프가 고속예인전차의 속도의 진동에 영향을 미친다고 추정할 수 있으며, 결국 와이어로프의 영향을 최소화하는 방안이 필요하다.

3. 운동 방정식 모델링

3.1. 고속예인전차의 구조

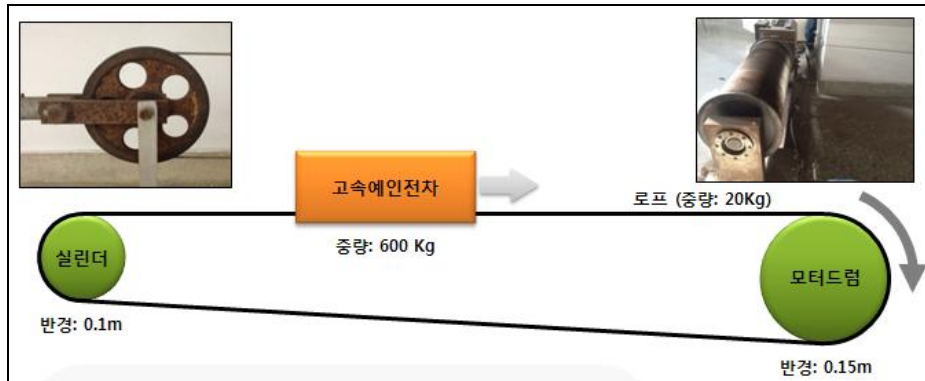


그림 3-1. 서울대학교 고속예인전차의 구조

서울대학교 고속예인전차를 간략히 구조화한 것을 그림 3-1에 나타냈다. 와이어로프는 모터드럼과 실린더 사이에 감겨져 벨트의 역할을 하고, 모터와 모터 드럼 사이는 축으로 연결이 되어 있어 동력을 전달하게 된다. 동력을 받은 고속예인전차는 벨트에 연결되어 움직이게 된다.

표 3-1. 고속예인전차 제원

실린더 반경	0.1m
모터드럼 반경	0.15m
고속예인전차 무게	약 600kg
와이어로프 무게	약 20kg
모터 출력	22 kW
최대 토크	280 N · m

3.2. 고속예인전차 모델링을 위한 가정

그림 3-1에 나타나 있는 고속예인전차의 등가 모델을 구하기 위해서 다음과 같은 가정을 하였다.

- ① 모터와 모터드럼 간의 축 손실은 없다.
- ② 와이어로프의 중량은 무시한다.
- ③ 와이어로프의 실린더, 모터드럼과의 미끄러짐은 없다.

①번은 축 손실률을 알 수 없기 때문에 모터에서 입력하는 출력을 그대로 운동에 주는 힘으로 반영된다고 가정하였다. 와이어로프는 고속예인전차에 비해 매우 가볍기 때문에 ②번의 가정을 하였다. 실제로 급가속 및 급감속시에 가해지는 힘이 축과 와이어로프 사이의 마찰력보다 커지기 때문에 미끄러짐이 발생하게 된다. 본 연구에서는 선형 운동방정식으로 모델링하기 위해서 미끄러짐이 없다고 가정하였다.

3.3. 고속예인전차 모델링

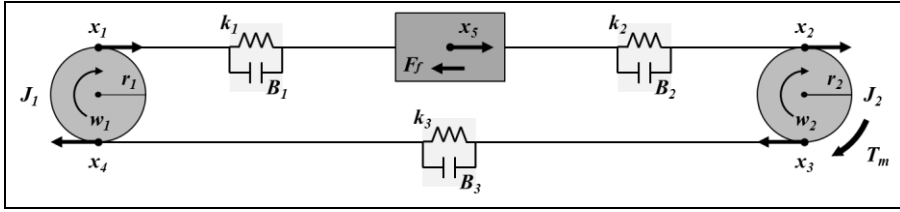


그림 3-2. 고속예인전차 모델링 구조

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_4 = r_1 w_1 \quad (3)$$

$$J_1 \dot{w}_1 = -B_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_5)r_1 - k_1(x_1 - x_5)r_1 - B_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_3)r_1 - k_3(x_4 - x_3)r_1 \quad (4)$$

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_3 = r_2 w_2 \quad (5)$$

$$J_2 \dot{w}_2 = T_m - B_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_5)r_2 - k_2(x_2 - x_5)r_2 - B_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_3)r_2 - k_3(x_4 - x_3)r_2 \quad (6)$$

$$\dot{\theta}_2 = w_2 \quad (7)$$

$$\dot{x}_5 = x_6 \quad (8)$$

$$M\dot{x}_6 = -k_1(x_5 - x_1) - B_1(\dot{x}_5 - \dot{x}_1) - k_2(x_5 - x_2) - B_2(\dot{x}_5 - \dot{x}_2) - F_f \quad (9)$$

식 (3)~(9)는 고속예인전차의 운동 상태변수 방정식을 모델링한 결과이다. 선형 상미분방정식의 기본적인 형태인 질량-용수철-감쇠 시스템을 바탕으로 모델링을 구현하였다. 해당 식에서 와이어로프는 실린더와 고속전차, 고속전차와 모터드럼, 모터와 실린더 사이에 힘을 주고받는 역할을 하게 된다. 회전운동에 해당하는 운동학적 관계식인 식 (3)과 식 (5)는 각 위치의 반경에 각속도를 곱하여 구한 식이다.

식 (4)와 식 (6)은 회전운동 방정식을 이용하여 구한 결과이다. 관성모멘트의 각가속도를 곱한 결과는 외부 돌림힘의 합으로 나타낼 수 있는데 와이어로프와 모터 토크에 의해 가해지는 힘의

성분들이 반영되어 있다. 식 (7)과 식 (8)은 상태변수를 활용하기 위한 설정한 식이고, 식 (9)는 고속예인전차를 기준으로 세운 운동방정식이다. 고속예인전차의 좌우에 있는 와이어로프가 힘을 가하게 되며 레일 사이의 마찰력이 작용하게 된다.

3.4. 모델링의 계수 값 선정

3.4.1. 실린더, 모터드럼 관성모멘트

실린더는 그림 3-1에서 보인 것처럼 원판형의 구조이다. 원판에 여러 개의 구멍이 뚫려있지만 균일 원판 구조로 가정하고 관성모멘트의 값을 구하였다.

$$J_1 = \frac{1}{2} m_1 r_1^2 = 0.005 \quad (10)$$

여기서 $m_1 \cong 1kg$, $r_1 = 0.1m$ 를 택하였다.

반면에 모터드럼은 고리형의 구조이므로 이에 해당하는 관성모멘트 식을 이용하여 값을 구하였다.

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 (r_i^2 + r_o^2) = 1.263 \quad (11)$$

여기서 $m_2 \cong 60kg$, $r_i = 0.14m$, $r_o = 0.15m$ 를 택하였다.

3.4.2. 와이어로프의 용수철 상수

와이어로프의 용수철 상수는 아래의 식을 이용하여 구하였다.

$$k = \frac{EA}{l} \quad (12)$$

여기서 $E \cong 100Gpa$, $A = 1.25 \times 10^{-5} m^2 (D = 4mm)$ 를 택하였다.

실린더부터 모터 드럼까지의 길이는 약 110m이고, 고속예인전차는 초기 시작위치가 실린더로부터 약 10m 떨어져있기 때문에 해당길이 내에서 용수철 상수값을 구하면 다음과 같은 범위값을 얻는다.

$$10 \leq l \leq 110 \quad \rightarrow \quad 11,500 \leq k \leq 11,500 \quad (13)$$

3.4.3. 와이어로프의 감쇠 상수

와이어로프의 감쇠 상수 B는 Klaus(2007) ^① 단행본에 나온 실험을 통해 얻어낸다.

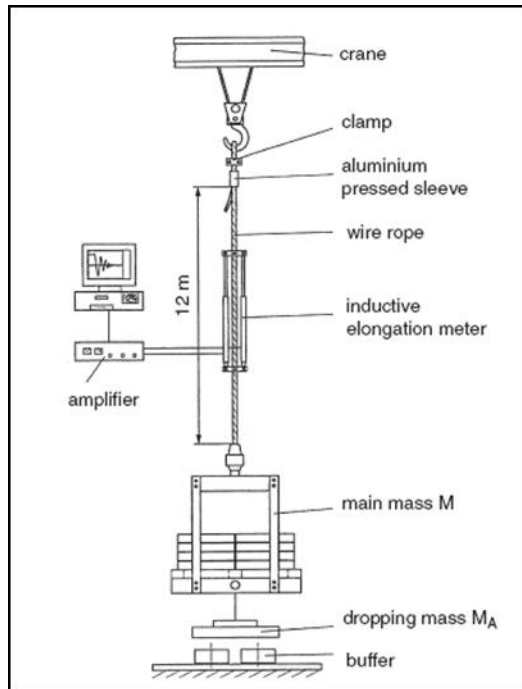


그림 3-3. 와이어로프 감쇠계수 측정 실험(Klaus Feyrer, 2007)

그림 3-3에서 보면 알 수 있듯이 12m의 와이어로프가 상부 연결 고리로 크레인에 연결이 되어있고, 아래에 질량 M과 M_A가 매달려 있다. 와이어로프는 하단에 매달린 질량에 의해서 일정길이가 늘어난 정적평형 상태이다. 정적평형 상태에서 질량 M과 M_A사이의 줄은 끊었을 때 와이어로프의 진동을 계측한 결과를 보여준다.

^① Klaus Feyrer, *Wire ropes tension, endurance, reliability*, Springer, 2007, pp. 96-99.

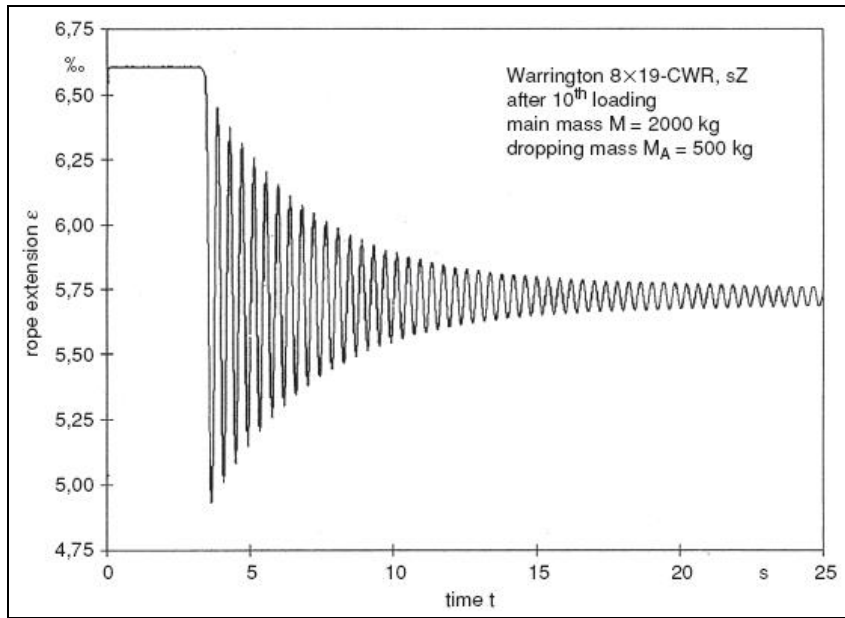


그림 3-4. 와이어로프 진동 측정 실험(Klaus Feyrer, 2007)

main mass M kg	middle stress σ_z N/mm ²	dropping mass M_A kg	measured frequency f_{mes} 1/s	calculated frequency f_{cal} 1/s	logarithm decrement Λ —	decay coefficient δ 1/s
400	87	134	5.03	4.45	0.125	0.629
2,000	435	134	2.48	2.44	0.046	0.115
2,000	435	500	2.41	2.44	0.089	0.215

표 3-2. 와이어로프 진동 측정 실험 결과(Klaus Feyrer, 2007)

일반적인 질량-스프링-감쇠 시스템의 운동방정식과 감쇠진동의 해는 다음과 같다.

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + kx = 0 \quad (14)$$

$$x(t) = e^{-\delta t} (A \cos w^* t + B \sin w^* t) \quad (15)$$

식(14)와 식(15)를 고유진동수(natural frequency) w_n 과 감쇠비(damping ratio) ζ 를 도입하여 무차원 변수형태로 표현하면 아래와 같다.

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{M}}, \zeta = \frac{B}{2\sqrt{kM}} \quad (16)$$

$$\ddot{x} + 2\zeta w_n \dot{x} + w_n^2 x = 0 \quad (17)$$

$$x(t) = e^{-\zeta w_n t} (A \cos w_n^* t + B \sin w_n^* t) \quad (18)$$

운동방적식의 해에서 알 수 있듯이 위 실험에서 구한 감쇠 계수(decay coefficient)는 고유진동수와 감쇠비를 곱한 결과와 같다. 앞에서 구한 스프링 상수 값을 바탕으로 고유진동수를 구할 수 있기 때문에 감쇠비를 구할 수 있고, 이를 통해 감쇠 상수를 얻어낸다.

표 3-2에 나온 감쇠 상수값을 이용하여 감쇠비를 구하면 1.5 ~ 14.5%의 값을 얻는다. 감쇠비가 크다는 것은 에너지 흡수가 크다는 것을 의미한다. 본 연구에서는 감쇠비를 5%로 가정하였다. 감쇠비를 5%로 하였을 때 스프링 상수값의 범위에 따라 감쇠 상수값을 구하면 다음과 같다.

$$260 \leq B \leq 860 \quad (19)$$

3.4.4. 고속예인전차와 레일 사이의 마찰력

고속예인전차와 레일 사이의 마찰력은 아래의 식으로 구하였다.

$$F_f = C_r N \quad (20)$$

일반적으로 알고 있는 정지·운동마찰력과 동일한 개념이다. 수직항력에 굴림마찰력계수를 곱하면 마찰력을 얻는다. 굴림마찰력계수는 아래의 경험식을 통해서 구한다.

$$C_r = 0.0048(18/D)^{0.5}(100/W)^{0.25} \quad (21)$$

여기서 $D = 15cm$, $W = 600kg$ 를 택하였다.

위 식에서 중량에 식을 대입할 때 바퀴는 4개이므로 150kg값을 대입하여 계산을 하면 굴림마찰력계수가 나오고, 수직항력을 구하면 마찰력을 얻는다.

$$\begin{aligned} C_r &= 0.006214 \\ F_f &= 36.58N \end{aligned} \quad (22)$$

3.4.5. 구동모터 토크

구동모터의 토크 T_m 은 설계속도와 실제속도의 차이를 비례로 한 성분과 설계위치와 실제위치의 차이를 비례로 한 성분을 합하여 입력을 한다.

$$\begin{aligned} T_m &= K_p e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau \\ e(\tau) &= V_d - V_c \end{aligned} \quad (23)$$

$e(t)$ 에 비례항에 붙는 K_p 와 적분항에 붙는 K_I 는 뒤에서 설명할 PI제어를 하는 데에 사용되는 PI계수가 된다.

3.5. 고속예인전차 상태변수 방정식

3.4절에서 구한 계수 값들을 정리하고, 필요한 상태변수들을 $z_1 \sim z_7$ 까지 표현하면 아래와 같은 행렬로 정리가 가능하다.

$$\begin{aligned} z_1 &= x_1 = x_4, z_2 = w_1, z_3 = x_2 = x_3, z_4 = w_2 \\ z_5 &= \theta_2, z_6 = x_5, z_7 = x_6 = v_5 \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{z}_4 \\ \dot{z}_5 \\ \dot{z}_6 \\ \dot{z}_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & r_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{(k_1+k_2)r_1}{J_1} & -\frac{(B_1+B_2)r_1^2}{J_1} & -\frac{k_2r_1}{J_1} & \frac{B_2r_1r_2}{J_1} & 0 & \frac{k_2r_1}{J_1} & \frac{B_2r_1}{J_1} \\ 0 & 0 & 0 & r_2 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_2r_2}{J_2} & \frac{B_2r_1r_2}{J_2} & -\frac{(k_1+k_2)r_2}{J_2} & -\frac{(B_1+B_2)r_2^2}{J_2} & 0 & \frac{k_2r_2}{J_2} & \frac{B_2r_2}{J_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1}{M} & \frac{B_2r_1}{M} & \frac{k_2}{M} & \frac{B_2r_2}{M} & 0 & -\frac{k_1+k_2}{M} & -\frac{B_1+B_2}{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \\ z_5 \\ z_6 \\ z_7 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{T_m}{J_2} \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{F_f}{0} \end{bmatrix} \quad (25)$$

정방행렬에서 해당계수 및 마찰력은 산정 또는 추정된 값을 사용하고, 외력 토크는 식(23)에 보인 방식으로 입력을 하게 된다. 운동 상태방정식의 초기값을 지정해주면 시간영역 계산이 가능하다.

4. 제어 방안 및 시뮬레이션

4.1. 기존의 제어 방식

서울대학교 고속예인전차의 기존 제어 방식은 속도제어를 바탕으로 하고 있다. 원하는 정속과 가속시간을 설정하면 상위제어기가 속도 선도를 구성하고, 속도에 맞는 모터 토크를 명령하게 된다. 상위제어기는 모터에 부착되어있는 엔코더를 통해 드럼 각속도를 인식하고, 명령하는 속도와 차이를 통해 피드백 제어를 수행한다.

4.2. 개선된 제어 방식

2장에서 언급한대로 와이어로프가 모터의 동력을 온전히 고속예인전차에 전달하지 못하기 때문에 와이어로프의 장력에 의한 영향을 최소화하는 방안을 선택하였다. 기존의 제어 방안에서는 모터의 각속도를 가지고 제어기와 피드백 제어를 하고 있다. 하지만 현재 고속예인전차 시스템에서 중요한 속도는 전차의 속도이다. 따라서 제어기를 통하여 제어를 하는 대상이 모터의 각속도 대신에 고속예인전차의 속도로 변경하는 것을 제안하였다. 개선 방안은 와이어로프의 장력에 의한 진동 영향까지 고려한 속도를 제어기에서 피드백을 통해 제어 할 수 있기 때문에 효과가 있을 것으로 기대하였다.

본 장에서는 기존 방안에 대하여 실제 실험결과와 비슷하게 시뮬레이션을 하고, 개선 방안을 통해 속도 진동 현상이 줄어드는 시뮬레이션 결과를 보여준다.

4.3. 시뮬레이션의 전체적인 과정

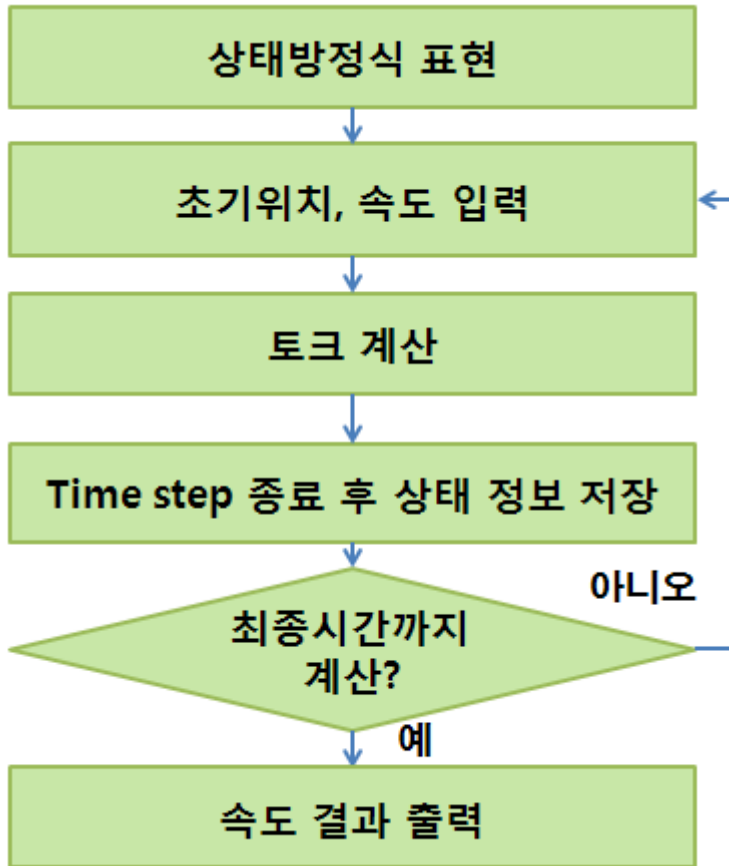


그림 4-1. 시뮬레이션의 전체적인 과정

$$T_m = K_p e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau, \quad e(t) = V_d - V_c \quad (26)$$

그림 4-1은 시뮬레이션을 수행하는 전체적인 과정을 나타내고 있다. 첫째로, 3장에서 구한 고속예인전차 운동상태방정식을 프로그램 상에 구현을 한다. 초기 시작에는 위치 및 속도가 모두 0이므로 초기조건을 입력하고, 초기조건을 통해 모터 토크 T_m 값을

넣어준다.

운동상태방정식의 초기값 및 모터 토크의 입력이 완료되면 지정해준 첫번째 시간 단계(time step)동안 계산하게 되고, 계산의 결과가 다음 시간 단계의 초기조건으로 들어간다. 마찬가지로 다음 시간 단계의 모터 토크 T_m 값도 이전 시간 단계에서 나온 결과를 통해 계산하여 입력을 한다. 위 과정을 순차적으로 반복하여 시뮬레이션 시간이 종료 될 때까지 수행을 하고, 종료가 되면 매 시간 단계마다 구한 결과를 출력한다.

4.4. 시뮬레이션 조건 및 고려사항

시뮬레이션 프로그램은 ‘Matlab’ 을 사용하였고, 4차와 5차 Runge-Kutta 방법을 결합한 ‘Matlab’ 내부의 함수를 사용하여 운동상태방정식을 계산하였다.

처음에는 실제 실험 결과와 근사하게 시뮬레이션을 하기 위해서 실험 데이터가 있는 $V_s=5\text{m/s}$ 를 대상으로 하였고, 이후에는 여러 속력에 대해서도 동일한 방법으로 수행하였다. 또한 고속예인전차 시스템에서 중요한 부분이 가속구간 후의 정속구간이므로 감속구간은 시뮬레이션에서 제외하였다.

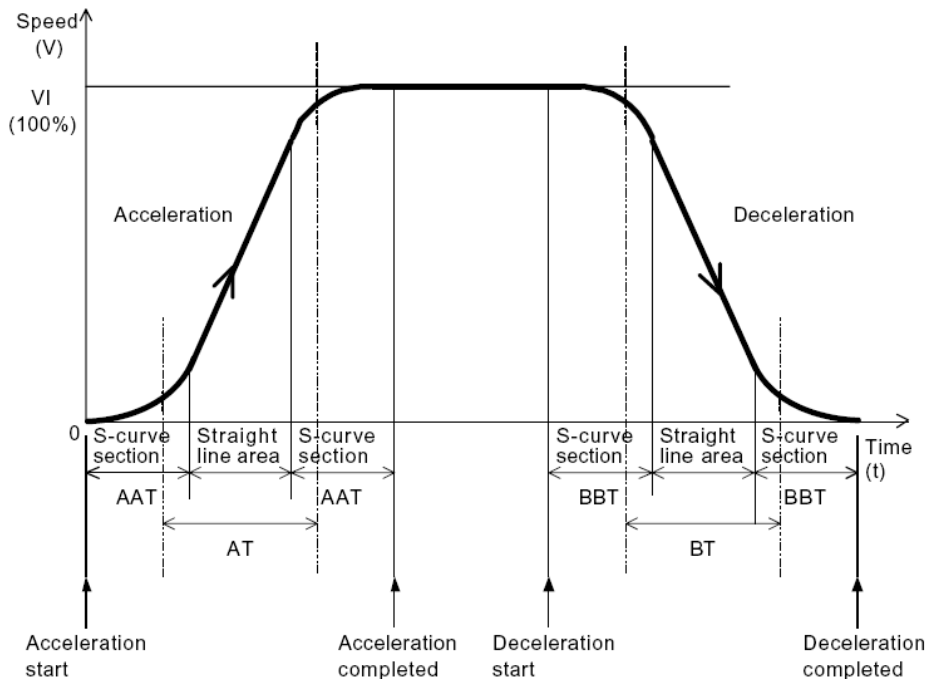


그림 4-2. 고속예인전차 속도 지령 그래프

그림 4-2의 그래프는 고속예인전차의 속도 설정 그래프이다.

실험시 입력할 수 있는 값은 AAT, AT, BT, BBT, VI인데, 본 시뮬레이션에서는 감속구간은 제외하므로, BT와 BBT는 무시한다. 시뮬레이션 상에서 VI는 원하는 정속 속도이므로 $V_s = 5\text{m/s}$ 로 설정하였다.

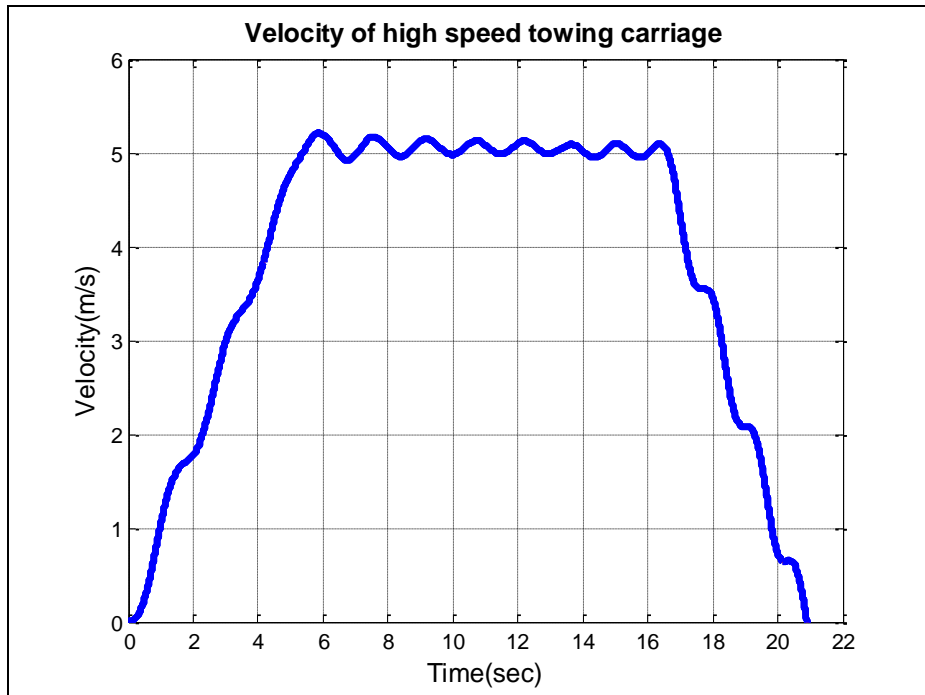


그림 4-3. 고속예인전차 정속 $V_s = 5\text{m/s}$ 실험결과

고속예인전차의 정속을 $V_s=5\text{m/s}$ 로 놓고 속도 측정 실험을 하였을 때, 정속에 도달하기까지 약 5초의 시간이 걸렸다. 위 실험의 가가속구간과 가감속구간은 각각 0.8초, 등가속구간은 1.8초 였지만 설정한대로 속도 그래프가 나오지 않았다. 하지만 여러 경우의 실험을 한 결과 AAT의 설정보다는 AT의 설정에 의해 가속구간의 시간이 변화함을 알 수 있었고, 모터의 시상수 또한 0.1ms (millisecond)였기 때문에 지연현상은 아닌 것으로 판단된다.

입력하는 AT와 AAT에 따른 정확한 가속시간의 상관관계를

연기가 어려웠기 때문에, 시뮬레이션에서는 실험결과와 근사하게 맞추는데 초점을 두었다. 따라서 가가속구간을 1초, 등가속구간을 3초, 가감속구간을 1초로 설정하고, 가속 구간 설정에 맞는 속도 선도를 구하여 입력 속도 V_d 에 적용하였다.

4.5. 제어 방법 및 블록 선도

일반적인 제어설계에서 흔히 쓰이는 PID제어기를 본 연구에서 사용하였다. PID 제어기에서 P는 출력신호가 입력에 비례하는 항이고, I는 적분에 비례, D는 미분에 비례하는 항이다. 본 시뮬레이션에서는 P와 I를 사용하는 PI제어기를 선택하여 제어를 수행하였다. P를 조정하면 제어되는 속도를 조정할 수 있으나 정상상태 오차를 줄일 수 없는 한계가 생기기 때문에 I를 통하여 정상상태 오차를 줄이는 역할을 하였다. D는 오버슈트 및 시스템 출력의 진동을 줄이는 역할을 하지만 현재 고속예인전차 시스템에서는 정속 구간에 도달시 일정량의 진동이 존재하므로 시뮬레이션 제어기 설계에서 제외하였다.

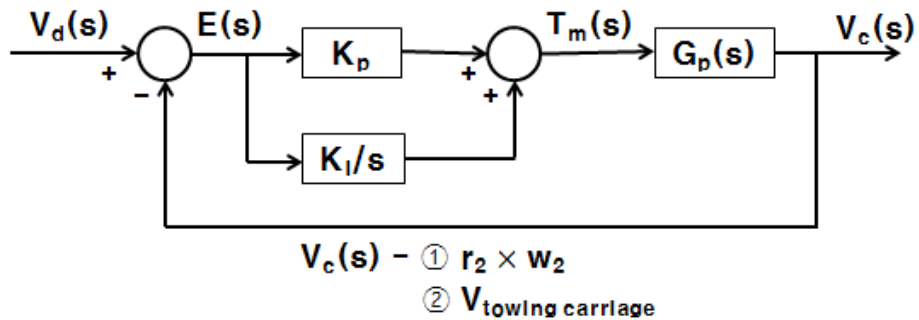


그림 4-4. PI 제어시스템 구조

①번이 현재 시스템이고, ②번이 개선 방안의 시스템이다. ①번 방법을 이용하여 실험 결과와 비슷한 속도 그래프를 얻어내기 위한 PI 계수를 설정한다.

4.6. PI 계수 설정

실제 실험 결과와 유사한 결과를 보여주기 위한 PI계수를 선정하여야 하는데, PI의 계수들이 시뮬레이션의 결과에 독립적으로 작용하는 것이 아니라 서로 영향을 주어 작용하기 때문에 PI계수를 여러가지 경우에 대하여 반복적으로 수행하였다. 즉, P계수를 설정하여 상승시간을 만족시키고, I계수를 설정하여 최대오버슈트의 양을 만족시키게 바꾸어준다면, 상승시간은 더 이상 만족하지 않을 수 있다.

동시에 PI 계수를 바꾸는 과정은 P계수와 I계수의 상관관계를 사전에 알 수 없기 때문에, 초기에는 I계수를 0으로 두고, P계수를 조절하여 적절한 응답 속도가 나오는 계수를 얻어낸다.

PI 계수를 설정함에 있어서 고속예인전차 속도 실험결과를 고려하였다. 정속구간의 도달 시간 5초, 5m/s 결과의 최대오버슈트 값 0.2, 정속구간 속도 진동의 주기 약 1.5초를 고려하여 유사한 시뮬레이션 결과를 얻어낸다.

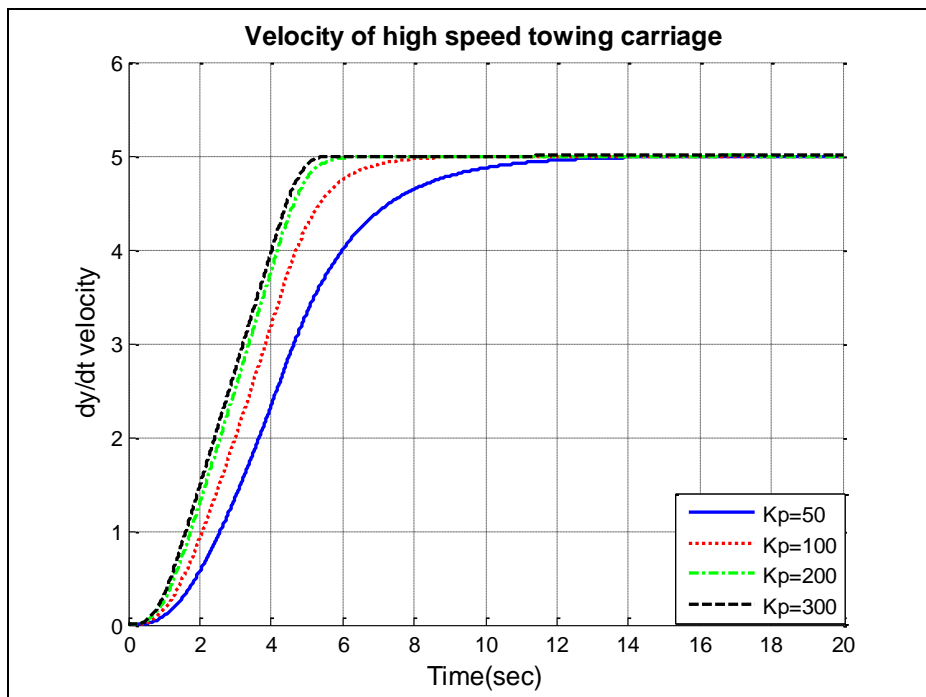
4.6.1. P 계수 설정

K_p 의 계수를 1부터 300까지 조절하면서 응답 속도를 확인하여 적절한 계수 값을 선정하였다. 초기 조건에서 가속 시간 입력을 5초로 해주었기 때문에 상승시간(rise time)이 10초를 벗어나는 경우는 계수 설정에서 제외하였다. 한정된 예인수조 길이에서 가속구간의 시간이 길어지게 되면 정속구간에서의 실험 시간이

줄어들기 때문에 실험 조건의 관점에서 보았을 때 고려해야할 사항이다.

표 4-1. K_p 계수에 따른 상승시간, t_r

K_p 계수	상승시간, t_r
1	$\gg 10$
10	21.80
50	5.47
100	3.85
200	3.36
300	3.28



그래프 4-1. K_p 계수 변화에 따른 시간-속도 그래프

K_p 의 계수가 10보다 작거나 같은 경우는 상승시간이 너무 길기 때문에 적합하지 않다. K_p 의 계수가 50부터 상승시간이 5초대로 줄어들기 시작하고, 100이상부터는 상승시간의 변화폭이 급격히 줄어들게 된다. K_I 의 계수를 조정하게 되면 $e(t)$ 에 대한 보상효과가 늘어나기 때문에 출력이 더 빠르게 나타나게 된다. 추후에 K_p 의 계수를 200이상으로 하고 K_I 의 계수를 조정하였을 때 최대오버슈트 및 속도의 진동 주기를 실험 결과와 유사하게 맞추기가 어렵다. 따라서, K_p 의 계수를 100으로 선정하고 다음절에서 다른 K_I 의 계수를 바꾸어가면서 시뮬레이션을 수행하였다.

4.6.2. I 계수 설정

앞서 구한 K_p 계수를 고정한 채, K_I 계수를 조절하여 시뮬레이션을 수행하였다.

표 4-2. K_p , K_I 계수 변화에 따른 시간영역 특성

K_I/K_P	K_I	K_P	최대오버슈트	t_r	t_s	주기 T
0.1	10	100	0.328	3.44	$\gg 10$	-
0.5	50	100	0.766	2.91	10.25	-
1	100	100	0.780	2.69	10.75	7.11
2	200	100	0.528	2.60	10.45	4.63
5	500	100	0.411	2.99	10.04	2.98
10	1,000	100	0.249	2.94	9.48	2.23
20	2,000	100	0.200	3.12	10.13	1.65
50	5,000	100	0.040	3.12	4.51	1.32

두 계수간의 비율(K_I/K_P)이 5보다 작은 범위에서는 최대오버슈트가 0.4 이상으로 클뿐 아니라 진동의 주기가 실험 결과보다 매우 길기 때문에 적합한 계수 선정이라 보기 어렵다. K_I/K_P 의 비율이 5보다 더 커질수록 최대오버슈트는 감소하고, 속도 진동의 주기는 줄어들게 된다. K_I/K_P 의 비율이 20일 때 실험결과의 최대오버슈트를 만족시키나 주기는 1.65초로 실험에서의 주기 1.5초보다 약간 길게 된다. 하지만 K_I 의 값을 증가시켜 진동 주기 1.5초를 맞추었을 때는 최대오버슈트가 0.15정도로 감소하게 된다. 동시에 최대오버슈트와 진동 주기를 맞추어주기 어렵기 때문에 본 시뮬레이션에서는 최대오버슈트에 중점을 두어 K_I 를 선정하였다.

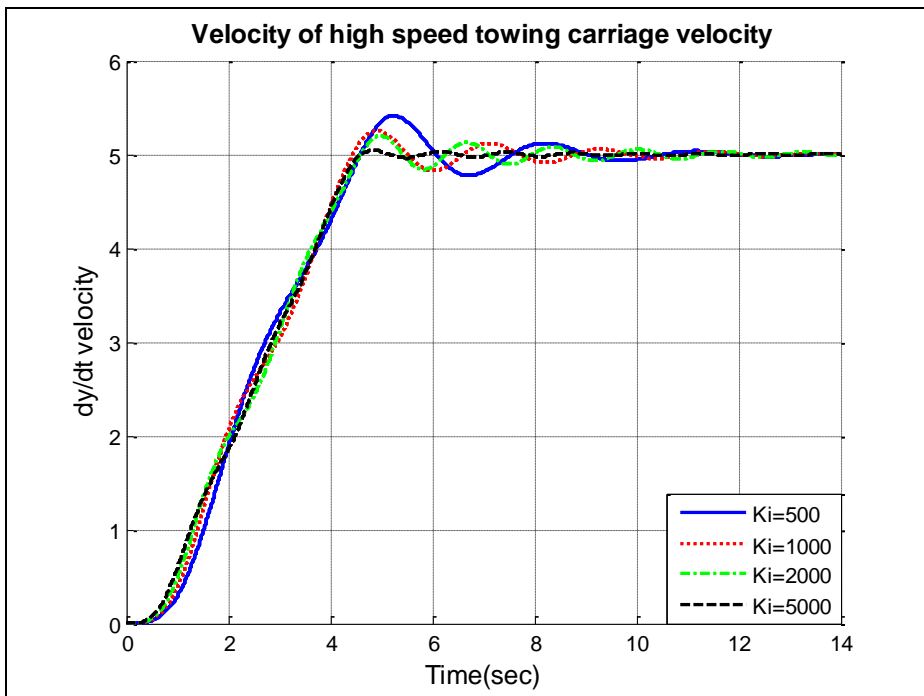


그림 4-5. K_I 계수 변화에 따른 시간-속도 그래프

4.7. 시뮬레이션 결과

위에서 선정된 PI 계수를 통하여 $V_s = 5\text{m/s}$, 7m/s , 9m/s 의 3가지의 경우에 대하여 기존방식과 개선방식을 시뮬레이션하고, 결과를 비교해보았다. 일반적인 정정시간(settling time)의 기준이 되는 오차 백분율 값은 5%인데, 기존방식의 최대오버슈트의 경우가 4%이므로 1%를 기준으로 하여 정정시간을 구하였다.

표 4-3. $V_s = 5\text{m/s}$ 시뮬레이션 비교 결과

	기존방안	개선방안
최대오버슈트(m/s)	0.2	0.07
정정시간(t_s)	10.2	5.6
진동 주기(T)	1.65	1.3

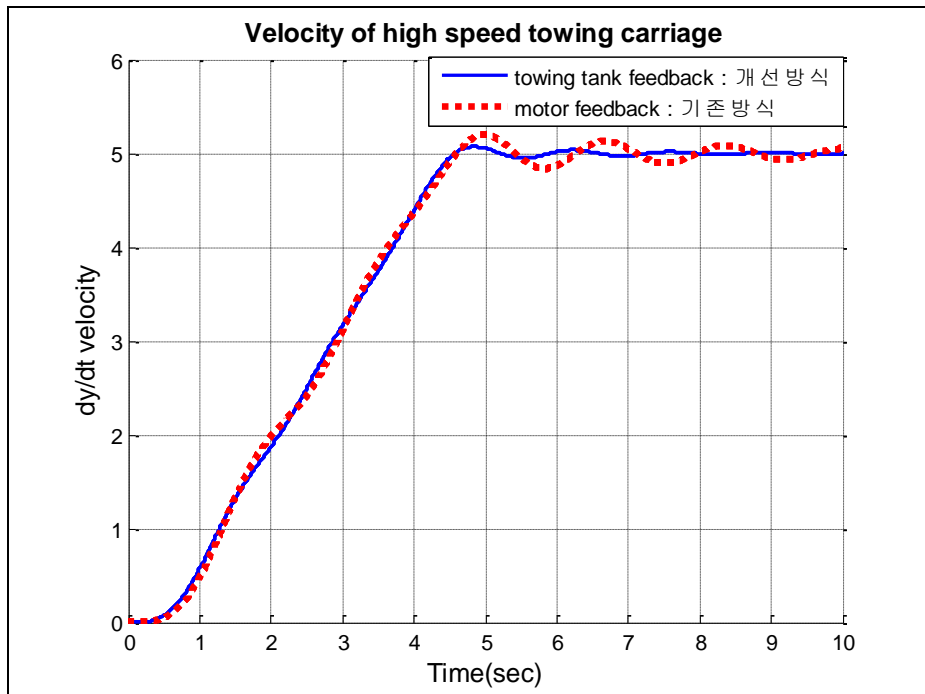


그림 4-6. $V_s = 5\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과

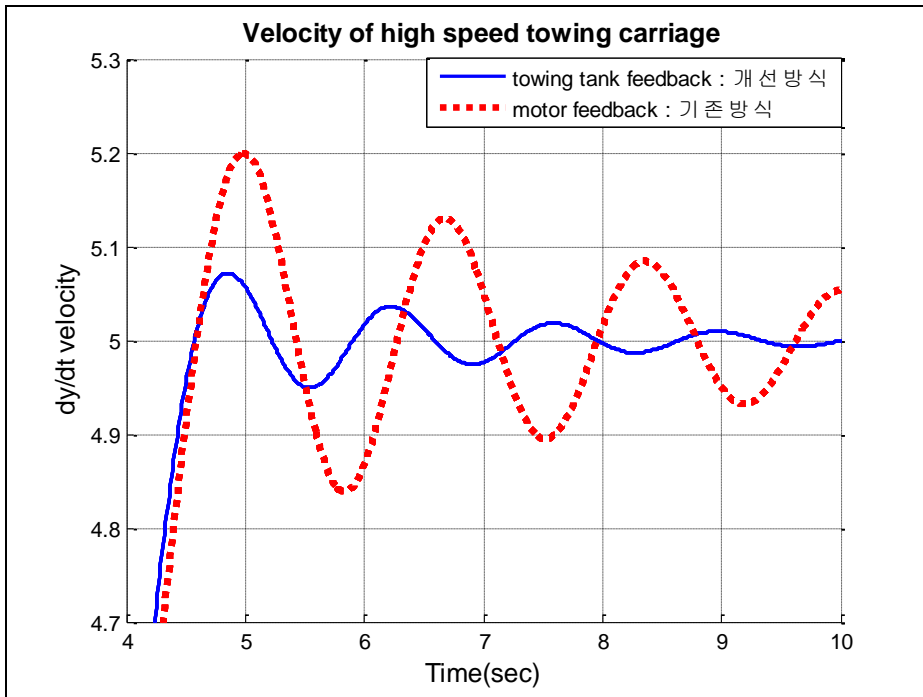


그림 4-7. $V_s = 5\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과(확대)

표 4-4. $V_s = 7\text{m/s}$ 시뮬레이션 비교 결과

	기존방안	개선방안
최대오버슈트(m/s)	0.28	0.1
정정시간(t_s)	10.1	5.6
진동 주기(s)	1.65	1.35

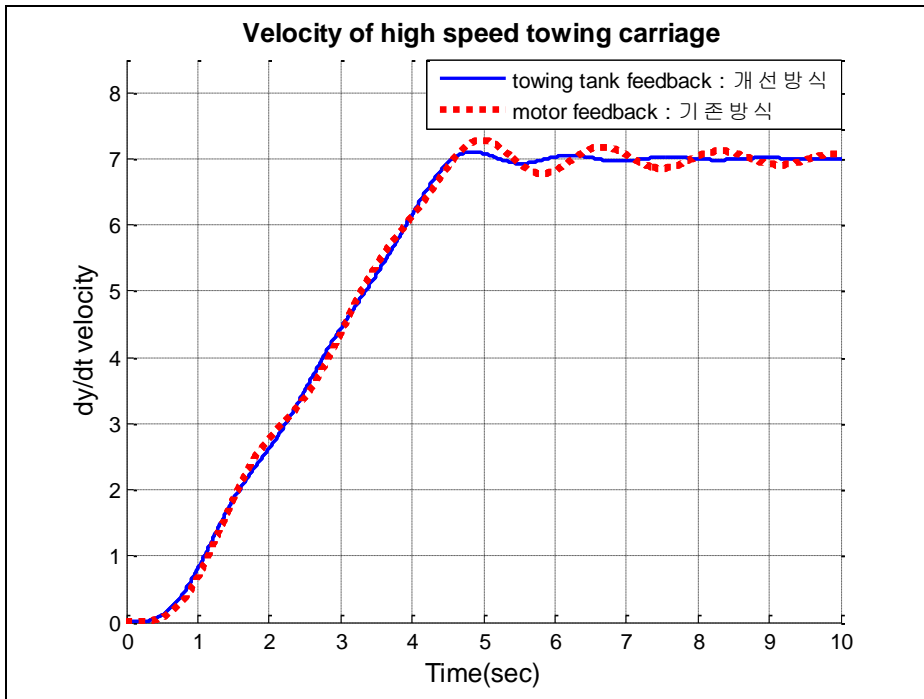


그림 4-8. $V_s = 7\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과

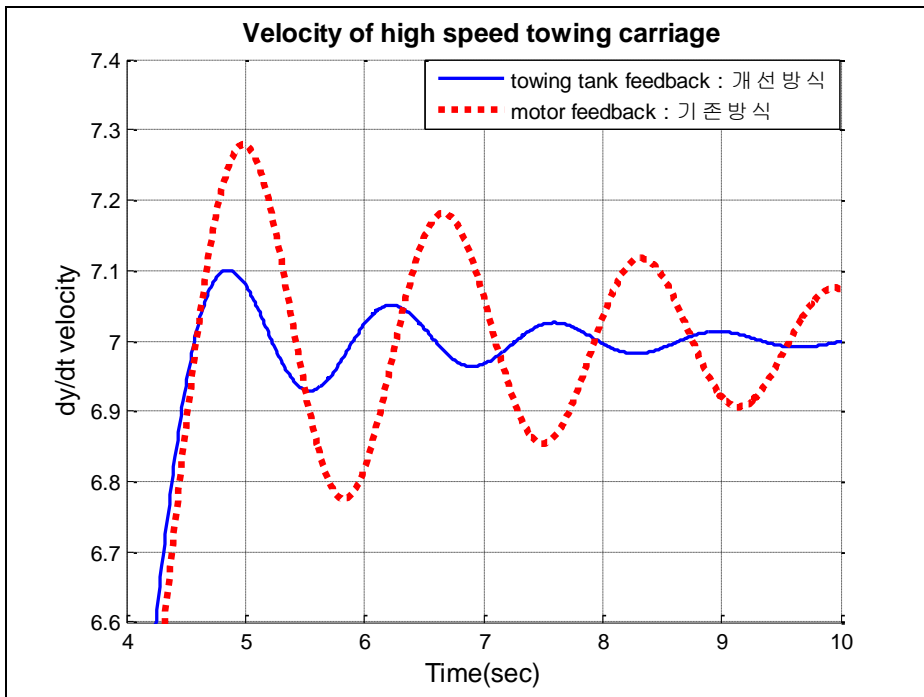


그림 4-9. $V_s = 7\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과(확대)

표 4-5. $V_s = 9\text{m/s}$ 시뮬레이션 비교 결과

	기존방안	개선방안
최대오버슈트(m/s)	0.36	0.13
정정시간(t_s)	10.0	5.6
진동 주기(s)	1.65	1.35

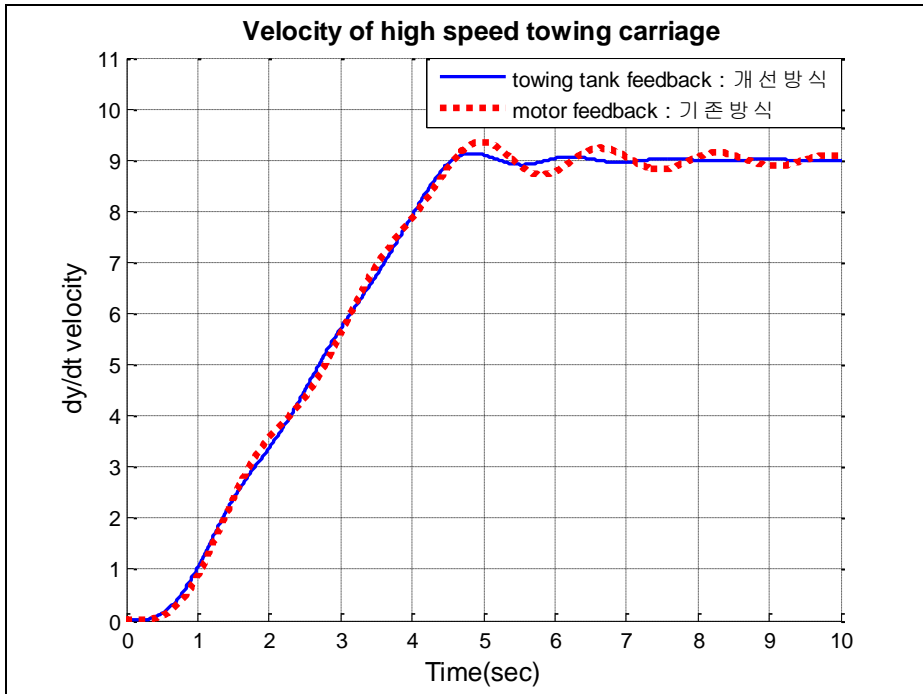


그림 4-10. $V_s = 9\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과

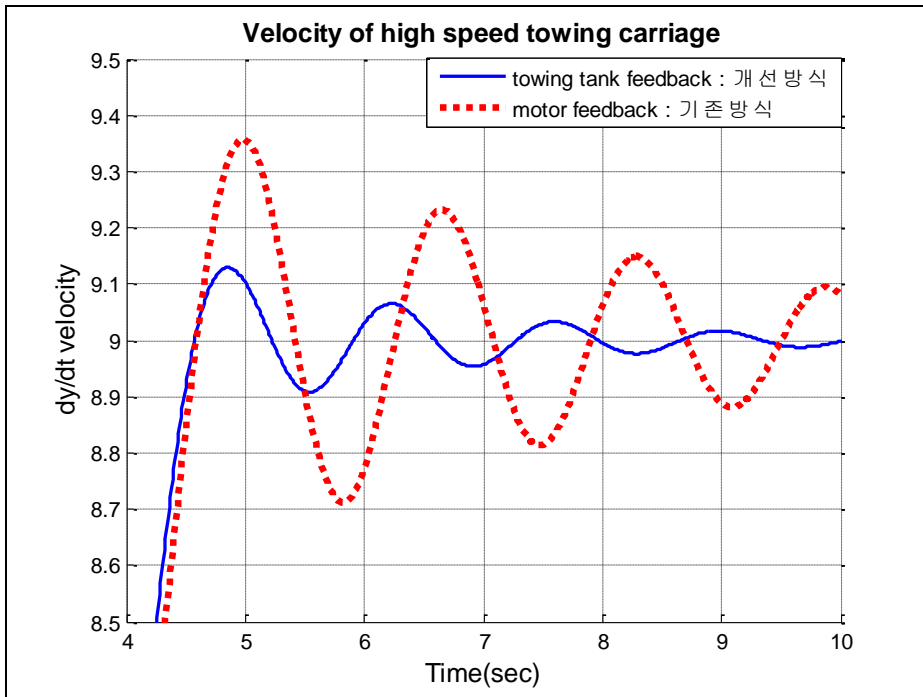


그림 4-11. $V_s = 9\text{m/s}$ 시뮬레이션 결과(확대)

시뮬레이션을 수행한 각각의 결과에 대해서 개선방식이 기존방식보다 속도의 진동 현상이 완화됨을 확인하였다. 3가지 경우 모두 최대오버슈트가 약 65%이상 감소하였으며, 정정시간에도 더욱 빠르게 도달함을 확인하였다. 피드백 대상을 모터 각속도 대신에 예인전차 속도로 바꾸는 것이 개선효과를 보일 수 있음을 확인하였다.

5. 결 론

고속예인전차에서 나타나는 속도의 주기적 진동 현상에 대해 일반예인전차와 고속예인전차의 저항 비교 실험 및 고속예인전차 속도 측정 실험을 통하여 그 원인이 와이어로프의 탄성 변형에 의한 영향이라는 것을 확인하였다.

단순화된 가정을 통하여 비선형의 성분은 제외하고, 선형 성분만을 고려하여 서울대학교 고속예인전차의 시스템 운동상태방정식을 표현하였다. 운동상태방정식을 세우는데 있어서 기존 참고문헌들을 이용하여 필요한 계수 및 특성값을 구하였다. 문제의 해결을 위해 서울대학교 고속예인전차의 기존 제어방식은 모터-각속도의 피드백을 통한 속도제어인데, 모터-전차속도 피드백을 통한 속도제어를 개선방안으로 제안하였다.

고속예인전차의 운동상태방정식을 바탕으로 시뮬레이션을 수행하였다. 고속예인전차의 속도 측정 실험을 기준으로 삼아서 기존방안을 이용하여 근사한 결과를 시뮬레이션으로 보여주었다. 동일한 조건에서 개선방안으로 시뮬레이션을 수행하였을 때 최대오버슈트가 약 60% 감소하였으며, 속도의 주기적 진동 현상이 완화되어 효과가 있음을 보여주었다. 다양한 속도에서 시뮬레이션을 하였을 때도 동일한 효과가 나타남을 확인하였다.

현재 운영되고 있는 서울대학교 고속예인전차의 시스템에 실제로 본 연구에 제시한 개선방안을 적용하고 속도 측정 실험을 수행한다면 예인전차 속도의 진동 현상을 상당히 완화시킬 것이다..

6. 참고 문헌

- [1] 신정일, 2005, “고속예인 시스템을 이용한 단을 가진 활주형선의 저항특성 고찰”, 석사학위논문, 서울대학교
- [2] 이영민, 1999, “가속도 피드백을 이용한 엘리베이터 진동억제 제어”, 석사학위논문, 서울대학교
- [3] Golnaraghi, F. and Kuo, C. B., 2010, “KUO 의 자동제어”, 양해원 외 5명 옮김, 퍼스트북, 제 9 판
- [4] Kang, J. K., 2000, *Vertical-Vibration Control of Elevator Using Estimated Car Acceleration Feedback Compensation*, IEEE, Vol. 47
- [5] Kim, D. N., 2008, *On Algorithms for Planning S-curve Motion Profiles*, International Journal of Advanced Robotic Systems, Vol. 5.
- [6] Klaus Feyrer, 2007, *Wire Ropes Tension, Endurance, Reliability*, Spinger, New York
- [7] Lingaiah, K., 1994, *Machine Design Data Handbook*, McGraw-Hill, Inc., New York

System modeling and control of wire-driven high-speed towing carriage for uniform speed

Abstract

Due to the recent growing demands of high-speed marine vehicles, high-speed towing carriages are needed for the model tests. Among the various types of high-speed towing carriage, the wire-driven towing system has been devised and widely used in viewpoint of that the carriage can be rapidly accelerated in spite of the limitation of the length of towing tanks. However, large elongation of wire rope during the acceleration of towing carriage causes oscillating phenomenon of towing speed.

In this study, to obtain possibly uniform speed of the wire-driven high-speed towing carriage, the new control system of wire-driven high-speed towing carriage is suggested. The oscillation of the carriage speed is checked from the experiment of wire-driven high-speed towing carriage currently used in SNU and the probable cause of the speed oscillation problem is analyzed from the measured data of the carriage speed.

The equations of motion for the high-speed towing carriage are represented as a system of linear ordinary differential equations. Based on the constituted motion of equation, the

existing drive control system and the proposed control system of high-speed towing carriage are simulated and compared. The existing control method of high-speed towing carriage consists of feedback of angular velocity of motor and controller. Instead the improved control system is composed with feedback of the speed of carriage and controller.

A series of simulation shows that the improved method produces the reduced oscillation of speed in the range of uniform speed compared with the existing method.

Keywords : high-speed towing carriage, speed oscillation, system modeling, feedback control and simulation

Student Number : 2013 – 21063