



공학박사 학위논문

소수력용 프란시스 수차의 고성능화를 위한 직접설계법의 개발 및 적용에 관한 연구

A Study of Direct Design Method and Application of the Small Hydro Francis Turbine for Performance Improvement



2017년 2월

한국해양대학교 대학원

- 기계공학과
- 황 영 철

본 논문을 황영철의 공학박사 학위논문으로 인준함

위원장 : 공학박사 정 재 현 인 원 : 공학박사 윤 형 기 위 인 위 공학박사 정 인 형 호 워 위 인 공학박사 김 정 환 원 공학박사 이 영 호 위 인 원 :

2016 년 12 월 19 일

한국해양대학교 대학원







목 차

Nomenclature	 • i
List of Tables	 iii
List of Figures	 iv
Abstract	 ix

제1장서론

1.1	연구	배경	및	필요성	 1
1.2	최근	연구	동	향	 7
1.3	연구의	니 목 :	적고	+ 범위	 10

제 2 장 프란시스 수차의 설계 개요 및 필요성

2.1 프란시스 수차 특성	13
2.2 프란시스 수차의 구조	14
2.3 프란시스 수차 설계 이론	22
2.4 프란시스 수차의 설계와 성능 검증	30
2.4.1 수력 설계	30
2.4.2 수차 설계	31
2.4.3 프란시스 수차의 성능시험	33
2.4.4 수치해석법	35
2.5 직접설계법	49

제 3 장 프란시스 수차 기본설계

3.1 프란시스 -	수차의 러너	설계	
3.1.1 러너 '	입구 설계		 54
3.1.2 러너 -	출구 설계		



3.1.3 러너 주요 치수의 결정	58
3.1.4 설계 유량의 결정 및 속도삼각형 작도	58
3.1.5 러너의 외형치수 결정	60
3.2 프란시스 수차의 가이드베인 설계	66
3.3 프란시스 수차의 주요 구성품 설계	75
3.3.1 스테이베인 설계	75
3.3.2 케이싱 설계	76
3.3.3 케이싱 입구에서 스테이베인 입구 흐름 설계	78
3.3.4 흡출관 설계	79
3.3.5 수차축의 설계	81
34 기본설계방안 제시 결과	86

제 4 장 프란시스 수차 상세설계

4.1 설계항목 결정	88
4.2 러너 형상 결정	90
4.2.1 Inlet angle 결정	91
4.2.2 Port area를 이용한 Outlet angle 결정	91
4.2.3 계산을 통한 Outlet angle 결정	94
4.2.4 러너 형상 결정	95
4.3 가이드베인 설계	107
4.4 케이싱과 스테이베인의 설계	109
4.5 최적 배치안 결정 및 흡출관 형상 결정	112
4.6 수치해석용 3차원 형상 결정	115
4.7 상세설계방안 제시 결과	118

제 5 장 프란시스 수차 성능해석

5.1	내부	유동해석에	따른	수차모델	성능해석	•••••	120
-----	----	-------	----	------	------	-------	-----



5.1.1 성능특성	121
5.1.2 내부 손실 검토	122
5.1.3 블레이드에서의 유선분포	122
5.1.4 가이드베인 개도에 따른 성능 검토	123
5.2 캐비테이션 성능	131
5.3 구조안정성 검토	133
5.3.1 연성해석 모델 및 격자계	133
5.3.2 해석조건	134
5.3.3 해석결과	135
5.4 실험용 수차 제작 및 설치	143
5.5 프란시스 수차 성능시험 ~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~	148
5.5.1 성능시험설비 재현성 시험	148
5.5.2 성능시험 결과	149
5.6 성능시험 수행 결과	154
제 6 장 직접설계법을 적용한 소수력발전용 프란시스 수차의 고성능화	
6.1 수차 설계의 간소화	158
6.2 손실 요소 관리	162
제 7 장 결 론	165
감사의 글	167

참고문헌 168



Nomenclature

D_1	: Diameter of runner inlet	[m]
D_{e}	: Diameter of runner outlet	[m]
Η	: Head	[m]
H_{e}	: Effective head	[m]
H_{th}	: Euler's head	[m]
N	: Rotational speed	[rpm]
$N_{11}(n)$: Unit rotational speed $(N_{11} = N/\sqrt{H})$	[-]
n_s	: Specific speed	[m-kW]
Р	: Pressure	[kgf/cm ²]
Q	: Flow rate	[m ³ /s]
$Q_{11}(q)$: Unit flow rate $(Q_{11} = Q/\sqrt{H})$	[-]
T_h	: Torque of runner	[N · m]
u_1	: Peripheral velocity in inlet side	[m/s]
u_2	: Peripheral velocity in outlet side	[m/s]
v_1	: Absolute velocity in inlet side	[m/s]

Collection @ kmou

— i —

v_2	: Absolute velocity in outlet side	[m/s]
$lpha_1$: Outflow angle in guide vane	[°]
α_2	: Outflow angle in runner	[°]
β_1	: Runner blade inlet angle	[°]
β_2	: Runner blade outlet angle	[°]
η_h	: Hydraulic efficiency	[%]
ϕ_1	: Peripheral velocity	[m]
σ	: Stress	[N/mm ²]
Е	: Loss of head	[m]
ξ	: Loss of head coefficient	[-]



List of Tables

2.1	Specification of test facilities in K-water	34
2.2	Numerical methods and boundary conditions	36
2.3	Difference of 1 pitch analysis and full domain analysis	51
3.1	Stress value of each material	70
3.2	Spiral casing type selection table	77
3.3	Draft tube selection table	79
4.1	Specification of francis turbine design	88
4.2	Measuring data of equivalent flow rate diameter and runn	ier
	outlet diameter value	92
4.3	Calculating & measuring data of the runner outlet velocity	
	triangles	96
4.4	Calculating data of peripheral velocity and outlet angle	95
4.5	Comparison of the outlet angle in the Francis turbine	
	runner design	95
4.6	Comparison of design data by calculation & Calibration	
		.09
4.7	Design specifications of Francis Turbine	15
5.1	Data of using material 1	.34
5.2	Comparison of francis runner manufacturing process 1	.44
	 2.1 2.2 2.3 3.1 3.2 3.3 4.1 4.2 4.3 4.4 4.5 4.6 4.7 5.1 5.2 	 2.1 Specification of test facilities in K-water

List of Figures

Fig.	1.1	Shape of Francis turbine	5
Fig.	1.2	Status of Francis turbine installation in domestic market	5
Fig.	1.3	Annual hydro power energy supply in Korea (2016. Korea	
		Energy Economics Institute	6
Fig.	1.4	Status of small hydro power in Korea (2016. EPSIS : Electric	
		Power Statistics Information System	6
Fig.	2.1	Types of hydro turbine according to specific speed	18
Fig.	2.2	Francis turbine casing	19
Fig.	2.3	Francis turbine guide vane	19
Fig.	2.4	Francis turbine runner	20
Fig.	2.5	Francis turbine draft tube	20
Fig.	2.6	Stay vane & Stay ring	21
Fig.	2.7	Guide ring & Servo motor	21
Fig.	2.8	Meridional shape of runner	28
Fig.	2.9	Section drawing in runner blade	28
Fig.	2.1	0. Velocity triangles in runner (inlet & outlet)	29
Fig.	2.1	1 Shape of runner according to specific speed	29
Fig.	2.2	12 Internal flow according to flow-rate, head, rotational spectrum 12	ed
			29
Fig.	2.13	3 Procedure of hydraulic design	39
Fig.	2.14	4 Hydraulic design flowchart for Francis turbine	39
Fig.	2.1	5 Scheme view of test facilities in K-water	40
Fig.	2.1	6 Plan view of test facilities in K-water	40
Fig.	2.1′	7 Hydro turbine test facilities control program in K-water	41
Fig.	2.1	B Detail view of test facilities in K-water	42

Fig. 2.19 Exampels of 1 pitch analysis using CFD	43
Fig. 2.20 3D fluid domain of the francis turbine for CFD calculation	on
	44
Fig. 2.21 BladeGen Templates	44
Fig. 2.22 BladeGen GUI	45
Fig. 2.23 Conceptual diagram of FSI	45
Fig. 2.24 Numerical mesh for the Francis turbine components	46
Fig. 2.25 Result of internal flow using 1 pitch analysis	47
Fig. 2.26 Flow chart of the Blade shape decision process	48
Fig. 2.27 Example of outflow angle calibration to 90°	48
Fig. 2.28 Flow chart of the Francis turbine Direct design method	52
Fig. 3.1 Sectional view of guide vane & runner blade	62
Fig. 3.2 Meridional shape of the francis turbine runner	62
Fig. 3.3 Velocity triangle in runner outlet	63
Fig. 3.4 Partial turbine in runner passage	63
Fig. 3.5 Velocity triangle in runner inlet for β_1	64
Fig. 3.6 Velocity triangle without blade in outlet	64
Fig. 3.7 Velocity triangle with blade in outlet	65
Fig. 3.8 ϕ , K_{cp} , K_{ca} selection table	65
Fig. 3.9 Diameter of guide vane center & number of guide vane	
selection table	72
Fig. 3.10 Velocity triangle in guide vane outlet	73
Fig. 3.11 Conceptual view of guide vane control	73
Fig. 3.12 Conceptual view of guide vane control mechanism	74
Fig. 3.13 Side view of guide vane	74
Fig. 3.14 View of guide vane arm	74
Fig. 3.15 View of guide vane pin	74

Fig. 3.16 Design point of stay vane	82
Fig. 3.17 Francis turbine casing design	82
Fig. 3.18 View of casing (α_1 =22.5°)	83
Fig. 3.19 Length selection table for casing	83
Fig. 3.20 Dimension of casing and stay vane arrangement	84
Fig. 3.21 Hs selection table in draft tube	84
Fig. 3.22 Outlet velocity selection table	85
Fig. 3.23 Francis turbine draft tube design	85
Fig. 4.1 Flow chart of the Francis turbine runner design	98
Fig. 4.2 Meridional shape and dimensions of the Francis turbine	98
Fig. 4.3 Velocity triangle of the $n_s 200$ Francis turbine runner	99
Fig. 4.4 Drawing for equivalent flow rate decision process	99
Fig. 4.5 Drawing for & Outlet diameter decision process	100
Fig. 4.6 Velocity triangle in range 1~2 for port area decision	
process	100
Fig. 4.7 Velocity triangles for port area decision process in equivalent fl	low
rate condition	101
Fig. 4.8 Velocity triangles for port area and outlet angle decision process	in
equivalent flow rate condition	101
Fig. 4.9 Flow chart of the francis turbine runner design by CFD	
	102
Fig. 4.10 1 pitch fluid domain of the francis turbine for CFD	
calculation	102
Fig. 4.11 Result of CFD head in different cases	103
Fig. 4.12 Selected cases with different port area	103
Fig. 4.13 Meridional velocity at exit of runner	104
Fig. 4.14 Outflow angle distribution at exit of runner	104

– vi –

Fig.	4.15 Whole view of 6 cases of runner	105
Fig.	4.16 Streamline distribution in the draft tube	106
Fig.	4.17 Recalculated turbine casing for manufacture	111
Fig.	4.18 Turbine casing design with stay vane	111
Fig.	4.19 Stay vane & Guide vane arrangement of new design	114
Fig.	4.20 Schematic view of francis turbine for experimental	114
Fig.	4.21 View of Volumetric hole located in turbine cover &	
	runner side	117
Fig.	4.22 Selected runner, guide vane, stay vane, casing, draft tube	
		117
Fig.	5.1 Performance curve of the francis turbine at design guide vane	
	opening	124
Fig.	5.2 Relationship between unit flow and unit speed	125
Fig.	5.3 Hill chart of the francis turbine by CFD analysis	125
Fig.	5.4 Torque loss in the clearance gap part	126
Fig.	5.5 Schematic view of leakage in francis turbine	126
Fig.	5.6 Streamline distribution on the runner blade by load	127
Fig.	5.7 Velocity vectors distribution of francis turbine	128
Fig.	5.8 Streamline distribution in draft tube	128
Fig.	5.9 Streamline on blade surface	129
Fig.	5.10 Performance curve of the francis turbine at flow rate varia	ation
		130
Fig.	5.11 Cavitation analysis on the runner blade	132
Fig.	5.12 Streamline distribution on the runner blade by load	132
Fig.	5.13 Modeling for Fluid-Structure Interaction	137
Fig.	5.14 View of numerical mesh for FSI	137
Fig.	5.15 Pressure distribution of francis turbine	138

– vii –

Fig.	5.16 Pressure load on main components	138
Fig.	5.17 Result of FSI on casing	139
Fig.	5.18 Result of FSI on turbine cover	140
Fig.	5.19 Result of FSI on stay vane	141
Fig.	5.20 Result of FSI on runner	142
Fig.	5.21 Manufacturing process of welding type francis runner	146
Fig.	5.22 Parts of model francis turbine for test	146
Fig.	5.23 Measurement of guide vane gap	147
Fig.	5.24 Model francis turbine performance test	147
Fig.	5.25 Reproducibility test for francis turbine model test data	
	acquisition	151
Fig.	5.26 Performance curve by guide vane open angle of $n_s 200$ fm	rancis
	turbine model test	152
Fig.	5.27 Hill chart of $n_s 200$ francis turbine	152
Fig.	5.28 Characteristic curve of $n_s 200$ francis turbine run away	
	speed test	153
Fig.	5.29 View of rope cavitation in draft tube	153
Fig.	5.30 Comparison of results of CFD and Experiment	156
Fig.	6.1 Procedure of Direct design for francis turbine	160
Fig.	6.2 Comparison of outflow angle distribution with 1 pitch and full	
	domain	161
Fig.	6.3 Comparison of loss analysis with 1 pitch and full domain	
	••••••	161
Fig.	6.4 Loss analysis of francis turbine	164

A Study of Direct Design Method and Application of the Small Hydro Francis Turbine for Performance Improvement

Yeong-Cheol Hwang

Department of Mechanical Engineering Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

In order to strengthen the national competitiveness of natural disasters such as earthquakes and typhoons, which are frequently occurring at home and abroad, energy independence and the acquisition of clean energy using new and renewable energy Interest is growing.

Especially in Korea, due to the saturation of the hydro energy market, entry of foreign competitors into the market, lack of fundamental technology related to hydro power and lack of professional technical personnel, technology is becoming more and more important.

In this study, we propose a new design process that combines the fundamental design technology and the latest design technology for the francis turbine, which is widely used in the hydropower market, and confirm its feasibility.

The design theories that were applied to the francis turbine was reestablished for small hydropower generation, and design by applying 1 pitch analysis method of the stay vanes, guide vane, runner was confirmed possible

by using ANSYS BladeGen and CFD.

Especially, in the flow analysis performed based on the design data, the efficiency of the francis turbine measured by considering the loss of leakage was 90.62%.

Based on the results of the flow analysis, was measured at 88.9% under the 73kW turbine output design condition. Therefore, it was confirmed that the design of the francis turbine was performed very well as a result of the analysis of the turbine through the analysis and the experiment.

In order to apply the direct design method, the height of inlet, design flow-rate, and theoretical drift for the blade inlet and outlet velocity triangles based on the theoretical head calculation, we can easily determine the shape of the runner blade and determine the adoption of the selected shape through the flow analysis to the extent that the outflow angle of the runner satisfies 90 degrees. This method can confirm the result in a very short time compared with the existing design method, and confirms the same result as full domain analysis in an error range of less than 2%.

The results show that the leakage loss of inside of the francis turbine is mainly occupied by the leakage loss in runner inside and can be expected to improve the efficiency of the turbine by reducing the leakage loss.

In particular, according to the results of the loss distribution analysis, it was confirmed that the efficiency of the turbine can be improved most remarkably when the performance of the runner, the guide vane and the draft tube is improved. In this study, it is confirmed that the efficiency loss due to leakage loss reaches 1.66%, and the efficiency is more than 90% because the loss is decreased when the output and flow rate increase.

Therefore, it is possible to supply high performance turbine when the improvement method of the turbine is applied through the loss analysis in the



- x -

design stage. And when the direct design method is applied, the high efficiency francis turbine can be supplied in market with a short time delivery.

In addition, it is expected that the high efficiency francis turbine can be applied to the low specific speed range of less than 70 (lower than Ns70) and the high specific speed range of which the speed is higher than 300. The efficiency of francis turbine will be increase and it will be able to secure various economic benefits by expanding the scope of application.









제1장 서론

1.1 연구배경 및 필요성

유체에너지를 기계적 에너지로 변환하는 기기를 터빈이라 하며 사용하는 유 체의 종류에 따라 액체(대체로 물)의 경우 '수차', 기체의 경우 '가스터 빈', '스팀터빈' 등으로 구분 된다. 수차는 하천 또는 저수지 등에 설치하고 물이 갖고 있는 위치에너지로부터 전기에너지를 얻는 수력발전시스템 구성요소 에서 가장 중요한 핵심 기기로서, 물의 위치에너지를 기계에너지로 변환시키는 유체기기의 회전차에 발전기를 연결하면 전기를 생산할 수 있다. 특히 최근의 풍력발전이나 원자력 발전, 태양광 등의 에너지원에 비하여 수력에너지는 많은 장점과 필요성을 가지고 있다. 최근 20여 년간 지속적으로 개발되어온 풍력이 나 태양광 등의 에너지원은 전력수급의 안정성과 품질을 고려하여 반드시 양수 발전이나 대수력, 소수력 등의 수력에너지를 기반으로 건설되어야 하다. 따라서 우리나라를 포함한 대부분의 국가에서 에너지산업의 기반이 되는 수력에너지의 중요성은 매우 높다고 할 수 있다.

일반적으로 알려진 수차의 종류에는 프란시스(Francis), 카플란(Kaplan), 펠턴 (Pelton), 횡류(Cross-flow) 등 다양한 형식의 수차가 있고, 물의 낙차와 유량에 따라 최고의 효율에서 작동할 수 있는 영역이 형식별로 차이를 보이고 있다. 본 연구에서는 국내에 알려진 다양한 수차 중에서도 특히 낙차범위도 넓고 효 율이 높아 국내외에서 가장 많이 설치되어 사용 중인 소형 프란시스 수차의 설 계기법을 정립하고 이를 적용하여 기존 설비에 비하여 성능이 향상된 수차를 적용할 수 있도록 지원하는 것을 목표로 하고 있다.

프란시스 수차는 적용 가능한 낙차, 유량의 범위가 넓어 소형 수차부터 대형수 차까지 많이 채용되고 있으며, 유량을 조절한 수 있는 기구인 가이드베인을 설치하 여 수도 시설물 등 유량조절이 최우선 기능으로 간주되는 경우에도 사용할 수 있는 장점을 가지고 있다. Fig. 1.1에는 최근에 널리 사용되고 있는 횡축형 프란시스 수차 의 형상과 주요 구성품을 보이고 있다. 프란시스 수차는 회전축의 직각방향에서 물이 유입되어 수차 내에서 축 방향으로 방향이 바뀌어 유출되기 때문에 유수 의 흐름 방향이 직각으로 바뀌는 특징을 가진다. 따라서 이러한 회전차의 특성 을 고려한 설계를 수행하여야 한다.

발전설비 시공사와 현재 운영 중인 기관의 자료를 바탕으로 현황을 조사한 결과 2015년을 기준으로 국내에서 운영 중인 소수력발전소 중에서 프란시스 터 빈을 적용한 소수력발전소는 약 40여 개소 이상이며, 용량은 70kW에서 약 1,800kW 출력의 범위에 분포되어 있다. 관련하여 민간에서 운영하는 발전설비는 제외하고 공공기관에서 국내에 건설하여 운영하고 있는 프란시스 수차의 용량별 분포에 대한 상세 자료조사 결과를 Fig. 1.2에 나타내었다.

소수력 발전 설비의 운영시간은 설치 장소와 댐의 운영 조건에 따라 다르며, 식수를 공급하거나 하천유지를 위하여 설치된 댐 시설물의 수력발전설비는 농어 용수를 이용하는 경우보다 운영시간이 길다. 최근까지 설치하여 사용 중인 수차 의 제조 및 공급 현황을 보면, 국내 소 수력 발전용 수차의 경우 국산화율이 95% 를 넘어서고 있지만, 수차의 효율이 선진국 대비 약 84% 수준에 머물러 있는 것 으로 알려져 있다[1]. 최근 소수력 발전소를 운영하는 기관에서는 국외 제품과 동등한 수준의 성능을 발휘하는 발전설비를 요청하고 있으나 국내의 설계 및 제작기술은 이러한 요구사항을 만족시킬 수 있는 능력을 보유하고 있지 못한 실정이다.

따라서 국가 경쟁력 향상과 수력발전설비의 현대화를 위하여 설비의 성능향상 을 위한 연구개발을 수행하지 않으면 시장에서 도태할 수밖에 없는 현실을 개선하 기 위하여 수차의 성능향상을 위한 연구의 수행이 필요할 뿐 아니라, 국내에 설치 운영 중인 노후화된 수력발전소의 성능개선이나 설비 교체 참여를 통한 내수시장 강화와 수출 주도형 산업으로 육성, 발전시켜 해외 수력시장 진출을 위 한 도모가 절실히 요구되고 있다.

2011년 일본의 후쿠시마 원자력 발전소의 방사능 누출 사고이후 범세계적으로 신·재생에너지 개발에 대한 관심이 높아지고 있으나 기존의 신·재생에너지원 인 태양광, 풍력 등의 에너지밀도가 낮아 기저전력을 대체하기에는 무리가 있다. 이에 따라 에너지 밀도 면에서 유리하면서도 온실 가스배출이 거의 없는 수력발 전에 대한 관심이 높아져 개발보급은 더욱 확대될 것으로 예상된다.

특히, 수력발전은 전력생산 외에 관개, 용수공급 등의 다양한 용도로 활용되는 장점으로 인해 전 세계적으로 꾸준히 건설되고 있다. 수력발전은 그 역사가 길기 때문에 국내외를 막론하고 노후화된 발전소가 많아 수명이 도래하거나 성능이 저하된 발전소의 성능개선을 통한 발전량 증대가 요구되고 있으며 낙차와 유량 이 정해진 기존의 수력발전소의 용량 증대를 위해서는 수력터빈의 효율 극대화 가 요구된다.

향후 신재생에너지에 대한 관심의 증대로 인한 수력시장의 급성장이 예상되나, 이는 주요 기기의 설계 및 제조 기술을 확보한 사업자 중심으로 진행될 것으로 예상되며 이에 대응하기 위해서는 핵심설비의 제조 및 설계기술 확보가 시급하 게 대두되고 있는 상황이다. 최근까지의 국내 수력발전 누적량 변천을 보면, 80~90년대까지 신규 건설을 통해 최대로 되었지만, 이후 중/대수력 위주의 신규 건설은 감소하였으나, 신규 소수력발전의 증가 및 중대수력 발전소에 대한 Retrofit 수요의 증가를 통해 점진적인 증가 추세를 나타낸다. 국가에너지통계종 합정보시스템에서 제공하는 자료를 Fig. 1.3에서 요약하여 나타내었으며, 최근 국 내 수력산업의 현황을 잘 나타내고 있다. 그림에서는 2011년 4대강 조성사업의 일환으로 건설된 소수력설비를 제외하면 최근 10여 년간 꾸준하게 건설되어오고 있음을 알 수 있다.

수력사업은 지구온난화의 주범인 이산화탄소의 배출이 거의 없는 청정에너지 사업이며, 탄소배출권 거래가 점차 활성화되면서 부가가치를 창출하는 유망 사업 으로 기대 증가하고 있다. 그래서 향후 수력사업 시장은 국가별 저탄소 녹색성장 정책과 맞물려 지속적인 성장이 예상된다. 국내 수력시장을 구성하고 있는 양수 나 일반 중, 대수력은 이미 포화상태에 이르렀다는 점에 비추어 소수력의 경우 Fig. 1.4에 보이는 것과 같이 매년 발전량이 증가하고 있는 추세이며, 2014년 대 비 2015년 발전량을 비교하면 약 5% 이상의 증가 추세를 보이는 것으로 집계되



어 개발 가능성이 매우 높다.

현재 국내 중·대수력 발전소에 대한 신규 건설은 제한적인 수력자원, 투자금, 환경 문제 등으로 인해 급격한 증가를 기대하기 어려운 실정이나 국내 및 북한 지역에 과거 설치되었던 수차 터빈의 개·대체 수요가 지속적으로 발생할 것으 로 예측된다.

최근 수력발전소는 새로운 수차 발전시스템에 대한 지속적인 기술개발과 함께 기설치 운전 중인 수차에 대한 효율 개선을 통해 전력생산성을 높이고자 하는 연구가 지속적으로 계획 추진하고 있는 실정이다.

또한 UN 기후변화협약의 발효에 따라 세계 각국은 화석연료에 의존하던 기존 의 에너지 수급 전략을 수정하여 이산화탄소를 배출하지 않는 수력발전을 그 대 안의 하나로 고려하고 있다. 기술과 자본이 부족한 저개발 국가들은 최근 급격하 게 늘어나는 전력수요를 자국의 풍부한 수자원을 이용한 수력발전으로 공급하고 잉여전력은 이웃나라에 수출하려고 계획하고 있다.

최근 국내 관련기업들은 수력자원이 풍부한 해외 저개발국의 요청에 따라 수 력발전에 대한 투자 및 개발을 적극 추진 중이며, 향후 더욱 증가할 것으로 예상 된다. 더불어 정부의 "저탄소 녹색성장 전략"과 기후변화협약 등 신·재생에너 지 수요 증가에 발맞춰 국내 수력발전 개발을 적극 육성중이며, 신·재생에너지 이용 극대화를 촉진하고, 향후 북한 수력설비에 대한 개·보수 등도 준비 중이므 로, 관련 연구의 수행을 통하여 국내 기술로 수요를 충족시킬 수 있도록 준비하 여야 한다.

Collection @ kmou

- 4 -



Fig. 1.2 Status of Francis turbine installation in domestic market



Fig. 1.4 Status of small hydro power in Korea (2016. EPSIS : Electric Power Statistics Information System - <u>https://epsis.kpx.or.kr</u>)

1.2 최근 연구 동향

2006년도에 윤의수[2] 등은 프란시스 수차의 수력학적 성능해석에서 CFD를 이 용하여 프란시스 수차의 수력학적 성능을 해석하고 유동재순환, 날개부하 교차 및 유동박리 등 수차의 효율 감소요인을 배제시키는 설계와 해석을 반복수행하 여 고효율 수차의 설계가 가능함을 제안하였다.

2008년도에 박노천[3] 등은 프란시스 수차의 진동과 효율 특성에 관한 연구에 서 수차의 발전조건에 상관없이 선회류 진동이 발생하기 시작하는 일정한 조건 의 임계유량이 존재하며, 시험을 통하여 이러한 임계유량에서의 효율 개선방안을 제시하였다. 또한 대부분의 프란시스 수차에 대하여 임계유량 선정법이 적용되어 만족할 만한 결과를 얻을 수 있다고 밝혔다.

2009년도에 이철형[4] 등 은 프란시스 수차의 국산화개발 연구에서 모형수차를 제작하여 모형시험을 수행하고 실물수차로 상사를 수행하여 실제 소수력발전소 설치한 프란시스 수차에 대한 성능시험을 수행하였으며, 안내깃의 변화에 따른 수차의 출력과 효율 등에 대한 종합평가를 통하여 설계에서 제작 및 검사에 이 르는 과정에 대한 연구를 수행하였다. 그리고 Stefan Lais[5] 등은 CFD 시뮬레이 션으로 취득한 데이터를 기반으로 구조설계를 적용한 분석과 실험 결과가 매우 잘 일치함을 확인하고, 새로운 접근방식을 기반으로 수차에 적용되는 부하를 정 확하게 예측하여 수차의 수명주기에 미치는 요소를 개선함으로써 더 낳은 수차

2010년도에 최현준[6] 등은 CFD에 의한 프란시스 수차의 내부유동에 따른 기 초 성능해석에 대한 연구에서 70kW급 프란시스 수차의 Wicket gate 각도에 따 른 유량의 변동과 함께 출력과 효율의 증가를 확인하였으며, 하필수[7] 등은 역 설계 및 CFD를 통한 저효율 프란시스 수차의 성능향상 연구에서 wicket gate 개 도와 러너의 형상에 대한 유입각도 불일치로 성능이 저하되고 있음을 확인하고, 러너의 형상 변경 및 수치해석을 통하여 효율 향상이 가능함을 밝혔다.

또한 노형운[8] 등은 러너 교체 전후 프란시스 수차성능의 실험적 고찰에서 러 너의 형상설계와 제조기법에 따른 효율의 차이를 확인하고, 기존 설비의 성능향



상을 위한 기법을 제안하였다.

2012년도에 최현준[9] 등은 500kW급 실물 수차에 대한 CFD 분석을 수행한 뒤, 재설계 수행을 통하여 기존수차 대비 약 10%의 성능개선을 수행하는 과정을 제 안함과 동시에 CFD 분석의 타당성을 강조하였다.

2013년도에 전윤흥[10] 등은 프란시스 수차 러너의 날개 두께 변화가 수차특성 에 미치는 영향에 대한 연구에서 러너의 두께 변화에 따른 주변 압력분포는 거 의 변화가 없으며, 날개형상에 따른 패턴은 일정함을 확인하였다. 하지만 축동력 과 효율측면에서는 날개의 두께가 감소함에 따라서 항력이 감소하여 날개 단면 과 흡출관의 러너 측에서 유속분포에 영향을 미치는 것을 확인하고, 러너의 출구 각 변화에 대한 추가적인 연구가 필요함을 밝혔다.

2013년도에 전진현[11] 등은 유출각 변화에 따른 프란시스 수차 성능해석에 관 한 연구에서 동일한 블레이드에 대하여 출구각을 11도에서 20도까지 변경하면서 7가지 경우에 대한 효율 변화를 조사하였다. 연구 결과, 유출각에 따른 효율의 변화는 크지 않은 것으로 확인하고, 추가적으로 흡출관 및 블레이드 형상변화에 대한 추가연구가 필요함을 밝혔으며, O. Braun[12] 등은 드라프트 튜브에서의 vortex rope의 유형을 확인하고 CFD를 사용하여 러너와의 연관성을 검토하고, vortex rope를 해결할 수 있는 방안으로 러너 유입구의 형상개선을 제시하였다.

2014년도에 전윤흥[13] 등은 프란시스 수차 드라프트 튜브에서의 손실은 낙차 및 유량의 변화에 따른 러너 출구에서의 볼텍스 로우프 발생에 기인하며, 저유 량·저낙차에서는 러너 회전 반대방향으로, 고유량·고낙차에서는 같은 방향으로 나타나고, 수압맥동의 최대값 발생은 저유량 영역에서 볼텍스 로우프의 코어부가 튜브 하부로 진행하는 과정에서 압력회복이 수압맥동에 영향을 미침을 밝혔다. 또한 Christof Gentner[14] 등은 프랑스 Sisteron 수력발전소에서 35년 이상 운영 중인 프란시스 수차의 성능향상과 재설계를 수행하였으며, 특히 러너의 캐비테이 션 제거와 압력변동 저감, 베어링교체 등에 관한 연구를 통하여 현대화에 따른 수익의 증가와 안정적인 운전이 가능함을 밝혔다.

2015년도에 Vu Le[15] 등은 CFD Analysis and Performance Estimation of a Francis Hydro Turbine Model 연구에서 유량분할이나 선회류 등의 불안한 흐름에

의한 충격으로 토크 계산의 정밀도를 떨어뜨리기 때문에 수치해석보다 시험데이 터의 효율이 떨어짐을 밝혔다.

2015년에 Chen[16] 등은 프란시스 수차의 설계 및 내부유동 해석에 관한 연구 에서 수차 내부의 손실에 대한 해석을 수행하였으며, 그 결과 유량이 증가함에 따라 케이싱과 스테이베인에서의 손실이 증가하지만 저유량 조건에서 러너와 가 이드베인의 손실이 더 크게 나타남을 확인하였다. 또한 유량의 변동과 상관없이 러너 유로에서의 손실은 다른 손실에 비하여 비교적 크게 나타나며, 설계 유량이 아닌 운전 영역에서는 드라프트 튜브에서도 현저한 손실이 존재함을 밝혔다.

소개한 것과 같이 지금까지의 선행연구는 기존의 설계방식과 같이 선행사례 연구나 공급된 설계기법을 확인한 뒤, 동일한 방법을 적용하여 제작 및 시험을 통하여 성능을 확인하고, 기법의 상용화 가능성을 검토하여 그 결과를 제시하는 형식으로 연구를 수행하여 왔다. 그러나 최근 소수력발전에 대한 관심이 증가하 면서, 사용자에 의해서 다양한 설치 조건이 제시되고 있다. 이런 다양한 조건을 만족시키는 범위에서 최적의 수차를 제공하기 위하여 많은 시간과 노력을 들여 서 수차를 설계하고, 시험하여 그 결과를 바탕으로 실물수차를 제작한 뒤 공급하 기에는 많은 문제점을 가지고 있는 것으로 보인다. 특히 프란시스 수차를 포함한 소수력발전용 수차의 경우 다른 형식의 유체기계와는 달리 표준화를 통하여 일 반화하기에는 어려움이 많다는 단점이 원가 상승의 요인으로 작용하게 된다.

소수력발전설비의 경우 대수력용 발전설비와는 달리 에너지흡수 효율이 낮음 에도 불구하고 출력에 대한 관심이 많기 때문에 효율의 중요성이 상대적으로 부 각되어 있다. 전반적으로 대수력의 경우 효율의 차이에 따른 발생전력량의 차이 가 현저하게 나타나기 때문에 설계에서부터 모델시험과 유동해석을 통한 검증을 바탕으로 장기간에 걸쳐 공사를 수행하게 된다. 하지만 소수력의 경우는 정반대 의 경우라고 볼 수 있다. 소수력에서는 항상 짧은 공사기간에 토목과 기계비용을 최소화 할 수 있는 범위에서 공사를 진행해야만 한다.

이러한 최근의 사용자 요구조건에 대한 충족을 위하여 효율적인 수차 설계기 법에 대한 연구가 꼭 필요한 시점이라고 볼 수 있다.

1.3 연구의 목적과 범위

현재 국내에 도입되어 적용되고 있는 소수력 발전용 수차의 형상은 프로펠러, 프란시스, 횡류수차 정도로 제한되어 있으며, 이 또한 시장 규모가 수력에너지 선진국에 비하여 매우 열악한 환경에 놓여 있기 때문에 기술개발에 한계를 가지 고 있다. 이러한 현실을 극복하기 위해서는 최근 선진기업들이 추구하고 있는 팩 키지화를 통한 원가절감이나 효율향상 등의 경쟁력 개선을 위한 연구 활동을 수 행하지 않으면, 기술의 보전이나 향상이 어려운 형편이다. 이에 따라서 기존의 기술을 개량하여 최근의 선진기술동향을 따를 수 있도록 체계적인 기술의 확보 와 함께 고성능 수차의 공급을 위환 설계기술의 확보가 반드시 필요하다.

국내외 소수력 시장을 지배하고 있는 선진 기업들의 사업영역을 살펴보면 펌 프형 터빈, 인라인형 프란시스 터빈, 수류형 터빈, 스크류형 터빈 등 다양한 형식 으로 변형되어 새로운 시장을 창출하고 있는 추세이다. 이러한 터빈 형식의 출현 은 설계에 관한 기초기술을 바탕으로 해석과 실험 등 다양한 방식으로 연구 및 개발을 수행한 결과이다. 국내 시장과 마찬가지로 대부분의 국가에서도 기존의 수차형식을 적용한 댐 시설물 등의 발전 최적지에 대한 개발을 완료하고 1,000kW 이하급의 소수력발전 설비에 대한 관심을 보이고 있다.

하지만 이러한 관심에도 불구하고 국내에서 수차의 성능개선을 위한 지속적인 노력이나 성과에 대한 결과는 찾아보기 힘들다. 특히 수차의 설계에 관한 자료나 기법, 핵심 변수 등에 대한 자료는 수차 제작사의 고유한 자산으로 간주되어 연 구의 대상으로 인지되기 어려운 것이 현실이다. 그 결과 열악한 시장 환경을 보 유하고 있는 국내 시장의 경우 중국이나 유럽, 일본 등의 수력기술 선진국 대비 동등한 제조업 기반을 갖추고도 오히려 낮은 효율의 수차 설비가 공급되기도 하 는 것으로 알려져 있다. 약 100여년 이상의 시간에 걸쳐서 수차 설계와 제조기술 을 지속해오고 있는 유럽이나 일본의 선진사, 세계 최대의 수력시장을 보유하고 있는 중국의 수력설비 자립화에 따른 경쟁력 강화로 인하여 국내 수력산업은 해 외 진출이나 국내 시장에서의 외산 제품과의 경쟁에서 다소 불리한 입장에 있는 것이 사실이다.



특히 국내에서 적용되고 있는 수차는 프로젝트별 맞춤작업이 요구됨과 함께, 협소한 시장규모로 인하여 기술 인력의 양성에 어려움을 겪고 있으며, 전산유체 해석도구를 이용한 모델테스트 등 체계적인 기술개발 부족과 기술력 축척 미비 등의 문제를 가지고 있다.

2010년대 이후에 준공된 4대강 살리기 사업과 관련한 16개보의 소수력발전소 는 수차효율보증 등의 문제로 해외 선진사에서 제작한 수차를 선정하여 설치한 바 있다[17].

따라서 이러한 국내의 수력 시장 현황은 물론이며 수력을 통한 전기에너지 공 급 비중이 50%를 넘어서는 북한과의 통일, 갈수록 증가되고 있는 청정에너지에 대한 관심, 민간기업과 발전사의 소수력발전사업에 대한 진출 열망 등의 현실을 고려할 때, 가장 널리 공급되어 운영 중인 프란시스 터빈에 대한 특성을 분석하 고, 설계기법에 대한 개선과 간소화를 통하여 근본적인 효율향상 요소 확인 및 기법의 일반화를 수행할 필요가 있다. 이는 지역적인 특성이나 용수공급 조건 등 다양한 운영 및 설치 조건에 대한 상세한 성능 검토를 짧은 시간 내에 원만하게 수행할 수 있는 방안을 검토하여야 함을 의미한다.

실제 국내 소수력발전소의 건설기간은 대수력과는 달리 설계에서부터 준공에 이르기까지 약 1년 이하의 시간을 투자하고 있다. 짧은 기간 동안 설계와 모델시 험을 포함한 성능해석을 수행하기에는 턱없이 부족한 시간으로 볼 수 있다. 이러 한 소수력발전 분야의 상황을 고려할 때, 고성능의 수차를 공급하기 위해서는 일 정한 기간 이내에 고효율의 수차 설계를 마무리하여 수차를 공급할 수 있는 방 안에 대한 연구가 필요하다.

특히 사용자의 구매요구 조건을 고려할 때, 가장 근본적인 대책으로 다양한 입 지조건에 대하여 명확한 성능해석을 통한 수차 설계를 진행할 수 있는 도구가 필요하며, 이를 위하여 국내에서 가장 널리 사용되고 있는 프란시스 수차에 대하 여 최적의 성능 구현이 가능한 설계기법을 적용 할 수 있는 연구를 수행하고자 한다.

관련하여, 첫 번째로는 지금까지 부분적으로 연구에 활용되었던 프란시스 수차 의 설계이론과 절차, 설계 고려사항 등에 대한 내용을 취합하고 상호 영향과 상

관관계 등에 대하여 명확하게 구분 할 필요가 있다. 이는 그동안 설계자의 고유 한 영역으로 취급되어온 수차 설계의 기본 사항에 대하여 정립하고 일반화하는 것을 의미한다.

두 번째로 기존의 설계절차와 최근의 설계 및 해석 절차간의 상호관계를 이론 설계와 3D 모델링, CFD 해석으로 세분화하며, 일련의 절차와 과정에 대하여 특 화된 설계기법을 제안하여 수차설계의 일반화로 적용 가능함을 증명 할 필요가 있다. 이는 기존의 수차설계 기법에 최근의 수차 성능해석 기법을 접목하여 프란 시스 수차의 설계 기법을 현대화하는 것을 의미한다.

세 번째로, 제안된 설계법이 기존의 경험식에 의존하던 방식을 탈피하여 이론 설계와 해석을 하나의 설계절차로 정립함으로서, 발전설비의 운전 환경에 최적화 된 수차를 공급할 수 있도록 제작과 운용에 관한 가이드라인을 제시하고자 한다. 이는 현대화된 설계기법을 편리하게 사용할 수 있도록 그 절차를 일반화하는 것 을 의미한다.

요약하면, 본 연구의 목적은 기존 대용량의 수력에서 적용되었던 설계와 해석, 모델시험, 실물제작 및 설치에 이르는 과정을 소수력발전에 적합하도록 설계와 해석을 접목하고 모델시험을 생략할 수 있도록 간략화 된 설계절차를 확보하고 자 함이다. 또한 연구에 따른 검토 범위는 소수력발전용 수차에 적합한 설계 절 차에 대하여 유동해석을 포함한 설계기법으로 확립하고, 타당성을 확보하는 것이 다. 즉, 기존의 대용량 수력발전용 수차에 적용되었던 설계이론과 최신의 CFD 기법을 접목한 해석기술을 소수력 발전용 프란시스 수차의 설계에 적용하는 것 이다.



- 12 -

제 2 장 프란시스 수차의 설계 개요 및 필요성

2.1 프란시스 수차 특성

프란시스 수차는 반동수차의 한 종류로 광범위한 낙차범위(20m~300m정도)에 대해 사용할 수 있는 수차로 주요 구성품은 에너지 발생의 핵심요소인 러너, 가 이드베인(위켓게이트), 케이싱, 케이싱을 구성하는 스피드링과 주로 용접형식으로 체결되는 스테이베인 및 그 외의 부속장치로 이루어져 있다. 프란시스 수차의 구 조는 원심펌프의 구조와 거의 같게 구성되어 있으며, 펌프와는 단지 유동방향과 회전방향이 반대로 형성된다. 수압관으로부터 케이싱으로 유입된 물은 스테이베 인과 가이드베인에 의하여 방향과 속도가 바뀐 채 러너로 유입하면서 회전력을 얻고, 러너에서 흘러나온 다음 흡출관을 통하여 방수로로 방출된다. 러너를 나온 유동은 흡출관에서 감속되고 운동에너지는 압력에너지로 환원된다.

프란시스 수차는 물의 운동에너지와 위치에너지를 동시에 이용하여 동력을 발 생시키는 장치로 낙차가 크지 않은 환경에서 사용이 적합하며, 효율이나 설치 및 운영 면에서 다른 형태의 수차보다 많은 장점을 가지는 것으로 알려져 있다. 프 란시스 수차는 기존 발전소에서 가장 많이 사용하는 낙차범위에서 적용하므로 제작 되는 전체 수차의 70%를 점유하고 있다. 하지만 소수력발전용 수차의 경우 펌프와 같이 양산이 가능한 특징을 가지지 못하는 단점을 가지고 있으며, 이러한 제약 조건으로 인하여 시장의 형성에 어려움이 있다. 이러한 상업화의 저해요인 으로 펌프와는 달리 수차의 경우 낙차, 유량, 설치조건에 따라서 그 형태가 다양 하게 구분되므로 여러 가지 형태의 수차를 개발해야만 어려움을 가지게 되는 것 이다. 하지만 근본적으로 수차의 선정 단계에서부터 사용에 이르기까지에는 단계 별로 검토하여 제안할 수 있는 기초 지식과 사용에 대한 이해의 부족을 그 원인 으로 고려해 볼 수 있다. 이러한 수차의 일반화 저해요인에도 불구하고 프란시스 수차를 포함한 소수력은 최근의 신재생에너지원 중에서 가장 접근하기 손쉬운 분야로 인지되면서 관련기관이나 사업자들로부터 많은 관심을 받고 있다.

- 13 -

2.2 프란시스 수차의 구조

소수력발전용 수차로 가장 널리 사용되는 프란시스 수차의 구조를 물의 유입 순서대로 구분하면 입구관, 스파이럴 케이싱, 스테이베인, 가이드베인, 러너, 흡출 관(드라프트 튜브)으로 구분할 수 있다. 구조는 비교적 단순하며, 가이드베인 외 부에서 동력으로 가동부를 연결하여 러너로 유입되는 물의 흐름을 제어하고 러 너는 가동부분이 없는 고정식 일체형으로 되어 회전운동만을 수행하고 있으므로 다른 수차에 비하여 대형의 수차를 제작할 경우에도 유리한 장점이 있다[18].

프란시스 수차는 비속도의 구분에 따라서 그 형상이 조금씩 다르게 나타나며, 수차의 제어는 제작사의 설계방식에 따라서 조금씩 그 차이를 보이고 있다. 특히 Fig. 2.1 에 보이는 것과 같이 유량이 작고 낙차가 큰 경우의 러너 형상은 대표적 인 저비속도 수차의 형식인 펠톤에 가까운 형상으로 선정되고, 유량과 낙차가 작 은 경우에는 고비속도 수차인 프로펠러 수차의 형상을 닯아가게 된다. 러너 형상 에 따라서 케이싱의 형상이나 가이드베인의 위치나 크기 등도 모두 변경되어야 하므로, 수차에 있어서 가장 중요한 결정인자는 러너로 볼 수 있다. 프란시스 수 차의 경우 두 형상의 가운데에서 운용되며, 비속도 100에서 300에 이르는 비교적 넓은 범위에서 무난하게 사용이 가능한 특징을 가지고 있다.

일반적으로 알려진 프란시스 수차의 구조에 대하여 간략히 정의하고, 주요 기 능을 살펴보면 다음과 같다.

1) 케이싱

Fig. 2.2와 같이 나선형의 관으로 입구로 유입된 물을 스테이베인과 가이드베인 을 거쳐 러너로 유입시키는 기구부로 상시 수압을 받고, 부하 차단 시에는 급격 한 수압의 상승이 가해지므로 진동이나 충격에 대한 충분한 검토가 고려되어야 한다. 일반적으로 200m 이내의 낙차조건에서는 용접 형으로 사용하며, 200m를 넘어서는 경우에는 주조공법을 적용하여 제조하게 된다. 케이싱의 경우 수차의 설치 조건에 따라서 그 형상이 결정되는 경향이 많으므로 최대한 강도를 확보한 구조를 선택하여야 하며, 최근에는 그 사용조건을 고려하여 수차축이 중력방향으



로 정렬되는 종축형 보다는 수평형 축을 가지는 횡축형 프란시스 수차를 소수력 에 많이 적용하는 경향을 가지고 있다.

2) 가이드베인

프란시스 수차의 가이드베인이 가지는 가장 중요한 기능은 수차로 유입되는 유량을 조절하여 수차의 운전이 최적화 될 수 있도록 해주는 것이며, 러너 블레 이드의 유동패턴이 가이드베인에 의해 발생되는 주기적인 유량변화를 방지하기 위하여 러너 블레이드의 매수와는 다르게 선택되어야 한다. Fig. 2.3과 같이 러너 의 바깥쪽에 16~24매 정도로 장착하여 러너 방향으로 물이 효율적으로 유입 및 가속될 수 있도록 구성되어야 한다. 가이드베인의 열림 각도 조절은 주로 외측의 가이드링과 링크, 암 등의 조작용 구성품을 이용하여 조정하게 되며, 가이드베인 간 접촉면은 누수량을 결정하고, 출구측에서는 물의 유속을 결정하여 수차의 효 율에 영향을 미치므로 형상의 결정에 따른 제작 및 조립에 있어서 많은 주의를 요구하는 구성품이다. 특히 가이드베인을 전폐한 경우의 접촉면이 좋지 못한 경 우에는 전폐시 누수가 많아지게 되고, 그 출구부분에서의 유속이 빨라지게 되므 로 효율에 영향을 미치게 되기 때문에 측면의 형상 및 마무리는 특히 주의를 필 요로 하게 된다.

3) 러너

Collection @ kmou

Fig. 2.4와 같이 외측에 13~20매의 블레이드를 갖추고 있으며, 가이드베인을 거쳐 유입되는 물의 힘을 통하여 회전하면서 축동력을 회수하고, 그것을 주축에 전달하는 기능을 가진다. 또한 가능하다면 공명현상을 피하기 위하여 블레이드는 홀수로 제작하는 것을 권장하고 있다. 블레이드 매수가 많으면 캐비테이션 현상 이 줄어들게 되지만 마찰손실이 늘어나면서 효율이 줄어들게 되므로 충분히 고 려해야 할 사항이다. 케이싱으로 유입된 물이 러너의 내부에서 꽉 차있는 상태로 흐르므로 각부의 속도 및 압력이 다르며 비교회전도(n_s)에 따라서 그 형상이 큰 폭으로 변화하게 된다. 프란시스 수차 러너는 비교회전도의 값에 따라서 입구와 출구의 형상이 달라지며, 설치하고자 하는 위치에 대한 낙차와 유량을 근거로 그

형상을 결정하게 된다. 또한 반동수차의 특징에 따른 반동작용은 블레이드 출구 측 아래에 있으므로 이 부분의 형상과 사상 마무리는 특히 중요한 것으로 알려 져 있다.

최근에서는 기존의 Conventional type에서 X-blade라 불리는 Reversed Leading Edge 블레이드를 적용하여 캐비테이션 발생을 최소화한 러너 형상이 사용되기도 한다.

4) 출구관 (Draft tube)

케이싱으로 유입되어 스테이베인과 가이드베인, 러너를 통하여 유출되는 물을 방수로로 이어주는 역할을 하는 일종의 확대관이다. 입구와 출구의 유로 면적비 는 주로 1/10 이하로 하고, 러너 출구에서 물이 가지고 있는 속도에너지와 및 위 치에너지를 출구까지 효율적으로 회수할 수 있도록 한다. 또한 올바른 흡출관의 선정은 수차에서 발생하는 캐비테이션을 억제하여 수차의 성능을 유지할 수 있 도록 해 준다. 대부분의 경우에 있어서 엘보우를 사용하게 되는데, 엘보우의 전 단부는 콘 형태의 흡출관을 설치하여 유동손실이나 재순환영역을 방지하고 있다. 흡출관은 Fig. 2.5에 보이는 것과 같이 구분되어 사용되어지고 있으며, 곡관형 은 입축수차, 원뿔형은 횡축수차에 주로 적용하고 있다.

흡출관의 평균유속은 공기의 유입을 방지하고 흡출관의 적당한 길이를 선정하 기 위하여 1 m/s 이하로 떨어지는 것을 방하도록 설계하여야 한다. 또한 최근의 소수력발전소 건설에 이용되고 있는 엘보우의 경우 재순환 영역의 발생에 따른 손실이 동반될 수 있으므로 설계시 주의를 필요로 한다.

5) 스테이베인 및 스피드링

스테이베인은 반드시 가이드베인 및 러너와 함께 설계되며, 그 결과에 따라서 형상과 수량이 결정된다. Fig. 2.6과 같이 스피드링과 일체 혹은 용접 제작 후 다 시 등분할의 케이싱과 용접을 통하여 케이싱과 스피드링, 스테이베인은 일체형으 로 구성되는 형식을 가진다. 일반적으로 중,대수력에서는 가이드베인과 동일한 수량으로 제작되지만 소수력에서는 경제성을 고려하여 가이드베인의 1/2 수량 정 도로 한정하여 제작하는 경우가 많다. 더불어 그 형상에 대한 변화가 있는 경우 에는 스테이베인을 생략하여 사용하는 경우도 있다.

6) 가이드베인 조절장치

가이드베인의 원활한 동작과 성능특성을 확보하고 최적의 운전 특성을 확보할 수 있도록 가이드베인의 열림 각도를 조절하는 장치이며, 전체 가이드베인의 균 일한 개도와 원활한 개폐를 수행할 수 있도록 Fig. 2.7에 보이는 것과 같이 서보 모터나 유압시스템으로 동작하도록 구성되어 있다. 가이드베인과 직접 연결된 링 크 구조에 의하여 가이드베인의 균일한 동작을 보장하고 있다. 최근에는 발전설 비의 안정적인 운전과 제어를 위하여 파워실린더와 서보모터를 이용한 전기신호 에 의한 동작 제어시스템을 주로 사용하고 있으며, 이물질의 유입이나 기타의 파 손에 따른 가이드베인의 개별 동작상태를 감시하기 위한 파손경보용 센서를 장 착하여 사용한다.

7) 기타 프란시스 수차 구성품

기타 수차의 조립이나 분해에 필요한 특수공구를 포함 유압설비, 윤활장치, 입, 출구 밸브 등을 선정하여야 한다. 또한 발전기축과 러너의 연결에 따른 누수를 차단하기 위한 씰링 파트에 대한 설계는 수차발전기의 유지보수에 많은 영향을 미치는 요소로 간주된다. 씰링을 위한 재료로는 Gland packing, Mechanical seal, Labyrinth seal 등을 이용하고 있으며, 최근에는 대부분 Labyrinth seal을 채용하 여 사용하는 추세이다. 또한 프란시스 수차의 경우 횡축형과 종축형에 따라서 구 성품에 차이가 있을 수 있으나, 대형 수력설비와는 달리 종축형의 프란시스 터빈 에 별도의 베어링이나 연결 장치를 필요로 하지는 않는다. 진동에 대한 해결책을 고려한 수차의 선정과 설치가 이루어질 경우 사용에 문제가 없는 것으로 알려져 있다. 이러한 부속설비들은 수차의 올바른 선정과 사용은 수차의 원활한 동작과 최적의 운전조건 확보를 위하여 반드시 설계시 고려되어야 한다.


Fig. 2.1 Types of hydro turbine according to specific speed



Fig. 2.2 Francis turbine casing



Fig. 2.3 Francis turbine guide vane





Fig. 2.4 Francis turbine runner



Fig. 2.5 Francis turbine draft tube





Fig. 2.6 Stay vane & Stay ring



Fig. 2.7 Guide ring & Servo motor



2.3 프란시스 수차 설계 이론

프란시스 수차는 대표적인 반동수차로 충동수차와는 달리 블레이드의 흐름이 형성되는 가상의 유로를 따라서 블레이드를 설계해야 한다. 또한 수차 입구에서 는 *H*(m)의 에너지를 가지는 물이 출구에서는 거의 에너지가 0이 되어 나온다고 생각하여 성능을 예측하게 된다. 다음은 프란시스 수차의 정확한 설계와 제작을 위해서 많은 학자들과 기업의 전문가들에 의하여 검토되었던 사항을 정리하여 간략히 설명하였다[19].

1) 수력효율

프란시스 수차의 케이싱과 가이드베인, 러너베인 및 러너의 내부를 물이 흘러 가는 사이에 발생하는 손실수두와 러너입구에서의 충돌손실수두 등을 제외하면 프란시스 수차의 수력효율은 식(2.1)과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_{h} = \frac{H_{th}}{H_{e}} - \frac{H_{e} - H_{loss}}{H_{e}} = 1 - \frac{H_{loss}}{H_{e}}$$
(2.1)

단, H_e 는 수차내부 손실수두 합과 충돌손실수두의 합, 수차출구 평균속도수두 의 합을 모두 더한 낙차를 의미하며, H_{th} 는 러너의 운동에 따른 출력수두를 의미 하는데, 이는 H_e 만큼의 에너지를 소비하고, H_{th} 만큼의 에너지를 추출하는 것을 의미한다. 러너와 드라프트 튜브 등 프란시스 수차 구성품의 운동이론에 대하여 살펴보면 다음과 같이 정의 할 수 있다.

2) 러너 출력수두

🗗 Collection @ kmou

프란시스 수차에서는 케이싱 입구부터 흡출관 출구까지 물이 충만하게 흐르므 로 러너의 회전속도가 변하면 수차 전체의 흐름에 영향을 미치게 된다. 러너 내 부의 흐름은 일정하지 않고, 쉬라우드부와 크라운측이 동일하지도 않지만 Fig. 2.8에 보이는 것과 같이 러너의 자오면에 있어서 내부 유선의 흐름이 일정하다고 가정한다. 그리고 Fig. 2.9에 표시한 것과 같이 러너 입구와 출구의 주속도를 u_1 (m/s), u_2 (m/s) 라 하고, 러너 입구와 출구에 있어서의 물의 절대유속을 v_1 (m/s)과 v_2 (m/s) 로 나타낼 수 있다. 이때, 단위시간당 러너로 유입되는 물의 양이 $Q(\mathbf{m})$ 이라고 하면, 물이 가지는 u_1 방향의 운동량과 운동량모멘트는 다음과 같이 나타 낼 수 있다.

 $u_1, \ u_2$ 방향의 운동량 : $rac{\gamma}{g}Q \ v_1 \cos lpha_1, \ rac{\gamma}{g}Q \ v_2 \cos lpha_2$

 u_1, u_2 방향의 운동량 모멘트 : $\frac{\gamma}{g}Q r_1 v_1 \cos \alpha_1$, $\frac{\gamma}{g}Q r_2 v_2 \cos \alpha_2$ 이다. 따라서 물이 단위시간 내에 가지는 운동량 모멘트의 변화량은 식(2.2)와 같다.

$$T_h = \frac{\gamma}{g} Q(r_1 v_1 \cos \alpha_1 - r_2 v_2 \cos \alpha_2) \tag{2.2}$$

Fig. 2.10에서는 러너의 입구측(①)과 출구측(②) 에서의 속도삼각형을 보이고 있으며, 이 모멘트의 반력이 러너에 가해지게 되고, 러너는 T_h와 같은 토크를 발 생하게 되므로, 러너가 발생시키는 출력 P_h 및 출력수두 H_{th}는 아래의 오일러의 식으로 표현할 수 있으며, 수력효율은 식(2.3)과 같이 나타낼 수 있다.

 $P_h = 9.8 Q H_{th}$

$$H_{th} = \frac{1}{g} \left(u_1 v_1 \cos\alpha_1 - u_2 v_2 \cos\alpha_2 \right)^{45}$$

여기서 수력효율 ŋh는

$$\eta_h = \frac{1}{gH} (u_1 v_1 \cos\alpha_1) \tag{2.3}$$

와 같이 표현 가능하다.

🗗 Collection @ kmou

3) 러너 입구에서의 손실수두

가이드베인 출구에서 러너 입구에 이르는 사이의 물은 자유소용돌이가 되어 흐르게 되는데, 이 자유소용돌이에는 소용돌이 중심에서 임의의 반경과 그 위치 에서 유속 원주방향 성분의 곱이 같아진다. 이러한 조건으로 일반적으로 손실수 두 값은 무시할 정도이지만 n_s가 커지면 수로가 굽어지는 형상을 가지게 되므로 다소 커진다. 이렇게 흘러 들어온 물은 러너 베인 입구에서 충돌을 일으키면서 유입되게 되는데 이때의 충돌속도를 $w_s(m/s)$ 라고 하면, 충돌에 의한 손실 수 두율 ε_δ는 손실 수두계수 ξ_s에 대하여 식(2.4)와 같이 표시되어 진다.

$$\varepsilon_s = \xi_s \frac{w_s^2}{2\,gH} \tag{2.4}$$

4) 흡출관에서의 손실수두

프란시스 수차의 출력은 낙차 H에 의하여 정해지고, H가 일정하다면 설치 높 이에 상관없이 수차를 설치해도 상관없다. 실제로 수차를 토출구측 수면에서 너 무 높은 곳에 위치시키면 러너 출구측의 압력이 너무 낮아져 물의 증발이나 끊 어지는 현상이 있을 수 있지만 수차의 설치 위치에 대한 선택의 폭이 넓어지게 된다. 물론 수차를 최대한 낮게 설치하면 이러한 문제가 없겠지만 홍수위에 대비 한 굴착비용이 많아지는 문제가 생길 수 있다. 이러한 여건을 극복하고자 개발된 것이 홉출관이며, 현재는 러너에서 유출되는 물의 속도수두를 그냥 버리지 않고 홉출관에 의하여 속도를 떨어뜨리고 압력수두로 전환한 뒤 에너지로 사용하고 있다. 이러한 이유로 러너 출구부 콘의 경우 그 각도가 10° 이내의 값을 가지도 록 권장하며, 흡출관 길이는 식(2.5)의 범위에서 결정해야 한다.

$$\frac{\sqrt{A_4} - \sqrt{A_3}}{L} = \frac{1}{5} \sim \frac{1}{8}$$
(2.5)

단, A_4 는 흡출관 끝 단면의 면적이고, A_3 는 흡출관 입구단면의 면적, L은 흡출관 거리이며, A_4 의 단면에서의 속도는 lm/s 이상이 되어야 한다.

또한 흡출관 출구 근처의 흐름은 정격상황에서는 거의 좌우대칭이 되지만 부 분 부하에서는 오른쪽 출구측으로 치우쳐서 흐르게 되고, 고부하에서는 왼쪽으로 치우쳐서 유출된다. 더하여 심한 부분부하에서는 흡출관의 오른쪽 절반에서만 물 이 유출되고, 왼쪽 절반부분에서는 역류하기도 한다. 그때에는 출구에서 유속이 빠르므로 방수면이 심하게 요동하게 된다.

5) 케이싱 및 러너 내부 손실수두

케이싱 및 러너 내 물의 흐름은 일종의 관내 흐름으로 보면 되고, 대부분의 손 실은 마찰손실이다. 관로는 손실 수두계수 ζ_c, ζ_r는 관로 내면이 매끈할수록, 치 수가 클수록 작아지는데 이것이 대형 수차일수록 효율이 좋은 이유이다.

손실수두율 ε_c , ε_r 에 대하여 식(2.6) 및 식(2.7)과 같이 표시된다.

$$\varepsilon_c = \zeta_c \frac{v_c^2}{2gH} \tag{2.6}$$

$$\varepsilon_r = \zeta_r \frac{w_2^2}{2gH} \tag{2.7}$$

v_c (m/s)는 케이싱 내 물의 평균유속,

w₂ (m/s)는 러너 출구의 평균상대유속 임.

6) 누수 손실수두

운전 중 가이드베인을 통과한 물의 일부는 러너의 측면을 통과하여 아무 일도 하지 않고 흡출관으로 나가게 되는데, 이러한 손실을 누설손실이라고 한다. 회전 부와 고정부의 틈을 줄여 누수량을 줄이면 좋지만, 너무 작게 하면 회전 중 진동 발생의 원인이 되므로 러너의 지름 1.0m에 대하여 0.75mm 정도의 틈새를 권장 한다. 또한 n_s 가 작아지면 누설손실 η_v 가 급격히 커지는 경향을 가지는 것으로 알려져 있다. 따라서 식(2.8)과 식(2.9)로 나타낼 수 있다.

$$\eta_v = \frac{Q-q}{Q} = \frac{Q-q_c - q_s}{Q} = Ka\sqrt{2g\Delta H}$$
(2.8)

$$K = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{l}{2b} + 1.5 + z}} \tag{2.9}$$

식에서 ΔH는 러너 입구와 출구의 압력차이, z는 step 수, *l* 은 틈새 길이, λ 는 마찰손실계수(레이놀즈계수), *b*는 틈새 폭, *a*는 틈새유로 단면적, *g*는 중력가 속도 이다.

7) 원판 마찰 손실수두

직경 $D_1(\mathbf{m})$ 의 원판을 원주속도 $u_1(\mathbf{m}/\mathbf{s})$ 으로 중심을 기준으로 회전할 때 필요 한 동력 L_f (kW)에 대하여 원판 마찰 손실 η_m 은 다음의 식(2.10)과 같이 표현되 며, 동력은 식(2.11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_m = \frac{L}{L + L_f} \tag{2.10}$$

$$L_f = 1.2 \times 10^{-6} \gamma u_1^3 D_1^2 [PS]$$
(2.11)

$$1PS = 0.735kW$$

단, 여기서 비중량
$$\gamma = 1,000 \, kgf/m^3$$
 , $u_1^3 = rac{\pi D_1 n}{60}$ 이다.

원판 마찰 손실의 경우에도 누수와 마찬가지로 쉬라우드부와 허브에서 나타나 며 일반적인 소수력에서의 원판 마찰 손실을 고려한 효율은 η_m = 0.99 정도의 값 을 적용한다.

8) 비속도와 러너의 형상

🗗 Collection @ kmou

Fig. 2.8에 보이는 자오면 형상에 있어서 러너 입구부와 출구부의 직경 D_1 (m), D_2 (m)이라 할 때 비속도는 D_2/D_1 에 비례한다. 수차의 모양과 운전 상태를 서로 비슷하게 유지하면서 그 크기를 변화시켜 단위 낙차에서 단위 출력을 발생시켰 을 때, 그 수차가 회전해야 할 회전속도를 비속도 (n_s) 라 한다. Fig. 2.11에서 보 이는 형상과 같이 n_s 가 작으면 프란시스 수차는 누수손실과 원판마찰손실의 비 율이 커지며, 회전중에 러너 표면적이 물에 접촉하는 수차보다는 펠톤 수차가 유 리하게 된다. 반대로 n_s 가 커지게 되면 러너에서 물의 상대유속이 빨라지고 마 찰손실이 커지므로 러너 밴드를 제거한 프로펠러 수차가 적합하다. 비속도가 250~350 범위에 속하는 경우 두 가지 수차 모두가 속하게 되는데, 프로펠러 수차 와 프란시스 수차의 차이는 밴드의 유무에 의한 러너 블레이드의 강도 설계 차 이에 있다고 볼 수 있으며, 유량이나 낙차의 변동이 많지 않은 경우에는 프란시 스 수차, 변동이 많은 곳에는 프로펠러 수차를 사용할 수 있다. 9) 러너 내부의 흐름과 운동량 이론

러너가 발생하는 토크의 식(2.2) 및 출력수두의 식(2.3)의 값은 러너내부에서는 항상 똑같이 흐른다는 가정 아래에서 구한 계산식이다. 이 가정은 러너 블레이드 의 두께가 없고, 그 수량이 무한인 경우에만 성립되며, 유한인 경우에는 정확하 게 성립되지는 않는다. 이 경우에 있어서 러너내부 흐름에 대하여 살펴보면, 상 대유속은 러너 블레이드의 표면에서는 느리고, 후면에서는 빨라진다. 반대로 압 력은 표면에서 높고 후면에서 낮게 되는데, 이 압력차로 인하여 러너에 토크가 발생하게 된다. 이러한 조건은 러너의 내측인 크라운측과 외측인 쉬라우드측에 서는 확실하게 다르게 나타난다. Fig. 2.12에 보이는 것과 같이 유량, 회전속도, 낙차의 관계를 통해서 내부 유동을 정리한다면 다음과 같다.

- Q/√H가 크고, H/√H가 작은 경우에는 러너 블레이드 입구측의 부압면
 에 소용돌이가 발생 하고, 이때에 러너의 내측에 많은 물이 흐르게 된다.
- ② Q/√H가 작고, H/√H가 큰 경우에는 러너 블레이드 압력면측에 소용돌 이가 발생하며, 이때에 러너의 외측에 많은 물이 흐르려는 경향을 가진다.
- ③ Q/√H가 극히 작은 경우, 즉 출력이 0에 가까운 경우에는 대부분의 물이 러너 내부를 회전하게 된다.

러너 내부의 물이 어떠한 흐름 모양을 가지더라도 입구에서 들어가는 물의 운 동량 모멘트의 적분치와 출구에서 나오는 물의 운동량 모멘트의 적분치의 차이 는 항상 러너의 토크가 된다. 즉, 러너의 입구측과 출구측 전체의 면적에 대하여 표현한 식(2.12)와 식(2.13)이 성립하게 된다.

$$T_h = \frac{\gamma}{g} \int (r_1 v_1 \cos \alpha_1 - r_2 v_2 \cos \alpha_2) dQ$$
(2.12)

$$H_{th} = \frac{\pi}{60000} \frac{N}{Q} T_h$$

$$(2.13)$$



Fig. 2.8 Meridional shape of runner



Fig. 2.9 Section drawing in runner blade



Fig. 2.10 Velocity triangles in runner (inlet & outlet)



Fig. 2.12 Internal flow according to flow-rate, head, rotational speed

2.4 프란시스 수차의 설계와 성능 검증

수차에 있어서 물과 접촉되는 부분의 형태는 주로 수력학적 견지에서 정해지 지만, 재료역학적인 제약을 무시하거나 제외한 형상의 결정은 모순을 동반하게 된다. 즉, 설계자가 요구하는 수력 성능을 발휘하기 위해서는 수력학적 견지에서 정하는 이상적인 형태를 만족해야하지만, 재료 역학적인 견지에서 강도에 관한 수정사항이 추가되어 그 형상이 변하게 된다. 수차는 이러한 양면을 만족시키는 조건에서 좋은 성능과 저렴한 가격을 목표로 그 형상이 결정되어야 하는 것이다. 개발 및 설계해야 할 수차 1대의 수력 즉, 낙차와 유량이 주어진 경우에 출력과 회전속도 및 수차의 종류를 결정하여야 한다. 선택 방법은 국가의 특징, 사용방 법, 입지 조건 등 많은 변수에 따라서 결정되어야 하지만 일반적인 조건에서 고 성능 프란시스 수차를 설계하기 위해서는 다음의 절차에 따라 핵심요소에 대한 면밀한 검토를 수행하여야 한다.

- 1) 수력설계
- 1차원 계산을 통한 수력 손실 계산
- CFD 해석
- 모델설계(실험)
- 2) 러너에 대한 신뢰도분석
- 3) 수류의 주 이동경로에 대한 신뢰도 계산 및 분석
- 4) Seal의 설계 및 계산

Collection @ kmou

5) 수충격 계산

더불어 수차의 설계에 적용되어야 할 사항으로 성능검증에 대한 검토를 수행 하여야 하며, 특히 수차의 설계를 수행함에 있어서 시험설비의 운용범위와 계측 범위에 대한 면밀한 검토 결과를 설계에 반영하여야 한다.

1945

OF (

2.4.1 수력 설계

프란시스 수차의 설계를 위한 일반적은 절차는 관련 기업이나 연구기관에 따 라서 접근하는 방식에는 약간의 차이점은 있을 수 있으나 일반적으로 Fig. 2.13와 Fig. 2.14에 보이는 수력 설계 절차를 따라야 한다[20].

수력설계의 주목적은 설계변수에 따른 효율을 비롯한 캐비테이션, 가이드베인 개도에 따른 유량변화, 무구속속도, 압력진동을 미리 예측하고 고효율의 안정적 인 수차를 제작하기 위함이다. 따라서 수차에 대한 수력설계는 상업적인 용도로 사용하기 위해서는 반드시 선행되어야 하는 주요 설계요소이다.

수력설계는 다음과 같은 순서로 수행되며 최근에는 3차원 설계가 동반된 수력 설계를 수행하기도 한다.

 주어진 유량과 압력조건에 대하여 1차원계산을 통하여 손실해석을 수행하여 성능조건을 검토하게 되며, 검토의 결과에 따라서 수차의 형식과 출력 및 회전속 도 등이 결정된다.

2) 만족하는 성능조건에서 러너의 형상, 가이드베인과 스테이베인의 형상을 결 정하고 가이드베인의 개도에 따른 수차의 성능특성을 예측하여 각 부의 주요 치 수를 결정하게 된다.

 3) 러너의 효율이나 캐비테이션 특성을 고려한 운전특성에 대한 자료 검토를 수행하며, 수차의 설치높이 등을 최종 결정하여 안정적인 운전을 도모한다.

4) 러너의 손실 검토와 함께 케이싱, 드라프트 튜브를 포함한 기구부 설계 수 행 및 3차원 정상흐름(Steady)에 대하여 Navier-Stokes 운동방정식에 따른 계산을 수행한다. 드라프트 튜브에서 발생하는 대부분의 유동은 과도현상으로 생겨나며, 이를 해석하기 위해서는 계산시간이 많이 소요될 뿐 아니라, 해석이 어렵기 때문 에 비정상 상태를 무시할 수 있는 경우 정상상태 해석을 수행한다.

5) 이러한 조건에 대1한 검토결과 이상이 없을 경우, 상세설계와 모델터빈 제 작을 통한 성능시험을 수행하여 설계 검증 절차를 수행한다.

2.4.2 수차 설계

Collection @ kmou

수력 설계를 내역을 바탕으로 제조와 설치를 수행하기 위한 수차의 상세 설계 를 수행하게 되는데, 먼저 1차원 계산을 통하여 3차원 설계의 기본 변수와 핵심 요항을 결정하여야 한다. 상세설계를 위한 절차는 아래와 같은 순서를 통하여 결 정할 수 있으며, 계산의 결과 값으로 결정된 변수를 이용하여 3차원 설계에 적용



이 가능하다.

수차요항의 결정은 수차 설계에 필요한 유효낙차와 유량, 수차의 예상효율
 근거로 회전속도(N)와 수차출력(P_t)을 계산할 수 있다. 수차의 예상효율은 기
 존 수차의 효율을 근거로 입력할 수 있으며, 3차원 설계와 유동해석, 모델시험
 올 통해서 효율을 높이는 것이 궁극적인 목표이다.

2) 수차요항 결정에 따른 기본변수 계산 및 결정 단계로 식(2.14)와 같이 단위 유량(q), 식(2.15)와 같이 단위회전수(n)를 결정한 뒤, 계산 값을 근거로 비교회전 도 n_s를 식(2.16)과 같이 구할 수 있다.

$$q = \frac{Q}{\sqrt{H}}$$
(2.14)

$$n = \frac{N}{\sqrt{H}}$$
(2.15)

$$n_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}}$$
(2.16)

3) 출력값, 수차의 효율, 비교회전도에 대하여 필요시 보정계산 수행

4) 이론낙차를 구하기 위하여 누설손실 (η_v) 과 기계손실 (η_m) 을 근거로 식(2.17)과 같이 러너효율 (η_b) 을 계산하는 과정을 통하여 이론낙차 (H_{tb}) 를 계산할 수 있다.

$$\eta_h = \frac{\eta}{\eta_v \times \eta_m} = \frac{H_{th}}{H_e} = \frac{H_e - \Sigma H_{loss}}{H_e}$$
(2.17)

5) 모델비율의 결정을 통하여 속도계수 값, 입구 속도삼각형, 출구 속도삼각형 등의 검토를 통하여 러너의 설계를 수행한다.

6) 러너의 1차 설계가 완료되면 가이드베인으로부터 러너의 입구측에 이르는 구간에 대한 검토를 수행한다.

7) 다음으로 러너의 출구부에 대한 검토를 수행하고 정상적인 설계가 이루어지 고 있다면 케이싱과 스테이베인 입구측 설계를 수행한다.

8) 스테이베인 입구의 설계가 완료되면 스테이베인과 가이드베인의 배열을 위
 한 설계를 수행하여 최적의 흐름을 완성한다.

9) 완성된 최적설계 값을 근거로 출력과 유량 및 보증효율에 대한 계산을 수행

하고, 유량변화에 따른 출력과 효율 테이블을 작성한다.

10) 효율곡선이 완성되면 수차의 설치에 따른 흡출시 높이에 대한 계산을 다시 수행하여 캐비테이션 검토와 무구속 속도를 계산하여 안전성 검토를 수행한다.

11) 마지막으로 중간씰 채용여부를 결정하여 추진력을 결정하고 수차 주요부의 치수를 결정한 뒤 제작을 위한 절차를 수행한다.

2.4.3 프란시스 수차의 성능시험

1) 성능시험 설비의 개요

Collection @ kmou

소수력발전용 수차는 대형수차의 모델설비에서 시작하여 현재는 대수력과는 다른 분야로 여겨지면서 매우 폭넓은 시장을 형성하고 있다. 대수력용 대형수차 는 현실적으로 시험 시설에서 성능시험이 불가능하여 개발초기에 축소 모형을 만들어 상사법칙에 의한 성능시험을 실시하여 왔다. 대형 수차 제작사의 경우 자 체적으로 성능시험을 진행하지만, 성능시험에 대한 공신력이 떨어지므로, 제 3의 기관에 의뢰를 하여 왔으며, 세계적으로 가장 널리 알려져 있는 대표적인 성능시 험 시설로 스위스 로잔연방공과대학 (EPFL, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne) 내의 유체기계연구설(LHM, Laboratory for Hydraulic Machines)을 들 수 있다. EPFL에서는 미국, 일본, 유럽 등의 유명 수차 제작 회사 제품의 성능 평가를 지속적으로 실시 해오고 있다. 뿐만 아니라 수차 내에서 발생하는 캐비테 이션, 러너 형상에 따른 유체 특성 등을 연구하여 논문 발표 및 국제 규격 작성 에 일조하였고, 축적된 자료를 바탕으로 하여 CFD 해석을 통해 각종 러너, 블레 이드, 흡출관의 형상에 대한 연구를 진행하고 있다[21].

국내에서는 K-water에서 2009년부터 소수력 발전설비 성능시험센터를 구축하 여 현재 운용하고 있으며, 2017년 이후 Andritz 사와의 협력으로 신규설비를 증 설하여 국제적인 성능시험센터로 자리 잡을 것으로 예상된다. 현재 K-water의 성능시험설비의 경우, 성능시험의 수준을 판단하는 척도인 설비의 정확도를 ±0.39% 범위까지 확보한 상태이며, 모델 수차 효율시험이 가능한 설비로 구축되 어 있다. K-water 수차 성능시험 설비에 대한 개요는 Table 2.1과 같다. K-water 연구소 내 설비의 배치는 Fig. 2.15과 Fig. 2.16에 보이고 있으며 관련 시스템의 데이터 취득과 제어는 Fig. 2.17과 같은 내용을 기준으로 진행할 수 있도록 구성 되어 있다. 전체적인 설비의 구성은 Fig. 2.18에 항목별로 표기하였으며, 수차의 제작은 본 설비에서 운용이 가능한 범위에서 제작되어야 하므로 사양에 대한 면 밀한 검토를 수행하였다.

Table 2.1 Specification of test facilities in K-water

No	Device (Manufacture)	Specification
1	Maximum test head (K-water)	$H_{max} = 50M$
2	Test discharge range (K-water)	$Q_{\rm m} = 0 \sim 2,160 \text{ m}^3/\text{h}$
3	Hydraulic dynamometer (KHAN)	$301-190-006$: P_e = 760kW
4	Angle transducer for guide vane opening	CPP45SB
5	Electro magnetic flow-meter (ABB)	FEF121 : ±0.09%
6	Differential pressure transducer	20515 + + 0.110
	(U.S Rosemount)	$30315 \pm 10.11\%$
7	Absolute pressure transducer	
	(U.S Rosemount)	30515 : ±0.035%
8	Temperature transducer (Autrol)	$RTD : \pm 0.2$
9	Digital pressure meter (U.S Rosemount)	$3051S : \pm 0.035\%$
10	Dynamic pressure transmeter (Kistler)	$211b6/5134B : \pm 1\%$
11	RPM meter (KHAN)	$514-100-016 : \pm 0.02\%$
12	Load cell (KHAN)	$301-190-006 : \pm 0.02\%$

2) 성능시험 항목

Collection @ kmou

성능시험항목은 수차의 종류에 따라서 조금씩 차이가 있으며, 성능시험설비의 구성 형태와 데이터 취득 방식에 따라서 그 특징을 나누어 볼 수 있다. 하지만 일반적으로 관련 규격서상에 명기한 내역을 KS B 6018 기준으로 검토하면 다음 과 같다.

- 수차의 효율시험을 위해서는 가이드베인 개도의 30% ~ 110% 범위에서 10% 마다 시험의 실시한다.
- ② 무구속 속도 시험은 무구속 속도의 최대값을 확인할 수 있도록 지원하기 위하여 필요한 가이드베인의 개도 범위에 대하여 측정한다.
- ③ 수차 캐비테이션 시험은 5종류의 가이드베인 개도에 대하여 실시한다.

2.4.4 수치해석법

지금까지의 수치해석은 기존 수차의 성능 검증이나 문제의 해결, 새로운 수차 의 설계 등의 용도로 대부분 학교나 연구기관 및 대기업에서 사용하고 있다. 이 러한 과정은 지금까지 알려진 수차 설계 이론과 실제 실물시험을 위한 제작을 수행하기 전 설계 단계에서 성능을 예측하기 위한 절차로 사용되었다. 하지만 최 근에는 설계기법의 발전에 따라서 1차원 설계에 의하여 도출된 설계안에 대하여 실물테스트를 수행하기 전 3차원 모델링을 통하여 수차의 성능을 예측할 수 있 도록 지원하여 최적 형상을 결정에 대한 신뢰도를 높여주고 있다. 특히 수차의 설계를 통하여 유동해석과 실물시험 등에 대한 정보와 실물수차 설계에 대한 사 저 정보를 확보 할 수 있으므로. 1차원 섬계와 더불어 반드시 검토가 필요하다. 특히 본 연구에서는 수차의 특성을 분석하여 고효율화를 달성하기 위하여 러너 의 형상를 결정하고, 결정된 형상에 대하여 케이싱과 스테이베인, 가이드베인, 드 라프트 튜브를 포함한 설계 절차에 대한 연구를 수행하였다. 이러한 3차원 설계 에 있어서 가장 중요한 설계 툴로 ANSYS BladeGen을 사용하였으며, 설계 툴을 이용하여 생성된 형상에 대하여 출구흐름을 검토하여 최적의 흐름을 보이는 경 우를 선택한 뒤, 전체 해석을 수행할 수 있도록 설계를 진행하였다. 특히 수차 설계를 위하여 수행하는 3차원 설계는 1차원 설계 자료를 근거로 수행되므로 2 가지 설계기법을 병행하여야 한다.

수차에 대한 수치해석은 수차 유동해석과 수차 구조해석으로 구분할 수 있으 며, 유동해석에는 효율이나 내부 흐름들을 분석하는 기능에 더하여 러너의 설계 에 대한 방법도 포함하여 연구하였으며, 이러한 유동해석의 결과를 토대로 FSI 해석을 수행하여 구조적이 검토를 포함한 수차 설계를 완성할 수 있도록 하였다.

유동해석

Collection @ kmou

일반적으로 수차의 유동해석은 ANSYS CFX를 사용하며, 해석수행 시간을 고려 하여 정상상태로 해석을 수행하며, 입구영역에 설계낙차에 해당하는 전압력 조건 을 설정한다. 난류모델은 $k-\omega$ Model을 기반으로 하는 SST (Shear Stress Transport) 난류모델을 사용하고, 회전수는 설계데이터를 근거로 적용하게 된다. 본 연구에서도 Table 2.2와 같이 해석조건을 설정하였다.

Table 2.2 Numerical methods and boundary conditions

Calculation type	Steady state	
Turbulence model	SST(Shear Stress Transport) Model	
Mach type	-Hexahedral	
Mesh type	-Tetrahedral(Casing)	
Total much number	Nodes: 8.6×10^6	
	Elements: 11.0×10^6	
Wall	No slip	
Inlet	Total pressure	
Outlet	Static pressure	

본 연구에서는 해석을 직접 설계에 적용하여 효율적인 수차 설계를 지원하기 위한 도구로 1 pitch 해석을 적용하였으며, 1 pitch 해석의 결과가 만족스러운 경 우 케이싱부터 출구까지 수차 전체 영역에 대한 해석을 수행할 수 있도록 제안 하였다. 기존의 연구에서는 러너의 성능에 대한 해석을 통하여 결과를 확보하고, 이를 케이싱, 가이드베인, 드라프트 튜브 등과 함께 다시 해석을 수행하여 최적 효율상태를 찾아가는 형식을 취하고 있다. 하지만 본 연구에서는 러너에서의 흐 름은 입구측 가이드베인, 스테이베인의 영향을 받는 것을 고려하여 이러한 요소 를 포함한 하나의 Domain을 설정하여 분석한 뒤, Full domain에 적용하는 방식을 취하였다. 이는 시간적인 절약은 물론이며, Full domain 해석의 정밀도를 높여주 게 된다.

실제 Fig. 2.19에 보이는 것과 같이 Casel 은 러너에 스테이베인과 가이드베인, 드라프트 튜브를 포함하여 해석한 결과이며, Case2는 러너만을 해석했을 경우를 나타내고 있다. 이때 블레이드의 압력면에서의 유선을 관찰하면 2차흐름의 발생 여부를 확인할 수 있으며, 결과를 토대로 1 pitch 해석을 통한 직접설계 수행이 매우 효율적이라는 것을 알 수 있다. Fig. 2.20에서는 1 pitch 해석에 따른 결과를 확인완료 후 Full domain으로 해석을 수행하기 위하여 러너와 가이드베인 등에



대한 전체 모델링은 완료한 형상을 보이고 있다.

2) 블레이드 모델링 및 격자생성

ANSYS BladeGen은 회전유체기계의 Blade 형상을 모델링하고 수정하기 위한 툴로써 다양한 형상을 빠른 시간 내에 모델링 및 수정이 가능하도록 한다. 회전 유체기계의 형식에 따라 초기 설계에 필요한 형상을 쉽고 빠르게 생성할 수 있 다. Fig. 2.21은 BladeGen에서 제공하는 Templates를 나타낸다.

ANSYS BladeGen의 GUI 환경은 Fig. 2.22에 나타내었으며, 이는 Fig. 2.21의 기 본 Templates를 이용하여 BladeGen을 실행하게 되면 나타나게 된다. 좌측 상단 은 Meridional View를 나타내며, 우측 상단은 Auxiliary View를 나타낸다. 좌측 하 단은 자오면에 대한 각각의 등유량면에 대하여 블레이드 각도를 나타내며, 우측 하단은 블레이드 두께를 보여준다.

블레이드 3차원 모델링에 사용하는 parameter는 1차원 설계에서 구한 러너입 구 및 출구 각도, 블레이드 두께, 등유량면 개수이다. 초기 블레이드 생성을 위하 여 프로그램 실행 시 Template에 직접 입력해도 되며, 자오면의 x, y 좌표를 입 력해도 무관하다. 본 과정은 자오면의 x,y 좌표를 입력하는 방법을 적용하였으며, 초기 모델의 CAD 도면에서 10~20개 정도의 Point에 대하여 좌표를 얻은 후 입력 한다. 이때, 1차원 설계에서 구한 러너 입구 및 출구각도는 고정한다.

ANSYS 제품군 중 사용가능한 격자 생성 소프트웨어는 ANSYS Meshing, ICEM CFD 등 다양한 소프트웨어가 있으며, 그 중 ANSYS TurboGrid는 회전기계 유동 해석에 필요한 양질의 정렬격자를 쉽고 빠르게 생성할 수 있다. BladeGen에서 Blade 형상 결정 후 유동해석을 위한 격자계를 생성하기 위하여 TurboGrid를 실 행하여 single blade passage에 적용하여 수행할 수 있다.

3) 유동-구조 연성해석

Collection @ kmou

수차의 안전성 검토를 위하여 유동-구조 연성해석(Fluid-Structure Interaction, FSI)을 본 연구에 적용하여 수행하였다. Fig. 2.23에 보이는 것과 같이 FSI 해석은 유체 유동과 구조체의 변형의 상호작용을 해석하는 수치해석적 방법으로 유체의 유동에 의한 압력분포는 구조물에 변형을 일으키고 이로 인한 구조체 변형에 대 한 정보가 다시 유동장에 전달되어 이에 따른 유동해석 결과에 영향을 일으키는 상호작용을 분석하는 것이다. FSI 해석은 해석 방식에 따라 단방향 연성해석과 양방향 연성해석으로 분류할 수 있다. 단방향 연성해석은 유동결과에 의한 구조 체의 변형이 크지 않고, 구조체의 변형이 유동에 영향을 주지 않을 경우 사용되 며, 양방향 연성해석은 유체로 인한 구조체 변형으로 인하여 유체의 결과가 다시 영향을 받게 되는 경우 적용한다. 본 연구에서는 케이싱 및 러너의 구조적 안정 성을 평가함에 있어 유체의 압력으로 발생한 구조체의 변형이 유체의 경로를 바 꿀 만큼 크지 않다고 가정하고 양방향 연성해석의 과도한 해석 시간 및 수렴의 어려움을 보안하기 위하여 단방향 연성해석을 수행하는 것으로 진행하였다.

SIME AND OCED

4) 해석 결과 분석

Collection @ kmou

1차원 설계에 따른 결과를 토대로 3차원 모델링을 위한 형상 결정 과정을 수 행하고 난 뒤 Fig. 2.24와 같이 터빈 전체 구성요소를 적용한 수차의 성능해석을 수행하게 된다. 실제 수차의 성능에 대한 해석은 1 pitch 해석을 통하여 기초 검 토를 수행하고 진행하기 때문에 초기에 full domain을 사용하여 해석을 수행하는 경우보다 시간적이 측면에서 많은 장점을 가지게 된다. 해석결과는 주로 케이싱 에서 유입되는 물의 흐름, 가이드베인 유입, 가이드베인 출구와 러너의 유입구, 러너 내부 유동, 러너 출구 및 드라프트 출구의 유동에 대해서 검토를 수행하며, 내부유동이 안정적임을 확인한 경우 압력분포 분석을 수행한다. 특히 Fig. 2.25와 같이 가이드베인 전후의 압력손실을 의미하는 압력차, 러너 유입구 높이에 따른 내부유동 분석, 러너 블레이드 유입각에 따른 내부유동 분석, 블레이드 깃 수에 따른 유동분석, 출구각 등에 대한 고찰을 통하여 수차의 설계 결과를 먼저 판단 하여 재설계 혹은 분석의 진행 여부를 결정할 수 있다.

고효율의 프란시스 수차 설계를 위하여 러너를 선정하는 과정은 Fig. 2.26에 보 이는 것과 같은 과정을 거치게 된다. 블레이드 기본 형상을 선정하고 난 뒤 해석 을 통하여 러너 출구측 흐름 각도를 검토하는 과정이며 Fig. 2.27과 같이 출구측 흐름 각도가 90°에 근접하도록 반복계산을 수행해야 한다.



Fig. 2.14 Hydraulic design flowchart for Francis turbine



Fig. 2.16 Plan view of test facilities in K-water



Fig. 2.17 Hydro turbine test facilities control program in K-water



(a) Angle transducer



(b) Dynamometer



1945

(c) Torque sensor





(e) Test rig and tank

(f) Control room

Fig. 2.18 Detail view of test facilities in K-water





(b) Case 2 : Flow passage and secondary flow with only runner

Fig. 2.19 Examples of 1 pitch analysis using CFD



Radial Deswirl Vane

Radial Diffuser

Radial Turbine





Fig. 2.23 Conceptual diagram of FSI





(b) Mesh of the Francis turbine runner



(c) Mesh of the Francis turbine two clearance gap.

Fig. 2.24 Numerical mesh for the Francis turbine components



(a) Pressure difference of guide vane inlet and outlet



(b) Height of inlet side modification for check a secondary flow



(c) Blade inlet angle modification for check a secondary flow

Fig. 2.25 Result of internal flow using 1 pitch analysis



Fig. 2.27 Example of outflow angle calibration to 90°

2.5 직접설계법

앞서 기술한 내용과 같이 프란시스 수차의 설계는 러너의 입구와 출구에서의 속도삼각형 계산을 근거로 유선에 관한 설계요소를 취합하여 수행하게 된다. 그 리고 설계요소에 대하여 손실을 별도로 계산하여 수차의 에너지 흡수 효율을 산 정하고, 그 효율에 대한 판단을 통하여 설계된 수차를 채택할 것인지 아니면 다 시 설계를 수행할 것인지 판단을 해야 한다.

에너지 흡수효율 검증 결과에 따라 제안된 수차를 채용할 것인지, 아니면 설계 를 다시 수행하게 될 것인지에 대한 판단은 설계자와 사용자의 의견을 따르고 있으나, 최근의 동향을 살펴보면 효율에 대한 사용자의 요구수준이 매우 높게 나 타나고 있다. 지금까지 소수력 발전용 수차의 설계기법으로 알려진 다양한 방식 들은 대수력용 수차의 성능검증을 위하여 제안된 모델수차의 설계 방법으로 볼 수 있기 때문에 이러한 사용자의 요구조건에 일치하지 않은 사례가 많을 수밖에 없을 것으로 추정된다. 특히 블레이드의 형상은 수차 설계에 있어 가장 핵심적인 요소이지만 펌프설계와 같이 어떠한 익형을 사용하였는지 언급된 문헌은 없는 실정이다[22][23]. 이는 설계 및 제작을 담당하는 기업의 고유한 익형모델로 개발 되어 관리되고 있기 때문이다.

국내에서는 T1DD, TURBINPRO 등의 수차 설계 프로그램이 소개 되었으나 러 너의 형상을 제공하지 못하는 등의 문제점으로 인하여 상업화에 적용되고 있지 는 못한 실정이다[24].

해외의 사례에서도 실제 수차 설계에 대한 프로그램이 소개되는 사례는 찾아 보기 힘든 실정이며, 연구실 단위에서 기업이나 정부지원을 통해서 수행하고 있 다[25]. 실제 많은 연구에 있어서 설계와 관련된 사항은 기존 수력설비의 성능개 선이나 현대화 등을 통한 출력 향상이나 모래침식 등에 대한 대응 방안을 연구 하는 분야에 치우쳐 있다[26][27].

이러한 연구개발 추세로 최근에는 새로운 고효율의 수차를 설계하는 사례를 찾아보기 힘들뿐 아니라, 관련 연구가 이루어지더라도 형상이나 위치변경에 따른 효율향상에 관한 고찰이 대부분을 이루고 있는 실정이다.

특히 관련된 연구는 고전적인 절차를 통해서 다소 낮은 효율의 수차 설계를 수행한 뒤 다시 해석과 실험을 통해서 고효율의 수차를 설계하는 절차를 따르고 있는 것으로 보인다. 이러한 연구방법은 수차 설계에 많은 시간을 소요하게 되 며, 해석과 실험 결과를 바탕으로 설계를 검증한 뒤에 사용이 가능하므로 상업화 를 위한 조건을 만족하기에는 어려움이 많다.

또한 이러한 연구방법은 기존의 설계자로부터 기초 형상을 전달받거나 연구대 상 시설물에 대한 형상정보를 취득하는 과정을 거쳐야 하며, 필요에 따라서는 설 계자료 확보를 위한 모델시험을 수행해야하는 경우도 있다.

본 연구에서는 관련한 문제점을 해결하기 위하여 수차 설치 사이트의 조건에 따라서 최소한의 시간으로 최적의 수차를 직접 설계하여 생산에 직접 활용할 수 있는 설계법을 제안하고 실용성을 확인하고자 한다.

기존의 설계절차를 최적화하여 속도삼각형으로부터 스테이베인, 가이드베인, 러너에 이러는 구간의 입구와 출구각도를 구하고, 내부의 유동을 분석하기 위하 여 유량에 대한 균등분할을 실시한다. 그리고 출구측의 흐름을 가장 효율적으로 유도해 낼 수 있는 블레이드 배치를 결정한다면 최적의 결과를 유추해 낼 수 있 을 것이다. 특히 유추한 결과에 대해서는 최근의 상용코드를 활용하여 유동해석 결과를 확인하고, 실물제작을 통하여 성능시험을 수행함으로써 그 결과를 취합하 여 설계법의 타당성을 확인하고자 한다.

본 연구에서 제안하는 직접설계법은 케이싱으로부터 흡출관에 이르는 전체 구 성요소에 대하여 제안된 설계방식을 통하여 최적화 설계를 수행하고, 기존의 방 식과는 달리 성능시험 수행 없이 CFD 해석을 통하여 그 성능을 예측함으로서, 기존의 개발절차를 간략화 함은 물론 유동해석을 직접 설계에 적용하여 개발에 소요되는 시간을 줄이고자 한다.

제안하고자 하는 설계법은 기존의 1차원 설계법과 3차원 설계법을 분석하여 프란시스 수차의 기본적인 설계 절차를 정립하고, 해석과 제작에 따른 실제 데이 터 입력을 통하여 시험이 가능한 실물 수차에 대한 상세설계 절차를 진행하였다.

본 연구에서 직접설계를 위해서 핵심 요소로 제안된 1 pitch 해석과 기존의 full domain 해석의 차이점을 간략히 설명하면 Table 2.3과 같다. 실제로 1pitch

해석을 수행하여 full domain 해석의 결과를 유추해 낼 수 있으며, 내부유동을 관 찰하여 결과를 예측하기 위한 용도로 사용하기에는 매우 효율적이라고 할 수 있 다. 하지만 최종 성능예측과 러너의 형상이 결정되었을 경우에는 full domain 해 석을 수행하여 내부유동과 효율을 확인하고, 그 결과를 수용할 것인지 재해석을 수행할 것인지에 대한 여부를 판단해야 한다.

1 pitch 해석을 통하여 기존의 설계와 해석에서 소요되었던 시간을 단축시키는 것은 물론이며, 설계단계에서부터 해석을 통하여 중간결과를 해석할 수 있는 장 점을 가질 수 있을 것으로 예상된다. 또한 안정적인 내부유동과 고효율의 프란시 스 수차 설계 결과 도출에 대하여 full domain 해석을 통하여 타당성을 확보함은 물론이며, 실험결과와의 비교를 통하여 최종 성능을 예상할 수 있다. 지금까지 언급한 직접설계를 위한 절차는 Fig. 2.28과 같이 도식화 할 수 있다.

Item	1 Pitch analysis	Full domain analysis
Time	Shot	Long
Mesh Generation	Easy 5	Hard
Result Capacity	Small 5	Big
Accuracy	Lower 2~3% than full domain	Similar to experiment

Table 2.3 Difference of 1 pitch analysis and full domain analysis



Fig. 2.28 Flow chart of the Francis turbine Direct design method

제 3 장 프란시스 수차 기본설계

2.4절에서 언급한 바와 같이 고성능의 프란시스 수차의 설계를 위해서는 수력 설계와 수차 설계가 동시에 수행되어야 한다. 더불어 최근에는 해석도구의 보편 화로 설계에 따른 성능확인 및 특성파악을 위한 과정이 매우 간소화 되었다. 특 히 최근의 시장은 수차를 구성하는 러너와 가이드베인 등의 블레이드 형상과 배 치 등의 형상설계와 유로 내에서의 유동을 파악하여 손실을 저감하는 유체설계 를 반드시 필요로 하고 있다.

또한 유동해석 기술의 진보에 따라서 성능향상 결과를 확보한 사례들이 알려 지고 있으나 이러한 사례들은 단지 해석 기술의 진보를 의미하고 있으며, 특히 1 차원적인 수차의 기본 요소설계에 대한 사항은 고려하고 있지는 못한 것으로 보 인다[28]. 특히 블레이드나 케이싱, 드라프트 튜브 등 수차 전반에 관한 설계를 통하여 유동해석을 수행할 수 있는 설계데이터 공급이 적절하게 이루어지지 않 은 상태에서 검토를 수행하는 사례가 대부분인 것으로 판단된다.

본 연구에서는 이러한 성능개선을 위한 설계 절차에 있어서 프란시스 수차의 기본적인 설계 절차와 함께 성능에 직접적으로 가장 많은 영향을 가지고 있는 블레이드부의 해석을 별도로 수행하여 기존 설계 방식과 유동해석을 이용한 설 계방식을 동시에 진행하는 직접설계를 적용하여 기법의 타당성을 보이고자 한다.

3.1 프란시스 수차의 러너 설계

수차에 있어서 가장 중요한 것은 설치지점의 조건에 가장 적합한 러너를 선정 하는 것이라고 할 수 있다. 프란시스 수차의 러너는 주로 13~20매의 베인을 가지 고 있으며, 가이드베인으로부터 유수를 받아 회전하면서 축동력을 회수하여 주축 으로 전달하는 기능을 한다. 케이싱 입구부터 흡출관 출구까지는 물이 충만하여 흐르게 되므로 러너의 회전속도가 변하면 수차 전체의 흐름에 영향을 받게 된다. 프란시스 수차의 러너는 Fig. 2.13과 Fig. 2.14에서 언급한 것과 같은 절차에 포함 하여 광범위한 영역에서 설계를 수행할 수 있다. 물론 러너의 설계만으로 수차의


설계가 완성되는 것이 아니므로 러너의 설계를 수행하는 동안 가이드베인을 포 함한 수차 전반에 대한 검토가 병행되어야 하기 때문에 설계절차를 수행하기 위 해서는 많은 노력과 시간이 필요로 하게 된다. 하지만 본 연구에서는 광범위한 영역을 한정하여 유효낙차, 정격유량, 회전수, 수차출력, 비교회전도, 수차의 목표 효율, 이론낙차 등 설계데이터가 결정된 조건에서 다음과 같이 최적화된 절차에 따라서 러너의 설계를 수행하도록 하였다.

3.1.1 러너 입구 설계

러너 입구의 설계를 위해서는 가이드베인 출구에서의 흐름을 고려하여야 할 뿐 아니라, 러너 출구 측에서의 흐름도 고려하여야 한다. 가이드베인에서 러너로 유입되는 수차 내부의 흐름을 Fig. 3.1에서 보이고 있으며, 통상 러너 입구측의 각도 β₁ 은 50°~ 80° 사이의 값으로 계산하는 것이 일반적이다. 먼저, 입구측 설 계를 위해서 오일러방정식을 이용한 러너효율 η_b는 식(3.1)과 같이 계산된다.

$$\eta_{h} = \frac{1}{gH} (u_{1}v_{1}\cos\alpha_{1} - u_{2}v_{2}\cos\alpha_{2})$$

$$= \frac{1}{gH} (u_{1}v_{1}\cos\alpha_{1}) = \frac{1}{gH} (u_{1}v_{u1})$$
(3.1)

여기서, η_h 를 최대로 하기 위하여 $\alpha_2 = 90°$ 로 하며, 날개 입구에서의 속도계 수값을 이용하여 주속도, 절대속도를 식(3.2), (3.3), (3.4), (3.5)와 같이 구한다.

$$u_1 = \phi_1 \sqrt{2gH} \tag{3.2}$$

$$v_1 = K_{\infty} \sqrt{2gH} \tag{3.3}$$

$$v_{m1} = C_p \sqrt{2gH} \tag{3.4}$$

$$v_{u1} = \phi_{u1}\sqrt{2gH} \tag{3.5}$$

여기에서 입구 주속도는 식(3.6)과 같이 계산한다.

$$\eta_h g H = u_1 v_{u1} = \phi_1 \phi_{u1} 2 g H$$

$$\therefore \quad \phi_{u1} = \frac{\eta_h}{2\phi_1}$$
(3.6)

또,
$$v_1^2 = v_{m1}^2 + v_{u1}^2$$
 관계이므로 K_{co} 는 식(3.7)과 같이 구할 수 있다.

$$K_{co}^{2} = C_{p}^{2} + \phi_{u1}^{2} = C_{p}^{2} + \frac{\eta_{h}^{2}}{4\phi_{1}^{2}}$$
$$K_{co} = \sqrt{C_{p}^{2} + \frac{\eta_{h}^{2}}{4\phi_{1}^{2}}}$$
(3.7)

또, $Q = \pi D_1 B v_{m1} = \pi D_1 B C_p \sqrt{2gH}$ 관계이므로 식(3.8)과 (3.9)와 같이 단위유 량과 입구각 계산식을 산정할 수 있다.

$$q = \pi D_1 B C_p \sqrt{2g} \tag{3.8}$$

$$\tan\beta_1 = \frac{\phi_1 - \phi_{u1}}{C_p} \tag{3.9}$$

이론낙차를 적용하여 구할 경우에는 출구에서 선회류가 없다는 조건에서 설계 를 수행하게 되므로 $v_{u2} = 0$ 이 되는 지점이 최고효율을 나타내는 조건이 된다. 따라서 식(3.10)을 적용할 수 있다.

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2})$$

$$H_{th} = \frac{1}{g} u_1 v_{u1} = \frac{1}{g} \left\{ u_1 \left(u_1 - \frac{v_{m1}}{\tan\beta_1} \right) \right\}$$

$$= \frac{1}{g} \left\{ \frac{\pi D_1 n}{60} \left(\frac{\pi D_1 n}{60} - \frac{Q}{\pi D_1 B_1 \tan\beta_1} \right) \right\}$$

$$= \frac{1}{g} \left(\frac{\pi^2 D_1^2 n^2}{3600} - \frac{\pi D_1 n}{60} \times \frac{Q}{\pi D_1 B_1 \tan\beta_1} \right)$$

$$= \frac{1}{g} \left(\frac{\pi^2 D_1^2 n^2}{3600} - \frac{nQ}{60B_1 \tan\beta_1} \right)$$
(3.10)

식에서 나타난 것과 같이 H_{th} 는 반동수차에서 손실을 적용한 이론낙차로, 입구 압력에서 출구압력을 뺀 값과 동일하다. 식에서 변수 값으로 결정된 사항은 러너 의 입구지름, 입구폭, 입구각의 세 가지 항목이 결정되어야 할 항목으로 나타난 다. 따라서 실제 러너의 형상을 결정하여 위하여 CFD를 활용할 경우에 2가지 변

수에 대해서는 그 값을 임의의 값으로 가정한 뒤 해석의 결과를 비교하여 결정 하기도 한다.

3.1.2 러너 출구 설계

프란시스 수차의 러너 내부 유동은 매우 복잡하여 명확하게 그 유동을 확인할 수 없기 때문에 러너 내부를 분할선(Partition line)을 이용하여 다수의 통로로 분 할하고, 이 분할된 통로를 따라서 물이 이동하는 것으로 가정한 유선(Stream line)을 설계한다. 이 분할선은 러너 내부를 흐르는 유량을 동일하게 분할하는 곡 선으로 하며, 분할선에서 구분된 러너 내부의 각 부분을 분할수차(Partial turbine) 로 볼 수 있다. 또한 러너를 구성하고 있는 블레이드가 없다는 조건으로 가정한 다면, 분할선상의 물 분자는 단지 내부의 등분할선을 따라서 이동하게 된다. 하 지만 러너 내부에 다수의 블레이드가 있는 경우에 대해서는 물 분자가 분할선을 따라서 이동함과 동시에 블레이드의 곡면을 따라서도 이동하게 된다. 이렇게 분 할선과 블레이드 곡면을 동시에 따르면서 흐르는 경로를 유선(Stream line) 이라 고 하며, 각 유선을 러너의 입구측과 수차 중심축을 포함한 평면에 투영한 형상 을 자오면(Meridional plane)이라고 한다. Fig. 3.2에서는 유로와 자오면에 대한 기 초 형상을 보이고 있다.

러너의 설계에 있어서 특히 중요한 부분은 출구측에 대한 형상설계이며, 출구 측 설계의 결과에 따라서 입구측과 가이드베인, 드라프트 튜브까지 영향을 받게 된다. 프란시스 수차 러너 출구 가장자리의 Port area는 날개와 날개 사이의 넓 이를 의미하며, Fig 4.3에서 간략하게 도식화하여 설명하고 있다. Port area는 날 개 가장자리의 한 점에서 다음 날개의 배면에 내린 수직거리와 유사하게 표현하 는데, 실제로 이를 간략하게 표현하면 식(3.11)과 같다.

 $x_i = (날개피치) \times \sin\beta_2 - t(날개두께)$

Collection @ kmou

(3.11)

러너 블레이드의 Port area에 대한 정의를 따르게 되면 유량조건이나 오일러 헤드값 등에 대한 면밀한 검토가 가능하다. 검토를 위하여 유로를 더 많은 등분 으로 나눌 경우 유량에 대한 더욱 명확한 데이터를 얻을 수 있지만 계산과정이 매우 복잡하게 되므로 고려하여 유로를 나누는 분할 수에 대해서는 신중하게 검 토하여야 한다. 현재 사용하고 있는 분할은 비속도 100 m-kW급에서는 3개, 200 m-kW급에서는 3~5개 300 m-kW급에서는 5개 정도의 분할선으로 나누어 설계를 수행한다. 예를 들어 Fig. 3.4과 같이 유로를 4등분하여 4개의 파셜 터빈으로 등 분하는 경우에 대해서 다음과 같이 정리할 수 있다.

먼저 러너 출구 지름(Throat Diameter) D_e 위치의 유량을 계산하기 위하여 식 (3.12)를 적용한다.

$$Q = \frac{\pi}{4} D_e^2 v_e = \frac{\pi}{4} D_e^2 C_e \sqrt{2gH}$$
(3.12)

여기에서 러너 유로를 4등분하고, 4개의 파셜 터빈(Partial Turbine)으로 생각 하면, 파셜 터빈(Partial Turbine)의 유선 1~2사이의 유량은 식(3.13)과 같다.

$$\frac{Q}{4} = 2\pi R_1 a_1 C_e \sqrt{2gH}$$
(3.13)

그리고 단위낙차당 유량 $q = \frac{Q}{\sqrt{H}}$ 를 대입하여 식(3.14)와 같이 나타낸다.

$$\frac{q}{4} = 2\pi R_1 a_1 C_e \sqrt{2g} \quad \text{old},$$

∴ $C_e = C_1 = \frac{q}{4 \times 2\pi R_1 a_1 \sqrt{2g}}$
(3.14)

여기에서 블레이드를 따라서 흐르는 유량은, 블레이드 두께를 고려하여 식 (3.15)와 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{q}{4} = a_1 x_1 Z_r C_2 \sqrt{2g} \quad \text{alk},$$

$$\therefore \quad C_2 = \frac{q}{4 \times a_1 x_1 Z_r \sqrt{2g}} \tag{3.15}$$

기본 형상을 결정하기 위해서는 다양한 경험이 필요로 하기 때문에 러너의 주 요치수와 유로 형상을 과거의 실적데이터나 효율곡선에 의하여 결정하는 방식을 적용하며, 그 데이터는 비속도값을 근거로 정리한다.

또한 출구면적을 이용하여 러너의 출구각도를 구하기 위하여 작도를 통한 방법

이 아닌 식(3.1)과 같이 오일러방정식을 이용하여 러너 출구각도를 구하는 방식 을 적용하기 위해서는 Fig. 3.1에서 보이는 출구측 속도삼각형에서 식(3.16)과 식(3.17), 식(3.18)을 이용하여 식(3.19)를 구할 수 있다.

$$S_2 = \frac{\pi}{4} D_2^2 \tag{3.16}$$

$$v_2 = \frac{Q}{S_2} \tag{3.17}$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} \ (m/s) \tag{3.18}$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{v_2}{u_2} \tag{3.19}$$

3.1.3 러너 주요 치수의 결정

프란시스 수차의 설계를 수행하기 위하여 러너의 입구와 출구측 속도삼각형 작도에 필요한 속도계수값을 먼저 선정한다. 이때 입구지름, 입구각도, 출구지름, 날개 매수 등의 치수 결정을 위하여 식(3.20)에서 주속계수, 식(3.21)에서 반경방 향 속도계수, 식(3.22)에서 축방향 속도계수를 나타내었다.

1945

NE AND OCED

$$\phi_1 = \frac{\pi D_1 N}{60\sqrt{2gH}} = \frac{D_1 n}{84.6} \tag{3.20}$$

$$C_{p} = \frac{Q}{\pi D_{1} B \sqrt{2gH}} = \frac{0.072 \, q}{D_{1} B} \tag{3.21}$$

$$C_e = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_e^2 \sqrt{2gH}} = \frac{0.2875 q}{D_e^2}$$
(3.22)

3.1.4 설계 유량의 결정 및 속도삼각형 작도

🕖 Collection @ kmou

이론상 설계유량은 수차 요항의 최고 효율점에서의 유량으로 결정해야하지만, 과거 실적데이터를 검토한 선례에 따라 그 유량에 대한 3~15%의 여유를 예상하

고 결정한다. 가능한 효율시험의 결과를 토대로 그 여유율을 결정하여야 한다. 따라서 설계유량은 식(3.23)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{\triangleleft |\mathcal{A}|} = Q(\eta_{\max}) \times 1.03 \tag{3.23}$$

결정된 ϕ_1 , C_p , K_{co} 계산 값을 근거로 입구각 β_1 를 결정할 수 있어야 하므로 식 (3.7)을 이용하여 Fig. 3.5 와 같이 러너 입구측 속도삼각형을 작도한다.

계산식을 정리하여 러너의 출구측 각도를 아래의 순서에 따라 작도하면 그 값을 구할 수 있다.

(1) 러너 입구에서 출구까지의 유로를 다수의 유선으로 등분한다.

(2) 과거의 실적 Data를 바탕으로, 날개출구 Base Line을 결정한다.

(3) 계산식(3.14), (3.15)의 계산 값을 기준으로 날개 출구의 속도삼각형을 작 도하고, 날개 출구각 β₂를 구한다.

여기에서 날개 출구의 주속도를 구하기 위하여
$$u_2 = \phi_2 \sqrt{2gH} = \frac{\pi D_1 N}{60}$$

 $n = \frac{N}{\sqrt{H}}$ 로 두면, 입구 주속도와 같이 식(3.24)으로 계산할 수 있다.
 $\therefore \phi_2 = \frac{\pi D_1 n}{60\sqrt{2g}} = \frac{D_1 n}{84.6}$
(3.24)

날개의 출구 속도삼각형 작도를 위하여 먼저 러너 상에 날개가 없다는 전제조 건 아래에서 설계 유량 q와 계산식(3.14)와 (3.15)을 기준으로 각 파셜 터빈 (Partial Turbine) 날개 출구의 속도계수 C_1, C_2 를 식(3.25), (3.26)와 같이 계산한 다. 앞서 언급한 것과 같이 비속도별로 적당한 수량으로 유로를 등분하여 각 파 셜 터빈에 대하여 계산에 의해 결정된 a_i, R_i, x_i 값을 대입하여 계산하게 되면 유 로별 속도계수를 확인할 수 있다.

$$C_1 = \frac{q}{4 \times 2\pi R_i a_i \sqrt{2g}} \tag{3.25}$$

$$C_2 = \frac{q}{4 \times a_i \, x_i \, Z_r \, \sqrt{2g}} \tag{3.26}$$

이렇게 반복 계산을 위하여 작도한 출구측 속도삼각형에 대한 개요를 Fig. 3.6

에 보이고 있다.

다음 순서로 날개를 포함하여 러너 출구측에 대한 속도삼각형을 작도하면 날 개에서의 손실을 확인할 수 있다. Fig 4.7과 같이 날개를 포함한 작도를 수행하면 날개를 포함하지 않은 경우에 비하여 날개 출구 각도 값이 더 크게 작도되는 것 을 확인할 수 있다. 식(3.27), (3.28)에서 보이는 결과는 날개를 포함한 유로별 속 도계수를 나타내며, x_i 값이 x_i 값 보다 크게 나타난다.

$$C_{en} = \frac{q}{4 \times 2\pi R_i a_i \sqrt{2g}} \tag{3.27}$$

$$C_{on} = \frac{q}{4 \times a_i x_{ii} Z_r \sqrt{2g}}$$
(3.28)

3.1.5 러너의 외형치수 결정

앞서 언급한 절차에 따라 블레이드 설계 조건이 결정되고 나면 프란시스 수차 러너의 외형치수는 Fig. 3.2와 같이 간략화하여 표현되며, 입구지름과 입구폭, 출 구측 지름을 식(3.29), 식(3.30), 식(3.31)과 같이 계산하여도 무방하다.

$$\pi D_1 N = 60\phi_1 \sqrt{2gH} \quad \text{에서},$$

입구지름 $D_1 \stackrel{\circ}{=} 7 \stackrel{\circ}{\to} \stackrel{\circ}{U},$
$$D_1 = \frac{60\sqrt{2g}}{\pi} \times \frac{\phi_1}{N} = 84.6 \frac{\phi_1}{n} \qquad (3.29)$$

또한 입구폭 B 를 구하면,

Collection @ kmou

$$Q = C_p B \pi D_1 \sqrt{2gH}$$
에서

 \sqrt{H}

$$B = \frac{1}{\pi\sqrt{2g}} \times \frac{Q}{\sqrt{H}} \times \frac{1}{C_p D_1} = 0.0719 \frac{q}{C_p D_1}$$
(3.30)

마지막으로 출구측 지름 D_e 를 구하면,

$$Q = C_e \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_h^2) \sqrt{2gH} \quad \text{에 서}$$

$$D_{e} = \sqrt{\frac{4}{\pi\sqrt{2g}} \times \frac{Q}{\sqrt{H} \times C_{e}} + D_{h}^{2}} = \sqrt{0.2877 \frac{q}{C_{e}} + D_{h}^{2}}$$
(3.31)

여기에서, D_h 는 러너를 관통하는 수차축의 지름을 나타내며, 주속계수 φ, 반 경방향 속도계수 C_p, 축방향 속도계수 C_e 는 계산으로 구하거나, 필요에 따라서 는 경험식으로 나타낸 Fig. 3.8의 그래프 상에서 선정하여 사용할 수도 있다.

또한 러너의 입구각이 50°~ 80° 범위에서 계산되는 것을 고려하여 입구각 β_1 을 60° 라 가정하고 D_1 과 B를 식(3.10)을 이용하여 계산하여도 무방하다.







Fig. 3.1 Sectional view of guide vane & runner blade



Fig. 3.2 Meridional shape of the francis turbine runner



Fig. 3.4 Partial turbine in runner passage



Fig. 3.6 Velocity triangle without blade in outlet



Fig. 3.8 ϕ , K_{cp} , K_{ca} selection table

3.2 프란시스 수차의 가이드베인 설계

프란시스 수차의 가이드베인은 러너를 향하는 수류에 대하여 적절한 각운동량 을 부여하는 기능을 수행한다. 러너에 대한 주요 치수가 결정되고 나면 가이드베 인의 위치와 매수, 블레이드간의 틈새, 강도, 개폐를 위한 기구 등의 설계를 수행 하여야 한다. 가이드베인의 형상에 대해서는 유입과 유출에 대한 속도삼각형 검 토를 통한 설계가 이루어진다면 크게 제약을 받지 않는 것으로 알려져 있다. 따 라서 결정된 러너의 입구높이와 유동특성을 고려하여 가이드베인 형상이나 배치 를 결정하여야 한다. 특히 가이드베인의 경우 배치에 따라서 드라프트 튜브측에 서 다양한 형태의 압력분포와 유선의 흐름을 나타내므로 면밀한 검토가 필요하 다. 특히 조건에 따라서는 러너 중심을 기준으로 원형으로 배치된 가이드베인에 대하여 2개소나 혹은 추가적인 지점에 대하여 가이드베인을 부분 개방하고 나머 지 가이드베인은 full close 상태에서 운전을 시작하도록 배치하는 Misaligned Guide Vane (MGV) 기법을 사용하는 경우도 있다[29].

본 연구에서는 가이드베인 형상 결정에 대한 내역은 제외하고 가이드베인 배 치와 조작에 관한 설계기법에 대하여 기술하였으며, 가이드베인의 설계는 러너 및 스테이베인의 설계와 함께 진행된다.

1) 가이드베인 중심 지름과 매수 결정

지금까지 알려진 내용에 따르면 가이드베인의 중심 지름과 날개 매수를 결정 하기 위한 선택은 식(3.32)을 적용하여 구할 수 있으며, 관련 값들은 Fig. 3.9에 보이는 선정표를 이용하여 설계에 적용할 수 있다.

$$D_G = (D_R + 100) C \ (mm) \tag{3.32}$$

 D_R = 러너의 직경

C_{min} = 0.960 (비속도가 180 이하인 경우)

C_{max} = 1.035 (비속도가 200 이상인 경우)

여기에서 러너의 직경은 입구지름과 출구지름을 비교하여 큰 쪽을 선택하여 사용하도록 한다. 가이드베인은 물의 흐름속에 위치하게 되므로 흐름방향에 대하

여 자동으로 닫히는 방향으로 설계되어야 하며, 소수력 발전용 프란시스 수차에 서는 대부분 16매 혹은 18매를 선택하여 사용할 수 있다.

2) 가이드베인 출구각도 계산 및 형상의 결정

가이드베인의 출구각도는 러너방향으로의 각 운동량을 부여하는 역할을 하므 로 이론상 러너의 입구 속도삼각형과 가이드베인 출구 속도삼각형은 같다고 볼 수 있다.

Fig. 3.10에서 도식화 된 가이드베인 간의 거리를 t라고 하면, 가이드베인 매수 와 가이드베인 중심지름 간의 관계를 식(3.33)과 같이 나타낼 수 있다.

$$t = \frac{\pi D_G}{Z_G} \tag{3.33}$$

또한 Fig. 3.10의 가이드베인 출구 속도삼각형에서 가이드베인 수량과 출구면적 을 적용하여 출구각도를 결정하기 위한 계산식은 (3.34), (3.35), (3.36)과 같다.

$$v_{m1} = \frac{Q}{\pi D_G B_G}$$

$$H_{th} = \frac{1}{g} u_1 v_{u1}$$

$$(3.34)$$

$$(3.35)$$

$$\tan \alpha = \frac{v_{m1}}{u_1 - v_{u1}} = \frac{Q}{\pi D_G B_G (\frac{\pi D_G n}{60} - v_{u1})}$$
(3.36)

여기에서 주성분 방향의 주속도 v_{u1} 이 일정한 경우에 수차는 최고의 효율을 가 지게 되며, 가이드베인의 개도가 변하여도 H_{th} 가 일정한 것이 가장 좋은 조건을 구성하게 된다. 여기에서 이론낙차 H_{th} 의 값이 일정한 값을 가지게 된다는 가정 을 세우면 가이드베인 입구높이 B_{C} 가 커지면 α는 감소하게 된다. 반대로 B_{C} 가 작아지면 α는 증가하게 되므로 낙차와 유량이 결정된 설계 점에서는 러너 블레 이드의 입구각과 가이드베인 출구각을 일치시키는 것이 매우 중요하다. 또한 가 이드베인 출구와 러너 입구의 폭은 동일하다고 간주하고 각도도 동일하다고 가 정하여 β를 α로 바꾸어 계산하게 되면 식(3.37)과 같이 계산할 수 있다.

$$H_{th} = \frac{1}{g} u_1 v_{u1} = \frac{1}{g} \frac{\pi D_G n}{60} \left(\frac{\pi D_G n}{60} - \frac{Q}{\pi D_G B_G \tan \alpha}\right)$$
$$= \frac{1}{g} \left(\frac{\pi^2 D_G^2 n^2}{3600} - \frac{\pi D_G n}{60} \frac{Q}{\pi D_G B_G \tan \alpha}\right) = \frac{\pi^2 D_G^2 n^2}{3600 g} - \frac{nQ}{60g B_g \tan \alpha}$$
(3.37)

동일한 방법으로 가이드베인의 설계 점에서 가이드베인과 스테이베인의 정렬 은 스테이베인의 출구각도로 결정되는데, 가이드베인 개도에 5°정도의 값을 더 하여 계산한 식(3.38)와 같이 설계하도록 한다.

$$\alpha_{s2} = \alpha_{q1} + 5^{\circ} \tag{3.38}$$

최적 가이드베인 형상의 결정은 가이드베인 유출각 α가 변화하더라도 러너 측 으로 유입되는 β가 일정하도록 하는 것이 가장 좋으며, 효율 면에서는 익형이 얇을수록 좋다. 하지만 진동이나 공진의 측면에서는 두꺼운 것이 좋기 때문에 각 조건에 따라서 내부 흐름에 손실이 없는 방향으로 설계하는 것이 중요하다. 따라 서 지속적인 실험이나 경험에 의하여 그 형상을 결정하는 것이 일반적이며, 가이 드베인과 스테이베인은 하나의 날개로 간주하여 설계하여도 무방하다.

3) 가이드베인 조작을 위한 설계 항 결정

가이드베인 조작 기구는 제작사의 설계에 따라서 약간씩 다른 형상과 조작기 를 가지게 되지만 기본적으로 그 기능은 동일하게 러너로 유입되는 에너지를 최 적의 조건으로 안전하게 전달하는 것을 목표로 한다. 따라서 다음의 항목에 대해 서는 반드시 고려되어야 수차의 효율적인 운전이 가능하다.

① 가이드베인 개폐기구의 설계

가이드베인 동작을 위하여 가이드베인 조작용 서보모터의 실린더 직경, 모터 용량, 축 토크, 수압, 유압 설계 등에 대한 검토를 먼저 수행하며, 다음으로 수압 에 의한 모멘트와 마찰모멘트, 전단내력 등을 결정한 뒤, 핀에 걸리는 힘과 스트 로크, 서보모터의 축 회전각도, 동작에 따른 힘의 비율 등을 결정한다. Fig. 3.11 에서는 가이드베인 개폐기구의 설계를 수행함에 있어서 반드시 고려해야 할 동 작기본에 대한 내역을 나타내고 있다.

Fig. 3.11에서 보이는 조건과 함께, 가이드베인의 매수 Z_a, Governor 서보모터



의 힘 *Fs*, 가이드링 피치 반경 *R*₁, 가이드링 암 반경 *R*₀, 링크 각도 β, 암 각도 α 라고 하면, 가이드베인 1개에 걸리는 힘은 식(3.39)와 같이 표현된다.

$$f_1 = \frac{F_s \times R_0}{Z_g \times R_1} \quad (N) \tag{3.39}$$

이때 약점핀 1개에 걸리는 힘은 식(3.40)과 같이 표현가능하다.

$$f_2 = f_1 \times \frac{1}{\sin\beta} \quad (N) \tag{3.40}$$

또한 암의 중심선에 대하여 직각으로 작용하는 힘에 대해서는 식(3.41)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_3 = f_2 \times \sin\alpha$$
 (N) (3.41)

② 가이드베인 강도계산

기구의 설계가 끝나고 나면 결정된 기구에 따른 가이드베인 단면에 걸리는 힘 에 대하여 면밀한 검토를 수행하여야 하며, Fig. 3.12에 보이는 것과 같이 가이드 베인의 조작을 위한 구조를 만족하는 범위에서 결정되어야 한다.

③ 가이드베인 끝단부의 굽힘응력

Fig. 3.13에 보이는 것과 같이 가이드베인의 암길이 *l_a*, 가이드베인의 끝단까지 의 거리 a, 가이드베인 폭을 *B* 라고하면, 집중하중(*W*)과 최대응력점(ε), 단면계 수(*Z*)는 식(3.42), (3.43), (3.44)와 같이 표현 가능하다.

$$W = \frac{l_a \times f_3}{a} \quad \text{(N)} \tag{3.42}$$

$$\varepsilon = \frac{h_y}{h_x - h_y} \times a \quad (\text{mm}) \tag{3.43}$$

$$Z = \frac{B \times h^2}{6} \quad (\text{cm}^3) \tag{3.44}$$

또한 셔터 기능을 위하여 검토해야 할 가이드베인 끝단부의 굽힘응력은 식 (3.45)과 같이 계산되어 진다.

$$\sigma = \frac{W \times \varepsilon}{Z} \quad (N/cm^2) \tag{3.45}$$

④ 가이드베인 스핀들의 비틀림응력

가이드베인 스핀들의 최소지름을 d_g 라 하고, 가이드베인 스핀들에 걸리는 비틀 림 모멘트를 식(3.46)과 같이 *M* 으로 두면, 비틀림 응역은 식(3.47)와 같다.

$$M_t = l_a \times f_3 \quad \text{(N-cm)} \tag{3.46}$$

$$\tau = \frac{Z_g \times M_t}{\pi \times d_g^3} \quad (\text{N/cm}^2) \tag{3.47}$$

⑤ 가이드베인 암 굽힘 응력

Fig. 3.14에 보이는 가이드베인 암에 대하여 단면계수가 식(3.48)과 같이 결정 되면 암에 걸리는 휨 모멘트에 대한 식(3.46) 계산에 따라서 암에 적용되는 굽힘 응력은 식(3.49)와 같다.

$$Z = \frac{b \times h^2}{6} (\text{cm}^3)$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} (\text{N/cm}^2)$$
(3.48)
(3.49)

⑥ 가이드베인 링크의 인장응력

가이드베인 압과 가이드링 간의 간격을 조절하면서, 가이드베인 갭 조절시 미 세 조정에 사용되는 턴버클 볼트의 단면적을 A라고 하면 가이드베인 링크의 인 장응력은 식(3.50)와 같다.

$$\sigma = \frac{f_2}{A} \text{ (N/cm^2)} \tag{3.50}$$

⑦ 연결용 핀류의 크기 결정

앞서 계산한 각부의 응력은 가이드베인 서보의 힘이 각 가이드베인에 균등하게 적용하여 나타난 값이며, 각각의 부위에 대한 재질 응력값을 요약하면 Table 3.1 과 같다.

Table 3.1 Stress value of each material

Parts name	Materail	Proof stress (N/cm ²) - Peak stress
Guide vane	SCS5	54,000
Guide vane arm	S45C	34,500
Guide vane link	SS400	23,500

여기에서 약점핀에 걸리는 파단하중 Wb는 식(3.51)과 같이 계산된다.

$$Wb = K \times f_2 \times f$$
(N) (3.51)

더불어 서모모터의 힘에 의해 약점 핀 전체에 걸리는 힘을 약점 핀 파단하중 으로 나눈 값을 *n* 이라고 할 때, 약점핀 절단 개수 *n* 은 식(3.52)과 같다.

$$n = \frac{Z_g \times f_2}{Wb} \tag{3.52}$$

마지막으로 Fig. 3.15에서 나타낸 가이드베인 약점핀 파단을 위한 치수 결정은 식(3.53)의 조건을 따른다. 약점 핀 재질이 SUS403 인 경우의 비틀림 내력값을 *тb* 라고할 때, 약점부의 단면적이 *A*로 표시된다.

$$A = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} + d^2 \text{ (cm)}$$
(3.53)



Fig. 3.9 Diameter of guide vane center & number of guide vane selection table



Fig. 3.10 Velocity triangle in guide vane outlet



Fig. 3.11 Conceptual view of guide vane control



Fig. 3.12 Conceptual view of guide vane control mechanism



Fig. 3.13 Side view of guide vane



Fig. 3.14 View of guide vane arm



Fig. 3.15 View of guide vane pin

3.3 프란시스 수차 주요 구성품 설계

3.3.1 스테이베인 설계

스테이베인의 형상은 러너와 가이드베인, 케이싱의 형상과 스피드링 구성을 고 려하여 결정되어야 하며, 해석을 통하여 그 형상을 최적화 할 수 있다. 더불어 러너와 가이드베인을 이용한 해석을 수행할 경우에 부가적인 해석을 통하여 최 적화할 수 있다. 하지만 스피드링과 함께 케이싱을 지지하고 있는 스테이베인은 수차의 안정적인 운전을 위하여 다음의 사항에 대하여 검토가 이루어 져야 한다. 스피드링의 재질을 SS400으로 한정할 경우 일반 구조용 압연강재 조건에 따라, 인장강도 σ_R = 400 ~ 510 N/mm2

NE AND OCED

항복점 σ_u = 245 N/mm2

설계수압 $P_{\rm max}$ kg/cm2

용접효율 η = 0.8

마모량(부식량) = 1.5mm

허용응력 $\sigma_s = rac{1}{2} imes \sigma_y$ = 122.5 N/mm2

조건을 부여할 수 있으며, 스피드링 설계에 따른 응력은 Fig. 3.16에 보이는 것 과 같은 조건에서 다음과 같이 검토되어야 한다.

먼저, 스피드링과 접하는 케이싱의 반경을 R가이드베인의 피치반경을 r면적 ABCD의 중심위치를 ηG 스테이베인의 중심을 SG스테이베인의 길이를 l스테이베인의 두께를 t케이싱 분할 각도를 θ 라고하면, ABCD의 면적 $A = \pi \times (R^2 - r^2) \times \frac{2\theta}{360^{\circ}}$ 수압하중 $P = P_{max} \times A$



단, 수압하중 P는 ABCD의 중심 ηG 에 걸리는 것으로 하며, 이때 중심 ηG 의 위치는 식(3.54)과 같이 구할 수 있다.

$$\eta G = \frac{2}{3} \times \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \times \frac{\sin\theta}{\theta} \times \frac{180}{\pi} \quad (\text{mm}) \tag{3.54}$$

계산된 스테이베인의 위치에 따라서 식(3.55)을 적용하여 스테이베인에 걸리는 힘 *Ps*, 식(3.56)을 적용하여 스테이베인의 단면적 *As*를 구하고 이때의 인장응력 σ_t 를 식(3.57)에서 구할 수 있다. 여기에서 *L* 은 스테이베인에서 케이싱 분할면과 접합되는 AD면까지의 거리, *L*1은 무게중심에서 AD면까지의 거리를 의미한다.

$$Ps = P \times \frac{L1}{L}$$

$$As = l \times t$$

$$\sigma_t = \frac{Ps}{As \times \eta}$$

$$(3.55)$$

$$(3.56)$$

$$(3.57)$$

계산결과 허용응력 σ_s 보다 적을 경우 강도를 충분히 확보한 것으로 판단한다. 더불어 재료의 부식량을 고려할 경우 As = l×(t-α) 적용하여 검토하고, 허용 응력보다 작은 값이 산출될 경우 안전한 것으로 판단한다.

스테이베인의 설계에 있어서 주의해야 할 사항으로 끝단부 형상 선정의 부주 의로 인한 소용돌이나 소음의 발생에 대한 검토가 필요하며, 이는 형상설계를 수 행하면서 반드시 고려되어야 한다[30]. 또한 스테이베인의 입구각도가 너무 크게 산정되는 경우에는 흐름에서 박리가 발생되어 손실이 증가될 수 있으므로, 유량 과는 상관없이 케이싱의 형상에 따라서 결정된다.

3.3.2 케이싱 설계

🗗 Collection @ kmou

일반적으로 프란시스 수차의 케이싱은 각 단면에서의 유속을 동일하게 유지할 수 있도록 스파이럴 형식으로 설계되어야 한다. 케이싱의 분할은 대부분 각 제조 사별 특징을 가지고 있으나, 통상적으로 Fig. 3.17과 같이 확대각도를 가지게 되 며, 단면에 대한 분할은 다음의 기준에 따라서 채용하여 사용한다.

먼저 각 단면의 반경을 R_n 이라고 하고 입구의 반경을 R_0 라고 하면 식(3.58)

와 식(3.59)와 같이 나타낼 수 있으며, 결과 값을 통하여 케이싱 반경을 결정할 수 있다.

$$R_n = R_0 \sqrt{\frac{Z-n}{Z}} \tag{3.58}$$

$$A_n = \frac{R_n}{\sin \alpha/2} + R_n = R_n \left(\frac{1}{\sin \alpha/2} + 1\right)$$
(3.59)

여기서 R_n 은 각 단면의 반경을 의미하며, R_0 은 입구의 반경을 의미한다. A_n 은 각 단면의 각도분기 시작점에서 단면의 끝점까지를 의미하며, A_0 은 케이싱 입구측 반경에 대한 길이를 의미한다. n은 케이싱 분할 번호로써 케이싱 반경 및 케이싱 반경은 $R_0, R_1, R_2, \cdots, R_n$ 및 $A_0, A_1, A_2, \cdots, A_n$ 로 나타낼 수 있다. Z는 케이싱 등분 분할 수, α 는 케이싱 각 단면에 대한 확대 각도를 나타낸다.

프란시스 수차에 있어서 케이싱의 분할은 통상 12분할 혹은 16분할을 적용하 여 제작하고 있으며, Fig. 3.18에서 보이는 α값은 낙차에 따라서 각각 다른 것으 로 알려져 있으며, 간략히 정리하면 Table 3.2와 같다.

구분	적용 (m) 194	5 비 고
$\alpha = 90^{\circ}$	H > 150	EH ON
α = 100°	50 < H < 150	
α = 110°	H < 50	
α_1 = 30°	12등분할 케이싱	출구지름 1500mm 미만
α_1 = 22.5 $^\circ$	16등분할 케이싱	출구지름 1500mm 이상

Table 3.2 Spiral casing type selection table

또한 수차 중심에서 입구배관 중심까지의 거리 L 은 입구밸브의 지름과 러너 직경의 합계와 Fig. 3.19와 같은 관계를 가지므로 수차에 대한 설계를 진행하는 과정에서 적절한 값을 선정하여 제작하는 것으로 하며 특히 러너의 직경은 입구 측과 출구측을 비교하여 큰 값을 채용하여 L 값을 결정하도록 한다.

결정된 값을 근거로 케이싱의 안정적인 사용을 위한 검토는 스피드링과 동일 한 방법으로 재질을 SS400으로 결정하고, 일반 구조용 압연강재 조건에 따라서 응력은 다음과 같이 계산되어 진다.

① 케이싱 직관부의 응력값은 식(3.60)에 따르며, σ_s 미만일 경우 채택한다. 여 기에서 *t*는 직관부의 두께이며, *a*는 반지름, *λ*는 마모량, *P*는 내부 압력이다.

$$\sigma = \frac{P \times a}{\eta \times (t - \lambda)}$$
 (N/mm) (3.60)

② 케이싱 나선부는 스테이링과 용접되는 S 점에 대한 계산만 식(3.61) 같이 수행하여 그 결과 값이 σ_s값 미만일 경우 채택하며, 각 나선부에 대하여 동일 계 산을 반복하여 검토할 수 있다.

$$\sigma = \frac{P \times a}{(t - \lambda)} \times \frac{(R_C + R_S)}{2R_S} \times \frac{1}{\eta} \quad (\text{N/mm})$$
(3.61)

3.3.3 케이싱 입구에서 스테이베인 입구 흐름 설계

소수력발전용 프란시스 수차의 케이싱은 스피드링에 연결된 스테이베인과 용 접연결을 통하여 하나의 개체로 만드는 것이 일반적이다. 따라서 케이싱입구에서 스테이베인 입구에 이르는 물의 흐름은 서로 밀접하게 연관되어 있다. 따라서 케 이싱의 입구에서 스테이베인 입구까지의 흐름을 고려하여 케이싱과 스테이베인 을 설계하기 위해서는 다음의 사항에 대해서 검토하여 반영하여야 한다. 케이싱 으로부터 스테이베인에 이르는 구간은 유입된 물에 의하여 끌려가는 자유 소용 돌이 구간이다. 즉, 출구측에서의 압력의 급강하로 인하여 물이 중심을 향해 말 려들 듯이 끌려가는 부분이다.

Fig. 3.20에 보이는 것과 같이 스테이베인 자오면속도를 v_{sv1} , 케이싱 입구속도 v_c , 케이싱 중심에서 입구중심까지의 거리 L_c , 스테이베인 배열 외경 D_{sv1} , 스테 이베인 두께를 B_{sv1} 로 두면 식(3.62), (3.63), (3.64), (3.65)과 같이 정의할 수 있다.

$$v_{c} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}D_{c}^{2}} = \frac{4Q}{\pi D_{c}^{2}}$$
(3.62)
$$v_{sv1} = \frac{L_{c}v_{c}}{\frac{D_{sv1}}{2}}$$
(3.63)



-78-

$$v_{msv1} = \frac{Q}{\pi D_{sv1} B_{sv1}}$$
(3.64)

$$\tan \alpha_{sv1} = \frac{v_{msv1}}{v_{sv1}} = \frac{Q}{\pi D_{sv1} B_{sv1}} \frac{D_{sv1}}{2L_c v_c} = \frac{Q}{2\pi B_{sv1} L_c v_c}$$
$$= \frac{Q}{2\pi B_{sv1} L_c} \frac{\pi D_c^2}{4Q} = \frac{D_c^2}{8B_{sv1} L_c}$$
(3.65)

스테이베인의 입구각도 α_{sv1} 은 케이싱의 입구직경과 스테이베인의 높이로 결정 되며, 유량과는 상관없이 케이싱의 형상에 따라 결정된다. 또한 실제 스테이베인 의 출구와 가이드베인 입구층을 이중날개로 배치하게 되므로 필요시 두 날개의 겹침이 발생하는 경우도 있으므로 이를 고려하여야 한다.

WE AND

3.3.4 흡출관 설계

흡출관의 형상은 대부분 원뿔형과 곡관형으로 제작 및 사용되고 있으며, 원뿔 형은 주로 횡축수차에만 적용하는 것으로 알려져 있다. 원뿔형과 곡관형의 사용 은 러너 출구경에 따라서 결정하며, 그 구분은 Table 3.3과 같다.

Table 3.3 Draft tube selection table

러너 출구 지름	1945 畜業	출관 형상	
러너 출구측 지름 0.6m 이하	원추형 (Cone type)		
0.6m ~ 1.2m	Pier가 없는 곡관형		
1.2m ~ 1.7m	Single Pier 곡관		
1.7m 이상	Double Pier 곡관		

최근의 동향을 살펴보면 수력발전소 건설비용이나 제작비용 등을 고려하여 원 추형과 Pier가 없는 곡관형을 사용하는 것이 일반적이며, 흡출관 설계는 일반적 으로 다음의 과정을 따라야 한다.

① 프란시스 수차의 흅출관 길이를 결정하기 위한 흅출높이 Hs는 Fig. 3.21에 따라서 결정하여야 하며, 결정된 흅출높이에 대한 흅출관 출구의 유속은 Fig. 3.22의 조건을 만족하여야 한다. 이때 출구직경은 식(3.65)과 같이 구한다.

$$D_4 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$
 (m) (3.65)

② 정지 시 방수위에서 흡출관 출구까지의 거리 E를 300~500mm로 결정하여 흡출관 길이 L을 측정한다.

③ Fig. 3.22에서 흡출관 입구경과 출구경 및 길이에서 벽면의 경사각 α 를 구하여 그 값이 3°~ 5°이내의 범위에 포함되지 않을 경우에 출구속도를 크게 하여 α 값을 만족할 수 있도록 출구경 D₄를 재설계하여야 한다.

④ 방수로의 형상은 Fig. 3.23의 비율에 따라서 결정되어야 하며, 식(3.66), (3.67), (3.68)의 조건을 만족할 수 있는 범위에서 프란시스 수차의 케이싱과 흡출 관이 설계되어야 한다.

$$\frac{B}{D_4} = 3.0$$
(3.66)
$$\frac{R}{D_4} = 1.5$$
(3.67)
$$\frac{Z}{D_4} = 1.0$$
(3.68)

흡출관의 손실에서 가장 현저한 영향을 미치는 부분은 소용돌이 손실이며, 설 계와 분석을 통하여 소용돌이 손실 값이 0이 되도록 형상을 선정하는 것이 필요 하다. 드라프트 튜브의 경우 확대로 인한 손실도 가질 수 있으므로 확대관의 길 이가 길어지게 되면 확대로 인한 손실을 줄일 수 있다. 하지만 실질적인 설계와 는 달리 운전조건에서는 수차의 가장 많은 사용범위를 가지는 정격유량조건에서 소용돌이 손실이 최소화 되어야 한다.

드라프트 튜브에서의 손실저감을 위한 연구는 많은 학자들에 의하여 이루어졌

으며, 특히 J-groove와 같은 구조적 개선을 통하여 내부의 선회류를 제거한 연구 사례도 있다[31]. 이러한 연구에도 불구하고 가장 우선적인 사항으로 고려해야 할 사항은 올바른 설계를 통한 최적의 드라프트 튜브를 선정할 수 있어야 한다.

3.3.5 수차축의 설계

프란시스 수차 러너의 회전력 전달을 위하여 연결하는 수차축은 발전기의 로 터와 동일한 축으로 회전수와 수압불평형을 고려하여 발전기 설계시 수차축에 대한 정보를 확보하여야 한다. 필요에 따라서는 러너와 발전기축을 직접연결하지 않고 커플링을 통하여 연결하는 경우도 있으나, 이러한 경우에는 반드시 연결축 을 지지할 수 있는 베어링 지지 장치를 동반하여야 한다. 수차축의 직경은 수류 의 유입에 따른 토크 발생량과 수압불평형 등을 고려하여 고비속도 수차에 대한 허용내력을 계산한 뒤, 저비속도 수차에 적용하는 방식을 가능한 채택하도록 한 다. 수차축 설계에 대한 간략식은 다음과 같이 요약된다.

먼저, 수차축의 직경을 D로 두고, σs 를 축에 대한 허용 비틀림 응력으로 두면 회전수 N을 포함한 관계식은 식(3.69)와 식(3.70)과 같은 관계가 성립된다.

$$\sigma s = \frac{1630}{kW^{0.02} \times N^{0.235}} \quad (kg/cm^2)$$

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{497}{\sigma s}} \frac{kW}{N} = 67 \frac{kW^{0.34}}{N^{0.255}} \quad (mm)$$
(3.69)
(3.70)

수차축은 러너의 무게와 회전수 등을 고려하여 설계되어야 하며, 식(3.70)에서 계산된 값 이상을 채용하여야 한다. 하지만 수차축의 지름에 따른 발전기 베어링 의 크기를 고려하여 최적의 축 지름을 결정하여야 한다.

- 81 -



Fig. 3.17 Francis turbine casing design



Fig. 3.18 View of casing ($\alpha_1\text{=}22.5^\circ$)



Fig. 3.19 Length selection table for casing



Fig. 3.20 Dimension of casing and stay vane arrangement



Fig. 3.21 Hs selection table in draft tube





Fig. $3.23\ \mbox{Francis}$ turbine draft tube design

3.4 기본설계방안 제시 결과

일반적으로 알려진 중·대수력용 프란시스 수차와 소수력발전용 프란시스 수 차의 설계 개념은 동일하지만, 설계기법에 대해서는 설계자와 기업, 관련기관의 고유한 접근방식을 가지고 있기 때문에 표준화된 방안으로 제시하기 쉽지 않음 을 확인하였다. 대부분의 연구에서는 러너의 재설계를 위주로 설계방안을 제시하 고, 나머지 주요 구성품은 기존의 형상으로 유지한 상태에서 효율향상을 유도하 는 방향으로 제시되고 있음을 알 수 있었다.

이러한 제시 방안으로 다양한 설치 조건에 적합한 프란시스 수차를 사용자의 요구사항에 맞추어 공급하기 위해서는 많은 시간과 자본의 투자가 필요할 것으 로 예상된다. 따라서 본 연구에서는 기존의 설계절차에서 3차원 설계에 사용가능 한 요소를 추출하고, 형상을 선정할 수 있도록 검토하였을 뿐 아니라 유동해석과 의 연계를 고려하여 최적의 설계값을 결정하는 방안을 함께 제시하였다.

특히 소수력발전용 프란시스 수차의 경우 설치조건에 따른 비속도의 차이, 구 조의 변경 등에 있어서 가이드베인이과 스테이베인의 형상 재설계는 거의 포함 하지 않는다. 따라서 본 연구에서는 스테이베인과 가이드베인의 설계에 관한 내 용은 기술하지 않으며, 러너와 케이싱, 드라프트 뷰트, 수차축, 가이드베인 개도 조절장치 등과 같이 설치조건의 변경에 따라서 그 형상이 변경되어야 하는 부분 에 대한 설계절차를 정리하였다.

기본설계 절차에서 소수력발전용 프란시스 수차의 직접설계를 위하여 제안된 특징을 다음과 같이 요약하였다.

(1) 러너의 입구측 설계를 위해서는 오일러방정식을 이용하여 Inlet angle을 구 할 수 있다.

$$K_{co} = \sqrt{C_p^2 + \frac{\eta_h^2}{4\phi_1^2}}$$

Collection @ kmou

(2) 러너의 출구는 유로형상의 설계와 연계되어 있으며, Port area 에 대한 명 확한 정의를 통하여 최적의 수차 설계를 지원할 수 있으며, Outlet angle을 구하 기 위해서는 다음의 간편식을 적용할 수 있다.

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{v_2}{u_2}$$

(3) 속도삼각형에서의 속도계수값을 결정하고 나면 러너의 외형치수를 결정할 수 있으며, 외형치수 결정을 위하여 다음의 간편식을 적용할 수 있다.

$$Q_{design} = Q(\eta_{\max}) \times 1.03$$
$$\phi_2 = \frac{\pi D_1 n}{60\sqrt{2g}} = \frac{D_1 n}{84.6}$$

$$B = 0.0719 \frac{q}{C_p D_1}$$

(4) 가이드베인 중심 지름과 매수, 출구각도 계산을 통하여 가이드베인과 가이드베인 조작을 위한 기구부의 설계가 가능하다.

$$\begin{split} D_G &= \left(D_R + 100 \right) C \ (mm) \\ \tan \beta_1 &= \frac{v_{m1}}{u_1 - v_{u1}} = \frac{Q}{\pi D_1 B_1 (\frac{\pi D_1 n}{60} - v_{u1})} \end{split}$$

(5) 케이싱 입구에서 스테이베인 입구까지의 흐름을 고려한 케이싱 및 스테이 베인 형상 설계는 수압하중을 고려하여야 하며, 케이싱의 형상과 함께 결정한다.
(6) 최근의 수력발전설비 공급 동향을 고려하여 홉출관은 원추형을 주로 사용하며, 유속은 수차에 적용되는 압력을 고려하여 결정되어야 하며, 소수력 발전설비에서는 2.0 m/s를 이내에서 주로 결정되어야 한다.

이상과 같은 조건을 기준으로 프란시스 수차의 설계를 진행할 수 있으며, 필요 시에는 이미 알려진 다양한 경험값을 채용하여 적용할 수 있다.

- 87 -

제 4 장 프란시스 수차 상세설계

4.1 설계항목 결정

Collection @ kmou

먼저 수차에 대한 실물설계를 수행하기 위해서는 사용조건에 따른 기본사양을 결정해야 하며, 결정된 항목은 프란시스 수차를 가장 안정적으로 운전할 수 있는 환경적 요소를 갖추어야 한다. 더불어 시험설비에서의 운전을 목표로 하는 경우 에는 설계 및 해석에 따른 성능시험 혹은 실증시험이 가능한 장소의 조건을 고 려하여야 한다.

특히 수차의 성능시험을 수행하기 위한 설비를 제작하기 위해서는 국제적으로 시험용 수차의 시험규격으로 권장하고 있는 러너의 최소 요구직경이나 시험을 수행하게 될 설비가 갖추어야 할 운전능력을 고려하여 결정하여 한다. 따라서 IEC 60193이나 JIS B 8103에서 규정하고 있는 러너의 최소 요구 직경 250mm 이 상이 되도록 설계하며, 시험을 수행하게 될 K-water연구소의 시험 설비 운전범 위를 고려하여 프란시스 수차의 설계조건을 Table 4.1과 같이 결정하였다.

Q [m ³ /s]	0.45			
<i>H</i> [m]	18			
N [rpm]	900			
P_t [kW]	73			
	<i>Q</i> [m ³ /s] <i>H</i> [m] <i>N</i> [rpm] <i>P_t</i> [kW]			

Table 4.1 Specification of francis turbine design

주어진 조건을 이용하여 수차 설계를 위한 단위값을 산정하면, 단위유량은 식 (4.1), 단위속도는 식(4.2), 비속도는 식(4.3)과 같이 계산할 수 있다.

Unit flow rate
$$q = \frac{Q}{\sqrt{H}} = 0.106$$
 (4.1)

Unit speed
$$n = \frac{N}{\sqrt{H}} = 212.132$$
 (4.2)

Unit speed $n_{sp} = \frac{N\sqrt{P}}{H^{5/4}} = 207.4 \text{ m-kW}$ (4.3)

여기에서 산출된 비속도값은 프란시스 수차의 대표비속도 범위에 포함되고 있으며, 본 연구에서는 n_s200으로 간소화하여 나타내었다.

또한 절차에 따라서 진행하게 될 수차 설계의 결과로 얻고자하는 수차의 목표 효율은 η = 0.90으로 산정하였다.

설정된 목표효율은 러너효율×누설효율×원판마찰효율의 이론이 성립하므로 식(4.4)와 같이 표현되며, 이때의 이론헤드는 식(4.5)와 같다.

$$\eta = 0.90 = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m \tag{4.4}$$

$$H_{th} = H_e \times \eta_h \tag{4.5}$$

여기에서, 오일러 헤드 값을 산정하기 위하여 누설손실 η_v = 0.985 , 기기손실 η_m = 0.99로 두면 러너의 효율은 식(4.6)으로 계산된다.

$$\eta_h = \frac{\eta}{\eta_v \times \eta_m} = 0.923 \tag{4.6}$$

그리고 식(4.7)에 의해서 결정된 이론 낙차 $H_{tb} = 0.923 \times 18 = 16.614 m$ 이다.

$$0.923 = \frac{H_{th}}{H_e} = \frac{H_e - \Sigma H_{loss}}{H_e}$$
(4.7)

지금까지의 계산을 통하여 결정된 항목을 바탕으로 수차 설계를 위한 수력 관 련 요소를 확인하였으며, 이어서 프란시스 수차의 핵심요소인 러너의 형상을 결 정과 함께 스테이베인, 가이드베인, 케이싱, 드라프트 튜브 등의 형상이나 각 구 성품의 효율적인 배치도 결정되어야 한다.

본 연구에서는 가이드베인과 스테이베인의 형상이 수차의 효율에 미치는 영향 이 러너나 드라프트 튜브에 비하여 크지 않고, 기존 연구의 사례에서도 가이드베 인이나 스테이베인에 대한 형상 연구에 대한 비중이 높지 않으므로 별도의 형상 연구를 생략하고 기존의 형상을 적용하였으며, 러너 출구각도와 효율의 관계에서 trailing edge 부분의 형상 개선이나 각도를 조정하는 방향으로 설계를 진행할 수 있도록 설계안을 제시하였다[32][33].
4.2 러너 형상 결정

러너의 설계에 있어서 목표항목으로 결정되는 부분은 블레이드 출구부 유출각 도 이며, 난류나 소용돌이 흐름을 포함하지 않고 안정적인 유출이 이루어 질 수 있도록 설계하는 것이 목표가 되어야 한다. 설계를 시작함에 있어서 무엇보다도 먼저 염두에 두어야 할 사항은 러너 출구측의 유출각도(α_2) 값은 90°에 가깝도 록 설계를 진행하여야 한다는 것이다.

Fig. 4.1에서는 러너의 Port area와 블레이드의 출구각도를 근거로 수류의 유출 각도를 결정하는 과정을 도식화 하였다. 블레이드의 출구각도는 오일러헤드 공식 에 따라 계산되어지며, Port area는 수류의 유출각도에 따라 결정된다. 따라서 설 계를 진행함에 있어서 Port area의 결정에 따른 러너 형상과 수차의 성능에 대한 검토가 필요하며, 다양한 형상에 대한 설계와 해석을 반복 수행하여야 한다[34]. 본 연구에서는 CFD 해석을 위하여 필요한 Outflow angle값을 제시하기 위한 1차 원 계산을 포함하여 러너의 설계를 진행하였으며, CFD 해석을 수행하면서 Outflow angle을 최적화하였다.

먼저 1차원 수차 설계 절차에 따라서 식(3.20)과 (3.21), (3.22)에서 언급한 방법 으로 산정한 러너의 입구지름 $D_1 = 0.3775m$, 입구 폭 B = 0.0946m, 러너 출구지 름 $D_e = 0.35m$ 로 결정하였으며, Fig. 4.2와 같이 도식화하였다. 여기에서 속도계 수값은 경험식에 의하여 작성되어진 표에서 선정하여도 무방하나 수식에 대입하 여 구하면 식(4.8), (4.9), (4.10)과 같다.

$$\phi_1 = \frac{\pi D_1 N}{60\sqrt{2gH}} = \frac{D_1 n}{84.6} = \frac{0.3775 \times 212.132}{84.6} = 0.9466 \tag{4.8}$$

$$C_p = \frac{Q}{\pi D_1 B \sqrt{2gH}} = \frac{0.072 q}{D_1 B} = \frac{0.072 \times 0.106}{0.3775 \times 0.0946} = 0.2137$$
(4.9)

$$C_e = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_e^2 \sqrt{2gH}} = \frac{0.2875 \, q}{D_e^2} = \frac{0.2875 \times 0.106}{0.35^2} = 0.2488 \tag{4.10}$$

4.2.1 Inlet angle 결정

Inlet angle β₁은 수류의 원활한 흐름과 수차의 성능을 향상시키는 요소로 매우 중요한 결정변수이다. 따라서 3차원 설계를 통하여 최적의 러너형상을 도출해 내 기 위하여 반드시 선행되어야 하는 사항이다.

식(3.7)에서 언급한 것과 같이 속도삼각형 계산식을 적용하여 식(4.8), (4.9), (4.10)계산에서 구한 값 ϕ_1 , C_p 를 이용하여 K_{co} 를 계산하면 식(4.11)과 같다.

$$K_{co} = \sqrt{C_p^2 + \frac{\eta_h^2}{4\phi_1^2}} = \sqrt{0.2137^2 + \frac{0.92^2}{4 \times 0.9466^2}} = 0.5309$$
(4.11)

여기까지 계산으로 산출된 값들을 바탕으로 러너 입구측의 속도삼각형을 작도 하면 Fig. 4.3과 같이 나타나며 이때 작도한 형상에서 결정된 러너의 입구측 각도 는 65.11°가 됨을 알 수 있다.

4.2.2 Port area를 이용한 Outlet angle 결정

Collection @ kmou

Outlet angle을 결정하기 위해서는 port area 값을 먼저 결정하여야 하며, port area를 결정하기 위해서는 outflow angle 결정을 위한 속도삼각형 작도를 수행하 여야 한다. 따라서 자오면 설계에 의하여 결정된 값을 이용하여 port area 값을 결정하기 위한 속도삼각형 작도를 수행하였다. 먼저 비속도가 200m-kW급이므로 4개의 등유량면으로 설정하고, 입구측의 유량등분은 입구폭을 동일하게 4등분하 여 설정하였다. 출구측 등유량면 결정을 위해서 먼저 자오면 상에서 임의의 선분 을 작성한 뒤 Fig. 4.4와 같이 자오면의 유선을 따라 4등분선을 찾는다. 등유량면 을 결정하기 위해서는 식(4.12)를 가장 근사하게 만족하는 조건에서 유선을 작도 할 수 있는 지점을 선택하였다.

 $a_1 \times R_1 = a_2 \times R_2 \cdot \cdot \cdot = a_8 \times R_8$ (4.12)

 계산에서 많은 등분선으로 작도하여 수행하게 되면 부드러운 유선을 만들 수

 있으나 시간이 많이 소요되는 단점이 있다. 계산을 반복하여 부드러운 유선의 작

 성이 완료되면 출구측 자오면에서의 등유량면을 결정한 뒤, 출구측에 Fig. 4.5와

같이 원을 그릴 수 있다. CAD 프로그램을 이용하여 작성할 경우 이러한 작도에 대한 명확한 치수를 구할 수 있다.

앞서 계산으로 선정한 자오면을 기준으로 블레이드에 임의의 등유량면을 결정 하고, 그 등유량면의 지름과 러너 중심으로부터 측정은 출구 지름을 통하여 설계 하는 블레이드의 상세한 형상을 구현할 수 있도록 하였으며, 그 결과는 Table 4.2와 같다.

Table	4.2	Measuring	data	of	equivalent	flow	rate	diameter	and	runner
outlet	dian	neter value								

Part	Measuring data (m)					
Equivalent flow	a_1	a_2	a_3	a_4		
rate diameter	0.02242	0.02787	0.03493	0.04319		
Distance of Port	R_1	R_2	R_3	R_4		
from center	0.16182	0.13554	0.10591	0.0875		
Outlet diameter	D _{O1}	D_{O2}	D_{O3}	D_{O4}	D_{O5}	
	0.35	0.3021	0.2435	0.1795	0.1388	

여기에서 D_{O1} 는 Shroud측에서의 등유량면 작도에 따른 출구측 반경을 나타내 며, D_{O3} 은 하나의 Circle에 있어서 면적을 같은 면적으로 2개로 나눌 때 Circle의 반경을 의미하는 2승 평균반경, D_{O5} 는 Crown 측에서의 등유량면 작도에 따른 출 구측 반경을 의미한다. Table 4.2에 유도된 조건을 바탕으로 3차원 형상 결정을 수행하기 위한 출구측 속도삼각형 작도를 수행하며, shroud 측면 1~2 사이 유로 에서의 속도삼각형부터 crown 측면의 4~5 사이 속도삼각형 작도를 위한 계산을 식(4.13), (4.14), (4.15)에서 수행하였다.

여기에서 등유량면 구분을 위한 직경을 a_i , 블레이드를 고려하지 않은 등유량 면 상의 출구측 포트지름을 x_i , 블레이드를 고려한 등유량면 상의 출구측 포트지 름을 x_{1i} 라 두고 계산을 수행하였다. 통상 러너의 설계에는 블레이드의 두께를 고려하지 않고 계산을 수행한 뒤, 러너의 크기와 조건에 따라서 러너의 두께와 가공 여유를 포함한 치수를 결정한다.

$$C_1 = \frac{q}{4 \times 2\pi R_i a_i \sqrt{2g}} = \frac{q}{111 \cdot 2678 R_i a_i}$$
(4.13)

$$C_2 = \frac{q}{4 \times a_i x_i Z_r \sqrt{2g}} = \frac{q}{17.7088 a_i x_i Z_r}$$
(4.14)

$$C_{on} = \frac{q}{4 \times a_i x_{1i} Z_r \sqrt{2g}} = \frac{q}{17.7088 a_i x_{1i} Z_r}$$
(4.15)

계산된 값과 Fig. 4.2에서 결정된 러너의 외형치수를 바탕으로 먼저 1~2 사이의 등유량면에 대한 러너 출구측 속도삼각형을 작도하면 Fig. 4.6과 같이 도식화 될 수 있다. Fig. 4.6에 보이는 것과 같은 방식으로 4개의 등유량면에 대하여 출구 속도삼각형을 각각 작도하여 Fig. 4.7에 나타내었다. 작도에 의하여 outlet angle 과 port area는 동시에 구할 수 있으므로 C_1 값에 대하여 러너 중심방향으로 평행 이동하여 Fig. 4.8과 같이 작도하고 그 값을 취하였다. 식(4.13), (4.14), (4.15)를 이용하여 얻어진 값과 Fig. 4.8에서 작도를 통하여 얻어진 값은 Table 4.3과 같으 며, Z_r =13을 대입하여 계산하였다.

 Table 4.3 Calculating & measuring data of the runner outlet velocity

 triangles

Part	Calculation & Measuring data					
	<i>C</i> ₁ (1~2)	<i>C</i> ₁ (2~3)	<i>C</i> ₁ (3~4)	<i>C</i> ₁ (4~5)		
Outlot cido	0.2626	0.2522	0.2575	0.2521		
velocity factor	C ₂ (1~2)	C ₂ (2~3)	C ₂ (3~4)	<i>C</i> ₂ (4~5)		
(unit-meter)	0.4833	0.4232	0.3700	0.3342		
(unit.meter)	<i>C</i> _{on} (1~2)	<i>C</i> _{on} (2~3)	$C_{on}(3\sim4)$	$C_{on}(4\sim5)$		
	0.4949	0.4343	0.3804	0.3448		
	x_1	x_2	x_3	x_4		
Outlet Port	0.04249	0.03904	0.03563	0.0319		
diameter	x_{11}	x_{12}	x_{13}	x_{14}		
(unit-motor)	0.0415	0.03804	0.03465	0.03092		
(unit.meter)	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	
	0.4246	0.4022	0.3659	0.3201	0.2910	
Outlet angle	1	2	3	4	5	
(unit:degree)	21.74	24.72	29.76	35.95	39.95	

Fig. 4.7에서는 4분할 등유량면에 대한 port area x_i 를 구하였으며, Fig. 4.8에서 는 등유량면을 구분하는 5개의 stream line에 대한 port area X_i 를 구하였다. 본 과정은 속도삼각형의 작도를 수행함에 있어서 등유량면 구분선에 대하여 먼저 구하고, 다시 유선에 대한 속도삼각형을 구하여 러너 출구측 port area와 outlet angle의 최종값을 결정하는 과정을 보이고 있다.

4.2.3 계산을 통한 Outlet angle 결정

Collection @ kmou

앞서 port area를 결정하기 위한 절차에서 outlet angle을 구하기 위한 작도 방 법을 함께 적용하였다. 이는 기존의 1차원적인 설계방법을 적용하여 등유량면과 유선을 이용한 outlet angle을 구하는 방법이다. 즉, 각각의 등유량면에 대하여 결 정되어진 출구측 속도삼각형을 활용하여 출구면적을 구하고, 주속도와 출구 자오 면 속도를 이용하여 출구각 β₂를 결정하는 과정을 의미한다. 본 연구에서는 러너 출구각 결정을 위하여 다음의 계산을 적용하였다. 먼저, 계산에 앞서 먼저 출구 즉 면적을 계산하면, 식(4.16)과 같은 결과를 가진다.

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \left(D_{O1}^2 - D_{O5}^2 \right) = \frac{\pi}{4} \times \left(0.35^2 - 0.1388^2 \right) = 0.08108m^2$$

이를 이용하여 출구측의 Shroud 방향으로부터 Crown 측까지의 등유량면에서의 출구각을 구하기 위한 계산을 수행하기 위해서는 자오면 속도를 먼저 구해야하 며, 자오면 속도는 식(4.17)과 같이 나타낼 수 있다.

$$v_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{0.45}{0.08108} = 5.55 \, m/s \tag{4.17}$$

그리고 ①등유량면(Shroud)부터 ⑤등유량면(Crown) 까지의 출구각을 구하기 위 하여 식(4.18)과 같이 유선에서의 주속도 및 식(4.19)과 같이 출구각을 구하는 식 을 적용하였으며, 그 결과는 Table 4.4에 정리하였다.

$$u_{Oi} = \frac{\pi D_{Oi}N}{60} (m/s) \tag{4.18}$$

$$\beta_{2i} = \tan^{-1} \frac{v_2}{u_{Oi}} \tag{4.19}$$

- 94 -

Part	Calculating data					
Peripheral	u_{O1}	u_{O2}	u_{O3}	u_{O4}	u_{O5}	
velocity (m/s)	16.49	14.24	11.47	8.46	6.54	
Outlet angle	β_{21}	β_{22}	β_{23}	β_{24}	β_{25}	
Outlet angle	18.60°	21.30°	25.81°	33.27°	40.32°	

Table 4.4 Calculating data of peripheral velocity and outlet angle

Table 4.4에는 식(4.18)과 (4.19)을 이용하여 계산된 결과를 정리하였으며, 작도 를 통하여 얻어진 outlet angle과 비교하기 위하여 Table 4.5에 별도로 정리하였 다. 계산결과와 작도를 통하여 얻어진 결과를 비교하면 두 가지 방법에 의하여 결정된 출구각도에는 큰 차이를 보이지 않음을 알 수 있으며, 두 가지 방법 모두 를 3차원 설계를 통한 유동해석을 수행하기 위한 기초 설계값으로 사용해도 무 방한 것으로 판단하였다.

Table 4.5Comparison of the outlet angle in the Francisturbine runner design

position	Calculated angle	Measured angle		
① (Shroud)	18.60° + CH	$21.74~^\circ$		
2	21.30 °	24.72 °		
3	25.81 °	$29.76~^\circ$		
4	$33.27~^\circ$	$35.95~^\circ$		
⑤ (Crown)	40.32 °	39.95 °		

4.2.4 러너 형상 결정

Collection @ kmou

프란시스 수차의 러너에서 드라프트 튜브 측으로 유로면의 출구각은 러너의 port area와 블레이드 outlet angle의 영향을 받는다. 또한 날개의 outlet angle은 오일러헤드방정식으로 간략하게 계산할 수 있고, port area는 러너 유로상의 outlet angle에 의하여 결정되는 관계를 가지게 된다. 고효율 프란시스 터빈의 러 너 형상을 결정하기 위해서는 다양한 형태의 port area와 outlet angle을 선택한 뒤, 해석을 통하여 최종 형상을 결정해야만 한다. 앞서 2.5절에서 기술한 것과 같 이 설계 계산과 해석도구를 동시에 운용하여 가장 짧은 시간에서 최적의 형상을 선택하고, 수차 전체의 유동에 대한 검토를 수행하는 것이 본 연구에서 언급한 직접설계법의 주요 특징이다. 특히 러너의 형상을 결정함에 있어서 러너의 블레 이드 형상 해석만으로 수차의 효율을 결정할 수 없으며, 러너로 유입되는 수류의 흐름을 결정하는 가이드베인의 개도에 대한 검토를 동시에 수행해야 한다.

지금까지 계산과 작도를 통하여 산정한 러너 입구각도와 출구각도, 블레이드 두께, 등유량면의 개수를 기준으로 Fig. 2.22에 언급한 것과 같이 ANSYS BladeGen에 입력하여 기본 Template를 이용하여 구하거나, 자오면에 대한 초기 자료를 보유한 경우에는 도면에서 좌표를 10~20여개 입력하여 블레이드 형상을 산출해도 무방하다.

Fig. 4.1에 언급한 러너 설계에 대한 절차는 1차원 설계를 통하여 산출된 값을 근거로 CFD를 통하여 러너 블레이드 출구각을 결정하기 위한 설계에 초점을 맞 추어 그 절차를 나타내고 있으며, Fig. 4.9에서는 앞서 산출한 결과를 토대로 CFD를 통하여 가이드베인과 오일러 헤드를 고려하여 러너의 최적 형상을 결정하 기 위한 설계 절차를 보이고 있다.

계산 데이터 입력에 따른 러너의 최적 형상 결정을 위하여 Fig. 4.10에 보이는 것과 같이 스테이베인과 가이드베인의 최적개도를 포함한 1 pitch 해석을 수행하 기 위한 격자를 구성하였다. 상용코드에 계산데이터를 입력하여 산출한 형상에 대하여 각각 Fig. 4.10의 조건에 대응하여 해석을 수행하게 되며, 본 연구에서는 다수의 형상에 대한 데이터 입력 결과로 6개의 최종 결과를 확보하였다.

러너 설계 절차에서 보이듯이 블레이드 부하에 따른 최적 형상을 결정하고 나 면 가이드베인의 개도분포에 따른 러너의 유동특성을 관찰해야 한다. 유동특성에 대한 관찰에서 특이한 사항이 없는 경우 유량의 변동에 대한 이론헤드를 검토한 다. 이론헤드는 Fig. 4.11과 같이 러너의 형상과 가이드베인 개도 등을 고려한 해 석 결과를 분석하여 CFD head 값이 손실을 고려하여 결정한 오일러헤드 값, 즉

설계값에 가장 근사한 블레이드를 선택하여 최적의 러너로 결정할 수 있도록 한 다. 최적의 러너 블레이드는 가이드베인의 개도 변화에 대하여 러너의 유동특성 변화가 적고, 설계자의 의도에 부합하는 결과를 보여주게 된다.

해석결과를 살펴보면 Case 2와 Case 5에서는 좋지 않은 결과를 보이고 있으며, Case 4와 Case 6에서 설계에 근접한 결과를 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4.9의 절차를 따라서 다수의 port area는 Fig. 4.12와 같이 분석되었으며, port area를 적용한 블레이드에 대하여 허브 측으로부터 쉬라우드측 방향으로 진 행하면서 자오면 속도를 분석한 결과를 Fig. 4.13에 보이고 있다. 결과에서 Case 3과 Case 6의 자오면속도 변동폭이 가장 적은 것으로 확인된다. 이는 블레이드 표면을 따라서 흐르는 유선의 속도 변동폭이 가장 적다는 것을 의미한다.

Fig. 4.14에서는 허브에서 쉬라우드 방향으로 일정한 구간으로 분할하여 측정한 블레이드 출구속도의 분포를 나타내고 있으며, 결과에서는 Case 6의 경우가 목표 출구개도인 90°에 가장 근접하게 나타나고 있음을 확인할 수 있다.

정확한 출구측 흐름각도는 수차의 효율을 향상시키고 드라프트 튜브에서의 손 실을 저감시키는 역할을 하므로, 해석에서는 출구흐름각도가 90도에 가까워질 때 까지 수행하였다.

러너의 효율 예측을 위한 분석 내용을 바탕으로 Fig. 4.15와 같이 직접설계 과 정에서 선정된 블레이드를 채용한 러너의 형상을 나타내고 있다.

설계와 1 pitch 해석의 결과를 토대로 선정한 블레이드 형상을 채용하여 13매 의 블레이드로 구성된 러너에 대한 출구측 흐름을 관찰한 모습은 Fig. 4.16에 보 이고 있다. 가장 좋은 효율을 보이는 Case 6의 경우 출구측 흐름이 직선에 가까 우며, 그 흐름각도가 거의 90°에 가까운 것을 확인 할 수 있었다. 반대로 Case 1의 경우에는 출구측에서의 흐름에 소용돌이에 의한 손실이 나타나고 있음을 확 인하였으며, 기본설계에서 언급한 것과 같이 출구측 흐름과 효율의 상관관계를 확인하였다.



Fig. 4.2 Meridional shape and dimensions of the Francis turbine



Fig. 4.3 Velocity triangle of the n_s200 Francis turbine runner inlet



Fig. 4.4 Drawing for equivalent flow rate decision process



Fig. 4.6 Velocity triangle in range $1 \sim 2$ for port area decision process



Fig. 4.7 Velocity triangles for port area decision process in equivalent flow rate condition



Fig. 4.8 Velocity triangles for port area and outlet angle decision process in equivalent flow rate condition



Fig. 4.10 1 pitch fluid domain of the francis turbine for CFD calculation



Fig. 4.12 Selected cases with different port area



Fig. 4.14 Outflow angle distribution at exit of runner



Fig. 4.15 Whole view of 6 cases of runner



Fig. 4.16 Streamline distribution in the draft tube





4.3 가이드베인 설계

프란시스 수차의 러너가 결정되었으므로 러너로 유입되기 위한 가이드베인의 배치와 구조를 결정해야 하며, 가이드베인의 경우 앞서 언급한 바와 같이 형상에 대한 설계보다는 유선의 형상을 결정하는 것이 중요하다. 따라서 기존의 형상을 그대로 활용하여 가이드베인의 최적 배치를 결정하기 위한 설계를 수행하였으며, 설계 절차에 따라 설계와 해석은 항상 출구측 흐름을 고려하여 진행하였다. 하지 만 필요에 따라서 최근 연구에서 사용되고 있는 NACA-0012 프로파일의 가이드 베인 형상을 채용하여 설계를 진행하여도 무방하다[35].

또한 본 연구에서 기술하고 있는 절차와는 달리 설계에서 러너의 형상이 결정 되지 않았다 하더라도 가이드베인의 배치를 먼저 결정해도 무방하다. 먼저 Fig. 3.10과 같이 가이드베인 출구각 α를 결정하기 위하여 출구 속도삼각형 작도와 이론헤드를 이용한 계산식을 통하여 각각 계산하였으며, 먼저 식(3.32)와 Fig. 3.9 에서 가이드베인의 매수 Z_G와 중심지름 D_G는 각각 16매와 465mm로 결정 된다. 따라서 앞서 제시한 가이드베인 출구각도 계산식에 따라서 식(4.20) ~ 식(4.26) 을 적용하여 가이드베인 출구각은 21.26°로 결정되었다.

$$t = \frac{\pi D_G}{Z_G} = 91.3$$
 (4.20)

$$v_{m1} = \frac{Q}{\pi D_G B_G} \tag{4.21}$$

$$v = \frac{v_{m1}}{\sin\alpha} \tag{4.22}$$

$$v = \frac{Q}{\pi D_G B_G \sin\alpha} \tag{4.23}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{a_0}{t\cos\alpha_t}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{32.5}{91.3 \times \cos 23.8}\right) = 21.26^{\circ} \tag{4.24}$$

한편으로, 이론헤드를 이용하여 가이드베인의 출구각을 계산하면 식(4.25)과 식 (4.26)의 계산결과에 따라서 출구각 α는 23.65°로 결정된다.

$$H_{th} = 16.614 = \frac{nQ}{60gB_{G}\tan\alpha}$$
(4.25)

$$\tan \alpha = \frac{900 \times 0.45}{60 \times 9.8 \times 0.0946 \times 16.614} = 0.438 \tag{4.26}$$

실제 가이드베인의 설계에 따른 배치에 있어서 가이드베인의 입구각도는 러너 로의 유입각, 가이드베인 유입각, 가이드베인 흐름각에 대한 설계와 해석을 통하 여 결정되어야 한다. 본 연구에서 설계를 통하여 결정된 가이드베인 열림각도는 최대 28도까지 가능할 것으로 계산되었으며, 실제 수차에 적용될 최고효율 개도 는 23°~ 24°범위에서 나타날 것으로 예상할 수 있다.

이상과 같이 가이드베인의 배치에 대한 설계가 완료되고 나면 개폐기구의 설 계가 이루어져야 하지만, 본 연구에서는 수차의 성능에 영향을 거의 주지 않는 개폐기구에 대한 내용은 설계대상에서 제외하였다.





4.4 케이싱과 스테이베인의 설계

케이싱의 형상은 케이싱에서 스테이베인으로 유입되는 유량의 변동폭이 서서 히 줄어드는 형상에서 마지막에 많은 양이 러너측으로 유입되게 설계된 감속형 과 마지막 유로까지 균일하게 유입되도록 설계한 등속형, 유입량이 급격히 증가 하다가 서서히 감소하는 경향의 증속형으로 구분하여 제작되고 있다. 일반적으로 케이싱의 손실을 보면 감속형의 손실이 가장 적지만 내부 흐름이 균일하지 못한 단점으로 인하여 주로 사용하는 형식은 등속형이나 증속형이다. 본 연구에서 적 용된 케이싱은 증속형을 채용하였으며, 설계입력 변수에 대하여 3.3.2절의 케이싱 설계 기법을 적용하면 적용낙차가 50m 이하 이므로 α=110°로 선정가능하다.

케이싱의 분할은 효율을 고려하여 16등분할로 선정하여 α₁ = 22.5°를 적용하였다. 계산을 통하여 얻어진 결과에 대하여 기존의 경험식을 적용하여 선정한 사양은 Table 5.6과 같은 결과를 얻었다. Table 4.6에서 Calibration값의 선정 사유는 케이싱 분할 번호 6번 이후부터의 감속비를 적용할 경우 16번 분할까지의 제작이 불가능함을 고려하였다. 유량이 증가하여 케이싱이 커질 경우 계산값을 적용하여 제작하는 것이 가능하지만 본 연구에 적용된 케이싱 계산결과는 증속형에 가까우나 제작을 고려하여 등속형을 일부 적용하였다. 설계에 따른 케이싱 분할면의 형상은 Fig. 4.17과 Fig. 4.18에 보이고 있다.

No.	Radius	(mm)	No	Radius (mm)		
	Calculation	Calculation Calibration		Calculation	Calibration	
1	200	200	9	141.4	153	
2	193.6	194	10	132.3	148	
3	187.1	188	11	122.5	143	
4	180.3	182	12	111.8	138	
5	173.2	176	13	100.0	133	
6	165.8	170	14	86.6	128	
7	158.1	164	15	70.7	123	
8	150	159	16	50	119	

Table 4.6 Comparison of design data by calculation & Calibration



다음 절차로 3.3.1절과 3.3.2절에서 제시한 스테이베인과 케이싱 설계 방법을 통하여 스테이베인을 포함한 케이싱의 구조를 결정할 수 있다. Fig. 4.17에서 결 정된 케이싱의 개략 형상과 치수를 바탕으로 스테이베인의 배치를 결정하면 되 지만, 케이싱을 통하여 가이드베인 및 러너베인으로 유입되는 물의 흐름을 안정 화하기 위해서는 케이싱 입구측부터의 유체 흐름에 대한 설계가 동반되어야 한 다. 즉, 스테이베인의 입구각은 케이싱의 설계와 연관되는 구조적 특징을 가지게 되므로 구조와 배치를 결정하기 위하여 먼저 케이싱 입구에서 스테이베인에 이 르는 유로에 대한 속도분포를 확인해야한다.

먼저 Fig. 4.18에서 스파이럴케이싱의 입구측 형상치수 $D_c = \emptyset 440$, $L_c = 560$, $D_{sv1} = \emptyset 740$ 으로 결정되었으므로 케이싱과 스테이베인의 치수를 이용하여 케이 싱 입구속도를 계산하는 식(3.62)에 대입 후 계산하면 식(4.35)와 같다.

$$v_c = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}D_c^2} = 2.96 \, m/s \tag{4.35}$$

케이싱 중심에서 입구중심까지의 거리 $L_c = 0.56m$, 스테이베인 배열 외경 $D_{sv1} = 0.74m$, 스테이베인 두께 $B_{sv} = 0.097m$ 로 결정된 값을 식(3.63), (3.64)에 대입하여 정리하면 식(4.36), (4.37)과 같이 정리할 수 있다. 정리된 값을 Fig. 3.20 에 보이는 입구측 속도삼각형을 작도하여 입구각도를 계산해 보면 케이싱에서 스테이베인으로의 유입각도는 식(4.38)과 같이 24°로 결정된다.

$$l_c v_c = \frac{D_{sv1}}{2} v_{sv1} \to v_{sv1} = 4.48 \, m/s \tag{4.36}$$

$$v_{msv1} = \frac{Q}{\pi D_{sv1} B_{sv}} = 1.997 \, m/s \tag{4.37}$$

$$\alpha_{sv1} = \tan^{-1} \left(\frac{v_{msv1}}{v_{sv1}} \right) = 24^{\circ}$$
(4.38)



Fig. 4.17 Recalculated turbine casing for manufacture



Fig. 4.18 Turbine casing design with stay vane

4.5 최적 배치안 결정 및 흡출관 형상 결정

지금까지 러너 방향으로 물의 유입이 일어나는 케이싱으로부터 드라프트 튜브 를 통하여 유출되는 경로에 대한 검토를 수행하면서 가장 중요한 러너의 형상에 따른 직접적인 영향을 받을 수 있는 스테이베인과, 가이드베인의 배치에 대하여 정리한 결과는 다음과 같다.

- ① 스테이베인 입구각 α_{sv1} = 24.2°
- ② 스테이베인 출구각 $\alpha_{sv2}=22\degree$ ~ $23\degree$
- ③ 가이드베인 입구각 $\alpha_{sv2} = 20° \sim 21°$
- ④ 가이드베인 출구각 $\alpha_2 = 18$

계산 결과를 바탕으로 프란시스 수차의 가이드베인과 스테이베인 배치를 도식 화하여 나타내면 Fig. 4.19와 같다.

대부분의 수차 제조사의 경우 소수력발전용 프란시스 수차의 가이드베인은 본 연구에서 제안한 가이드베인 수량의 절반가량을 적용하여 사용하고 있는 것으로 알려져 있으며, 대수력이 아닌 소수력에서는 가이드베인 수량에 따른 효율의 차 이는 미미한 것으로 보고 있다. 하지만 본 연구에서는 스테이베인과 가이드베인 의 흐름을 하나의 유선으로 설계하였으므로 가이드베인의 수량을 스테이베인의 수량과 동일하게 적용하였다.

가이드베인과 스테이베인의 최적 배치안이 결정되고 나면 3.3.4절에서 언급한 내용과 같이 수차의 흡출관을 형상을 결정하여야 한다. 최근에는 수차의 상업적 측면을 고려하여 원형곡관의 사용이 가장 일반적이므로 본 연구에 적용하였다.

동일한 조건에서 러너 출구측에 소용돌이를 유도하지 않도록 다음의 사항을 고려하여 형상을 결정하도록 하였다.

출구측의 절대유속은 반드시 0에 수렴하도록 설계하기 위하여 러너를 포함
 한 유입구측과 함께 유동해석을 통한 결과를 반영한 형상이 결정되어야 한다.

② 밴드 손실을 줄이기 위해서는 가능한 밴드의 사용을 배제하였으며, 출구측
 은 확대관으로 방류되는 것으로 설정하였다.

③ 마찰손실의 최소화를 위해서 출구관의 내부는 매끈하게 사상되어야 한다. 따라서 실제 사용될 시험에서는 내부에 도장을 통하여 물과의 접촉이 원활하게 이루어 질 수 있도록 하였다.

드라프트 튜브는 시험 설비의 배치에 따라서 다소 유동적일 수 있으므로, 반드 시 사용조건에 대한 사전검토가 동반되어야 한다. 특히 토목공사를 포함한 설치 조건에 대한 가장 많은 제약조건을 가지는 구성품이기도 하다.

또한 일반적으로 수차 출구측의 흐름분석을 통하여 러너의 특성을 직접 관찰 하며, 특히 캐비테이션이나 서어지 등의 불안정한 요소에 대한 검증을 위하여 투 명창을 설치할 필요가 있다.

본 연구에서는 성능시험 설비의 최적 배치를 고려하여 러너 출구부에 투명창 을 적용하였으며, 후단부는 상업용으로 사용되고 있는 표준형의 밴드와 식(3.65) 를 적용하여 산출된 $D_4 = 0.69$ m와 시험설비와의 조건을 고려하여 Fig. 4.20에서 보이는 것과 같이 6°이내의 확대관으로 구성하였다. 따라서 3.3.4절에서 제시한 3°~ 5°이내의 범위를 벗어난 홉출관 경사각이 제시되었으므로, 성능시험과 해 석을 수행함에 있어서 필요시 추가로 검토할 필요가 있음을 확인하였다.







(a) Stay vane & Guide vane layout (b) Detail view of vane layout

Fig. 4.19 Stay vane & Guide vane arrangement of new design



Fig. 4.20 Schematic view of francis turbine for experimental

4.6 수치해석용 3차원 형상 결정

지금까지의 설계과정에서 전체 해석을 위한 3차원 형상 결정 절차는 완료되었 으며, 분석을 통하여 러너의 형상을 포함한 전체 수차의 최종 형상을 결정해 나 가야 한다. 지금까지 설계 과정을 통하여 결정된 사양은 Table 4.7에 요약하였다.

Parameters	Value		
Effective head H	18 m		
Flow rate Q	0.45 m³/s		
Rotational speed n	900 min ⁻¹		
Runner inlet diameter D_1	377.5 mm		
Runner outlet diameter D_e	350 mm		
Runner blade number Z_r	13		
Guide vane number Z_g	16		
Stay vane number Z_s	16		

Table 4.7 Design specifications of Francis Turbine

실제 해석을 수행하면서 블레이드의 형상의 결정과 함께 수차의 효율에 영향을 미치는 요소로 Balance hole 또는 Volumetric hole로 불리는 형상에 대한 설계를 진행해야 한다. 이 요소는 감압된 수류가 Volumetric hole을 통하여 출구 측으로 되돌아가는 방식으로, 누설유량과 축방향 하중에 대하여 영향을 주게 된 다. 그러므로 이러한 동역학에 있어서 hole의 수량이나 크기가 매우 중요한 역할 을 하게 된다. 만약 hole의 수량을 증가시키면 체적(volumetric) 효율의 감소, 즉 누설손실이 증가하게 되어 수차의 효율에 다소 많은 영향을 미치게 된다. 누설 은 러너와 케이싱의 틈새를 통하여 러너 뒤편으로 흘러들어가는 유량에 대한 손 실로, 수차의 제조사에 따라서 Volumetric hole을 이용해서 출구측으로 내보내는 형식과 러너 뒤편으로 배수구를 설치하여 케이싱 외부로 내보내는 형식이 있다 [36]. Volumetric hole은 러너와 터빈 커버 사이 틈새면적의 3배 정도 면적만큼의 hole을 취하는 것이 일반적이다. 본 연구에서는 Volumetric hole 채용을 위하여 러너와 터빈커버 간의 틈새를 0.3mm로 설정하여 면적을 구하였다. 따라서 해당 부분의 단면적은 식(4.39)와 같이 계산할 수 있으며, 면적의 3배에 해당하는 값을 구하면 931.16mm² 이 된다.

$$A = \frac{\pi}{4} (378.1^2 - 377.5^2) = 310.38mm^2 \tag{4.39}$$

본 연구에서는 기존의 경험식과 동일하게 6개의 Volumetric hole을 적용하여 러너 형상을 구성하였으며, 식(4.40)에 따라서 hole의 크기를 결정하였다. 특히 이 러한 hole 의 형상은 러너의 최종형상과 블레이드의 간섭부를 확인하여 설계자의 의도에 맞추어 제작이 진행되며, Fig. 4.21에 두 가지 형식의 Volumetric hole의 형상을 보이고 있다.

$$\frac{931.16}{6} = 155mm^2 \to d = \sqrt{\frac{4 \times 155}{\pi}} = \phi 14mm \tag{4.40}$$

지금까지의 과정을 통해서 러너와 가이드베인, 스테이베인, 케이싱의 형상과 함께 원형관으로 선정된 드라프트 튜브, 기타 수차 부속설비에 대한 형상 선정이 완료되었으며, 각각의 형상을 토대로 해석과 제작을 위하여 형상화 된 수차를 Fig. 4.22에 보이고 있다.

01





Fig. 4.21 View of Volumetric hole located in turbine cover & runner side



Fig. 4.22 Selected runner, guide vane, stay vane, casing, draft tube

4.7 상세설계방안 제시 결과

Collection @ kmou

프란시스 수차의 적용을 위한 낙차와 유량에 대한 설계항목이 결정되면 기본 설계방안을 토대로 상세 설계를 수행할 수 있다. 입력항목이 결정되었으므로 러 너 날개의 입구각도와 출구각도를 결정하여 러너의 기본형상을 결정할 수 있다.

또한 러너의 입구각과 스테이베인의 출구각을 고려한 가이드베인의 배치를 결 정하고 스테이베인과 케이싱의 기초형상을 결정하게 된다. 기본적인 사항이 결정 되고 나면 수치해석을 통한 최적 형상 결정을 위한 기본 조건을 모두 갖추게 된 다.

상세설계는 주로 1 pitch 해석을 통하여 full domain 해석의 시간을 최소화 할 수 있도록 유도하고 출구측 흐름을 정상화하는 과정으로 볼 수 있다. 지금까지의 수차 설계는 형상설계를 완전하게 마무리하고 난 뒤 해석과 실험을 통하여 러너, 가이드베인, 흡출관 등에서 발생하는 선회류나 진동 및 효율측정을 통하여 설계 의 완성도를 판단하는 기준으로 사용하였다.

본 연구에서 적용한 블레이드 형상 선정 단계까지의 설계를 통한 1 pitch 해석 은 이러한 설계단계의 상당부분을 포함하면서 시간을 단축하여 설계과정에서 반 드시 발생하는 Feedback의 과정을 단순화 하였다. 이는 러너 출구측 흐름을 결 정하기 위하여 1 pitch 해석을 활용하며, 가이드베인 입구에서 러너출구에 이르 는 영역에 대하여 전반적인 분석을 수행하는 1단계로 수행하게 된다.

본 연구에서 설계와 해석을 동시에 접목한 직접설계를 통하여 해석과 실험을 위하여 형상을 결정한 상세설계 절차는 다음과 같이 요약하여 제시될 수 있다.

(1) 제시된 설계조건을 토대로 러너 입구각도, 출구각도, 두께, 등유량면의 개 수를 구하면 ANSYS BladeGen을 통하여 블레이드 형상을 구할 수 있다.

(2) 결정된 다수의 블레이드 형상을 바탕으로 1 pitch 해석을 수행하고, 최적 의 블레이드 형상으로 Case6을 선택하였다. Case 6에서는 CFD head값이 손실 을 고려한 Eular head값에 가장 근사한 값을 나타냈다. 또한 Case 6에서의 Port area와 자오면 속도, 출구각도가 가장 안정적으로 나타났다. (3) 가이드베인은 16매로 결정하며, 가이드베인의 피치, 동작을 위한 중심 지 름을 고려하여 계산을 수행하면 출구각도는 23°~24°에서 최적의 성능을 유도 함을 확인할 수 있다.

(4) 케이싱은 러너의 크기에 따라서 그 형상을 최적화 할 수 있으며, 특히 설 계조건과 제작조건의 차이를 고려하여 소수력용 프란시스 수차에서는 증속형과 등속형을 혼재하여 형상을 결정하였다.

(5) 스테이베인과 가이드베인에서의 흐름은 하나의 유선으로 판단하여 설계해 도 무방하며, 본 연구에서는 가이드베인과 스테이베인을 동일한 수량으로 설계 한 스테이베인의 유입각도는 24°로 결정하였다.

(6) 프란시스 수차 흡출관은 6°이내의 확대관으로 설계되었으며, 경제성을 고 려하여 곡관형을 채용하여 설계에 적용하였다.





제 5 장 프란시스 수차 성능해석

최근에는 많은 연구자들이 3차원 해석을 활용하여 수력발전용 터빈 기술에 대 한 연구를 지속적으로 수행하고 있다. 본 연구에서도 수차 설계에 대한 검증을 위하여 프란시스 터빈 모델의 내부 흐름과 성능 파악을 위한 러너 블레이드 면 에서 부하(Loading)의 영향에 관한 해석을 위주로 진행하였다. 특히, 내부 유동특 성과 성능을 비교하기 위하여 블레이드의 부하에 대한 연구를 포함하여 2차흐름 억제, 케이싱 형상 개선사항 도출, 가이드베인 개도, 스테이베인의 위치 등에 대 한 수치해석을 통하여 가장 이상적인 수차의 형상을 결정하고자 하였다.

본 연구는 1차원손실 해석에 따른 스테이베인, 가이드베인 및 블레이드 형상설 계를 기반으로 1 pitch 해석을 통한 기본 모델을 결정하였으며, 결정된 수차 모 델에 대한 명확한 성능분석을 위하여 전체 수차영역에 대한 해석을 최종적으로 수행하여 성능곡선을 작성하였다.

추가 사항으로 캐비테이션 예측 및 FSI를 수행하여 구조적 안정성을 평가하고, 성능시험으로 실제 성능을 검증하기 위한 수차를 제작 및 시험을 수행하였다.

해석 조건과 유사한 조건을 구현하기 위하여 가이드베인 개도 변경을 통한 성 능시험을 수행하였으며, 해석에서는 조립 시 발생하는 틈새에 대한 누설손실을 포함한 효율 검토를 진행하였다.

따라서 설계와 해석, 시험을 통하여 수차의 특성을 파악함은 물론이며, 설계단 계에서 고려해야 할 사항을 증명함으로서, 해석을 적용한 직접설계 기법의 활용 이 적절한지 검증할 수 있도록 하였다.

5.1 내부 유동해석에 따른 수차 성능해석

Collection @ kmou

설계를 완료한 프란시스 수차의 성능을 해석하기 위하여 2.4장에서 기술한 것 과 같이 Fig. 2.20의 3D 형상과 Table 2.2의 경계조건을 적용하였다. 또한 해석을 위한 격자는 Fig. 2.24와 같이 구성하였으며, 1 pitch 해석에서 가장 좋은 결과를 나타낸 Case 6에 대하여 입구측 관로, 스테이베인, 가이드베인, 드라프트 튜브는 육면체 격자를 생성하고, 케이싱에 대해서는 사면체 격자를 생성하여 Full domain 해석을 수행하였다.

5.1.1 성능특성

프란시스 터빈의 성능 분석을 위하여 모든 유량과 회전속도는 단위유량과 단 위 속도로 정규화 하였으며, 수차의 운전영역에 대한 특성을 파악하기 위하여 프란시스 터빈의 가이드베인 설계 개도 변경에 따른 유동해석을 수행하였다.

해석에 따른 단위 회전수에 대한 단위유량과 효율특성의 변화를 Fig. 5.1에 보 이고 있다. 그림에서 가이드베인 개도 변경에 따른 특성 결과를 보면 그 변동폭 이 크지 않은 것으로 나타나고 있으며, 가이드베인과 러너로 유입되는 유로에 대 한 설계가 잘 되었다는 것을 확인할 수 있다.

한편으로 해석 결과에서 속도분포를 검토한 결과, 가이드베인 개도에 대하여 광범위한 영역에 걸쳐서 안정적인 분포를 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 양호 한 성능을 유지한 상태에서 폭넓은 운전범위를 가진다는 것을 의미하므로, 수차 의 광대역화에 기여하는 바가 크다고 볼 수 있다.

해석에 적용된 낙차는 설계시 적용된 프란시스 터빈의 설계낙차인 18m에서 누 설손실 등을 고려한 이론낙차인 16.6m로 유지되었으며, 효율은 누설손실을 포함 하여 계산되었다.

Fig. 5.2에서는 가이드베인 개도에 따른 단위유량 (Q11)과 단위속도 (N11)의 관 계를 보이고 있으며, 단위속도가 증가함에 따라 단위유량이 선형적으로 감소하고 있을 뿐 아니라, 동일한 단위속도 조건에서 가이드베인의 개도가 클수록 단위 유 량이 높게 나타나고 있다.

Fig. 5.3에서는 CFD 분석에 따른 프란시스 수차의 hill chart를 보이고 있으며, hill chart상에서의 효율은 η/η_{max} 값에 따라서 상대효율로 표시하였다. Hill chart 에서 고효율비 영역인 0.99의 값을 보이는 부분을 확인한 결과 가이드베인 port area는 30.4mm에서부터 37.3mm까지의 값을 가지는 것으로 확인되었다.

결과로부터 가이드베인의 port area가 30.4mm 이상인 경우에 유량이나 낙차의 변동에 대하여 효율변화가 상대적으로 적게 나타나고 있음을 알 수 있으며, 정격

설계조건 주변에서의 유동특성이 안정적임을 확인 할 수 있었다.

수차의 상세설계에서 제시되었던 가이드베인 설계 개도인 23°~ 24°범위가 port area 30.4mm를 만족하는 개도를 나타낸다. 특히 분석결과에서 알 수 있듯이 설계영역에서 설계에 따른 이루어진 유동특성 분석결과는 효율변화가 적고, 광범 위한 운전영역에서 사용이 가능한 것으로 판단되므로 설계의 적절함을 확인 할 수 있다.

5.1.2 내부 손실 검토

프란시스 수차의 구조에서 러너와 가이드베인 등 구성품의 경우 일체형이 아 닌 조립으로 구성되므로 조립에 따른 누설손실이 존재하게 되며, 특히 러너 조립 틈새 손실은 체적손실과 토크손실로 구성되어 있다. 본 연구에서는 효율에 보다 많은 영향을 미칠 것으로 예상되는 토크손실의 영향을 연구하기 위하여 Fig. 5.4 에 보이는 것과 같이 부분부하(PL), 최고효율점(BEP)와 고부하(HL)로 나누어 내부 유동에 대한 특성을 분석하였으며, 누설부에서의 토크손실 결과를 나타냈다.

Fig. 5.5에 보이는 조립틈재에서의 토크손실은 러너에 속하는 누설 영역 표면상 의 토크를 계산하여 사용하게 되며, 전체적인 토크의 증가량이 매우 낮은 상태에 서는 러너 허브측인 상부 조립틈새에서 토크의 증가가 있을 것으로 추정 가능하 다. 토크 손실이 광범위하게 나타나는 러너 쉬라우드측인 하부 조립틈새에서의 토크는 출력에 부정적인 영향을 주어 수차의 효율에 영향을 미칠 것으로 예상되 었다. 일반적으로 상부 및 하부 조립틈새 토크의 합인 전체 조립틈새 토크는 가 이드베인 개도가 증가함에 따라 고부하 상태에서는 상대적으로 낮게 나타났다.

5.1.3 블레이드에서의 유선분포

Collection @ kmou

러너 블레이드 표면에서의 유선분포는 블레이드 내부의 유동특성을 명백하게 보여준다. 본 연구에서는 최종 형상으로 결정된 블레이드에 대하여 부분부하, 최 고효율점, 고부하에 대한 블레이드 표면에서의 유선을 조사하였다. Fig. 5.6에서 는 부하 조건에 대하여 블레이드 표면에서의 유선 분포를 확인하였으며, 그 결과 고부하 운영조건에서 압력면과 대기압보다 낮은 압력을 보이는 부압면에서 모두 가장 부드러운 유선 분포를 나타내었다. 부분부하 상태에서는 Leading Edge에서 압력면과 부압면에 걸쳐 2차 흐름이 광범위하게 나타나며, 손실 또한 전 영역에 걸쳐서 광범위하게 일어나므로 성능이 저하가 예상된다. 따라서 현재 설계된 수 차의 경우 가능한 고부하 조건에서 운영되는 것이 좋을 것으로 예측하였다. 이러 한 조건을 바탕으로 낙차가 높은 조건에 비하여 유량이 풍부한 조건에서의 수차 운전이 안정적임을 예상할 수 있다.

5.1.4 가이드베인 개도에 따른 성능 검토

Fig. 5.3의 결과에서 알 수 있듯이 제안된 비속도 200m-kW 급의 프란시스 터 빈은 가이드베인 출구지름이 30~38mm 범위에서 고효율 운전이 가능한 것으로 확인되었다. 1 pitch 해석의 결과를 토대로 터빈 내부의 유동해석을 조금 더 면 밀하게 고찰하기 위하여 동일 압력조건에서 가이드베인 개도 변화에 따른 수차 내부 유동의 변화를 확인하기 위하여 Case A, Case B, Case C 조건에 대하여 각 각 30.4mm, 35.1mm, 37.3mm의 가이드베인 출구지름이 적용된 경우에 대한 해석 결과를 Fig. 5.7 ~ Fig. 5.10에 보이고 있다. Fig. 5.7에서는 가이드베인 개도의 변 경에 따른 영향이 매우 미미하게 나타나기 때문에 거의 변화가 없는 것으로 보 인다. 하지만 Fig. 5.8에 보이는 것과 같이 드라프트 튜브측의 가이드베인 개도에 따른 유선의 분포를 보면 운전특성 변화가 일어나고 있음을 확인할 수 있다. 가 이드베인 출구지름이 37.3mm 인 Case C에서 가장 안정적인 상태를 보이고 있으 며, 동일한 조건에서 유량의 유입이 많을수록 흐름이 안정화고 있음을 알 수 있 다. 동일한 조건에서 Fig. 5.9과 같이 블레이드 표면에서의 유선을 보면 부하조 건이나 드라프트 출구측 흐름과 마찬가지로 가이드베인 port area 값이 큰 경우 의 흐름에서 2차 흐름이 거의 없음을 알 수 있다. Fig. 5.10에 보이는 특성에서는 효율의 차이가 크지는 않지만 Case B에서 나머지 2가지의 경우에 비하여 효율이 조금 더 높은 것으로 나타났으며, 설계조건인 0.45m3/s 조건에 가장 근접한 Case B에서 약 90.62%의 효율을 보였다. 해석결과 설계 유량 근처에서의 유량 변동에 대한 효율의 변화량은 크게 나타나지 않았으며, 동일한 조건에서 누설손실을 없 다고 가정할 경우 설계조건에서 최고 약 92.28%의 수차 효율을 확인하였다.





Fig. 5.1 Performance curve of the francis turbine at design guide vane opening



Fig. 5.3 Hill chart of the francis turbine by CFD analysis


Fig. 5.5 Schematic view of leakage in francis turbine



Fig. 5.6 Streamline distribution on the runner blade by load



Fig. 5.7 Velocity vectors distribution of francis turbine



Fig. 5.8 Streamline distribution in draft tube



Fig. 5.9 Streamline on blade surface



Fig. 5.10 Performance curve of the francis turbine at flow rate variation





5.2 캐비테이션 성능

프란시스 수차의 캐비테이션은 많은 연구사례에서도 알려진 바와 같이 소음과 진동, 효율의 저하를 초대하는 요소로 알려져 있으며, 관련하여 블레이드 형상의 변경, 유입각 변경, 흡출관의 형상개선 등과 같이 다양한 연구를 수행해 오고 있 다[37]. 실제 캐비테이션은 고유량 조건에서 쉽게 발생하는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 선행연구를 바탕으로 캐비테이션이 가장 일어나기 쉬운 영역으로 쉬라우드 부근의 후연으로 예상하였다. 본 연구에서 최종 형상으로 결정된 블레 이드의 캐비테이션 특성을 파악하기 위하여 설계조건에 따라서 선정된 러너의 쉬라우드부를 제거한 형상을 Fig. 5.11에 보이고 있으며, 블레이드 a에 대하여 넓 이 방향의 허브로부터 쉬라우드 방향을 0~ 1로 구분하여 0.05, 0.5, 0.95 지점에 대하여 증기부피비를 검토하였다. 블레이드 a에서 물은 블레이드의 오른쪽에서 왼쪽으로 유입되고 있으며, Fig. 5.12에는 쉬라우드측으로부터 허브 방향으로 캐 비테이션 발생 조건을 조사하여 정리한 값을 요약하였다.

Fig. 5.12는 물이 유입되는 Leading edge로부터 유출되는 Trailing edge 방향으 로 streamwise 값을 0에서부터 1까지 구분하여 분석한 결과이며, 러너 쉬라우드 Suction side 측의 leading edge에서 최대 약 0.35정도의 증기부피비가 확인되었 다. 전체적인 검토결과 최대 증기 부피비가 50%를 넘지 않으므로 지금까지 검토 한 내용으로 설계된 러너는 캐비테이션에 대하여 안정적인 것으로 판단 할 수 있다.

- 131 -



Fig. 5.12 Streamline distribution on the runner blade by load

5.3 구조안정성 검토

수차의 구조안전성 검토는 유동-구조 연성해석(Fluid-Structure Interaction, FSI) 을 적용하여 수행하였다. FSI 해석은 유체 유동과 구조체의 변형의 상호작용을 해석하는 수치해석적 방법으로 유체의 유동에 의한 압력분포는 구조물에 변형을 일으키고 이로 인한 구조체 변형에 대한 정보가 다시 유동장에 전달되어 이에 따른 유동해석 결과에 영향을 일으키는 상호작용을 분석하는 기법으로 침식에 의한 손상 등에도 사용되고 있다[38].

FSI 해석은 해석 방식에 따라 단방향 연성해석과 양방향 연성해석으로 분류할 수 있다. 단방향 연성해석은 유동결과에 의한 구조체의 변형이 크지 않고, 구조 체의 변형이 유동에 영향을 주지 않을 경우 사용되며, 양방향 연성해석은 유체로 인한 구조체 변형으로 인하여 유체의 결과가 다시 영향을 받게 되는 경우 적용 한다. 본 연구에서는 케이싱 및 러너의 구조적 안정성을 평가함에 있어 유체의 압력으로 발생한 구조체의 변형이 유체의 경로를 바꿀 만큼 크지 않다고 가정하 고 양방향 연성해석의 과도한 해석 시간 및 수렴의 어려움을 보안하기 위하여 단방향 연성해석을 수행하였다.

1945

5.3.1 연성해석 모델 및 격자계

Fig. 5.13는 케이싱에 가해지는 유체의 압력에 대한 구조적 안정성 평가를 위한 구조해석 모델링을 나타낸다. 구조해석 모델은 케이싱, 커버, 스테이베인 및 러너 를 포함하였다. 해석의 대상은 실제 운전 시 모두 체결되어 하나의 개체와 같이 보이지만, 각 구조부는 설계자의 의도에 의하여 각기 다른 형상과 강도에 의하여 구성되어진다. 특히 케이싱과 스테이베인은 제작시 일체형 구조를 채용하여 용접 접합으로 연결되는 형식을 가지고 있으며, 케이싱의 상부측에 연결된 터빈커버에 가이드베인이 장착되는 구조를 취하고 있다. 본, 해석에서는 용접에 대한 강도의 증가를 고려하지 않았으므로 오히려 안전율에 있어서는 충분하게 검토되고 있음 을 알 수 있다. 또한 본 해석에 적용된 모델은 수직축 프란시스 터빈으로 수평축 프란시스 터빈에 비하여 진동이나 소음, 효율 등의 요소에서 보다 안정적인 것으



로 알려져 있다. Fig. 5.14에 나타낸 수직축 프란시스 러너의 경우 수평축 프란시 스 터빈에 비하여 중력방향의 추력이 크게 작용하게 되므로 본 해석에서는 전체 형상에 대하여 중력조건을 적용하였다. 격자는 사면체 격자를 생성하였으며, 전 체 구성품에 대하여 약 200만개의 격자를 사용하였다.

5.3.2 해석조건

구조해석을 위하여 프란시스 수차 내부 유동장에 대한 유동해석을 수행하여 구해진 압력데이터를 구조해석 모델에 맵핑한 후 단방향 유체-구조 연성해석을 통하여 해석을 수행하도록 하였으며, 단방향 유체-구조 연성해석에서 평가되는 최대응력과 각 물성데이터의 항복강도기준으로 안정성을 평가하였다.

주요 부품과 재질은 Table 5.1에 나타내었으며, 해석 시 일반 구조용 압연 강 재를 사용하였다. 본 재질의 경우 각 부품 재질과 비교하여 최대응력 및 항복강 도 등의 안정성 평가 기준치가 낮으므로 구조적으로 안전할 경우 각 부품들에 대한 안정성을 보증할 수 있기 때문이다.

Part	Material	Design Stress [MPa]		
Casing	SS400	400		
Cover	SS400	400		
Runner	SCS5	540		
Stay Vane	SS400	400		

 Table 5.1 Data of using material

체결부 구속조건의 경우 실제 설치되는 수직형 프란시스 수차에 있어서 케이 싱의 거의 대부분을 바닥에 고정하여 콘크리트 타설을 통하여 고정하는 것으로 알려져 있지만 본 해석에 적용된 수차의 경우 K-water 연구원에 적용하여 시험 중인 수차에 적용하고 있으므로 구속조건을 케이싱을 지지하는 4개의 plate에 한 정하여 Fixed 조건을 적용하고 전체 부품에 대하여 중력 및 자중을 고려하였다.

러너의 경우, 회전체로써 수차의 부품들과 체결되지 않고 발전기 모터 축과 연결 되어 회전한다. 이를 고려하기 위하여 러너 축은 Fixed 조건을 적용하였으며, 러 너에 대한 회전속도 조건을 적용하였다.

Fig. 5.15는 완성된 수차에 대하여 유동해석 결과상에 나타난 압력 분포를 보이 고 있으며, 압력분포 데이터를 케이싱, 터빈 커버, 스테이베인, 러너에 맵핑하여 Fig. 5.16에 간략하게 나타내었다. 러너를 지지하고 있는 발전기 샤프트는 고정되 어 있는 조건을 적용하였다.

5.3.3 해석결과

Fig. 5.17은 케이싱에 대한 연성해석 결과를 보이고 있으며, 최대응력은 케이싱 의 Base부에서 최대응력 약 45 MPa로 나타났다. 응력 분포를 살펴보면, 수류가 스테이베인, 가이드베인, 러너로 유입되는 경로상에서 부분적으로 균일하지 못한 분포로 인하여 다소 치우침이 나타난 것으로 판단된다. 그러나 중심부에 위치한 케이싱과 프레임 전체에 대하여 우려할 사항으로 나타나지는 않으며, 그 결과값 또한 케이싱 재질의 허용응력 410 MPa의 약 10%에 해당하는 미미한 값이므로 구조적 안정성을 가진다고 판단하였다.

Fig. 5.18은 터빈 커버의 연성해석 결과 보이고 있으며, 실질적으로는 가이드베 인이 받게 되는 하중에 대하여 지지하는 역할을 수행하고 있기 때문에 가이드베 인의 조작에 따른 부하도 고려하였다. SS400 재질로 구성된 터빈 커버에서의 최 대응력은 약 3.2 MPa으로 나타났으며, 구조적으로 안전하며 성능에 전혀 영향을 주지 않음을 확인하였다. Fig. 5.19는 스테이베인에서의 연성해석 결과를 나타낸 다. 앞선 유동해석의 결과를 적용하여 수차 성능에서 최적의 결과를 보일 수 있 도록 스테이베인은 가이드베인의 수량과 동일하게 적용하였다. 그림에서와 같이 최대응력은 터빈 커버와 접촉하는 영역에서 나타나며, 최대응력의 결과는 약 27 MPa으로 구조적으로 안전하다. 또한, 해석용 모델링은 터빈 커버와 각 스테이베 인이 접촉하는 영역이 직각 형태이지만, 실제 용접 가공 후 용접으로 인한 라운 드가 발생하므로 해석 결과 값 보다 더 낮은 응력 결과를 얻을 수 있을 것이라 판단한다.



해석결과와 함께 검토된 사항은 수류의 유입부와 수류의 끝부분을 동시에 제 어하는 스테이베인으로 크기와 형상이 다른 스테이베인과 다르게 설계되어 있다. 일반적으로 스테이베인은 가이드베인의 leading edge 로 유입할 수 있는 역할을 수행하고 있으나 케이싱 유입시 처음 물과 접촉하게 되는 1개 스테이베인의 기 능은 조금 다르다. 이는 케이싱의 내부 유동에 있어서 재순환 흐름을 없애는 역 할을 수행하는 베인으로 나머지 스테이베인에 비하여 다소 높은 압력을 받고 있 으므로 해석결과 다소 높은 응력으로 나타났다. 실물 제작 시 이러한 사항을 고 려하여 주의해야 할 부분으로 판단된다. Fig. 5.20은 러너에서의 연성해석 결과를 나타내고 있으며, 해석은 Stress, Strain, Deformation으로 나누어 수행하였다.

일반적으로 블레이드 표면에서의 Stress 분포가 재료의 항복강도 보다 낮을 경 우, 재료의 선정에 문제가 없다고 판단하며, 본 해석에서는 블레이드와 허브사이 에서 최대값 16Mpa를 보였다. Strain 분포는 7.9×10⁻⁵으로 블레이드와 허브사이 에서 나타났으며, stress 분포와 거의 유사한 경향을 나타내었다. Deformation의 경우 형상에서 보이는 것과 같이 허브에서 멀리 떨어져 있는 쉬라우드 부분에서 상대적으로 높게 나타났다. 쉬라우드 부분에서 측정된 값은 7×10⁻⁶으로 나타났 으며, 실제 러너의 쉬라우드와 터빈커버나 본체와의 갭에 비하여 매우 작은 값으 로, 변형에 의한 문제발생 가능성은 거의 없는 것으로 확인되었다.

전체적인 구조검토에서 현재 설계기법을 제작된 수차에서는 구조적 안정성에 영향을 미칠 있는 요소가 확인되지 않았다. 이는 수차의 운영시 비정상적인 운전 조건을 생성하지 않는 경우에 있어서 위험요소는 모두 제거되었다는 것을 의미 하므로 상업용으로 사용하여도 무방함을 의미한다.

- 136 -



Fig. 5.13 Modeling for Fluid-Structure Interaction



Fig. 5.14 View of numerical mesh for FSI



Fig. 5.15 Pressure distribution of francis turbine



Fig. 5.16 Pressure load on main components



Fig. 5.17 Result of FSI on casing



Fig. 5.18 Result of FSI on turbine cover





Fig. 5.19 Result of FSI on stay vane



(a) Stress distribution



(c) Deformation distributionFig. 5.20 Result of FSI on runner



5.4 실험용 수차 제작 및 설치

프란시스 수차의 설계와 제작은 수차의 성능 시험을 수행하게 될 설비의 운용 범위를 고려하여 제작되었다. 4장과 5장에서 언급한 설계사항을 모두 적용하여 제작하였으며, 황축 프란시스 터빈과 종축 프란시스 터빈의 성능 차이는 없다는 조건으로 제작되었다. 일반적으로 프란시스 수차의 시험은 설치 공간이나 동력계 의 운용형태, 진동저감 지지장치 확보 등의 이유로 종축형 시험설비를 이용하고 있으며, 본 수차의 성능시험을 수행할 K-water의 설비도 종축형에 적합하도록 구성되어 있다. 따라서 본 연구에서 정의한 내역을 근거로 종축형의 프란시스 터 빈이 설계 대상으로 선정되었으며, 제작을 진행하였다.

SIME AND OCF /

1) 러너 제작

프란시스 러너는 크기와 형상에 따라서 제조 방법에 조금씩 차이를 보이고 있 으나 주로 사용되는 방법은 주조, 정밀가공, 용접 등의 방법으로 나누어 볼 수 있다. 그 특징을 간략히 정리하면 Table 5.2와 같다. 시험용 프란시스 러너는 기 계가공 및 용접기법을 적용하여 Fig. 5.21과 같이 제작하였으며 블레이드와 허브, 쉬라우드로 구분하여 각각 기계가공으로 제작한 뒤 정확한 등분할과 변형을 방 지하기 위하여 각부를 모두 조립할 수 있도록 하였으며, 최종 결합은 용접기법을 적용하였다. 또한 제작 완료 후에는 회전체의 특성을 고려하여 다이나믹 밸런싱 작업을 통하여 시험을 위한 최적의 조건을 만족하도록 하였다. 또한 러너의 완성 검사는 JEC-4003 규격 및 일본전기협동연구회 제45권 1호의 규격의 검사 절차에 따랐으며, 검사결과 표준 규격에 따라 정상적으로 제작되었음을 확인하였다. 수 차의 성능시험을 위하여 필요한 주요 점검내용은 다음과 같이 정리할 수 있다.

- ① 각 블레이드 간 간격은 ±3.0mm 이내 값을 유지해야 한다.
- ② 블레이드는 전반적으로 3.2a ~ 6.3a의 표면조도를 유지해야하며, 특히 출구
 측 suction부는 1.6a ~ 3.2a 이상을 유지하여야 한다.
- ③ 블레이드의 두께는 입구와 출구측 동일한 지점을 기준으로 ±3.0mm 만족하 여야 한다.



④ 기타 도면에서 요구하는 조립용 공차를 만족 할 것

Condition	Casting	Machining	Welding
Cost	Low	High	Middle
Term	About 4 months	About 4 Months	About 4 months
Application	Lower than Ø500mm	Ø350 ~ Ø1,500	Ø350 ~
Accuracy	Low	Most high	High
Price	Low	Most high	High
Example			

Table 5.2 Comparison of francis runner manufacturing process

2) 가이드베인 제작

가이드베인은 수차의 운전에 직접적인 영향을 줄 수 있는 부분이며, 수차의 성 능시험에 있어서 운전조건을 결정하는 중요한 구성품이다. 제작은 기계가공을 통 하여 일체형으로 제작되었으며, 제작에 따른 치수 검사는 러너와 마찬가지로 일 본 전기협동연구회 45권 1호의 지침에 따라서 수행되었다.

가이드베인은 조립시에 검사를 통하여 설계자의 의도에 부합할 수 있도록 가 이드베인 조립 틈새에 대한 면밀한 검토가 동반되어야 하며, 100% 개방 및 100% 폐쇄에 대한 틈새 검사가 반드시 이루어져야 한다. 또한 가이드베인의 측면 틈새 도 측정이 되어야 하며, 셔터면이 아닌 틈새를 통한 누수가 기준을 넘어서지 않 도록 관리되어야 하므로, 조립 틈새 관리를 위하여 표준 게이지를 이용하여 면밀 히 측정 및 조정 하였다.

가이드베인 검사 및 조립에 대한 주요 점검내용은 다음과 같다.

① 가이드베인과 터빈커버와의 틈새는 0.2mm를 기준으로 +0.1 ~ -0.05이내

② 가이드베인간 셔터면 틈새는 3개소 측정평균이 0.1mm이내 일 것

③ 출구 포트경은 100% 개방에 대하여 평균값의 ±3.0mm 이내 일 것

④ 기타 도면에서 요구하는 조립용 공차를 만족 할 것

3) 스테이베인 등 구성품의 제작

스테이베인과 케이싱은 일체형으로 구성되어 진동과 누수가 없도록 제작되었 으며, 동력계와 입·출구 연결관의 원활한 조립을 고려하였다. 스테이베인 수량 은 가이드베인 수량과 동일하게 적용하였으며, 관련 제작 검사는 일본 전기협동 연구회 45권 1호의 지침을 따랐다. 기타 수차의 시험을 위해서 필요한 베어링지 지 구조물, 러너의 유동 특성 관찰을 위한 투명창 등을 제작하였다. 또한 드라프 트 튜브는 Table 3.2에서 소개한 것과 같이 러너 지름 0.6m이하 소수력 발전설비 에 적합한 원추형을 선택하였다. 수차의 유입, 유출측에는 압력을 측정하기 위한 압력 측정구를 설치하여 차압계를 통하여 압력을 측정하였다.

지정된 도면과 공장검사 절차에 따라서 제작된 수차는 Fig. 5.22에 보이는 것과 같이 조립을 수행하였으며, 성능시험 설비에 장착하였다.

4) 수차의 설치

Collection @ kmou

1945

수차의 설치는 성능시험설비의 다이나모미터의 중심과 일치시키는 범위에서 수행되었으며, 입·출구 단관을 포함한 모든 조립이 종료되고 난 뒤, 러너를 다 시 분해하여 가이드베인 셔터면 틈새에 대한 재 측정을 수행하였다. 가이드베인 출구지름의 설계값인 100% 개방시 32.5mm를 최종 확인하는 것으로 수차 설치 후 측정하였으며, 가이드베인 1~16까지 치수에 대하여 전수검사를 실시하였다. 가이드베인의 동심과 셔터면 틈새 측정 결과는 Fig. 5.23와 같으며, 블록게이지를 통하여 검사한 결과 2개소에서 다소 불안한 조립을 나타내었으나, 허용조건인 전 폐시 틈새 0.1mm 이내와 전개시 평균 ±3.0mm 이내의 조건을 만족함을 확인하 였으므로 시험에 영향이 없는 조건으로 판정하였다.

실험 수차의 설치와 운영 조건에 대한 외부 형상은 Fig. 5.22와 Fig. 5.24에 보이고 있다.



Fig. 5.21 Manufacturing process of welding type francis runner



(a) Manufactured turbine runner (b) Manufactured turbine guide vane



(c) Manufactured turbine casing



(d) Assembled francis turbine

Fig. 5.22 Parts of model francis turbine for test



	Block Gauge 32.5mm - Full open		
	Guide Vane (1 - 2)	0	
1000000	Guide Vane (2 - 3)	0	
	Guide Vane (3 - 4)	0	
	Guide Vane (4 - 5)	0	
	Guide Vane (5 - 6)	0	
	Guide Vane (6 - 7)	0	
	Guide Vane (7 - 8)	0	
	Guide Vane (8 - 9)	0	
	Guide Vane (9 - 10)	0	
	Guide Vane (10 - 11)	0	
the second	Guide Vane (11 - 12)	0	
1 Dear 118	Guide Vane (12 - 13)	×	
	Guide Vane (13 - 14)	0	
	Guide Vane (14 - 15)	0	
	Guide Vane (15 - 16)	0	
1 / Allen	Guide Vane (16 - 1)	×	

Fig. 5.23 Measurement of guide vane gap



Fig. 5.24 Model francis turbine performance test

5.5 프란시스 수차 성능시험

수차 시험은 국제 규격 IEC 60193의 모델수차 성능평가 수행 절차에 따라서 수행되었으며, 프란시스 수차의 출력 조절 기능을 가지는 가이드베인 개도를 조 건에 따라 변경하여 출력 변화를 관찰하여 특성을 분석하는 방향으로 시험을 진 행하였다[39]. 시험에 따른 데이터는 유량, 압력, 차압, 토크량, 회전수, 밀도, 온 도 등의 수차시험 설비 관련 데이터와 입력동력 등에 대한 자료를 수집하였다. 수집된 데이터를 근거로 IEC 60193에서 제시하고 있는 수차 시험을 위한 조건을 충족하기 위하여 단위지수·단위낙차당의 값으로 환산한 모형의 회전속도와 유 량은 식(5.1), 식(5.2)와 같이 표시된다. 계산식은 수차의 설계 시 산정한 설계유량 과 낙차, 러너의 출구지름, 수차 회전수를 근거로 실제 측정한 데이터를 표현하 기 위하여 무차원화 한 값을 산정하기 위하여 사용한다.

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_e^2 \sqrt{H}}$$

$$N_{11} = \frac{D_e N}{\sqrt{H}}$$
(5.1)
(5.2)

5.5.1 성능시험설비 재현성 시험

Collection @ kmou

EC 규정에 따른 프란시스 수차의 성능시험 수행을 위해서 먼저 효율시험에 따른 설비의 불확도를 산출하여야 한다. 이를 위해서 측정요소인 유량과 동력계 의 부하 증감에 따른 재현성 시험을 수행하였다.

1945

시험은 각 요소의 측정 지점에서의 유량 증감을 위한 펌프용 인버터 제어, 동 력계 부하 증감에 따른 단위낙차로 환산유량 및 환산회전수, 환산토크 변화에 대 한 조사를 수행하였으며, 시험결과 Fig. 5.25와 같은 결과를 얻었다. 시험결과를 살펴보면, N_{11} 에 대해서는 0.056%, Q_{11} 에 대해서는 0.383%, T_{11} 에 대해서는 0.125%, η 에 대해서는 0.377%의 표준편차를 가지는 것을 확인하였다.

재현성 시험 결과 선형적인 결과값을 확보함으로써, 시험용 수차의 성능시험에 따른 취득 데이터의 신뢰도가 높은 것을 알 수 있다.

5.5.2 성능시험 결과

프란시스 수차의 시험은 가이드베인의 개도를 60 ~ 100% 까지 개방하여 그 성 능을 측정하였으며, 전체적으로 안정적인 성능을 나타냄을 확인 할 수 있었다.

Fig. 5.26에 시험 결과를 정리하였으며, 가이드베인 100% 개방조건에서 N_{11} =74.2에서 최대 수차효율 88.9%를 확인하였다. 또한 수집한 데이터를 토대로 수 차의 단위회전수, 단위유량, 효율 관계에 대한 특성을 나타내는 Hill-chart 곡선을 Fig. 5.27과 같이 작성하였다.

가이드베인의 개도에 따른 수차 시험과 함께 수차의 무구속 상태 확인을 위한 시험을 별도로 수행하였으며, 그 결과는 Fig. 5.28에 정리하였다. 무구속 조건에 서 실제 운전결과 N_{11} <128.6, Q_{11} <0.64 조건에서는 러너 출구측의 흐름이 원활함 을 확인하였으나 N_{11} =128.6, Q_{11} =0.64 조건에서는 출구측에 rope cavitation이 관 측되었으며, Fig. 5.29와 같은 형상을 보였다. 하지만 rope cavitation은 실제 수차 의 설계 영역에서 벗어난 무구속 회전 영역에서 발생하였으며, 정상적인 설계영 역에서는 매우 안정적인 운전 상태를 나타내었다. 특히 성능시험에서 불안전한 운전이나 캐비테이션으로 인한 진동 및 소음은 거의 발생하지 않았다.

제안된 설계기법에 따라서 설계와 제작에 따른 결과를 실물을 통하여 시험한 결과가 Fig. 5.27과 같은 성능곡선으로 나타났으며, 시험과정을 고찰할 결과 소음 이나 진동, 효율 등에 있어서 설계값이 근접한 결과를 나타내었으므로 전체 공정 이 매우 잘 이루어 졌음을 확인 할 수 있었다.

- 149 -



- 150 -



Fig. 5.25 Reproducibility test for francis turbine model test data acquisition



Fig. 5.26 Performance curve by guide vane open angle of $n_s 200$ francis turbine model test



Fig. 5.27 Hill chart of $n_s 200$ francis turbine



Fig. 5.28 Characteristic curve of $n_s 200$ francis turbine run away speed test



(a) N_{11} <128.6, Q_{11} <0.64

(b) N_{11} =128.6, Q_{11} =0.64

Fig. 5.29 View of rope cavitation in draft tube

5.5 성능시험 수행 결과

Collection @ kmou

본 연구를 통해서 제안된 설계 절차에 따라서 프란시스 수차의 성능시험은 full domain 해석과 K-water에서 보유하고 있는 국제 규격에 적합한 시험설비에서의 실물 수차에 대한 성능시험으로 진행하였다. 프란시스 수차의 특성상 실험조건에 서 변수로 적용될 수 있는 사항은 가이드베인의 열림각도 변경이며, 변경된 각도 에 따른 수차의 유동에 대하여 해석을 통한 데이터 취득과 실물 시험을 통한 성 능 데이터 확보와 분석을 수행하였다. 설계사항에서 해석을 통하여 제시된 최적 조건에 대하여 full domain 해석을 통하여 누설손실을 고려하여 분석한 수차의 효율은 90.62%를 나타내었다. 그리고 동일한 조건에 대하여 실물 수차를 적용한 실험에서는 88.9%를 나타내어 해석과 실물시험간의 효율 차이는 약 1.7%를 보였 다.

Fig. 5.30에서는 실물 시험결과를 정리한 hill chart 상에 유동해석을 통하여 확 보한 결과를 동시에 표시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 직접설계 기법을 적용하 여 산출한 유동해석 결과와 실물시험 결과에 있어서 정격 설계점에서는 거의 동 일한 경향을 보이고 있다. 하지만 저유량 조건으로 갈수록 경향이 다소 변하고 있으며, 정격지점에 비하여 CFD 해석상의 효율이 실물 시험상의 효율보다 조금 더 높은 비율로 나타나고 있다. 이러한 현상은 CFD와 성능시험간의 차이점으로, 이상적인 입력조건과 실제 펌프를 운용하여 시험하는 조건에서의 오차로 판단하 였다. 더불어 가이드베인의 개도를 조절하는 조작기구의 조립과 동작오차의 영향 도 무시할 수는 없는 것으로 보인다. 성능시험 결과에 대하여 간략하게 요약하면 다음과 같이 제시할 수 있다.

(1) 설계조건에서 제시된 가이드베인 port area 결과값을 근거로 해석 및 시 험을 수행한 결과 유사한 영역에서 프란시스 수차는 최고 운전 효율을 보이는 것을 확인하였다.

(2) 내부 손실을 고려하여 않고 수차의 효율을 계산한 결과 설계 유량과 설계 낙차조건에서 약 92.28%의 효율을 보였으며, 동일조건에서 누설로 인한 손실을 고려한 결과 90.62%를 나타내었다. 따라서 제시된 손실 효율 1.66%에 대해서는 제작조건이나 설계조건에서 누설량을 줄이는 개선을 통하여 줄일 수 있다.

(3) 설계 조건을 기준으로 검토한 결과 유동해석에서 블레이드 표면은 캐비테 이션으로부터 안전함을 확인하였다. 실험에 있어서 과부하 조건에서는 rope cavitation이 발생하고 있으나 과유량 조건에서 발생하는 현상일시적인 현상으 로 관찰되었으며 설계조건에서는 안정함을 확인하였다.

(4) 수차의 안전성 검토를 위한 유동-구조 연성해석(FSI) 적용 결과 러너를 포 함한 주요 구성요소에 대해서 안전하게 설계되었음을 확인하였다.

(5) 프란시스 수차의 성능시험을 위해서는 설계조건으로 제시된 가이드베인 port area 값의 차이에 따른 데이터 분석을 수행하여야 하므로 실험을 수행하 기 전에 Block gauge 등의 측정 기구를 이용하여 가이드베인 사이의 gap을 측 정하여야 한다.

(6) 가이드베인 출구각도를 조절하면서 수행한 실물성능시험에서 본 연구에서 제안된 프란시스 수차의 효율은 88.9%를 나타냈으며, 캐비테이션, 진동, 소음 등의 비정상 현상은 나타나지 않았다. 특히 유동해석에서 나타난 효율과 실물 시험에서의 효율차이는 약 1.72%로 나타났으며, 설계와 해석 및 성능시험이 효 율적으로 이루어 졌음을 확인하였다.

1945





Fig. 5.30 Comparison of results of CFD and Experiment

제 6 장 직접설계법을 적용한 소수력발전용 프란시스 수차의 고성능화

지금까지 프란시스 수차의 설계와 제작 및 성능시험에 대한 절차와 검증방법 을 제시하고, 그 결과에 대한 비교 검토를 수행하였다. 프란시스 수차는 지금까 지 많은 연구자들에 의하여 연구되어져 왔으며 앞으로도 효율 향상과 적용성 확 대를 위한 연구가 지속적으로 수행될 것으로 예상된다. 하지만 대부분의 연구는 설계자와 사용자의 관점에서 이루어져 왔으며, 앞으로도 유사한 조건에서 접근하 게 될 가능성이 높다.

본 연구에서는 소수력 발전용 프란시스 수차의 고성능화를 위하여 기존에 결 정된 형상정보에 따른 수차의 설계와 제작에서 벗어나서 현장에 가장 적합한 최 적의 수차를 직접 설계하여 제작할 수 있는 방법에 관한 방안을 제시함은 물론 이며, 사용자에게는 보다 폭넓은 수차 정보를 제공하고자 하였다.

사용자 혹은 설계자 접근성을 확보한 수차의 보급은 전반적인 산업의 활성화 와 함께 관련 기관간의 문제 해결에 가이드라인을 제시할 수 있을 것이다. 더불 어 고성능 수차의 공급에 따른 설계와 해석 시간을 단축함으로써, 상업용 수차의 원가절감을 도모하여 시장성을 높일 수 있도록 직접설계법을 제시하고자 한다.

프란시스 수차의 설계 절차의 간소화를 통한 성능향상은 수차 설계를 위한 러 너, 가이드베인, 케이싱, 드라프트 튜브 등의 결정을 위한 기본 설계절차에 유동 해석을 더하여 1차원 계산에서 소요되었던 계산시간을 단축함은 물론이며, full domain 해석 case를 줄여주며, 모델시험이나 실물시험을 생략할 수 있는 조건을 부여하였다.

본 연구에서 제시된 설계기법의 활용을 통하여 새로운 소수력발전소 건설에 적용할 경우 사용자와 공급자 모두를 만족시킬 수 있는 결과를 확보할 수 있을 것이다. 또한 절차의 간소화와 함께, 동일한 조건에서 발전출력의 증가를 통한 매출의 증대 및 유지보수 비용을 절감을 기대할 수 있을 것이다.

프란시스 수차의 고성능화를 제안하기 위하여 수행한 본 연구에서 제시하고자

하는 사항은 크게 수차 설계 절차의 간소화와 설계에 따른 손실요소 관리로 구 분하여 요약할 수 있으며, 다음과 같이 요약하였다.

6.1 수차 설계의 간소화

🗗 Collection @ kmou

지금까지 소수력발전용 프란시스 수차의 설계는 각 제작사별로 대표 비속도에 대한 성능 특성을 바탕으로 일정 비속도 범위의 수차에 대하여 동일한 형상을 적용하는 사용하는 경향을 가지고 있었다. 실제 n_s200 프란시스 수차는 $n_s190 \sim$ n_s210 의 범위나 혹은 더 넓은 범위까지 확대하여 사용하였다. 이는 설치 조건에 따른 비속도별로 모델을 모두 확보하기 위해서는 많은 시간과 노력이 소요되기 때문이다.

또한 지금까지는 사용자 측에서 기존 개발된 수차에서 제시되는 효율범위에 대하여 사용을 인정해 왔었지만, 지금은 다양한 기업과의 경쟁을 유도하면서 보 다 높은 효율의 수차를 요구하고 있다. 따라서 공급자의 입장에서는 새로운 고효 율의 프란시스 수차를 개발하기 위한 투자를 진행 해야만 하는 위치에 서게 되 었으며, 공급자에게는 커다란 부담으로 작용하고 있다.

하지만 본 연구에서 제안한 내용과 같이 설계와 해석을 동시에 수행할 경우 기존의 수차 개발 및 설계에 비하여 많은 원가 절감을 통한 모델의 확보가 가능 할 것이다. 물론 모델 시험을 통한 성능검증에 대한 필요성이 언급될 수 있으나, 최근의 유동해석 기술과 관련도구 등의 최적화의 결과로 설계의 간소화를 적용 을 권장할 수 있다.

본 연구에서 검토한 바와 같이 유동해석과 실험의 오차는 고려하지 않아도 될 정도의 수준을 보이고 있으며, 유동해석을 활용한 많은 추가적인 연구가 이루어 지고 있으므로, 해석기술의 활용은 매우 일상적인 설계과정으로 인식되고 있다.

Fig. 6.1에는 본 연구에서 언급한 직접설계를 적용한 프란시스 수차 설계 절차 를 최종 결과로 보이고 있다. 경험식을 동반한 1차원 설계와 함께 1 pitch 해석 및 full domain 해석을 직접 적용하여 설계를 진행하는 절차에 대한 순서에 대하 여 설명하고 있으며, Fig. 6.2에서는 1 pitch해석과 full domain 해석의 경향을 보 이고 있다. 그림에서는 프란시스 수차에 있어서 러너 유출각의 결정을 위해서 최 적 조건을 찾아갈 수 있는 경로에 대해서 1 pitch 해석을 통하여 간략하게 선정 할 수 있으며, full domain 해석 결과를 예측하여 10% 정도의 유출각 변동을 고 려하여 결정할 수 있음을 요약하여 보여주고 있다.

Fig. 6.3에서는 1 pitch 해석과 full domain 해석의 압력손실 차이를 각 구성요 소별로 구분하여 보여주고 있다. 1 pitch 해석에서는 케이싱과 드라프트 튜브를 포함하지 않은 상태로 해석이 수행되기 때문에 두 구성품의 손실을 고려하지 않 은 결과를, full domain 해석에서는 손실을 고려하여 누설손실의 영향에 대한 부 분을 명확하게 보여주고 있다.

또한, 연구결과 1 pitch 해석과 full domain 해석에는 일정 비율의 손실차이를 보이고 있으며, 그 경향을 파악하는 데에는 많은 시간이 소요되지 않을 것으로 예상된다. 따라서 설계 절차에서 러너와 가이드베인 사이의 1 pitch 해석 반복을 통해서 프란시스 수차 핵심요소에 대한 설계를 완성할 수 있음을 본 연구를 통

해서 제시하였다.





Fig. 6.1 Procedure of Direct design for francis turbine



Fig. 6.2 Comparison of outflow angle distribution with 1 pitch and full domain



Fig. 6.3 Comparison of loss analysis with 1 pitch and full domain
6.2 손실 요소 관리

Collection @ kmou

직접설계를 적용하여 설계를 수행하게 될 경우, 스테이베인을 통하여 가이드베 인 및 러너로 유입되는 설계영역에서 1 pitch 해석을 통하여 짧은 기간 이내에 직접적인 효율의 계산이 가능하게 된다. 따라서 설계조건별로 유동해석을 통한 손실해석을 수행을 통하여 동일한 시간 범위에서 성능예측과 개선사항 도출이 가능하다[40]. 이는 궁극적으로 설계시간을 단축할 수 있도록 지원하여, 고성능, 고효율의 프란시스 수차를 사용자에게 적절한 시점에 공급 가능함을 의미한다.

Fig. 6.4에서는 지금까지 소수력 발전용 프란시스 수차의 설계나 제작에서 크게 강조되지 않았던 손실분석에 대한 해석 결과를 보이고 있다. 프란시스 수차의 효 율향상은 결국 내부 흐름에 있어서 손실을 감소시키는 것을 의미하며, 블레이드 형상의 변경이나 배치를 개선하는 것은 결론적으로 손실을 저감시키기 위하여 설계 사항을 수정하는 것을 의미한다.

Fig. 6.4의 그림 (a)에서는 단위유량이 증가함에 따라서 케이싱과 스테이베인에 서의 효율은 점진적으로 감소하는 반면, 가이드베인과 러너에서의 효율은 조금씩 증가하는 추세를 보이고 있다. 하지만 전체적으로 유량변동에 대하여 케이싱이나 스테이베인, 러너에 있어서의 효율변동은 크게 나타나지 않는 것으로 확인되었으 나 드라프트 튜브의 경우 유량변동에 대하여 손실증감이 현저하게 나타나고 있 으므로, 프란시스 수차의 운전조건에 있어서 유량 변동폭이 두드러진 경우에는 드라프트 튜브에 대한 추가적인 해석이 필요할 것이다.

그림 (b)에서는 각 유량조건에 대하여 주요 구성품에서의 압력손실이 차지하는 비율을 보이고 있다. 그림에서와 같이 프란시스 수차의 러너와 가이드베인에서의 압력손실이 매우 크게 나타나고 있다. 또한 드라프트 튜브의 경우 상대적으로 다 른 요소에 비하여 유량변동에 대한 압력손실의 변동폭이 크게 나타나고 있으므 로 러너와 가이드베인의 형상을 선정함에 있어서 출구각도를 면밀하게 검토해야 하는 이유를 직접적으로 보이고 있다.

본 연구에서 설계유량으로 산정한 $Q=0.45 \text{ m}^3$ /sec 조건에 해당하는 영역에서 의 손실이 가장 낮은 그래프 영역을 선정하였을 때, 가이드베인과 드라프트 튜브 에서의 손실 비율은 보통 수준에 달하고 있다. 상대적으로 압력손실이 러너에서 가장 큰 값으로 작용하고 있기 때문에 가이드베인과 드라프트 튜브에서의 손실 이 매우 크지 않을 경우에는 설계조건을 채용하는 것으로 하였다.

그림에서 확인할 수 있는 것과 같이 수차의 설계 단계에서 손실 분석을 통하 여 수차의 효율 개선방안을 적용한 고성능 수차의 공급이 가능하다. 특히 이러한 설계단계에서 손실을 줄일 수 있는 방안에 대해서는 향후 러너 제작기술에 대한 검토와 더불어 추가적인 연구가 필요할 것이다.

본 연구에서도 손실 해석에서 가장 중요한 부분으로 러너 부분이 차지하고 있 음을 확인하였으며, 러너에서의 손실 저감이 수차의 효율을 결정하고 있음을 확 인할 수 있었다. 더불어 러너를 제외한 부분에서는 가이드베인과 드라프트 튜브 에서의 손실이 차지하는 비중이 가장 높게 산정되고 있음을 확인하였다.







(b) Loss distribution of on each components

Fig. 6.4 Loss analysis of francis turbine

제 7 장 결론

가장 널리 사용되고 있는 프란시스 수차의 설계와 광대역화에 대하여 제작사 및 설계자의 위치에서 설계안을 검토하여 해석과 성능시험을 진행하였으며, 기존 의 설계이론과 새로 적용한 해석기법, 실물 시험을 바탕으로 수행한 본 연구 결 과를 정리하면 다음과 같다.

- 기존의 대용량 프란시스 수차의 설계에 적용되었던 설계이론을 소수력발전용 프란시스 수차에 적용할 수 있도록 설계이론을 재정립하였으며, 상용프로그램 인 ANSYS BladeGen과 CFD를 활용하여 수차의 스테이베인, 가이드베인, 러너 에 대한 1 pitch 해석기법을 적용하여 단기간에 걸친 해석과 설계가 가능함을 확인하였다. 특히 설계데이터를 근거로 수행한 유동해석에서는 누설손실을 고 려하여 측정한 프란시스 수차의 효율은 90.62%로 나타났으며, 유동해석 결과 를 바탕으로 제작을 통한 실물시험에서는 73kW 수차 출력 설계조건에서 88.9%로 측정되었다. 따라서 해석과 실험을 통한 수차의 성능검토 결과 수차 의 설계는 매우 잘 수행되었음을 확인 할 수 있었다.
- 2. 직접설계법을 적용하기 위해서는 블레이드 입구와 출구측 속도삼각형에 대하 여 사용되는 주속계수와 러너측 입구높이, 설계유량, 이론낙차 계산을 근거로 러너측 블레이드 형상을 간단하게 결정할 수 있다. 또한 러너의 outflow angle 이 90도를 만족하는 범위까지 유동해석을 수행하여 선택한 형상의 채용 여부 를 결정함으로서, 기존의 설계방식에 비하여 매우 짧은 시간 내에 그 결과를 확인할 수 있을 뿐 아니라, 2%이내의 오차범위에서 full domain해석과 동일한 결과를 나타냄을 확인하였다.
- 3. 1 pitch 해석은 케이싱과 드라프트 튜브를 제외한 구성품에 한정하여 유동해 석을 수행하고 full domain해석에서는 케이싱과 드라프트 튜브를 포함한 해석 을 수행하였다. 1 pitch 해석과 full domain 해석 결과를 비교 분석한 결과, 1



pitch 해석에서의 outflow angle이 full domain 해석 결과에 비하여 약 7도 가 량 높은 결과를 나타냄을 확인하였으며, 이를 바탕으로 실물 설계시 1 pitch 해석에서의 목표 outflow angle은 90도가 아닌 97도로 산정하여 설계를 진행 할 경우 설계 목표에 가장 근접한 결과를 확인하였다.

- 4. 프란시스 수차의 내부손실은 대부분 러너에서의 누설손실이 차지하고 있으며, 누설손실의 저감을 통하여 수차의 효율 향상을 기대할 수 있다. 특히 손실분 포를 검토한 결과에 따라 러너와 가이드베인 및 드라프트 튜브의 성능 개선을 수행할 경우, 수차의 효율을 가장 현저하게 개선할 수 있는 것으로 확인하였 다. 본 연구에서는 누설손실로 인한 효율의 저하가 1.66%에 달하는 것으로 확 인하였으며, 유량과 낙차가 증가하여 출력이 증가될 경우 상대적으로 손실이 줄어들게 되므로 수차의 효율이 90%를 상회 할 것으로 예상된다.
- 5. 프란시스 수차의 설계 단계에서 손실 분석을 통하여 수차의 효율 개선방안을 적용할 경우 고성능 수차의 공급이 가능할 뿐 아니라 직접설계기법을 적용하 여 설계를 수행함으로서 유동해석 도구를 설계에 손쉽게 적용할 수 있음을 확 인하였다. 동일한 방법으로 설계기법을 적용할 경우, 현재는 활용하지 못하고 있는 비속도 70이하의 저비속도 영역이나 비속도 300이상의 고비속도 영역에 대하여 고효율 프란시스 수차의 적용이 가능할 것으로 예상된다. 따라서 수력 발전용 수차로 가장 안정적인 프란시스 수차의 효율 향상은 물론이며 적용범 위를 확대함으로서 다양한 경제적 이익을 확보할 수 있을 것으로 생각된다.

감사의 글

직장생활과 병행하여 박사과정을 지속할 수 있게 도와주신 많은 분들의 지원 으로, 부족하지만 이렇게 논문을 완성할 수 있게 되어서 가슴 깊은 감사를 전해 드립니다. 본 논문이 완성되기까지 오랜 시간 동안을 지원해 주시면서 포기하지 않도록 지도해주신 이영호 지도교수님께 더없는 감사를 드리고 싶습니다. 그리고 바쁘신 업무에도 불구하고 귀중한 시간을 할애하시어 논문 심사와 조언을 해주 신 정재현 교수님, 윤형기 교수님, 정형호 교수님, 김정환 박사님께도 깊은 감사 를 드립니다.

그리고 회사 운영과 힘든 일상에도 불구하고 저에게 학업의 시간을 배려해 주 신 형님과 가족에게도 감사를 드리며, 직장동료 여러분들께도 감사의 마음을 전 하고 싶습니다. 또한 항상 같은 자리에서 묵묵히 연구 수행의 버팀목이 되어주는 유동정보연구실 선·후배님들, 먼 목포에서 항상 응원해 주시는 최영도 교수님과 신재생에너지연구실 후배님들께도 감사를 드리고 싶습니다. 힘든 타국에서 열심 히 지내고 있는 천쩐무 군과 패트릭 군에게도 감사를 드리며, K-water 연구원 최종응 박사님 등 많은 분들께 감사를 드립니다.

또한 본 연구는 한국에너지기술평가원에서 지원한 2013년 에너지기술개발사업 '국산수차발전기의 성능향상을 위한 1MW이하급 프란시스 수차발전시스템 기술 개발 및 실증'과제의 연구결과를 포함하고 있으며, 기술개발을 지원해주신 관계 자 여러분과 관계 기관에 대하여 감사를 드립니다.

연구 논문이 완성될 수 있도록 많은 지원과 조언을 해 주셨던 모든 분들께 다 시 한 번 감사의 말씀을 드리며, 미흡하지만 본 연구의 과정과 산출 결과가 앞으 로 지속적으로 성장해 갈 신재생에너지의 시대를 열어나가는 데에 조금이라도 도움이 될 수 있기를 기대합니다.

더불어 부족한 부분은 더 채워갈 수 있도록 노력을 멈추지 않을 것이오니, 많 은 지도와 편달을 부탁드립니다.

다시 한 번 도움을 주신 많은 분들께 감사를 드립니다.

2017. 01 황영철 올림



참고문헌

- [1] 현대경제연구원, 2015, 한반도 르네상스 구현을 위한 VIP 리포트 주요 재 생에너지 산업 현황과 과제, 서울:현대경제연구원.
- [2] 윤의수, 오형우, 박무룡, 2006, 프란시스 수차의 수력학적 성능해석. 유체기
 계 연구개발 발표회 논문집, pp.53-56.
- [3] 박노천, 이용철, 장현욱, 2008, *프란시스 수차의 진동과 효율 특성에 관한 연구.* 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp.247-252.
- [4] 이철형, 박완순, 2009, *프란시스 수차의 국산화개발 연구*. 한국태양에너지학 회 학술대회논문집, pp.302-305.
- [5] Stefan Lais, Quanwei Liang, Urs Henggeler, Thomas Weiss, Xavier Escaler and Eduard Egusquiza, 2009, Dynamic Analysis of Francis Runner – Experiment and Numerical Simulation. International Journal of Fluid Machinery and Systems Vol. 2, No. 4, 2009.
- [6] 최현준, 황영철, 김유택, 남청도, 이영호, 2010, CFD에 의한 프란시스 수차
 의 내부유동에 따른 기초 성능해석. 한국마린엔지니어링학회 학술대회 논
 문집, pp.349-350.
- [7] 하필수, 오석영, 정종현, 노형운, 서상호, 2010, *역설계 및 CFD를 통한 저효 율 프란시스 수차의 성능향상*, 대한기계학회 춘추학술대회, pp.106-111.
- [8] 노형운, 서상호, 김진형, 김태권, 오석영, 하필수, 정종현, 김광홍, 2010, 린너 교체 전후 프란시스 수차성능의 실험적 고찰. 대한기계학회 춘추학술대회, pp.3303-3306.
- [9] Hyen-Jun Choi, Mohammed Asid Zullah, Hyoung-Woon Roh, Pil-Su Ha, Sueg-Young Oh, Young-Ho Lee, 2012, CFD validation of performance improvement of a 500kW Francis turbine, Renewable Energy, pp.111–123.
- [10] 전윤홍, 김창균, 박시훈, 최영철, 김윤제, 2013, 프란시스 수차 런너의 날개 두께 변화가 수차특성에 미치는 영향, 대한전기학회 학술대회 논문집, pp.292-294.



- [11] 전진현, 변순석, 최영철, 박준식, 김윤제, 2013, 유출각 변화에 따른 프란시
 스 수차 성능해석, 한국유체기계학회 논문집, 16(4), pp.10-14.
- [12] O.Baun, A. Taruffi, N. Ruchonnet, A. Muller, F. Avellan, 2013, Numerical investigations of the dynamics of the full load vortex rope in a Francis turbine. 5th IAHR International Workshop on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery, September 2013, Lausanne, Switzerland.
- [13] 전윤흥, 박시훈, 최한수, 박준관, 2014, *급기가 프란시스 수차의수압 맥동에 미치는 영향*, 신재생에너지학회 논문집, Vol.10(4), pp.9-15.
- [14] Christof Gentner, Benoit Boulet, 2014, Refurbishment of the Sisteron hydro power plant - Hydraulic development and mechanical improvements. Enhancing hydropower-plant facilities International conference April 9-11, 2014. Grenoble, France.
- [15] Vu Le, Zhenmu Chen, Young-Do Choi, 2015, *CFD Analysis and Performance Estimation of a Francis Hydro Turbine Model.* 대한기계학회 춘추학술대회, pp.12-13.
- [16] Zhenmu Chen, Young-Do Choi, 2015, *Francis Turbine Model Design and Internal Flow Analysis*, 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp.207-208.
- [17] 한국과학기술기획평가원, 2011, *소수력발전의 국내외 현황과 활성화 방안* 서울:한국과학기술기획평가원.
- [18] 서상호, 2014, 수차의 이론과 실제, 동명사.
- [19] 石井安男(이시이야스오), 1961, 水車とポンプ水車(수차와 펌프수차), 電気書 院(전기서원).
- [20] Kazuyoshi Miyagawa, 1999, *수차의 성능예측 및 모형시험 결과*, 일본 터보 기계 제27권 제 9호, pp.513-522.
- [21] K-water, 2011, 소수력 발전설비의 기술기준 및 성능평가 기반구축, 대 전:K-water 연구원.
- [22] Sh. Derakhshan, A. Mostafavi, 2011, *Optimization of GAMM Francis Turbine Runner.* World Acdemy of Science, Engineering and TEchnology.



November 14-16, 2011, Paris, France, pp.717-723.

- [23] Nicola VISCANTI, Emanuel PESATORI, Giorgio TUROZZI, 2009, Improvement of a francis runner design. 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. October 14–16, 2009, Brno, Czech Republic, pp.177–184.
- [24] 노형운, 2010, TIDD을 통한 저효율 프란시스 수차의 효율 향상에 대한 연 구, 유체기계공업학회, pp.589-596.
- [25] S. Risberg, M. Jonassen, R. Jonassen, 2008, Design of Francis turbine runners based on a surrogate model approach. The International Journal of Hydropower & Dams, Issue 5. Norway.
- [26] Bente Taraldsten Brunes, 2009, Increasing power output from Francis turbines, Master of Science. Norwegian University of Science and Technology.
- [27] VA Tech Hydro, 2002. *Design and Manufacturing of Francis Runners for Rehabilitation Projects.* Switzerland : VA Tech Hydro.
- [28] 전윤흥, 2016, *국내 최초 15MW급 (비속도: 115m・kW) 프란시스 수차 개* 발, 전기의세계 65(9), pp.27-32.
- [29] Z.D. Qian, B. Zheng, W.X. Huai, Y.H. Lee, 2010, Analysis of pressure oscillations in a Francis hydraulic turbine with misaligned guide vanes, Journal of Power and Energy, Vol. 224, No. 1, pp.139–152.
- [30] Hermod Brekke, 2010, New Trends in Technologies:Devices, Computer, Communication and Industrial Systems - A review on Oscillatory Problems in Francis Turbines. INTECH;Croatia.
- [31] Anup KC, Young Ho Lee, Bhola Thapa, 2016, *CFD study on prediction of vortex shedding in draft tube of Francis turbine and vortex control techniques*, Renewable Energy, pp.1406–1421.
- [32] Ravi Koirala, Baoshan Zhu, Hari Prasad Neopane, 2016, Effect of Guide

Collection @ kmou

Vane Clearance Gap on Francis Turbine Performance. [Online](Updated 11 April 2016) Available at: <u>http://www.mdpi.com</u> [Accessed 10 August 2016].

- [33] Jingchun Wu, Katsumasa Shimmei, Kiyohito Tani, Kazuo Niikura, Joushirou Sato, 2007, *CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines.* In: ASME J. Fluids Eng. 129, pp.159–168.
- [34] 천쩐무, 최영도, 2016, 프란시스 수차 러너 블레이드 출구면적이 성능에 미 치는 영향. 한국유체기계학회 논문집, 제19권, 제1호, pp.05-10.
- [35] Biraj Singh Thapa, Chirag Trivedi, Ole Gunnar Dahlhaug, 2015, *Design and development of guide vane cascade for a low speed number Francis turbine.* Journal of Hydrodynamics, 2016,28(4), pp.676–689.
- [36] Junichi Kurokawa, Takaya Kitahora, 1994, Accurate determination of volumetric and mechanical efficiencies and leakage behavior of francis turbine and francis pump-turbine. In: XVII IAHR Symposium Beijing, China 1994, pp.889–900.
- [37] P. P. Gohil, R. P. Saini, 2016, Numerical Study of Cavitation in Francis Turbine of a Small Hydro Power Plant. Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 9, No. 1, pp.357–365.
- [38] Jonas Bergmann-Paulsen, 2012, *FSI- analysis of a Francis turbine.* Master of Science in Mechanical Engineering. Norwegian University of Science and Technology.
- [39] F.de Leva, 1988, Guide for Hydraulic machinery Model Testing. 1st Ed. EPRI:USA.
- [40] Zhenmu Chen, Patrick M. Singh, Young-Do Choi, 2016, Francis Turbine Blade Design on the Basis of Port Area and Loss Analysis. Energies 2016, 9(3), pp.164.

