

마이크로 관류수차의 구조 간소화 및 성능향상

쿠로카와준이치* · 최영도* · 자오린후*

Simplification of Turbine Structure and Performance Improvement of Micro Cross-Flow Hydropower Turbine

Junichi Kurokawa*, Young-Do Choi* and Linhu Zhao*

Key Words : Micro hydropower (마이크로 수력), Cross-flow turbine (관류수차), Performance improvement (성능향상), Structure simplification (구조 간소화), Runner chamber (런너실), Air supply method (공기공급법)

ABSTRACT

Recently, micro hydropower attracts attention because of its clean, renewable and abundant energy resources to develop. However, suitable turbine type is not normalized yet in the range of micro hydropower and it is necessary to study for the effective turbine type. Moreover, relatively high manufacturing cost by the complex structure of the turbine is the highest barrier for developing the micro hydropower turbine. Therefore, a cross-flow turbine is proposed for micro-hydropower in this study because of its simple structure and high possibility of applying to low head. The purpose of this study is to further simplify the turbine structure and improve the performance. A guide vane is removed and the runner chamber is made compact using a new air supply method. The results show that the efficiency of the turbine is improved in a wide operating range and the size of the turbine is remarkably reduced.

1. 서론

설계용량이 100 kW 이하의 마이크로 수력은 깨끗하고 재생 가능한 자연에너지이며, 개발 가능한 수력 자원이 풍부하게 존재하기 때문에 최근 많은 주목을 받고 있다. 따라서, 이러한 마이크로 수력자원을 보다 유효하게 이용하기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다^{(1)~(3)}. 그렇지만, 종래로부터 주로 사용되어 온 화석 에너지에 의한 발전 및 대규모 수력발전과 비교해서 설비용량에 대한 건설비의 비율이 높다는 점이 보급에 대한 최대의 걸림돌이 되고 있다. 따라서, 마이크로 수력의 효율적인 이용을 도모하기 위해서는 수차의 형상을 최적화할 필요가 있으며, 동시에 수차의 유지 및 관리에 드는 비용을 최대한 낮추기 위해서 무인발전설비를 구축하는 것이 매우 중요하다.

한편, 관류수차는 구조가 비교적 간단하기 때문에

소수력용으로 연구개발되어 노즐과 런너(회전부) 등에 대한 최적형상이 연구되어 왔다⁽⁴⁾⁽⁵⁾.

그리고, 관류수차를 마이크로 수력발전에 적용할 경우에 저낙차에 따른 관류수차의 흡출효과가 매우 중요하기 때문에 흡출관과 런너실의 채용이 꼭 필요하게 된다. 양호한 성능을 나타내는 흡출관의 제원과 런너실내의 최적수위 등에 대해서는 지금까지의 연구⁽⁶⁾에 의해 명확해졌지만, 마이크로 수력발전에 적용하기 위한 관류수차의 런너실 형상에 대한 최적화 및 구조 간소화는 아직 중요한 과제로 남아있다.

따라서, 본 연구는 관류수차를 저낙차의 마이크로 수력발전에 적용하여 그 실용화에 필요불가결한 무인발전관리시스템하에서도 운용이 가능하도록 노즐부의 가동 가이드베인을 제거하고, 런너 내부로의 공기공급법에 대한 상세한 검토를 통하여 런너실의 형상과 크기를 적극적으로 간소화시켜서 최대한 수차구조를 간소화하는 것과 동시에 수차의 성능을 향상시키는 것을 목적으로 한다.

* 요코하마국립대학 대학원 공학연구원

책임저자 E-mail : ydchoi@mach.me.ynu.ac.jp

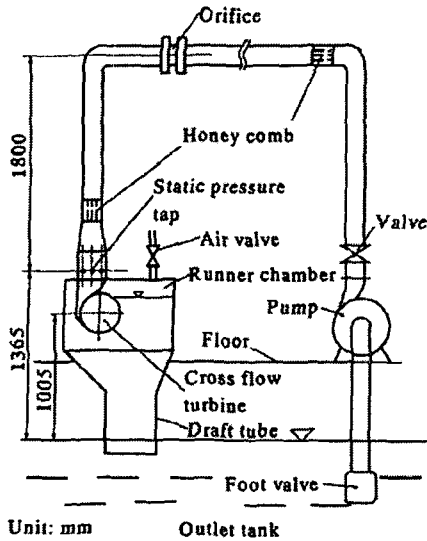


Fig. 1 Experimental apparatus

2. 실험 장치 및 방법

실험장치의 개략도를 Fig. 1에 보이고 있다. 방수조, 펌프, 도수관, 유량측정용 오리피스, 수차 그리고 발전기로 구성되어 있고, 수차의 유효낙차 (방수면을 기준으로 한 노즐입구의 전헤드)는 펌프출구에 설치한 밸브를 조절하여 일정한 값으로 설정한다. 관류수차는 성능저하를 회피하기 위하여 런너의 중심부에 공기를 공급하는 것이 중요하지만, 공기는 런너실내와 외기의 압력차에 의해 자연공급되고, 공기량은 공기밸브에 의해 조절한다. 작동유체로서는 수도수를 사용하였다. 실험은 유효낙차와 런너실내 공기층의 압력을 일정하게 유지하고, 발전기의 부하를 변경시킴에 의해 수차의 회전속도를 변화시키고 토크, 회전속도, 오리피스 전후와 노즐출구의 압력, 런너실내 및 런너실내 공기층의 압력을 측정하였다.

실험에 사용한 노즐과 런너의 형상을 Fig. 2에 보이고 있다. Fig. 2(a)에 유량조절용 가이드베인 제거전의 유로를 보이고 있고, Fig. 2(b)는 가이드베인을 제거한 후 유로형상을 최적화한 형상을 보이고 있다. 런너의 날개는 26매이고 원주방향으로부터 측정된 날개의 출구각은 87° , 입구각은 30° 이다. 또한, 런너의 내부를 관찰할 수 있도록 런너의 측판과 런너실 측면의 측판을 투명한 아크릴수지로 제작하였다. 런너에 대해서 노즐의 설치위치는 저낙차에 적당한 형식으로서 작동수를 런너 케이싱의 상부로부터 유입시키는 형식으로

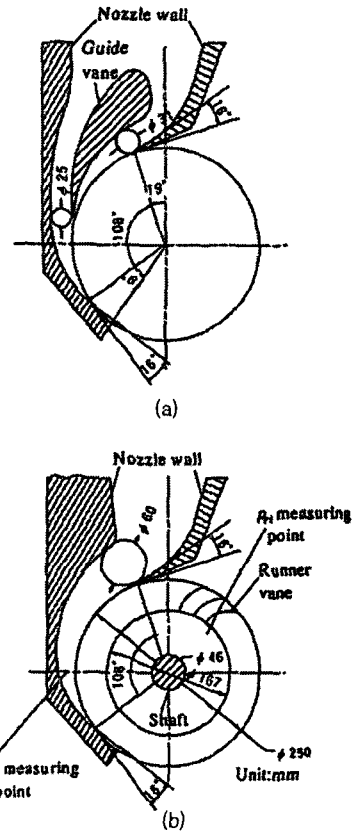


Fig. 2 Nozzle and runner : (a) with guide vane and (b) without guide vane

서 노즐, 런너 그리고 런너실 유로폭은 모두 동일하게 $b=150$ mm이고 런너의 직경은 $d=250$ mm이다. 또한, Fig. 2에는 노즐출구 (런너입구)의 압력 p_{n0} 와 런너 내부압력 p_{n1} 의 측정위치를 보이고 있다.

Fig. 3에는 본 연구에서 검토한 3종류의 런너실과 그것에 연결되는 흡출관의 형상을 보이고 있다. 런너실 I은 종래로부터 사용되고 있는 형식이고, 런너실내에는 자유표면이 존재하고 그 상부가 공기층으로 되어 있다. 런너실 II와 III은 모두 본 연구에서 간소화시킨 형식이다. 런너실 I과 II에는 런너실 상부에 정압 p_{ca} 의 측정점을 설치하였고, 런너실 케이싱의 상부로부터 공기를 공급할 경우에는 p_{ca} 가 일정하도록 공기밸브를 사용하여 조절한다. 관류수차의 흡출관내의 흐름은 기액 혼상류이지만, 본 연구에서 사용한 흡출관의 형상과 설치위치는 공기혼입량 등을 고려한 연구결과⁽⁶⁾에 의해 가장 효율이 좋은 것으로 알려진 것을 사용하여 각 런너실에 동일하게 적용하였다.

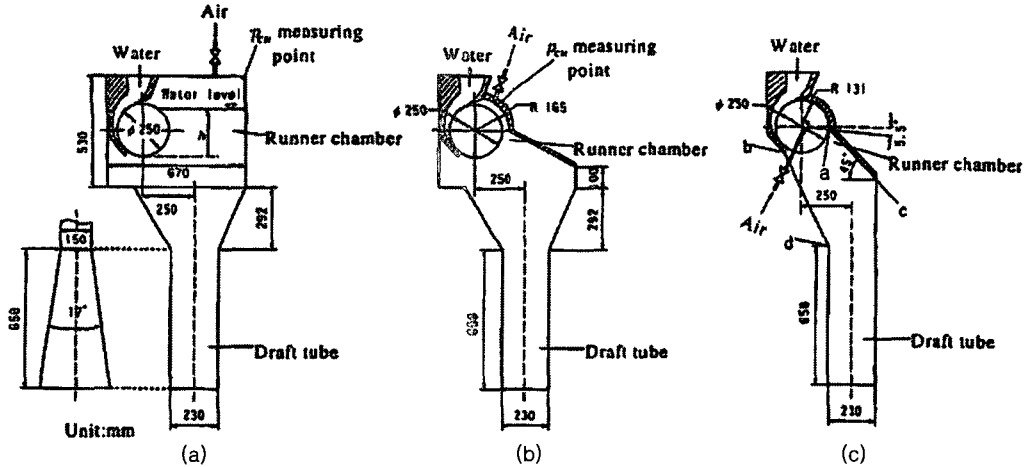


Fig. 3 Runner chambers with draft tube : of (a) runner chamber I, (b) runner chamber II and (c) runner chamber III

Table 1에 본 연구에서 수행한 주요한 실험을 요약하였다. 이하에서 Table 1에 기술한 실험번호를 사용하여 각 실험의 결과를 나타낸다. 또한, 회전속도 n , 축출력 P , 작동수유량 Q_w , 정압 p 에 대해서는 단위낙차, 단위런너폭, 단위런너직경당의 값에 기준화해서 각각 $nd/H^{1/2}$, $P/dbH^{3/2}$, $Q_w/dbH^{3/2}$, $p/\rho gH$ 로 나타낸다.

3. 실험결과

3.1 관류수차의 성능

종래의 수력발전에서 사용된 주파수제어방식은 부하변동에 따라서 유량을 조절하지만, 조속기, 서보모터 등의 복잡한 부속장치가 필요하고, 제작 및 유지·관리에 들어가는 비용이 많이 든다. 따라서, 이러한 장치들을 생략하여 유량조절을 하지 않고, 수차의 회전속도를 최적으로 설정하도록 하는 전기부하 조절을 행함으로써 수차구조를 간소화시키는 것이 가능하다.

Fig. 4는 가이드베인을 제거하여 종래형 런너실 I (Fig. 3(a))을 이용한 Test A의 결과와 런너실 II (Fig. 3(b))를 이용한 Test B의 결과를 함께 보이고 있다. Test A는 런너실 내부 공기층의 압력을 최적회전수에서 최적수위 ($H/d=0.9$)가 될 수 있는 압력 ($p_w/\rho gH=-0.38$)으로 유지하면서 행하였다.

Fig. 4(a)에서 가이드베인 제거후의 성능은 가이드베인을 설치한 경우에 비해서 큰 변화가 없으며, 최고효율은 76.2%로서 가이드베인을 설치한 경우와 거의 동일하다. 또한, Fig. 4(b)에서 Test A의 경우 회전수

Table 1 Runner chamber and air supply method

Test	Runner chamber	Air supply method	Maximum efficiency
A	I	Upper wall of chamber casing	76.2 %
B	II	Upper wall of chamber casing	75.4 %
C	I	Runner side wall	76.3 %
D	III	Runner side wall	77.6 %
E	III	Runner side wall	78.5 %

가 증가함에 따라 물의 유량이 저하하지만, 런너실 내부로 흡입된 공기량은 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 4(c)에서 알 수 있는 바와 같이 회전수의 증가와 함께 원심력이 증가하여 노즐 출구압력 p_{no} 가 증가하고, 역으로 런너실 내부에서는 압력 p_r 가 저하하기 때문이며, 증가한 공기는 물과 함께 흡출관으로 흘러나가게 된다.

3.2 런너실의 내부흐름과 구조의 간소화

Fig. 5에 종래형 런너실 I (Test A) 내부의 흐름의 상태를 나타내고 있다. 저낙차의 경우에 흡출효과를 높이기 위해서는 런너실내의 압력을 낮게 하고 수위를 높게 하는 것이 좋다. 런너실 내부 수위의 최적치는 $H/d=0.9$ 이고, 그 이하의 수위에서는 런너 내부에 런너실의 공기가 유입해서 공기층을 형성하지만, 그보다 수위가 더 높아지게 되면 런너 전체가 물에 잠기게 되어 런너실 내부로 공기가 공급되지 않게 되기 때문에 주축에 흐름이 충돌하여 효율이 저하한다. 또한, 런너 출구에서의 압력이 런너 내부의 압력보다 높기 때문에

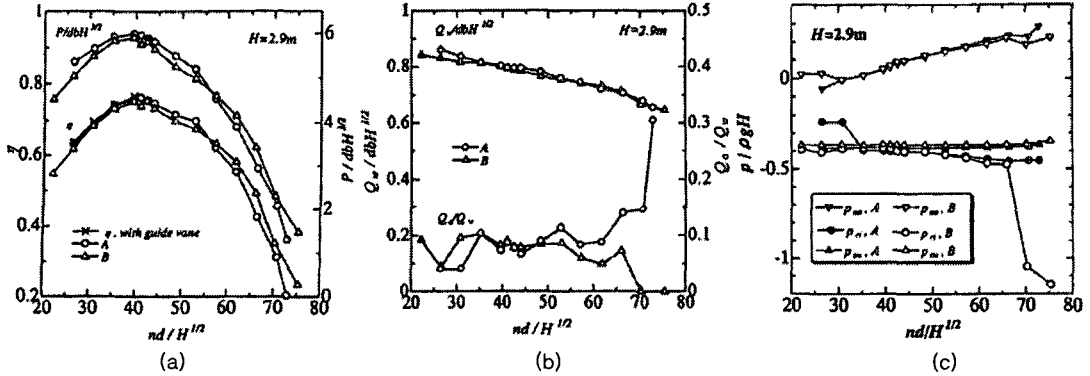


Fig. 4 Performance of cross-flow hydropower turbine : (a) efficiency and output power, (b) flow rates of water and air and (c) static pressure

Fig. 5(a)에 보이는 바와 같이 런너 날개 사이에 런너실의 물이 재유입해서 에너지손실이 일어난다. 따라서, 저낙차 관류수차의 런너실 설계를 위해서는 더욱 효율적인 공기공급법을 적용하여 출력효율을 증가시키는 동시에 재유입손실을 저감시킬 필요가 있다.

저낙차 관류수차의 런너실을 간소화하기 위해서 Fig. 3(a)에 보이는 종래형 런너실 I의 오른쪽 상부에 있는 공기실을 제거하여 직접 런너에 직접 공기를 공급할 수 있도록 형상을 변경한 것이 런너실 II이다 (Fig. 3(b) 참조). 런너실 II를 이용하여 런너실 상부의 압력을 Test A와 동일한 값 ($p_{c,d}/\rho g H = -0.38$)으로 유지하면서 행한 Test B의 결과를 Fig. 4에 함께 나타내었다.

Fig. 6에는 런너실 II의 내부흐름 상태를 보이고 있으며, 최적회전수보다 저회전수에서는 런너 내부를 관통하는 흐름이 주축에 부딪혀서 분기하고, 축의 아래쪽으로부터 런너를 통과해서 흘러나온 흐름은 런너실 케이싱의 상부 벽면에 부딪혀서 충돌손실을 일으킨다. 동시에 런너축의 위쪽을 통과하는 흐름은 런너실 케이싱의 상부 벽면에 부딪히고 나서 노즐 끝단 부근에서 런너 내부로 재유입하여 재유입손실을 일으킨다. 한편, 최적회전수보다 고회전수에서는 회전수가 높아지면 흐름은 런너축의 아래쪽으로 멀어지기 때문에 케이싱벽면에는 충돌하지 않지만 런너로부터 흘러나온 흐름과 케이싱벽면 사이의 유로에서는 노즐 끝단부로 향하는 역류가 발생한다. 이러한 흐름은 런너에 재유입하여 손실을 일으키지만, 런너 전체가 수중에서 회전하는 런너실 I의 경우에 비해서 손실이 작다고 생각되며, 따라서, Fig. 4(a)에 보이는 바와 같이 고회전시에 런너실 II(Test B)에서 효율이 더 높게 된다.

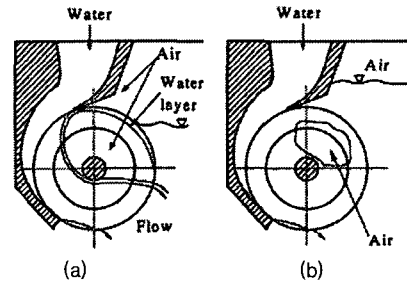


Fig. 5 Flow in runner chamber I : at (a) optimal water level and (b) high water level

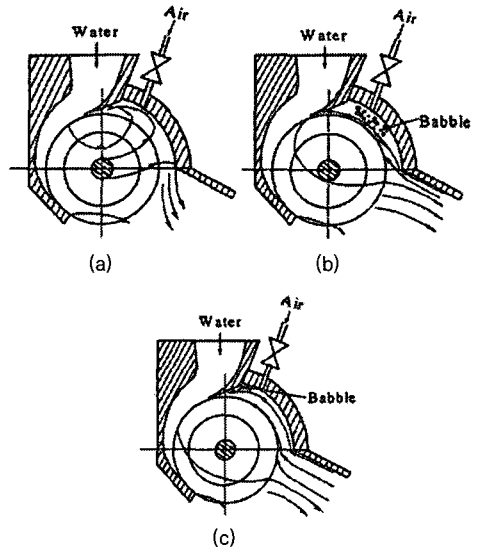


Fig. 6 Flow in runner chamber II : at (a) low rotational speed, (b) optimal rotational speed and (c) high rotational speed

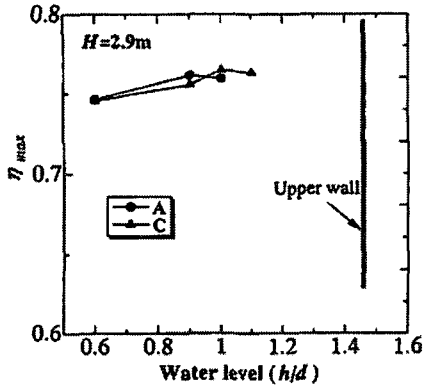


Fig. 7 Effect of water level in chamber I

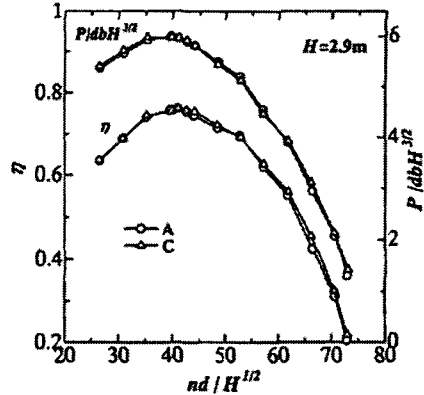


Fig. 8 Efficiency and power vs. rotational speed

한편, 런너실 케이싱의 상부벽면에 설치한 공기밸브로부터 유입된 공기는 런너 내부로 재유입하는 물과 섞여서 혼상류로 되며 런너 내부로 흡입되기 때문에 런너 내부에 선명한 공기층이 형성되기 어렵게 된다. 따라서, Fig. 4(a)에 나타난 것과 같이 Test A에 비해서 최고효율점 회전수 전후의 넓은 범위에서 효율이 약간 저하했다. 또한, Fig. 4(b)에 보이는 바와 같이 무구속 상태에 가까운 고회전수에서는 원심력에 의한 압력상승 때문에 공기량이 급격하게 감소하고, 런너 내부가 물에 잠기게 되어 흐름이 런너축에 부딪혀서 진동을 일으키게 된다.

3.3 런너 내부로의 공기공급법

Test B의 결과로부터 효율을 저하시키지 않고 런너실을 간소화시키기 위해서는 적절한 공기공급법의 검토가 필요하다는 것을 알 수 있었다.

따라서, 런너 내부로 직접 공기를 공급하는 방법을 고안하게 되었다. Fig. 3(c)에 보이는 바와 같이 런너실 케이싱의 측판상에 공기공급용 구멍을 1개 설치하고, 런너 측판상에도 축 주위로 4개의 공기공급용 구멍을 설치하여 런너 중심의 저압을 이용하여 자연흡입이 가능한 구조로 하였다.

또한, 이 방법과 종래의 공기공급법을 비교하기 위하여 종래형 런너실 I을 이용하여 런너실 케이싱상부로부터 공기를 공급하는 Test A와 런너실 측판을 통하여 공기를 공급하는 Test C를 행하였으며, 그 결과를 Fig. 7과 8에 보이고 있다. Test C의 경우, 런너실 내부의 수위가 런너의 높이를 넘어서더라도 런너 내부로 흡기가 가능하기 때문에 흡출효과를 보다 높일 수 있으며, 최적수위는 $h/d=1.0$ 으로 되었다 (Fig. 7). 이

최적수위에서 런너 내부압력은 $p_r/\rho gH=-0.45$ 이다. 또한, 런너 내부의 압력을 이 값으로 유지한 경우의 속도특성을 살펴보면 효율은 전회전수영역에 걸쳐서 약간 상승하였다 (Fig. 8).

3.4 런너실의 최적형상

Fig. 6에서 보인 바와 같이 Test B의 결과로부터 런너와 런너실 케이싱의 상부벽면과의 틈새가 넓을 경우에는 역류를 발생시키기 때문에 성능의 측면에서 볼 때 바람직하지 않는 구조라는 것이 판명되었다. 따라서, 이 틈새를 제거하고, 최적회전수에서 런너로부터 흘러나온 흐름의 상부경계가 Fig. 3(c)의 런너실 케이싱의 상부벽면 하단점 a와 일치하도록 하였다. 또한, 런너의 하류유로는 간소화를 위하여 흡출관과 직선으로 연결하여 접속하였으며, 공기공급법은 Test C에서 양호한 성능을 보인 측판 공기공급법만을 사용하였다.

런너실 III을 이용하여 런너 내부의 압력을 Test C와 같은 값 ($p_r/\rho gH=-0.45$)으로 유지하여 Test D를 행하였으며, 그 결과를 Fig. 9와 10에서 Test C와 비교하였다. 효율은 최적회전수보다 저회전수에서 약간 저하하지만, 고회전수에서는 전체적으로 높게 되어 (최대 9%), 최고효율은 1.3% 향상하였다. Test C와 D에서는 런너 내부의 압력을 동일하게 유지하기 때문에 이러한 효율향상은 런너실 형상의 차이에 의한 재유입손실의 저감효과로 볼 수 있다. 이러한 경우, 런너실 형상이 개선되었기 때문에 동일 낙차에서 물의 유량이 증가하게 되고 공기의 유량도 다소 증가한다.

Test D의 실험은 런너 내부의 압력을 종래형 런너실 I의 최적치에서 행하였지만, 런너 내부의 압력을 최적화함에 의해 흡출효과를 보다 높일 수 있는 가능성

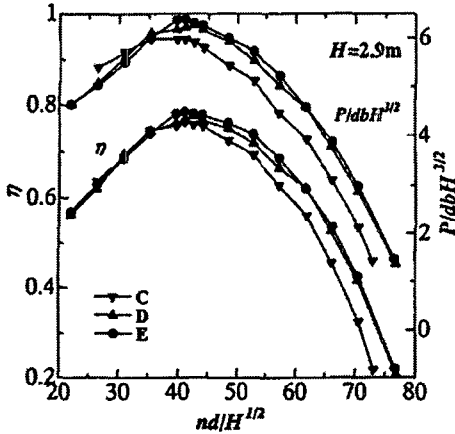


Fig. 9 Efficiency and power vs. rotational speed

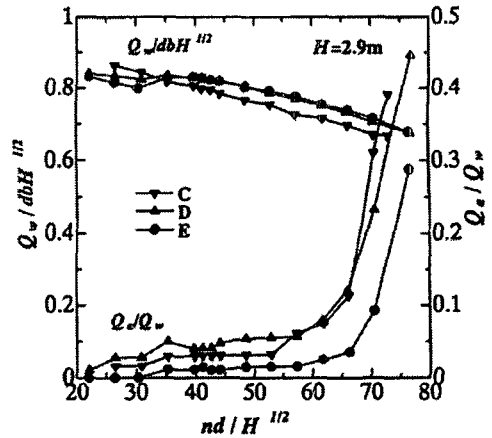


Fig. 10 Flow rates of water and air

이 있다. 따라서, 최적회전수에서 흐름이 런너축에 부딪히지 않고 정확하게 런너축의 아래쪽을 통과하는 정도까지 공기량을 줄였다. 이때의 런너 내부압력은 $p/\rho gH = -0.50$ 이다.

런너 내부의 압력을 이 값으로 유지하여 Test E를 행하였으며, 그 결과를 Fig. 9와 10에 보이고 있다. 효율은 전체적으로 Test D보다 더욱 향상하였고, 최고효율은 0.9 % 향상해서 78.5 %로 되었다. 이러한 흡출 효과에 의한 효율증가량 0.9 % (Test E와 Test D의 차)와 재유입손실의 감소에 의한 효율증가량 1.3 % (Test D와 Test C의 차)를 합치면, 종래형 런너실 I에 비해서 최고효율이 2.2 % 증가하였다.

4. 결론

본 연구에서는 저낙차 관류수차를 마이크로 수력발전전에 도입하여 실용화하기 위하여 수차구조를 간소화하였으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 간소화시킨 런너실에서 재유입손실의 저감과 흡출효과의 증가에 의해 넓은 회전수 범위에서 효율이 증가하였고, 최고효율도 종래형 런너실을 이용하는 경우보다 증가하였다.

(2) 본 연구에서 제안한 런너실 케이싱 측면을 통한 공기공급법은 런너실을 간소화시킬 수 있고, 또한, 런너실의 형상에 상관없이 종래의 공기공급법보다 효과가 크다.

(3) 수차구조를 간소화하기 위하여 노즐 내부의 가이드베인을 제거하더라도 유로형상을 적절하게 설계하면 전체성능에 영향을 미치지 않는다.

참고문헌

- (1) Furukawa, A., Takenouchi, K., Okuma, K. and Watanabe S., 2005, "Utilization of Two-Dimensional Ducted Darrieus Turbine for Extra-Low Head Hydropower," Proc. EXPO WCWRF 2005 (Shizuoka Japan), Paper No. 4010.
- (2) Tanaka, D. and Kanemoto, T., 2005, "Counter-Rotating Type Hydroelectric Unit with Superior Capacities," Proc. EXPO WCWRF 2005 (Shizuoka Japan), Paper No. 4101.
- (3) Inagaki, A. and Kanemoto T., 2005, "Gyro-Type Hydroelectric Turbine to Coexist with Natural Ecosystem," Proc. EXPO WCWRF 2005 (Shizuoka Japan), Paper No. 4102.
- (4) Desai, V. R. and Aziz, N. M., 1994, "An Experimental Investigation of Cross-Flow Turbine Efficiency," Trans. ASME J. of Fluids Eng., Vol. 116, pp. 545~550.
- (5) Toyokura, T., Kanemoto, T., Suzuki, T. and Sato, T., 1985, "A Study on the Cross-Flow Hydro Turbine," Trans. JSME, B, Vol. 51, No. 461, pp. 143~151.
- (6) Kitahora, T., 1997, "Application of Cross-Flow Hydro Turbine to Low Head," Turbomachinery (of Turbomachinery Society of Japan), Vol. 25, No. 4, pp. 200~204.