

〈論 文〉

저낙차용 수차의 동력전달 스프로킷 휠 이의 하중분포 해석

강용석* · 김현수** · 이현구*** · 김현진****

(1993년 1월 6일 접수)

Load Distribution Analysis of a Sprocket Wheel Tooth for a Low Head Hydro-Turbine Power Transmission System

Y. S. Kang, H. S. Kim, H. K. Lee and H. J. Kim

Key Words : Hydro-Turbine(수차), Sprocket Wheel(스프로킷 휠), Chain(체인), Load Distribution(하중분포), Steady State Operation(정상운전상태), Quasi-Static State(가정적 상태)

Abstract

Chain drive power transmission system was developed for a low head hydro-turbine which generates power by energy transformation on the turbine blades attached to chains. Also, experimental and theoretical analysis for the sprocket wheel tooth load distribution were performed. The tooth load was measured by the specially designed load sensor. It was found that the tooth load distribution for the steady state operation was in good accordance with the quasi-static state results showing the peak load at the final meshing tooth. The trend of the experimental results agreed with the theoretical results based on the spring model analysis and difference in the magnitude of the maximum tooth load was considered to be the effect of the variable spring constant due to the moving contact point between the roller and sprocket wheel tooth.

1. 서 론

두 차레의 석유과동을 겪으면서 불안정한 석유 수요 사정과 에너지에 대한 절대적으로 수요급증으로 세계적으로 새로운 대체에너지원의 개발에 관심이 집중되고 있다. 더구나 최근 환경문제, 즉 석유나 석탄과 같은 화석에너지의 소비로 인한 부산물로 인해 대기오염, 산성비 및 지구의 온실효과 등이 발생하여 인류의 생존을 위협하고 있음을 볼때 공해없는 깨끗한 대체에너지의 개발이 매우 절실한 실

정이다.

대체에너지의 일환인 소수력 발전의 경우 공해없는 에너지원이며 소규모 에너지원으로서 기대가 크나 크게 각광받지 못한 것은 종래의 소수력 발전의 경우 효율적인 가동을 위해 일정 수준 이상의 낙차 및 유량이 요구되어 이같은 필요조건들이 소수력 발전 후보지 선정에 많은 제한을 가할 뿐더러 상당한 시설 및 투자비를 수반하기 때문이다. (1982년 동력자원부 보고서에 의하면 국내에 경제성있는 소수력 발전 대상지는 불과 42개소이다.)

그러므로 소수력 발전의 한계성을 대폭 완화할 수 있고 우리나라 하천지역의 특성인 저낙차 지형에서도 고효율로 작동되는 새로운 개념의 저낙차용 수차를 개발하게 되었다. (1,2) 저낙차용 수차는 기존의 수차와는 달리 일련의 평행한 블레이드(blade)

*성균관대학교 대학원

**정희원, 성균관대학교 기계공학과

***정희원, 생산기술연구원

****정희원, 인천시립대학교 기계공학과

를 그 양단에서 체인을 통해 연결하고 체인은 서로 평행한 두 회전축에 장착된 스프로킷 휠(sprocket wheel)을 따라 움직인다. 블레이드에서 얻어지는 유체력은 상단 회전축을 구동시키는 토크로 변환된다. 이와 같은 형태의 수차는 최근 국내의 한 수력 회사에서 미국인 발명가 Schneider⁽³⁾와 함께 실용화 시도가 이루어진 적이 있으나 블레이드와 동력 전달부에 대한 설계미숙으로 현재는 그 개발이 중단된 상태이다.

본 연구의 대상인 저낙차용 수차의 모양이 Fig. 1에 도시되어 있다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 이 수차의 핵심은 체인과 스프로킷 휠로 이루어지는 동력전달부이며 수차의 효율향상과 동력전달부의 수명향상을 위하여는 수중에서 운전되는 체인과 스프로킷 휠 동력전달부에 대한 해석이 필요하다.

체인 동력전달에 관해서 Marshek⁽⁴⁾은 체인링크와 스프로킷 휠 이의 탄성적 성질을 고려하여 각각 스프링으로 모델하고 유한차분법(finite difference method)을 이용하여 체인과 스프로킷 휠 이의 하중분포해석을 시도하였다. Naji, Eldiwany^(5,6)는 체인과 스프로킷 휠의 탄성물성치(elastic property), 스프링상수, 윤활종류에 따른 스프로킷 휠 이의 하중분포를 가정적(quasi-static) 상태에서 실험적으

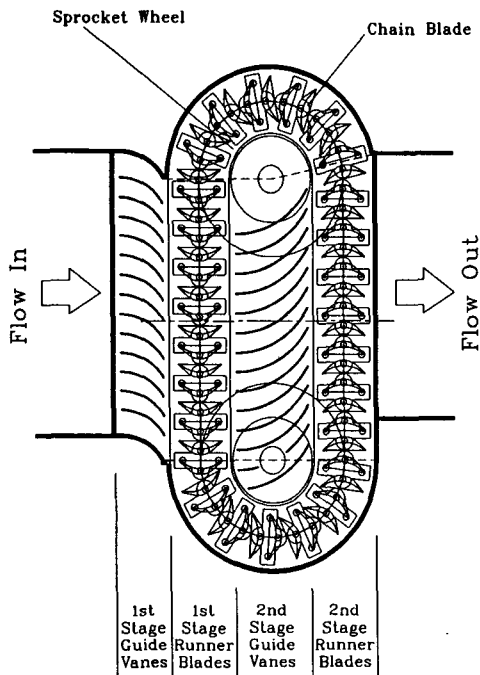


Fig. 1 Cross section of low head hydro-turbine

로 연구하였다. Kim, Johnson^(7,8)은 스프로킷 휠 이면(tooth land)상의 로울러 체인 접촉점 이동과 이 곡면형상을 고려하여 수치해석을 수행하고 반복 계산법(iteration method)에 의하여 압력각을 산출하였다.

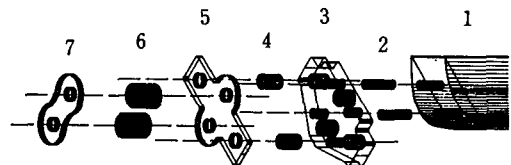
그러나 위의 연구들은 구동토크가 구동축에서 공급되는 경우에 대한 것으로 본 연구수차의 동력전달부와 같이 구동토크가 체인에 연결되어 있는 블레이드에서 공급되는 체인 스프로킷 휠 동력전달시스템에 관하여는 보고된 연구가 거의 없으며 또한 수중의 고속 운전상태에서 스프로킷 휠 이의 하중분포 측정에 대하여도 보고된 결과가 거의 없다.

따라서 본 연구에서는 개발하고자 하는 저낙차용 수차의 체인 및 스프로킷 휠 동력전달부에 대한 실험 및 이론적 해석을 수행하여 수차의 성능 및 효율향상을 위한 동력전달부 설계자료를 확보하고자 한다.

2. 실험적 연구

2.1 수차의 동력전달부 구조

새로운 개념에 의해 설계된 모형수차(2.3 kW급)의 동력전달은 블레이드 부착과 회전을 위하여 체인과 스프로킷 휠을 사용한 전동장치로 구성되어 있다. 체인의 선정은 최적 수차효율을 위해 유체역학적으로 설계된 블레이드⁽¹⁾간격의 구속조건에 의하여 #50 체인이 선정되었다. 본 수차는 아이들 블레이드의 수를 줄이고 블레이드와 체인의 원활한 운동을 위하여 스프로킷 휠 잇수를 25개로 정하였다. 체인과 스프로킷 휠은 내식성 및 강도를 고려하여 스테인레스 강(stainless steel, SUS304)을 사



1. Blade
2. Pin(connects blade and support plate)
3. Support plate
4. Pin(connects support plate and attachment link)
5. Attachment link
6. Roller and pin
7. Link plate

Fig. 2 Connection elements between blade and chain

용하였다. 체인은 각 피치마다 1개의 블레이드를 장착하여 회전해야 하고 스프로킷 휠과 맞물림시 간섭이 없어야 한다는 구속조건에 의해 체인의 안쪽 링크는 나비모양의 아테치먼트링크(attachment link)로 설계하고 아테치먼트링크와 블레이드의 결합은 서포트플레이트(support plate)를 설계·제작하여 핀(pin)으로 연결하였다. Fig. 2는 체인, 아테치먼트링크와 서포트플레이트의 결합방법을 도시한 것이다.⁽⁹⁾

2.2 스프로킷 휠 이의 하중측정센서

Fig. 3은 스프로킷 휠 이의 하중측정센서이다. 수중에서 작동되는 스프로킷 휠 이의 하중을 측정하기 위한 상용센서는 개발된 것이 없으므로 본 연구에서는 하중측정센서를 특별히 설계·제작하였다. 하중측정센서는 외팔보(cantilever)의 원리를 이용한 것으로 보의 처짐과 기둥의 좌굴(buckling)을 고려하여 설계하였다. 임의의 스프로킷 휠 이 1개를 기준으로 좌우로 와이어커팅(wire cutting)하여 이를 외팔보로 제작하고 외팔보의 양측면에 각각 2개씩의 스트레인게이지(strain gauge)를 부착하여 비틀림을 보상할 수 있도록 4-브리지(4-bridge)를 구성하였다. 또한 수중에서 측정이 가능하도록 특수접착제로 센서 표면을 코팅하였다. 설계된 하중측정센서는 별도의 센서검정(calibration)장치를 제작하여 검정하였으며 스프로킷 휠 이 하중측정센서의 검출신호는 상단축 끝단에 설치된 슬립링(slip ring)를 통해 측정된다.

2.3 정상운전상태 실험

Fig. 4는 저낙차용 수차의 실험장치 개략도이다. 실험장치는 상·하수조, 노즐(nozzle), 덕트(duct), 수차, 디퓨저(diffuser), 펌프·모터 및 각종 배관으로 구성되어 있다.

실험장치의 구동원리를 개략적으로 설명하면 다음과 같다. 상수조에 저장된 물의 위치에너지는 노즐, 덕트를 지나면서 입력에너지로 바뀌며 수차의 안내길을 지나면서 운동에너지로 전환되어 동력이 발생하게 된다. 디퓨저를 지난 물은 하수조에 저장되며 펌프·모터에 의해 상수조로 발생하게 된다. 상수조는 실험조건에 적합한 유요낙차를 유지하면서 정상상태를 만족하기 위해서 바이-패스(by-pass) 배관을 두어 필요이상의 물이 곧 바로 하수조로 빠지도록하여 상수조의 수위가 일정하게 유지되도록

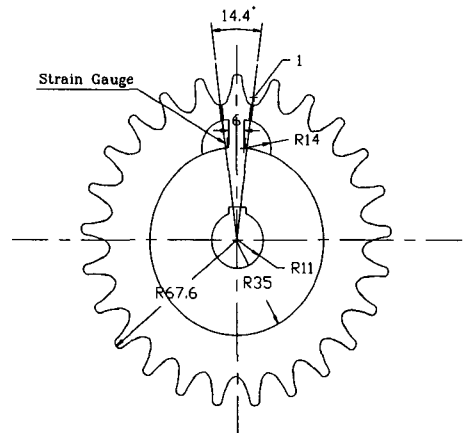


Fig. 3 Load sensor for sprocket wheel tooth

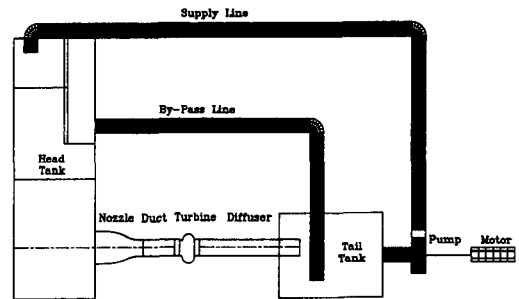


Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

하였다. 낙차조절은 상수조의 바이-패스되는 곳을 별도로 막아 수문을 통해 물이 범람하게 하여 조절하였다.

Fig. 5는 수차의 전달동력을 측정하기 위한 실험장치를 도시한 것이다. 수차의 부하토크는 전자기력을 이용한 수냉식 파우더클러치(powder clutch)를 이용하였다. 수차의 동력은 파우더클러치내의 구동 클러치판(dirver clutch plate)을 회전시키고 이때 제어기에 입력전압을 가하면 구동 및 종동 클러치판 사이의 자기분말(magnetic powder)은 자화되어 구동 클러치판의 동력을 종동 클러치판으로 전달하게 된다. 그러므로 전달토크의 크기는 제어기에 입력전압을 조정하여 조절할 수 있다. 따라서 수차에는 자화력에 의한 토크가 부하로서 작용하게 된다. 부하토크의 크기는 파우더클러치의 종동축에 부착된 토크측정보(torque sensor lever)에 의해 측정된다.

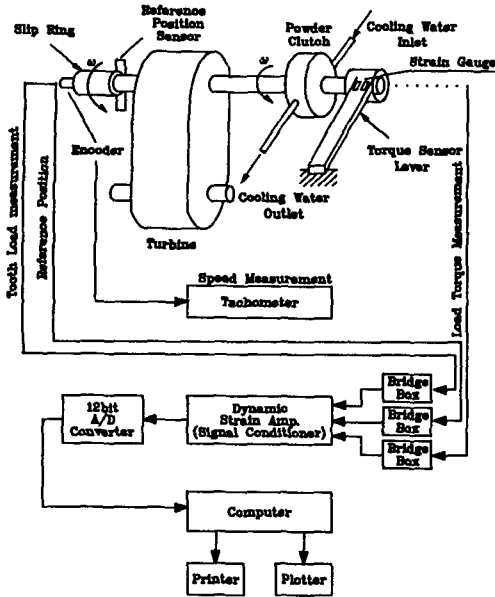


Fig. 5 Data acquisition system for hydro-turbine power transmission

수차의 회전속도 ω 는 수차 상단축에 엔코더(encoder)를 부착하여 디지털타코메타(digital tachometer)로 측정하였다. 따라서 수차의 전달동력은 측정된 토크와 회전속도에서 구할 수 있다.

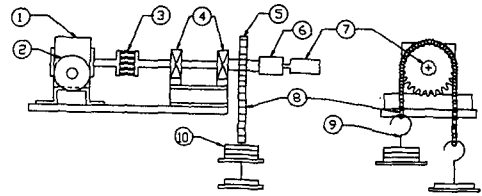
또한 상단축 상에 기준위치센서(reference position sensor)를 부착하여 스프로킷 휠 이의 위치를 측정하였다.

실험은 유효낙차 $H=1.2\text{ m}$ 와 $H=1.6\text{ m}$ 에 대해 다음과 같은 순서로 진행하였다.

- (1) 각 상·하수조에 물을 채운다.
- (2) 하수조의 수문을 열어 주면서 동시에 펌프를 운전한다.
- (3) 수차는 무부하로 운전된다.
- (4) 유동이 정상운전상태(steady state operation)가 될 때까지 기다린다.
- (5) 수차에 부하를 서서히 걸어준다.
- (6) 부하를 고정하고 유동이 정상운전상태가 될 때까지 기다린다.
- (7) 데이터를 측정한다.

2.4 가정적 상태의 실험

물속에서 고속으로 회전하는 수차 스프로킷 휠 이의 하중측정은 센서접착부의 파단등 계측상의 많은 문제점을 갖고 있다. 따라서 보다 안정적인 설



- | | |
|-----------------------|-----------------|
| ① Gear reducer(40:1) | ⑦ Potentiometer |
| ② Handle | ⑧ Test chain |
| ③ Coupling | ⑨ Hanger |
| ④ Bearing | ⑩ Dead weight |
| ⑤ Test sprocket wheel | |
| ⑥ Coupling | |

Fig. 6 Schematic diagram of quasi-static experimental apparatus for sprocket wheel tooth load distribution

계자료의 획득을 위하여 가정적 상태(quasi-static state)에서 이의 하중분포를 측정하고 그 결과를 정상운전상태의 실험결과와 비교·고찰하고자 한다. 가정적 상태의 시험은 센서 접착이 간편하고 회전속도를 임의로 조절할 수 있으며 물과의 접촉에서 일어나는 제반 문제점을 피할 수 있다는 장점이 있다.

Fig. 6은 가정적 상태의 스프로킷 휠 이의 하중 측정을 위한 실험장치이다. 스프로킷 휠은 40대 1의 워엄기어감속기(worm gear reducer)와 연결되어 있는 축에 달려있고 스프로킷 휠의 회전에 따른 위치를 측정하기 위해 반대편 축 끝단에 포텐시오미터(potentiometer)를 부착하였다. 포텐시오미터의 신호는 A/D변환기를 거쳐 컴퓨터에 저장된다. 부하토크는 스프로킷 휠에 체인을 감아 체인 양단에 추를 달아서 공급하였다. 부하토크는 수차의 정상운전상태 실험에서 얻은 부하토크를 이용하여 유효낙차 $H=1.2\text{ m}$ 와 $H=1.6\text{ m}$ 의 부하토크에 해당하는 추의 무게를 산출하였다. 또한 체인과 블레이드 자중을 고려하여 체인 양단에 이에 해당하는 무게를 추가하였다.

가정적 상태의 실험방법은 다음과 같다.

- (1) 스프로킷 휠에 체인을 걸고 체인 양 끝단에 자중에 해당하는 하중을 건다.
- (2) 정상운전상태 실험에서 얻은 부하토크에 해당하는 실험하중을 가한다.
- (3) 워엄기어감속기에 달린 핸들을 천천히 돌려 스프로킷 휠 이의 하중센서가 체인과 접촉하는 순간부터 이탈하는 순간까지 회전시킨다.
- (4) 데이터를 측정한다.

3. 이론적 연구

3.1 체인의 구간별 장력변화

체인에 부착된 각각의 블레이드는 유체역학적 해석에서 블레이드 윗면에 수직방향의 힘을 받으며 각각의 블레이드에 작용하는 힘의 합은 체인전동 시스템의 전동부하로서 작용한다. 전동부하는 체인의 인장축 장력과 이완축 장력의 차이에 의해 전달되며 이 장력차는 스프로킷 휠의 각 이에 분포하중으로 작용한다.

부하에 의한 수차 체인링크의 하중변화는 역학적 평형조건에서 Fig. 7과 같이 도시할 수 있다. 해석을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

(1) 2~3지점과 5~6지점 사이의 유체력은 균등하게 작용한다.

(2) 체인 및 블레이드의 무게는 2~3과 5~6 사이에 동일하게 작용함으로 동력전달에는 기여하지 않고 따라서 무게에 의한 장력은 고려하지 않는다.

(3) 3~5구간에서 수차 자체의 동력손실(power loss) 및 베어링, 리테이너 등의 마찰은 무시한다.

위 가정에 의하여 체인링크의 하중은 2지점에서 가장 큰 하중이 걸리고 블레이드에 작용하는 유체력의 변화에 따라 3지점까지 점차 감소한다. 아래쪽 휠은 아이들 휠(idle wheel) 역할을 하므로 3~5 구간은 하중변화가 없다. 5~6구간의 체인링크 하중은 다시 유체력의 작용에 의하여 2~3구간과 같

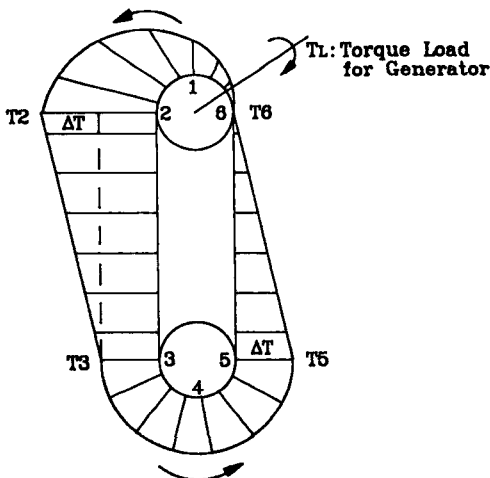


Fig. 7 Tension distribution between driver and driven sides

은 기울기로 감소한다. 가정 3에 의하여 6지점의 하중은 0이 된다. 따라서 체인의 하중은 1~2~3~4~5~6구간을 지나는 동안 일정한 주기로 반복하중(alternating tension)을 받게 된다.

개발대상인 수차의 동력은 $P=2.3 \text{ kW}$ 이므로 최대하중의 크기는 부하를 전달하는 위쪽 휠의 평형 조건에서 다음과 같이 계산된다.

$$P = F \cdot V = (T_2 - T_6) \cdot D/2 \cdot \omega = T_2 \cdot V \quad (1)$$

여기서, $T_2=2$ 지점의 체인장력, $T_6=6$ 지점의 체인장력이고, 수차자체의 동력손실 및 베어링, 리테이너 등의 마찰을 무시하면 $T_6 \approx 0$ 이 된다. 따라서 부하시 체인의 최대하중 T_2 는 다음 식으로 구해진다.

$$T_2 (= T_{\max}) = \frac{P}{V} = \frac{2.3(\text{kW})}{2.267(\text{m/s})} = 1023(\text{N}) \quad (2)$$

여기서, V 는 설계속도이다.⁽¹⁾ 하나의 체인에 대한 최대하중 T_2 는 양쪽으로 체인이 있으므로 $T_2 = 511.5 \text{ N}$ 이다. 또한 T_3 , T_6 는 같은 기울기로 감소함으로 T_2 의 1/2값을 가지고 $T_3 = T_6 = 255.8 \text{ N}$ 가 된다.

3.2 스프링모델 해석

체인과 스프로킷 휠의 동력전달장치에서 체인은 몇 개의 스프로킷 이와 접촉하게 되고, 각각의 스프로킷 휠 이는 전체 전달하중의 일부를 나누어 전달한다. 즉, 이는 분포하중을 받으며 이 분포하중은 이의 위치에 따라 변화한다. 그리고 이 하중분포는 스프로킷 휠 사이즈, 접촉하는 스프로킷 잇수, 마찰특성 및 스프로킷 휠 이의 체인의 탄성특

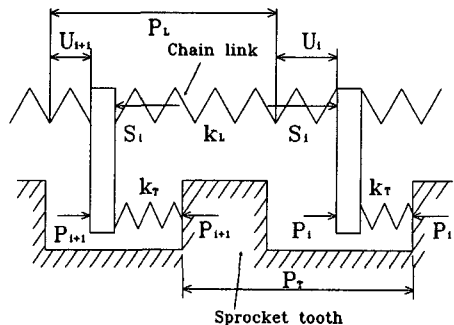


Fig. 8 Spring model of chain link and sprocket wheel tooth

성에 의존한다.

스프로켓 휠 이의 하중분포해석은 체인링크와 스프로켓 휠 이를 각각 스프링으로 모델하고^(4,10) 유한차분법 (finite difference method)을 이용하여 수치해석을 수행하였다. Fig. 8은 체인링크와 스프로켓 휠 이의 스프링모델이며 Fig. 9는 i 번째 접촉점에서 체인링크와 스프로켓 휠 이의 자유물체도를 도시한 그림이다. 로울러 부분의 힘의 평형조건과

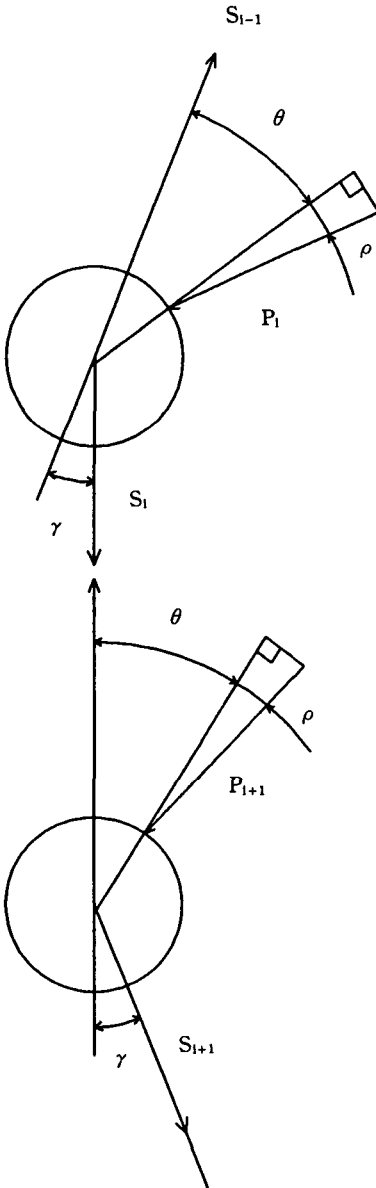


Fig. 9 Forces on chain roller and link

체인링크의 변형량관계식을 이용하여 다음의 차분 방정식을 유도한다.

○ 체인링크의 힘의 평형

$$P_i \cos \theta = S_{i-1} - S_i \cos \gamma$$

$$P_{i+1} \cos \theta = S_i - S_{i+1} \cos \gamma \quad (3)$$

여기서, $P_i = i$ 번째 스프로켓 이에서 로울러에 가해지는 힘, $S_i = i$ 번째 체인링크에서 로울러에 가해지는 힘, $\theta =$ 압력각 (pressure angle), 그리고 $\gamma =$ 피치각 (articulation angle)이다.

○ 스프로켓 이의 변형

$$U_i = P_i / k_i \cos (\theta + \gamma)$$

$$U_{i+1} = P_{i+1} / k_i \cos \theta \quad (4)$$

여기서, $U_i = i$ 번째 스프로켓 이의 변형량이고, $k_i =$ 스프로켓 이의 스프링상수이다.

○ 체인링크의 변형 ($U_i > U_{i+1}$)

$$U_i - U_{i+1} = S_i / k_l \quad (5)$$

여기서, $k_l =$ 체인링크의 스프링상수이다.

식 (4), (5)에서 다음 식을 얻는다.

$$1/k_o \{ P_i \cos (\theta + \gamma) - P_{i+1} \cos \theta \} = S_i \quad (6)$$

여기서, $k_o = k_l / k_i$ 이다.

식 (3)을 식 (6)에 대입하여 S 에 관한 식으로 표시하면 다음과 같다.

$$S_{i+1} + C S_i + D S_{i-1} = 0 \quad (7)$$

여기서, $C = - \left[\frac{\cos \gamma \cos (\gamma + \theta)}{\cos \gamma \cos \theta} + \frac{1}{\cos \gamma} + \frac{k_o}{\cos \gamma} \right]$

$$D = \frac{\cos \gamma \cos (\gamma + \theta)}{\cos \gamma \cos \theta}$$

$$k_o = k_l / k_i$$

수치해석에 사용한 하중값은 수차의 정상운전상태의 실험에서 얻은 부하토크를 이용하였고 체인링크와 스프로켓 휠 이의 스프링상수는 유한요소법 (FEM)를 이용하여 구한 값을 사용하였다. 수치해석에 사용된 값은 다음과 같다. 체인링크의 하중은 유효낙차 $H = 1.2$ m에서 215.4N, 유효낙차 $H = 1.6$ m에서 260.4N, $\theta = 30.2^\circ$, $\gamma = 14.4^\circ$, $k_o = 0.38$ 이다.

4. 결과 및 고찰

정상운전상태의 실험은 유효낙차 $H = 1.2$ m와 H

=1.6 m에 대해 20번씩 수행하였으며 각 경우에 대하여 스프로킷 휠 이의 하중, 이의 기준위치와 부하토크를 측정하였다. 유효낙차 $H=1.2$ m의 경우 평균 부하토크는 $T_L=13.6$ Nm, 회전속도는 203 RPM~212 RPM이고 유효낙차 $H=1.6$ m의 경우 평균 부하토크는 $T_L=16.4$ Nm, 회전속도는 253 RPM~264 RPM로 측정되었다.

Fig. 10은 스프로킷 휠 이의 번호를 도시한 것으로 블레이드와 체인이 상단 스프로킷에 들어갈 때 접선상의 이를 1번, 스프로킷 휠에서 나올 때 접선

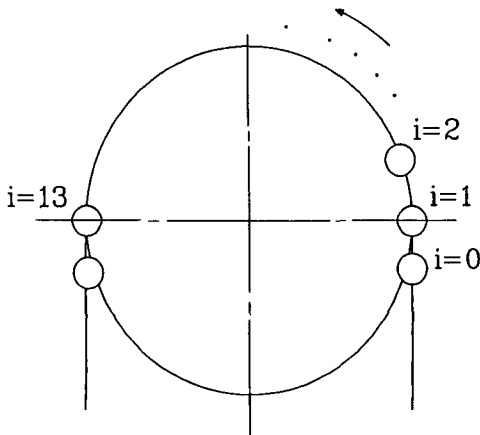


Fig. 10 Tooth number

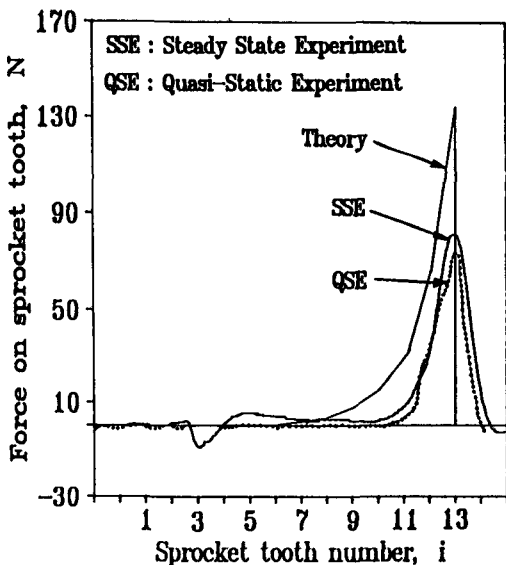


Fig. 11 Sprocket wheel tooth load distribution at $H=1.2$ m with load torque

방향의 이를 13번으로 정하였으며 각 이의 위치는 스프로킷 휠의 매 회전시 기준위치센서에서 측정된다.

Fig. 11은 유효낙차 $H=1.2$ m에서 스프로킷 휠 이의 하중분포에 대한 정상운전상태, 가정적상태의 실험결과와 스프링모델에 의한 수치해석결과를 도시한 것이다. Fig. 11에서 알 수 있듯이 정상운전상태의 실험에서 이의 하중값은 3번 이에서 음의 값을 보이고 13번 이에서 최대값을 갖는다. 가정적 상태 및 수치해석의 경우 이의 하중은 10번 및 6번 이부터 증가하기 시작하여 출구의 13번 이에서 최대값을 갖는다. Fig. 11에서 스프로킷 휠 이의 최대값을 비교해 보면 정상운전상태와 가정적 상태의 실험결과는 거의 비슷한 값을 가지나 수치해석결과는 정상 및 가정적 상태의 실험결과보다 큰 값을 갖는다. 또한 정상운전상태와 가정적 상태의 하중분포는 입구의 음의 값을 제외하고는 유사한 경향을 보이고 있다.

정상운전상태에서 스프로킷 휠 이의 하중분포가 3번 이에서 역방향(음의 값)의 하중값이 나타난 이유는 다음과 같이 생각된다.

체인의 연결을 위해 체인길이에 약간의 여유를 주었고 체인의 성질상 시간이 지남에 따라 체인이 늘어났기 때문에 실험중에는 체인 길이가 길어져 물의 힘에 의해 체인과 블레이드는 실제 상·하축과 평행하게 운전되지 않고 케이싱의 벽면으로 밀려서 운전하게 되었다. 이 과정에서 체인은 Fig. 10의 스프로킷 휠 1번 이에서 접촉하지 않고 3번 이에서 접촉하게 되며 실제 체인과 스프로킷 휠 이의 하중센서가 만나는 첫번째 지점은 물에 의해 밀린 체인장력에 의해 음의 하중을 보이고 있다. 따라서 동력손실, 접촉에 의한 마모를 방지하기 위해서 텐서너(tensioner)설계가 필요함을 알 수가 있었다.

Fig. 12는 유효낙차 $H=1.6$ m에 대한 정상운전상태, 가정적 상태 및 수치해석결과에 의한 스프로킷 휠 이의 하중분포를 도시한 것이다. 정상운전상태의 실험결과는 가정적 상태와 비교하여 최대값은 다소 크나 거의 유사한 하중분포를 보인다.

Fig. 11, Fig. 12의 수치해석결과에서 볼 수 있듯이 수치해석에 의한 하중분포는 실험결과에서 관측된 스프로킷 휠 접촉초기에 나타나는 음의 값이 나타나지 않는다. 이것은 수치해석에서 접촉초기에 작용하는 회전반대방향의 하중을 고려하지 않았기

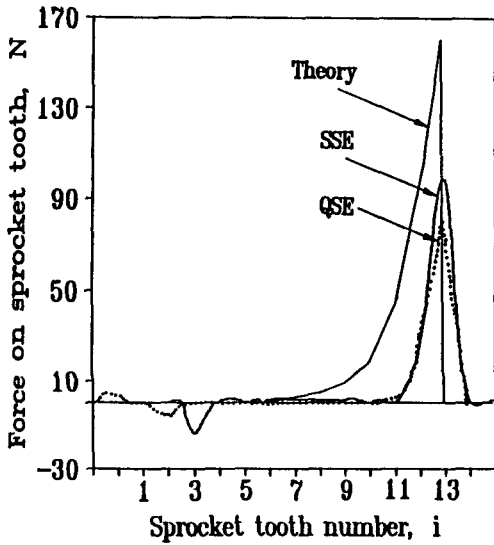


Fig. 12 Sprocket wheel tooth load distribution at H=1.6 m with load torque

때문이다. 또한 정상 및 가정적상태의 실험적 연구 결과와 하중분포를 비교하여 보면 경향은 유사하나 최대값은 수치해석결과가 더 크다. 수치해석의 최대값이 더 큰 이유는 다음과 같이 생각된다.

스프링모델로 수치해석을 수행하기 위해서는 경계조건 및 변수값, 특히 체인링크와 스프로켓 휠의 기하학적 스프링상수(geometric spring constant)비가 중요하다. 본 연구의 스프링모델 해석에서는 스프로켓 휠 이의 스프링상수를 구함에 있어 스프로켓 휠 이의 임의의 지점에 체인의 로울러가 고정되어 힘을 가하고 있다고 가정하여 유한요소법(FEM)으로 스프로켓 휠 이의 기하학적 스프링상수를 구하였으나 실제 체인 동력전달에서는 체인의 롤러가 스프로켓 휠 이의 곡면을 따라 접촉하면서 움직이기 때문에 순간순간 하중작용점이 변화한다.^(7,8) 그러므로 스프로켓 휠 이의 기하학적 스프링상수는 변화하게 되나 수치해석에는 이를 고려하지 않았기 때문으로 생각된다.

Fig. 13은 H=1.2m인 경우 스프로켓 이 스프링상수 대 체인링크 스프링상수의 비 $k_o(k_o=k_i/k_1)$ 의 변화에 대한 스프링모델 수치해석결과를 도시한 것이다. Fig. 13에서 볼 수 있듯이 k_o 가 증가할수록, 즉 스프로켓 이의 스프링상수가 클수록 13번 이에서 최대 하중값은 증가하며 각 이의 하중은 급격히 감소하고, k_o 가 작을수록 최대 하중값은 작아지며 각 이의 하중분포는 비교적 완만하게 감소한

다. Fig. 11의 실험결과와 비교해 보면 12, 13번 이에서는 작은 k_o 값의 스프링모델 해석결과가 실험치와 유사하고 1~12번 이에서는 큰 k_o 값의 해석결과가 실험치와 유사한 경향을 보인다. 이와 같은 결과는 스프로켓 이의 스프링상수가 변화한다는 것을 분명히 보여주고 있다.

Fig. 11, 12에서 스프링모델 해석결과와 실험결과와의 차이는 이 하중 측정을 위하여 스프로켓 이에 낸 홈에 의한 이의 스프링상수 변화에 의한 것도 생각해 볼 수 있다. 이 경우 홈에 의해 이의 기하학적 스프링상수 값은 감소하고 Fig. 13의 $k_o=0.05$ 와 같은 작은 최대 하중과 완만한 하중분포 감소 경향이 기대되나 이것은 실험결과와는 맞지 않는다. 따라서 실험결과와 이론결과와의 차이는 센서 홈에 의한 영향보다는 스프로켓 이와 체인 톨러와의 접촉점 이동에 의한 스프로켓 각 이의 스프링상수 변화가 가장 큰 원인으로 생각되며 보다 정확한 이론적 해석을 위하여는 위 사항을 고려해야 할 것으로 판단된다.

Fig. 11~Fig. 13에서 알 수 있듯이 스프링모델에 의한 수치해석방법으로는 스프로켓 휠 이의 정확한 하중분포를 예측할 수 없으나 가정적 상태의 실험으로는 예측이 어느 정도 가능하다. 단지 가정적 상태의 실험은 정상상태운전시 스프로켓 휠 입구에서 나타나는 음의 하중을 고려할 수 없으나 실제

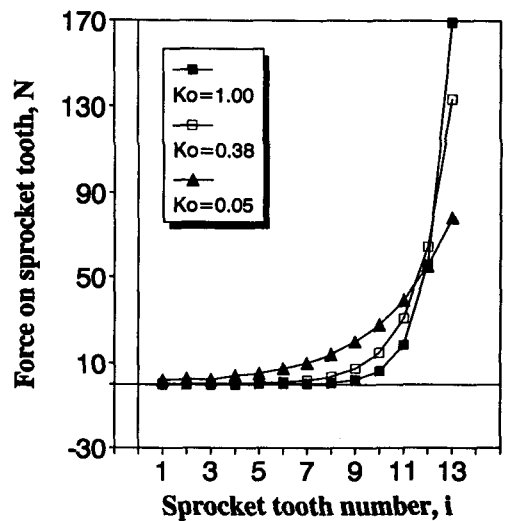


Fig. 13 Sprocket wheel tooth load distribution by spring model analysis at H=1.2 m with load torque for various spring constant ratio k_o .

설계에서 문제가 되는 최대 하중의 경우 거의 근사한 결과를 보임을 알 수 있다. 그러므로 간편한 가정적 상태의 실험으로도 충분한 설계 기초자료를 얻을 수 있다고 생각된다.

5. 결 론

(1) 저낙차용 수차의 체인과 스프로켓 휠 동력전달부를 설계하고 수중에서 운전되는 스프로켓 휠 이의 하중분포 측정센서를 개발하였다.

(2) 스프로켓 휠 이의 하중분포에 대한 정상운전 상태와 가정적 상태의 실험결과는 유사한 경향을 보이고 있으며 출구 스프로켓 휠 이의 최대 하중값도 거의 같다. 따라서 간편한 가정적 상태의 실험으로도 충분한 설계 기초자료 얻을 수 있다.

(3) 수차의 정상운전상태 실험시 스프로켓 휠 이의 하중은 유체력에 의해 입구에서 음의 값을 보이며 출구에서 최대하중을 갖는다.

(4) 스프링모델에 의한 수치해석결과는 정상운전 상태 및 가정적 상태의 실험결과와 차이를 보이며 보다 정확한 이론적 해석을 위하여는 스프로켓 이 와 체인 롤러와의 접촉점 이동 등 운전중의 경계조건 변화를 고려해야 한다.

후 기

본 연구는 동력자원부 대체에너지 개발사업의 일환으로 수행중인 저낙차용 수차개발의 연구결과의 일부이다.

참고문헌

- (1) 김현진, 1990, "소수력용 새로운 수차의 해석," 대한기계학회논문집, 제 14 권 제 4 호, pp. 1000~1007.
- (2) 김현진, 김현수, 이현구, 강용석, 1991, "저낙

차용 수차개발," 동력자원부 최종보고서.

- (3) Schneider, D. J., *Fluid Driven Power Producing Apparatus*, U. S. Patent-4049300.
- (4) Marshek, K. M., 1979, "On the Analyses of Sprocket Load Distribution," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 14, No. 2, pp. 135~139.
- (5) Naji, M. R. and Marshek, K. M., 1983, "Experimental Determination of the Roller chain Load Distribution," *Trans. ASME, Journal of Mechanisms, Transmission and Automation in Design*, Vol. 105, No. 3, pp. 331~338.
- (6) Eldiwany, B. H. and Marshek, K. M., 1984, "Experimental Load Determination for Double Pitch Steel Roller Chain on Steel Sprockets," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 19, No. 6, pp. 449~457.
- (7) Kim, M. S. and Johnson, G. E., 1992, "Mechanics of Roller Chain-Sprocket Contact: A General Modelling Strategy," *Proceeding of the 6th International Power Transmission and Gearing Conference, ASME*, Vol. 2, pp. 689~695.
- (8) Kim, M. S. and Johnson, G. E., 1992, "Mechanics of Roller Chain-Sprocket Contact: Observations about the Contact Phenomena and the Load Distribution," *Proceeding of the 6th International Power Transmission and Gearing Conference, ASME*, Vol. 2, pp. 697~702.
- (9) 강용석, 1992, "저낙차용 수차의 동력전달부 설계 및 스프로켓 휠 이의 하중분포 해석," 성균관대학교 석사학위논문.
- (10) Gerbert, G., 1989, "Tooth Action in Chain and Timing Belt Drives," *Proceeding of the 5th International Power Transmission and Gearing Conference, ASME, Book 10299A*, Vol. 1, pp. 81~89.