대한기계학회논문집(B) 제 20 권 제 1 호, pp. 237~243, 1996



〈論 文〉

# 무한궤도 수차의 성능시험

이현구* · 김현진** · 이건호*** · 김현수**** · 강용석*****

(1994년 9월 2일 접수)

# Performance Test of a Catapillar Track-Hydroturbine

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

**Key Words:** Hydroturbine(수차), Catapillar Track(무한궤도), Small Scale Hydropower(소수력)

**Abstract**

Current low head and small scale hydroturbines have limitations in the minimum required head and flow rate for efficient operation. This study attempts to develop a new concept hydroturbine which is expected to run efficiently even in very low head and small flow rate, so that the limitations on the conventional small scale hydropower could be alleviated and competition with other alternative energy sources in the economic respect could be attained. A small scale catapillar track-hydroturbine was fabricated and the performance test was carried out in a water tunnel over the head range of $H=0.8\,\mathrm{m}\sim1.26\,\mathrm{m}$. The peak turbine efficiency was 41.3% at the speed ratio of 0.6, and the turbine loss was mostly due to the friction at the chain drive used for power transmission from the runner to the shafts. This type of turbine is expected to become competitive when some improvement in the power transmission mechanism is made.

## 기호설명

$b$ : 블레이드의 시위
$c$ : 유동의 절대속도
$c_m$ : 수차입구 평균유속
$H$ : 낙차 혹은 에너지수두
$i$ : 영각
$p$ : 압력
$Q$ : 유량
$s$ : 블레이드간 간격
$u$ : 러너 블레이드의 속도
$w$ : 유동상대속도
$Y$ : 손실계수
$\alpha$ : 러너 블레이드로의 유동의 절대입사각
$\beta$ : 러너 블레이드로의 유동의 상대입사각
$\delta H$ : 수두손실
$\eta_0$ : 수차의 효율

### 하첨자

0 : 정체압
1 : 블레이드입구
2 : 블레이드출구
$a$ : 가용에너지
*blade* : 러너 블레이드
*clearance* : 러너 블레이드출구와 안내깃입구 사이
*draft* : 흡출관
$e$ : 흡출관출구
$f$ : 마찰손실

*회원, 서울대 대학원 기계공학과
**회원, 인천대 기계공학과
***회원, 두원공전 열냉동학과
****회원, 성균관대 기계공학과
*****회원, 현대자동차

*guide* : 안내깃
$s$ : 스톨조건
$S$ : 2차손실
$t$ : 총손실

## 1. 서 론

소수력은 공해 없는 소규모 에너지원이고 가용자원이 풍부해서 대체 에너지로써 기대감이 크지만, 그 이용에 가장 큰 걸림돌이 되는 것은 그것이 충분한 경제성을 갖기 위해서 작동조건인 낙차와 유량에 많은 제한을 가한다는 것이다. 이런 이유로 소수력 발전은 그 보급이 그다지 활발하지 못했다.

소수력용으로 각광받고 있는 횡류수차는 통상 7.5~100 m 정도의 낙차에서 50~1000 kW 정도의 용량으로 이용되고 있다. 효율은 60~70% 정도로 이것은 첫째 단을 통과한 물의 흐름을 제어할 수 없기 때문에 두 번째 단의 효율이 상대적으로 나쁘기 때문이다. (전체 에너지 전달의 1/4 정도)[1]

Fig. 1과 같이 무한궤도를 따라 블레이드가 움직이는 수차는 그 개념이 오래 전부터 알려져 있었으며, 근래에 미국인 발명가 Schneider[2]에 의해 실용화 시도가 이루어졌으나 블레이드와 동력전달부에 대한 설계미숙으로 현재는 그 개발이 중단된 상태이다.[3] 이 수차는 작동원리가 횡류수차와 비슷하나 동력을 전달하는 블레이드의 궤적이 직선이므로 첫째 단의 블레이드를 지난 유동의 방향을 안내깃을 통해 쉽게 제어할 수 있다. 따라서 두번의 충돌과정이 이론적으로 동일한 효율로 작동할 수 있고, 흡출관의 적용이 쉬워 실용화 될 경우 횡류수차와 충분한 경쟁력을 가질 수 있다.

김현진[4]은 이러한 개념의 수차에 대한 유체역학적 고찰을 통하여 저낙차에서 고효율로 작동할 수 있는 가능성을 제시하였다. 본 연구에서는 이런 새로운 개념의 수차를 직접 제작하여 그 작동성과 효율을 검토하여 저낙차에서 실용화가능성이 있는지 알아보는데 그 목표를 두었다. 실제 수차의 설계에는 블레이드의 형상설계, 종횡비(aspect ratio), 블레이드의 시위, 간격, 동력전달장치의 설계, 안내깃의 설계 등 설계변수가 다양하며 이를 정하기 위해서는 실험 데이터가 많이 필요하다. 현재 연구대상인 수차는 기존의 수차와 달리 관련연구가 없으므로 본 연구진은 풍동익렬실험[5]을 통한 기초 실험 데이터와 일전의 제작경험[6]을 토대로 수차를 제작하였다. 수차의 성능시험은 수동에서 이루어졌으며 고정된 유량에서 낙차를 변화시켜 가며 이루어졌다.

## 2. 수차의 기본구조

수차의 개략도는 Fig. 1과 같다. 무한궤도(체인)를 따라 블레이드가 위·아래 축을 중심으로 돌아가고, 각 블레이드열 앞에 안내깃이 붙어 있다. 수차의 구동축은 위 축이고, 아래 축은 종동축이다. 수차입구로 유입된 물은 첫번째 안내깃 1을 거치면서 물의 위치에너지의 일부가 운동에너지로 변환되고, 유동방향이 바뀐다. 안내깃을 지난 물은 첫번째 마주치는 블레이드 2에 충격력을 전달하고, 블레이드는 체인을 통해 회전축으로 동력을 전달한다. 첫번째 블레이드열을 통과한 물은 두 번째 안내깃 3을 거쳐 두 번째 블레이드열 4에 동일한 방식으로 동력을 전달한다. 안내깃은 원호형상의 얇은 판이며, 캠버각은 풍동실험을 통하여 결정되었다.[5]

블레이드는 Fig. 2와 같이 증기터빈에 사용되는 2차원 충격형 블레이드 형상을 도입해 블레이드 사

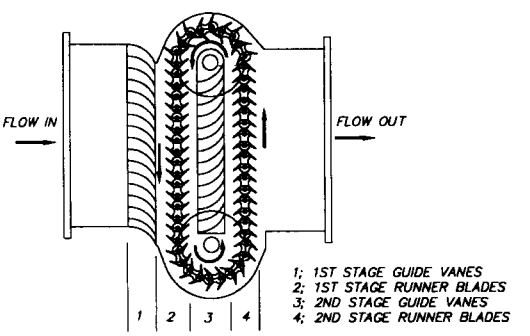



**Fig. 1** Schematic of the hydroturbine

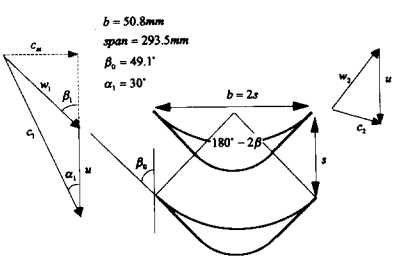



**Fig. 2** Velocity triangles with constant flow rate

이의 유로면적이 일정하도록 설계하였다. 유량이 일정하고 블레이드가 속도 $u$로 움직일 때 블레이드 입·출구 속도삼각형은 Fig. 2와 같다. 수차의 입구에 속도 $c_m$으로 들어온 유동은 첫번째 안내깃을 거쳐 속도 $c_1$으로 가속되고 입사각 $\alpha_1$을 갖는다. 최적조건의 경우 입사각 $\alpha_1$과 상대입사각 $\beta_1$은 다음의 관계를 갖는다.[4]

$$\tan\alpha_1=\frac{1}{2}\tan\beta_1 \tag{1}$$

## 3. 수차성능시험장치

### 3.1 모델수차제작

Fig. 3은 제작된 수차의 사진이다. 러너 블레이드는 듀랄루민을 절삭가공하여 만들었고, 안내깃과 케이싱은 304 스테인리스 스틸을 사용하였다. 무한궤도의 두 축 중 위 축은 구동축으로 동력이 전달되며 아래 축은 종동축으로 하였다. 수차는 운전중에 체인이 처짐을 방지하고 초기에 조립여유를 없애기 위해 아래 축에는 코일 스프링을 걸어 적정한 장력을 주도록 하였다. 스프링의 초기장력은 동력전달부 해석을 바탕으로 운전시 이론적으로 체인에 걸리는 장력만큼을 걸어주었다.[7] 블레이드는 체인에 각각 네 개의 핀으로 연결되어 있고 스프로킷 휠의 잇수는 원활한 동력전달을 하면서 휠 위에서 공운전하는 블레이드의 수가 많아지지 않도록 결정하였다.

안내깃은 풍동실험자료[5]를 통해 출구의 평균유동 방향이 설계점에 가도록 캠버각을 결정하였다. 안내깃과 블레이드와의 간격은 블레이드와 부착된 체인의 유격을 허용하는 범위내에서 결정하였다.

수차는 러너 블레이드로의 입사각 $\alpha$가 작을수록 양력이 증가하나 입사각이 너무 작으면, 안내깃 및 블레이드의 캠버각이 커지므로 실속발생의 위험과 탈설계조건에서 극심한 손실 등의 우려가 있으므로 본 수차에서는 $\alpha$를 일단 30°로 설계하였다. 식 (1)로부터 이를 만족하는 $\beta$는 49.1°이다. 블레이드의 간격-시위비에 대한 적절한 설계자료가 없었으므로 우선은 Briling의 이론[1]에 의해

$$\frac{s}{b}=\frac{1}{2.5\sin 2\beta} \tag{2}$$

이다. 여기서, $s$는 블레이드간의 간격을, $b$는 블레이드의 시위를 나타내고 블레이드의 캠버각은 $180°-2\beta$이다. 이에 따르면 본 수차의 경우 $\beta=49.1°$이므로 $s/b\cong 0.4$이다. 그런데, 3가지 $s/b(=0.4,\ 0.5,\ 0.6)$에 따른 풍동익렬시험에서 블레이드의 출구에서 평균속도분포만으로 판단할 때 $s/b=0.5$인 경우에 익렬 출구에서 가장 규칙적이고 균일한 속도분포가 얻어졌다.[5] 본 수차에서는 이를 토대로 $s/b$를 0.5로 정하였다.

수차의 입구 단면은 293.5 mm×419.1 mm이다. 유체력을 받는 블레이드의 개수는 33개, 스프로킷 휠 위에서 아이들링 하는 블레이드 수는 19개였으며, 스프로킷 휠의 잇수는 19개이며, 블레이드와 연결된 체인은 스테인리스 스틸 롤러 체인 80번이다.

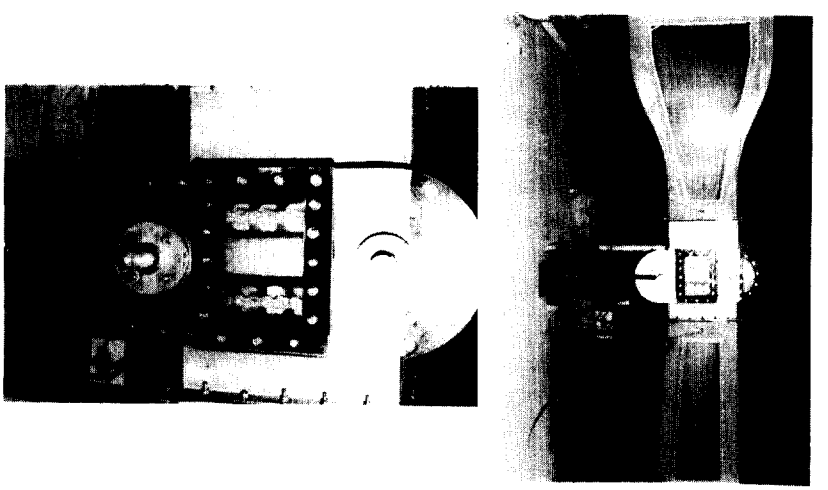
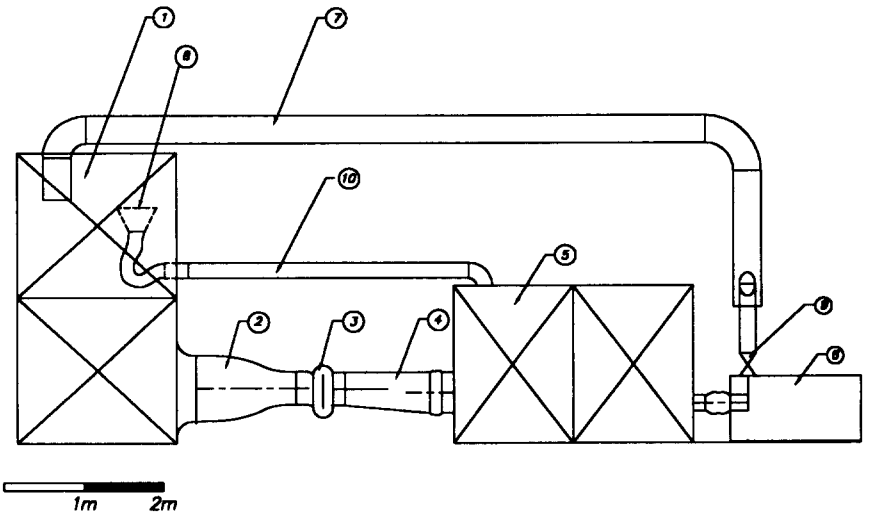


**Fig. 3** Picture of the turbine




① Head tank
② Penstock
③ Hydroturbine
④ Draft tube
⑤ Tail tank
⑥ Centrifugal pump
⑦ Water feeding line
⑧ Bucket
⑨ Gate valve
⑩ By-pass line

**Fig. 4** Schematic of the water tunnel

### 3.2 수 동

수차의 성능시험을 위한 수동은 두 대의 원심펌프를 병렬운전하고, 설계된 수차의 동작 유량에 대해 충분한 저수량을 가지도록 설계하였다. 성능시험을 위한 수동의 개략도는 Fig. 4와 같다. 두 대의 펌프에 의해 올려진 물은 $Y$관에서 합해지며, 상수조에는 바이패스 관(by-pass pipe)과 연결된 깔때기를 상하로 움직이며 낙차를 조절할 수 있도록 하였다. 낙차조절범위는 0.8~2.3 m이다. 유량은 급수관에 부착된 임펠러형 유량계로 측정하였다. 저유량시 물이 관을 다 채우지 못하게 되면 유량계의 측정값이 부정확해지므로 이 때는 수압관의 입·출구에서 측정한 수두로 유량을 추정하였다. 수차출구와 흡출관출구에서 수두를 측정하여 흡출관손실을 결정하였다. 디지털 타코미터(tachometer)로 수차의 회전수를 측정하였고, 축동력은 자기분말 클러치(magnetic powder clutch)와 스트레인 게이지(strain gauge)를 사용한 토크미터[7]로 측정하였다.

## 4. 결과 및 손실 해석

### 4.1 시험결과

성능시험은 유효낙차 0.8, 1.2, 1.26 m에서 진행하였으며 각 낙차에서 유량은 고정하고 구동축의 부하를 조절하여 수차의 회전속도를 바꿔가며 출력을 측정하였다. 그러나 부하가 큰 경우는 유량의 변동이 심하였다. Fig. 5는 측정된 수차의 축동력이다.

세 가지 낙차에서 측정된 수차의 효율은 Fig. 6과 같다. 수차에 걸리는 부하는 자기분말 클러치로 조절할 수 있는데, 부하의 변동에 따라 회전속도가 달라진다. Fig. 6에서 실선으로 나타난 곡선은 마찰손실이 없는 경우의 이론효율곡선으로 낙차에 관계 없이 최적속도비($u/c_m=\cos\alpha_1$)에서 83% 정도

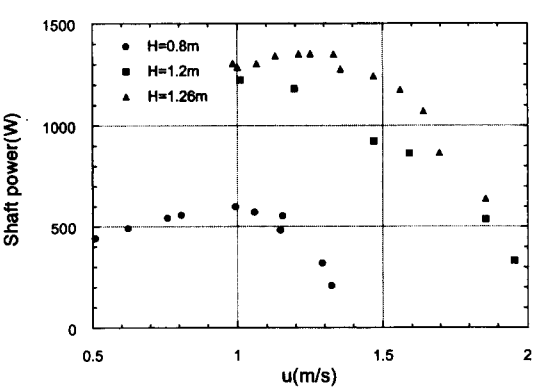



**Fig. 5** Power outputs of the turbine

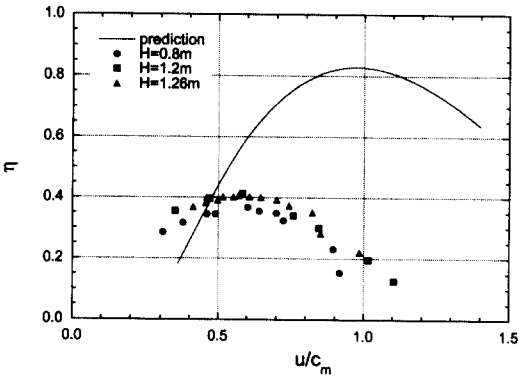



**Fig. 6** Variable speed performance of the turbine with constant flow rate($c_m^2/gH=0.35$)

의 높은 효율을 기대할 수 있다. 실제 수차의 효율은 마찰손실로 인해 속도비의 최적점이 0.6이며, 효율이 최고 41%에 머무르고 있다. 낙차의 증가에 따라 효율이 조금씩 나아지는 경향을 볼 수 있는데 이것은 상대적으로 기계적 손실이 작아지기 때문으로 보인다.

### 4.2 탈설계 성능예측과 손실분석

낙차 $H$인 수로내에서 유량 $Q$로 가동되는 수차는 전체 가용한 일(available work) 중에서 여러 가지 손실을 제외한 나머지를 축동력으로 쓸 수 있다. 손실로는 앞서 수차내의 에너지 변환과정에서 살펴 보았듯이 안내깃 손실, 블레이드 위의 마찰손실, 흡출관의 손실 등 유체역학적 손실 외에도 축과 베어링, 체인과 스프로킷 휠 등에서의 기계적 손실이 있다. 주어진 낙차에서 작동하는 수차가 유량이 일정한 조건일 경우 수차의 출력을 수두로 $H_a$라 하고 기계적 손실을 $\delta H_f$라 하면 에너지수두 평형식을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$H=(H_a+\delta H_f)+2(\delta H_{guide}+\delta H_{blade}+\delta H_{clearance})+\delta H_{draft}+\frac{c_e^2}{2g} \quad (3)$$

여기서, $\delta H_{guide}$, $\delta H_{blade}$, $\delta H_{clearance}$는 각각 안내깃손실, 러너 블레이드 위에서의 손실, 러너 블레이드 출구와 안내깃의 입구 사이에서의 손실을 나타내고, $\delta H_{draft}$는 흡출관 손실, $c_e^2/2g$는 흡출관 출구의 에너지수두이다. 그 밖의 손실들은 무시하였다. 이론적으로 얻을 수 있는 러너 블레이드의 유체력은 다음과 같고, 수차의 출력 $H_a$와 기계적 손실 $\delta H_f$의 합이 된다.

$$2H_{blade}=\frac{2u(w_1\cos\beta_1+w_2\cos\beta_2)}{g}=H_a+\delta H_f \quad (4)$$

탈설계 조건에서 블레이드의 성능을 정확하게 구하려면 풍동실험 등을 통해 블레이드 익렬에 대한 충분한 실험 데이터가 나와줘야 한다. 현재로선 블레이드에 대한 성능시험 자료가 없으므로 축류 터빈에 적용되는 Ainley and Mathieson의 방법으로 탈설계 성능을 구해본다.[8] 블레이드의 총손실계수 $Y_t$는 다음과 같이 정의된다.

$$Y_t=\frac{p_{01}-p_{02}}{p_{02}-p_2} \quad (5)$$

여기서는 블레이드의 전체 손실 중 80% 이상을 차지하는 형상손실(profile loss)과 2차손실(secondary loss)만을 고려하였다. Table 1은 수차의 안내깃과 러너 블레이드의 특성치들과 이로부터 Ainley and Mathieson의 방법으로 구한 O영각 형상손실계수 $Y_{p(i=0)}$와 2차 손실계수 $Y_s$를 정리한 것이다. 영각에 따른 손실계수는 Ainley의 실험 데이터로부터 추정하였다. 실속영각 $i=i_s$에서 손실계수는 O영각의 손실계수의 두 배가 된다.
식 (3)을 낙차 $H$에 대하여 무차원화하면 수차의 효율을 구할 수 있다.

$$\eta_0=1-\left\{2\left(\frac{\delta H_{guide}+\delta H_{blade}+\delta H_{clearance}}{H}\right)\right.$$

**Table 1** Loss coefficients of the blades

| | Guidevane | Runner blade |
|---|---|---|
| b | 74.7 mm | 50.8 mm |
| s/b | 0.378 | 0.5 |
| t/b | 0.013 | 0.142 |
| camber angle | 68° | 81.8° |
| inlet blade angle | 0° | 49.1° |
| outlet blade angle | 22° | 49.1° |
| l/b | 2.68 | 5.77 |
| $Y_p(i=0)$ | 0.0033 | 0.06 |
| $Y_s$ | 0.0086 | 0.017 |
| $Y_t(i=0)$ | 0.0119 | 0.077 |
| stalling incidence | - | 12° |

$$+\delta H_{draft}+\frac{c_e^2}{2g}\Big\} \tag{6}$$

안내깃 손실은 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{\delta H_{guide}}{H}=\frac{c_1^2}{2gH}Y_{t,guide} \tag{7}$$

한편, 러너 블레이드 입구 상대 유속 $w_1$은 속도삼각형으로부터

$$\frac{w_1^2}{c_m^2}=\{2\cos^2(\alpha_1)-u/c_m\}^2+1 \tag{8}$$

러너 블레이드의 손실계수 $Y_{t,blade}$로부터 블레이드 출구 속도 $w_2$를 구할 수 있다.

$$\frac{w_2^2}{c_m^2}=\frac{w_1^2}{1+Y_{t,blade}} \tag{9}$$

따라서 식 (8), (9)로부터 속도비에 따른 러너 블레이드 위에서의 수두 손실을 구할 수 있다.

$$\frac{\delta H_{blade}}{H}=\frac{w_1^2-w_2^2}{2gH} \tag{10}$$

축류터빈의 대표적인 충격형 블레이드에서 영각($i=\beta_0-\beta_1$)이 변하더라도 출구 유동각 $\beta_2$는 $\pm2°$ 내에서 변하므로 입구영각에 따른 출구 유동각은 거의 영향이 없다. 따라서 $\cos\beta_2\approx\cos\beta_0$라고 가정하면 러너 블레이드 출구 절대유속 $c_2$는 다음과 같다.

$$\frac{c_2^2}{c_m^2}=1+\left(\frac{u}{c_m}+\frac{w_2}{c_m}\cos\beta_0\right)^2 \tag{11}$$

따라서

$$\frac{\delta H_{clearance}}{H}=\frac{(c_2/c_m)^2-1}{2gH/c_m^2} \tag{12}$$

이다. 성능시험중 흡출관에서의 손실은 흡출관의 입·출구 정압으로부터 구할 수 있는데 낙차에 따라 전체 양정의 평균 7% 정도였으므로 $\delta H_{draft}$는 $0.07H$로 가정하였고, 흡출관의 면적비가 2이므로 흡출관 출구에서 방출되는 물의 유속 $c_e=c_m/2$이다.

이론적으로 본 수차는 최적 속도비 $u/c_m=\cos\alpha_1$에서 효율 83%가 나와야 한다. 수차의 효율이 이론값에 크게 못 미치는 것은 마찰손실 등의 기계적 손실이 크기 때문으로 판단된다. 마찰손실은 실물의 특성이므로 실험적으로 추정할 수밖에 없다. 무부하 상태에서 수차를 가동시키면 실제 속도 삼각형에서 얻을 수 있는 수차의 최대속도 $u_{max}=c_1\cos\alpha_1$이지만 실험에서는 70% 정도로 나왔다. Fig. 7은 이론 효율과 각 손실들을 나타낸 것이다.

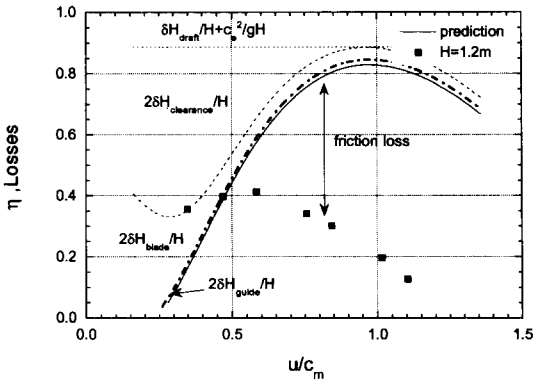



**Fig. 7** Analysis of the losses at H=1.2 m

낙차 1.2 m에서 수차의 효율과 비교해 보면 운전속도 $u$의 증가에 따른 기계적 손실이 많이 증가한다. 저속운전($u/c_m\leq1.0$)에서 실제 효율이 추정치보다 높은 것은 러너에서의 손실이 과다하게 가정된 때문으로 보인다. 그러나 이론적인 수차의 최적 속도비 $u/c_m=0.866$이므로 가능한 운전범위를 $0.5\leq u/c_m<1.0$으로 본다면 현재 수차는 각 동력 전달 요소 등에서 발생하는 마찰 등의 기계적 손실이 지나치게 크다고 볼 수 있다.

동력 전달용 체인은 물 속에 잠겨 돌아가므로 무윤활상태이다. 운전중 체인의 밀림을 방지하고 블레이드의 선형궤적을 유지하기 위하여 수차의 아래축에 코일스프링으로 초기장력을 주었다. 초기장력이 과다하면 운전중 체인과 스프로킷 휠 사이에 마찰이 커져 과도한 진동과 소음이 발생하였고, 초기장력이 없으면 체인이 유동방향으로 밀려 블레이드와 안내깃의 접촉이 발생하였다.

## 5. 결 론

본 수차는 속도비 $u/c_m$이 0.6~1.0에서, 비속도가 120~140으로서 프랜시스 수차의 비속도 범위에 속한다. 반면에 수차의 반동도는 이론적으로 $0(w_1=w_2)$으로 충격식 수차라고 볼 수 있다. 원리상 물의 운동에너지를 두 번의 충돌과정에 의해 흡수할 수 있고, 흡출관을 활용할 수 있다는 점이 충격식 수차와는 크게 다른 점이다.

수차의 손실중 기계적손실과 탈설계조건에서 러너에서의 유체역학적 손실이 대부분을 차지하고 있

다. 유체역학적 손실은 블레이드 입구에서 최적 속도삼각형을 이루도록 속도비 $u/c_m$을 잘 제어하면 대부분 줄일 수 있다. 수차는 충격형 블레이드를 사용하므로 입구영각에 따라 효율 특성이 민감하다. 특히 (+)영각에서는 실속에 의한 효율저하가 심하므로 되도록 운전조건을 $\beta_1 \geq \beta_0$에 맞추는 것이 바람직하다. 즉 부하를 작게 하고 고속 운전하는 것이 유체역학적 손실면에서 유리하다. 반면 기계적 손실을 줄이기 위해서는 되도록 운전속도를 작게 함이 바람직하다. 본 수차는 속도비 $u/c_m=0.6$에서 최고 효율을 나타냈다. 동력전달부의 개선을 위해서는 물 속에서 윤활이 없이도 사용가능하고 부하가 걸렸을 때 처짐이 덜한 새로운 소재의 체인 등이 요구된다.

## 후 기

본 연구는 동력자원부 대체에너지 기술개발사업의 일환으로 1992년 4월부터 1993년 12월까지 생산기술연구원과 성균관대학교에서 수행한 '저낙차용 수차개발' 과제의 연구결과 일부이다.

## 참고문헌

(1) Shepherd, D. G., 1956, *Principles of Turbomachinery*, The McMillan Co., p. 304.

(2) Schneider, D., 1977, "Fluid Driven Power Producting Apparatus," *U. S. Patent 4049300*.

(3) 삼정수력, 1987, "삼정수력 Catalog."

(4) 김현진, 1990, "소수력용 새로운 수차의 해석," 대한기계학회논문집, 제14권, 제4호, pp. 1000~1007.

(5) 안병로, 1993, "소수력용 수차에서 익렬주위의 유동에 관한 실험적연구," 인천대 대학원 공학석사학위논문.

(6) 생산기술연구원, 1992, "저낙차용 수차개발 (I)," 동력자원부 보고서.

(7) 생산기술연구원, 1993, "저낙차용 수차개발 (Ⅱ)," 동력자원부 보고서.

(8) Horlock, J. H., 1985, *Axial Flow Turbines*, Robert E. Krieger Publishing Co., pp. 185~187.