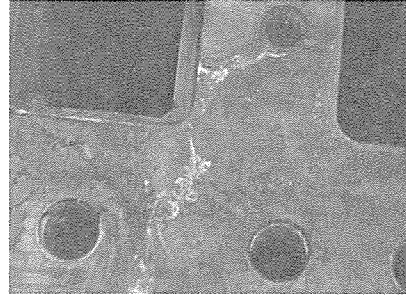


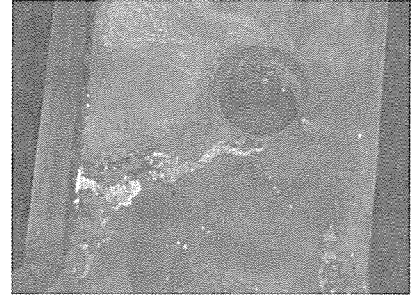
[그림-42]

LP 케이싱 수평 플랜지면의 침식 사례.



[사진-30]

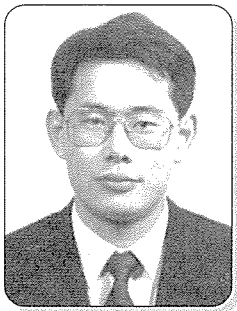
저압 내부 케이싱 플랜지부 균열.



[사진-31]

저압 내부 케이싱 플랜지부 균열.

전동기속도제어시스템(WVF)의 지역난방 적용에 관한 연구



한국지역난방공사
기술운영처 연구개발부
전인배 과장
Tel : (031) 780-4463

1. 서론

1. 연구개요

가. 연구개요 및 목적

CHP(Combined Heat and Power) 및 DH(District Heating) 시스템은 가변부하 운전이 요구되는 시스템 특성으로 인하여 정격 부하 및 중·저 부하 영역에서도 신뢰성 있고 효율적인 시스템 운영이 요구된다. 그러므로 DH 계통에서는 지역난방수 회수·공급펌프, CHP 계통에서는 보일러급수펌프(BFP)등과 같이 대용량 펌프는 중·저 부하 운전이 요구될 경우 전동기(Driver)와 펌프(Non-Driver) 사이에 설치된 유체커플링(Hydro-Coupling)이 펌프 회전속도를 조절하는 가변속 제어방식으로 지역난방수 및 보일러 급수의 유량

을 제어하고 있다.

또한 중·소형 펌프로 운전되는 1, 2차 냉각수 계통, 유체커플링 오일 냉각수 계통, CHP 응축수 계통, 증기에열기(SAH) 응축수 계통 등의 경우 가변속 제어방식이 아닌 펌프의 속도는 일정하게 유지하며 펌프 토출부에 설치된 제어밸브의 개도 조작을 통하여 시스템을 제어하는 정속도 제어방식을 채택하여 운영 중이다. 정속도 제어방식을 살펴보면 펌프 토출부에 제어밸브를 설치하여 유체의 유량, 압력, 온도 및 레벨(Level) 신호등을 연속적으로 받아 밸브의 개도를 조절하는 밸브 교축(Throttling) 제어 개념과 펌프 토출부에 바이패스 배관과 제어밸브를 동시에 설치하여 펌프에서 토출 되는 유체의 일정량을 펌프 흡입부로 재 순환시킴과 동시에 밸브의 개도를 조절하는 재순환 제어 개념의 2가지 방식이 일반적으로 널리 사용

하고 있다.

이러한 밸브 교축과 재순환을 통하여 저 부하로 운전 할 경우 제어밸브에서 유체 흐름을 교축하는 과정에서 발생하는 마찰 손실로 인하여 전동기의 동력 손실을 발생하게 하며, 정격부하로 운전하는 경우와 비교하여 볼 때 상대적으로 더 많은 양의 동력을 소비한다고 할 수 있다. 따라서 VVVF(Variable Voltage Variable Frequency : 가변 전압 가변 주파수)란 첫째 기존 제어방식 대신에 펌프의 회전속도 조절을 통하여 유체의 압력, 유량, 온도, 레벨 등을 제어하여 제어밸브에서 발생하는 교축 손실을 최소화하여 동력을 절감하고 열생산 비용을 낮추어 열 생산 원 단위 개선 및 열 생산 시스템 전체의 효율 향상에 기여하고자 하는 것이며, 둘째 전동기 회전 속도 조절에 따라 유량, 압력, 온도, 레벨 등을 조절할 수 있기 때문에 기존에 제어 목적으로 사용하였던 제어밸브, 바이패스 배관이 필요 없음에 따라 제어 개념이 단순화 될 수 있다는 것이다.

그러나 VVVF의 경우 우선 가격이 비교적 고가인 관계로 설비 도입의 타당성 유무가 불확실하며 다음으로는 플랜트 설계, 건설, 운전 분야의 전문 종사자들이 고압(460 V 이상) VVVF 설비에 대하여 아직도 신뢰성 문제와 관련하여 많은 의구심을 갖고 있는 것이 현재 상황이라고 할 수 있다.

그러므로 본 보고서에서는 VVVF가 전력소자 산업의 기술 발전과 함께 산업 현장에 적용, 설치하는 사례가 저압(460 V이하) 전동기 분야에서 점차적으로 확대되는 최근 경향으로 볼 때 중·저 부하로 장시간 운전되는 계통의 펌프인 경우 동력 절감이 가능할 것으로 판단되는 바 VVVF 설비 도입의 타당성 여부에 대하여 종합적으로 검토하고자 한다.

II. 본 론

1. 가변속제어시스템

가. 가변속 제어 개념

전동기는 구동기기로 펌프와 같은 피구동 기기에 필요한 동력을 전달하며 전동기는 극(Pole) 수 및 전력의 주파수에 따라 회전수가 항상 일정하므로 피구동 기계(Non Driver)의 부하 변동에 따라 회전수를 조절할 수 없다.

피구동 기기의 종류에는 여러 가지가 있을 수 있으나 펌프나 팬과 같은 원심형 기기의 경우 회전수를 변화시키면 펌프나 팬의 성능은 일정한 법칙에 따라서 변화한다. 피구동 기기의 회전수를 올리면, 회전수의 2배에 해당하는 구동 토크가 필요하게 되는 특성이 있는데 이를 부하의 “제곱 저감 특성” 이라고 한다. 반대로 피구동 기계를 감속하게 되면, 감속한 양의 제곱에 비례하는 구동 토크의 절감을 이룰 수 있고, 세제곱에 비례하는 동력의 절감을 이룰 수 있다. 그러므로 피구동 기기의 회전수를 부하조건에 맞게 조절할 수 있으면 전동기의 전력 소비를 줄일 수 있는 것이다. 전동기의 소비전력(PCONSUMPTION)과 전압(V), 전류(I)는 아래와 같은 관계가 있다.

$$(PCONSUMPTION) \propto V \cdot I \quad (1)$$

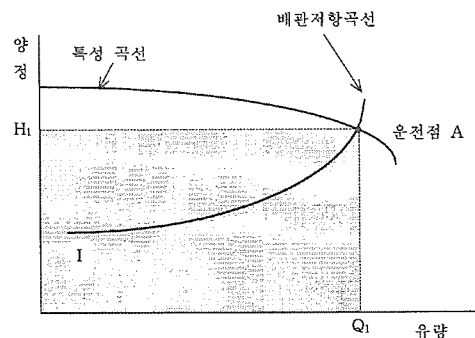
피구동기계가 원심형 기기일 경우 유량(Q), 양정(H), 축동력(PSHAFT), 회전수(N)의 관계는 아래와 같은 관계가 있다.

$$V \propto N, I \propto N^2, Q \propto N, H \propto N^2 \quad (2)$$

$$PSHAFT \propto N^3 \propto Q^3 \quad (3)$$

(1), (2), (3)의 관계를 조합하면 소비동력은 회전수 3승 또는 유량의 3승에 비례하며 다음과 같이 정리할 수 있다.

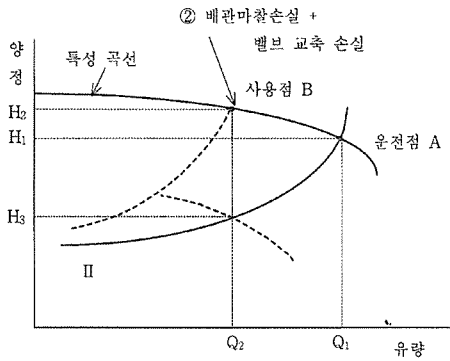
유 량(Q)	=>	$Q \propto N$
양 정(H)	=>	$H \propto N^2$
축동력(PSHAFT)	=>	$PSHAFT \propto N^3$



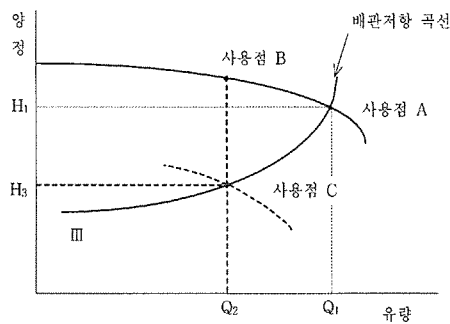
<그림 1> 정속펌프 운전

그림 1은 일반적인 정속 펌프의 유량(Q)-양정(H) 특성곡선으로 토출부 후단에 제어 밸브가 완전히 열

린 상태에서 특성곡선과 배관저항곡선 (System Head Curve)이 교차하는 점 A 에서 운전된다. 사용되는 동력은 이론적으로 유량(Q)과 양정(H)의 곱으로 표현할 수 있고 이 때 소비 동력은 면적(I) 부분으로 표시 할 수 있다.



<그림2> 정속도제어 개념



<그림 3> 가변속 제어 개념

일정속도제어 개념으로 밸브를 교축하여 유량을 제어할 경우 배관 마찰 손실과 밸브 교축 손실이 더해져 그림 2의 교차점 B에서 운전되며 이 때 소비 동력은 면적(II) 부분으로 나타낼 수 있다.

이에 대하여 가변속제어 개념으로 유량을 제어할 경우 그림 3과 같이 펌프 회전수를 감속함에 따라 새로운 특성곡선과 배관저항곡선이 교차하는 C 점에서 운전할 수 있으며 이 때 사용되는 소비 동력은 면적(III) 부분으로 나타낼 수 있다.

그러므로 가변속제어 개념으로 유량을 제어할 경우 일정속도제어 개념을 통한 밸브 교축(Throttling)을 할 때 보다 면적 (II-III) 만큼을 이론적으로 절감할 수 있다.

나. 정속도제어와 가변속제어의 비교

구 분	정속도 제어	가변속 제어
제어 개념	- 펌프 토출측 밸브제어 방식 - 펌프 특성곡선이 평탄한 구배를 가질 때 밸브 교축 손실이 적어 원심형 펌프에 적용	- 펌프 회전수 제어 방식 - 각종 제어를 목적으로 펌프 회전수 변화에 따라 특성 곡선을 상, 하로 이동시키는 개념
펌프 양정 변화	- 부하와 반비례하여 저부하 영역에서 펌프 양정 상승	- 부하와 비례하여 저부하 영역에서 펌프 양정 감소
제어 특성	- 기동초기부터 고속으로 운전하므로 최소유량을 필요로 하여 제어 밸브의 차압이 커지고 개폐시 마다 압력 변동 큼	- 기동 및 저부하에서 펌프 속도가 낮으므로 최소 유량이 Flow가 작아지며 밸브 개폐에도 차압이 작아지며 제어 밸브 손상을 예방
펌프 수명	- 장시간 정속(고속)으로 운전하여 펌프 수명 단축 가능성이 큼	- 고속운전의 기회가 상대적으로 적으며 감속운전을 하게 됨에 따라 펌프 수명 연장 가능성이 큼
전동기 수명	- 기동시 직입전류에 의한 전동기 전선의 열화 및 소내 순간적인 전압 감소 현상이 발생	- 전동기는 무부하 기동을 하므로 수명개선 및 소내 전압 감소 현상 개선
기동 조작	- 전동기 과부하를 방지하기 위하여 펌프 후단 제어 밸브를 닫고 기동	- 펌프 기동시 밸브조작이 불필요
장. 단 점	- 초기 투자비를 고려한 측면에서는 좋은 방법이지만 밸브 교축에 의해 에너지 손실이 발생하고 이로 인하여 소비동력이 클 경우 운전비가 상승할 수 있음	- 초기 투자비가 많이 드는 단점이 있지만 펌프의 Soft Start-Up이 가능하여 기기의 수명이 연장되며, 효율저하를 최소화하여 동력손실을 적게하여 운전비가 절감됨

<표 1> 정속도제어와 가변속제어의 비교

2. 전동기 속도제어시스템(VVVF)

가. VVF 원리

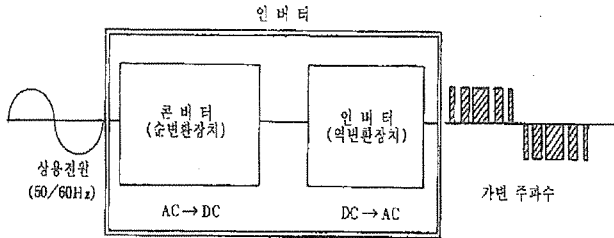
(1) 전압형 VVF

상용 교류 전원을 컨버터부에서 직류로 변환한 후 전압을 콘덴서(축전기)로 평활해서 인버터부로 보낸다. 인버터부는 콘덴서에 의해서 평활된 직류 전압을 소정의 주파수로 변환시킴과 동시에 교류 전원으로 변화시킨다. 즉 전압형 인버터는 전압의 주파수를 변화시켜서 전동기 회전수를 변화시키는 장치이다. 제어 방식이 PAM(Pulse Amplitude Modulation) 제어인 경우 컨버터부에서 전압이 제어되고 인버터부에서 주파수가 제어되며 PWM(Pulse Width Modulation) 제어인 경우 컨버터부에서 정류된 직류 전압을 인버터

부에서 전압과 주파수를 동시에 제어한다.

(2) 전류형 VVF

상용 교류 전원을 컨버터부에서 직류로 변환한 뒤 직류를 리액터(코일)로 평활해서 인버터부로 보낸다. 인버터부는 평활된 직류 전원을 소정의 주파수로 변환시킴과 동시에 교류 전원으로 변환한다. 즉 전류형 인버터는 전류의 주파수를 변화시켜서 전동기의 회전수를 변화시키는 것이다.



<그림 4> VVF 구성

나. VVF 제어

(1) 제어 개념

유도 전동기를 VVVF로 구동하는 경우 전동기 특성에 따라 변하는 전압 및 전류 주파수 등을 적절하게 제어하는 것이 필요하다. VVVF는 이 제어기능을 가지고 있지만 어떤 제어 방식을 적용하느냐에 따라 특성 및 용도 등이 달라지게 된다. 유도 전동기의 주파수 제어에는 출력전압(V)와 주파수(f)를 일정 비로 유지하도록 할 필요가 있는데 이 경우 전압 제어 방법을 출력 파형으로 분류하면 PAM 제어 방식과 PWM 제어 방식의 두 종류가 있다.

(2) PAM 제어

교류 전압을 직류 전압으로 변환할 때 다이오드 모듈 대신 SCR 모듈을 사용하는 위상 제어기법을 통하여 직류 전압을 제어하고, 동시에 인버터부에서 주파수를 제어하는 방식이다.

(3) PWM 제어

컨버터부에서 다이오드 모듈을 이용하여 교류 전압을 직류 전압으로 정류시켜 컨덴서에서 평활시킨 다음, 인버터부에서 직류 전압을 최종 조정하여 펄스 폭을 변화시켜서 인버터부 출력 전압을 변화시키며, 동시에 주파수를 제어하는 방식이다.

3. VVVF 적용 고찰

가. 대상기기 적용 기준

(1) 일반적 기준

VVVF 적용과 관련 과거 연구 자료를 조사한 결과 현재까지 체계적인 엔지니어링 검토방법은 없었으며 적용시 검토해야할 사항을 부분적으로 언급하였으며 이를 요약 정리하면 아래와 같다. Instrument Engineers' Handbook CH 8 Pump Control에 의하면 "유체가 일반적인 배관 마찰 시스템에 의하여 분배된다면 펌프의 연평균 부하가 펌프 용량의 80% 이하일 때, VVVF를 적용할 경우 펌프는 운전비를 감소시킬 수 있으며 이 때 투자회수기간은 근사적으로 3년 정도 된다."라고 하였다. 한국전력공사 연구보고서 '대용량 인버터 적용타당성 조사 연구'에 의하면 투자회수기간이 약 2-3년 정도일 경우 투자성이 매우 우수하며 계획적인 투자가 필요함을 제시하고 있다.

<표 2> VVF 도입시 투자회수기간 검토

투자회수기간	적용검토 결과	검토의견
○ 1년 이내	- 즉시 투자	- 장, 단기 절전효과로 분석 필요
○ 2-3년 이내	- 투자성 매우 우수	- 계획적인 투자 필요
○ 3-5년 이내	- 투자성 보통	- 계획적인 투자 필요
○ 5-7년 이내	- 투자성 낮음	- 투자비 재검토 필요

그 밖에 전기기술시리즈 효율향상기법 제 4권 제8장 "전동 설비에서의 에너지 절감" 부분과 월간 "계장기술" 잡지에 실린 연구 논문들을 요약하면 아래와 같은 일반 기준을 세울 수 있다. 그러므로 VVVF 도입을 통하여 동력을 절감하기 위해서는 반드시 아래의 기준을 만족하여야 설비의 경제성을 확보할 수 있고 효율적인 동력 절감이 가능하다고 판단된다.

- 제곱 저감 부하 특성을 가지며 정속도제어 개념 (설비 토출 측에 각종 제어 밸브를 통하여 제어)으로 설비를 운전한다
- 가동시간이 길며 부하 변동이 상대적으로 클 때
- 용량이 정상 운전에서 요구되는 용량보다 큰 경우
- 연평균부하가 설비 용량의 80% 이하일 때
- 투자회수기간이 3년 미만 일 때

(2) 기술적 선정기준

위의 일반적 기준은 제곱부하 특성을 갖는 원심형 기기(팬, 블로워, 펌프 등) 전반에 대한 기준이며 기술

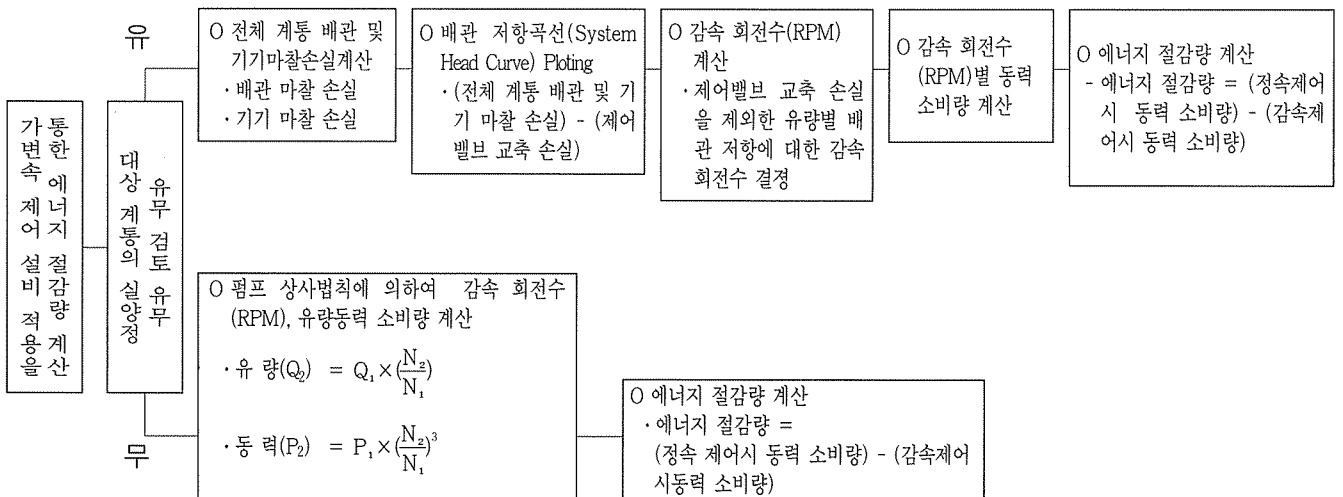
적 선정 기준은 원심형 기기 중에서 펌프에 대한 보다 자세한 기준을 기존의 연구 논문을 통하여 정리한 것이다.

- 펌프 회전수 제어는 배관저항곡선이 원점을 지나 는 2차 곡선에 가까운 배관 계통에 효과가 있지만 흡입 또는 토출 압력을 일정하게 유지해야 하는 곳이나 실양정(Static Head)이 큰 곳에는 회전수 변화에 대한 양정 변화가 크므로 회전수의 변속 범위가 좁게되어 효과적이지 못하다.
- 펌프 전양정(Total Head)은 실양정과 배관마찰손실의 합으로 나타낼 수 있다. 전양정에서 실양정이 차지하는 비율이 크며 배관 관로 길이가 짧을 경우 전양정의 대부분을 실양정이 차지하게 되어 저항곡선은 거의 수평으로 되며 유량이 변동되어 도 전양정의 변화가 거의 없으므로 회전수 제어를 하면 양정이 저하되어 양수 불능 상태가 되거나 운전점의 효율이 최고 효율점에서 떨어져 에너지 절감을 기대하기 어렵다.
- 배관의 길이가 길며, 유량 조절을 대수로 제어하는 할 경우 각 운전점은 효율이 좋지 않은 점에서 운전되므로 VVVF 적용이 유리하다.
- 모든 회전기기는 기기 자체의 고유진동수가 있는데 감속 영역에서 공진 여부와 감속에 따른 전동기 내부 권선 온도 상승 등의 문제를 면밀히 분석하여야 한다.

나. 에너지 절감량 분석

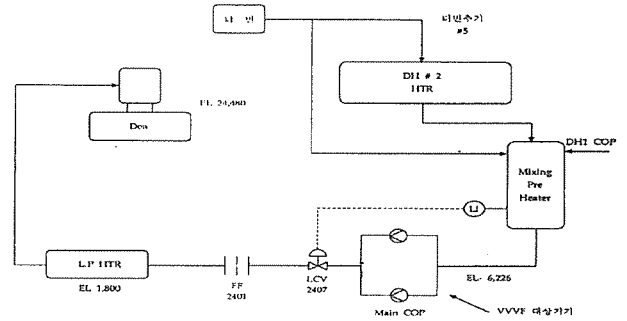
(1) 에너지 절감량 분석 절차

<그림 5> 에너지 절감량 분석 절차



(2) 주응축수 시스템 개요

DH #1 응축수 펌프로부터 이송된 응축수와 DH #2 Heater로부터 응축된 응축수가 Mixing Pre Heater로 집수되어 터빈 추기 #5 증기로 탈기되며, 주응축수 펌프에 의하여 저압가열기(Low Pressure Heater)에서 가열되어 탈기기 & 저장탱크 (Deaerator & Storage Tank)로 이송된다. 탈기기로 이송된 응축수는 탈기, 가열되어 보일러 급수펌프에 의하여 주보일러 절탄기(Economizer) 부분으로 이송된다.



<그림 6> 주응축수 계통도

(3) 주응축수 시스템 주요 설비 사양

(가) 응축수 펌프

1) 운전조건

- 용 량 : 180 T/h
- 온 도 : 125 °C
- 전 양 정 : 105 M
- 흡입압력 : 0 kg/cm²
- 토출압력 : 10.5 kg/cm²
- NPSHre : 3 M

2) 성능

- 속 도 : 1800 RPM
- 효 율 : 58 %

- 축동력 : 88,526 KW

(나) 전동기

- 동 력 : 3상, 440 V, 110 KW
- 동기속도 : 1800 RPM
- 효 율 : 93 %
- 극 수 : 4극
- 절연등급 : B

(다) 제어밸브(LCV-2407)

	최대 유량	정상 유량	최소 유량
	177 T/h	160.7T/h	55.08 T/h

- 입구 압력 11.5 11.5 12
- 압력 손실 0.97 1.07 4

(라) 유량계(FE-2401)

1) 기초 자료

- d/D Ratio : 0.6910027(d : 내경, D : 외경)
- Element Bore : 106,4014 mm
- Thickness : 3 mm

2) 공정 자료

- 유체 온도 : 104.5 °C
- 유체 점도 : 0.28 cP
- 흐름 압력 : 8.95 kg/cm²
- 최대 유량 : 2000 m³/h
- 차압 범위 : 4000 mm-H₂O

(마) 저압가열기

1) 사 양

- 규 격 : ID 889 * 5617
- Type : 수평형
- 전열면적 : 187.7 m²
- 설계온도 압력
 - ① Shell Side : 5 & F.V kg/cm² / 225 °C
 - ② Tube Side : 12 kg/cm² / 165 °C

2) 성능 DATA

<표 3> 저압가열기 성능 자료

구 분	동체 측	TUBE 측
유 체 명	증기	응축수
유체량(kg/h)	9,760	148,720
입구 엔탈피(kcal/kg)	647.6	89.6
출구 엔탈피(kcal/kg)	93.6	125.9
입구 온도(°C)	133.1	89.6
출구 온도(°C)	93.5	125.6
운전 압력(kg/cm ²)	2.9	10.0
유체 속도(m/sec)	-	1.55
압력 손실(kg/cm ²)	0.14	0.5

(4) 에너지 절감량 계산

(가) 실양정 검토

앞에서도 설명하였듯이 에너지 절감량을 파악하기 위한 첫 단계로 실양정 유무 및 정도를 파악하여야 한다. 펌프의 전양정은 아래 식으로 표현할 수 있다.

$$\text{전양정} = \text{실양정} + \text{배관마찰손실수두}$$

주응축수 계통에서 실양정은 Mixing-Pre-Heater에서 탈기기의 위치 수두(Elevation Head)와 탈기기 운전 압력으로 구성된다.

$$\text{실양정} = \text{위치 수두} + \text{탈기기 운전압력}$$

위치 수두는 거의 일정하다고 할 수 있으나 탈기기 운전 압력은 가변하는 특성을 갖고 있다. 터빈/발전기 정격 출력에서는 터빈 추기 #3 Line에서 탈기용 증기를 공급하며 저부하로 운전할 때는 별도의 10 kg/cm² 증기 헤더에서 탈기용 증기를 공급하는데 두 경우 증기 공급 압력의 차이가 있다. 그 동안 운전 자료를 바탕으로 터빈/발전기 부하별 실양정 변화를 정리하면 아래와 같다.

<표 4> 터빈/발전기 부하별 탈기 증기 압력 변화

구 분	저부하 (12-15MW)	중부하 (20-30MW)	고부하 (40-43MW)	비 고
위치수두 (주응축수 펌프 - 탈기기)	30.7 M	30.7 M	30.7 M	- 주응축수 펌프 Elevation : EL-6226 - 탈기기 Elevation : EL 24,480
탈기용 증기 공급 압력(kg/cm ²)	12-15 K (12-15 M)	22-25 K (22-25 M)	35-37 K (35-37 M)	
실양정	42.7-45.7M	52.7-55.7M	65.7-67.7M	
탈기용 증기 공급 원	10 K HDR	10 K HDR or 추기 #3	추기 #3	

(나) 계통 배관 및 기기 마찰손실계산

<표 5> 주응축수 계통마찰손실

구 분	유량(T/h)					
	180	160	140	120	100	80
펌프 양정	105	109	115	118	123	125
실양정	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7 (52)
유량계 마찰 손실	3.2	2.53	1.94	1.42	0.99	0.63
저압가열기 마찰 손실	8.37	6.64	5.07	3.68	2.58	1.65
배관 마찰 손실	11.62	9.17	6.99	5.38	3.71	2.54
제어밸브 마찰 손실	16.11	24.96	35.3	41.82	50.56	54.48 (68.18)

(다) 감속회전수(RPM) 결정

서두에서도 논의하였듯이 감속의 개념은 제어밸브의 마찰 손실 수두를 절감하는 것으로 펌프의 유량별 양정에서 계통 전체 마찰 손실 중 제어밸브의 마찰 손실을 뺀 나머지 수두에 해당하는 회전수를 결정하는 것이다. 위의 펌프 상사 법칙 중에서 아래의 식(1)을 새로운 감속회전수(N2)에 대하여 정리한 식(2)에 의하여 구할 수 있다. 이 때 새로운 감속회전수에 의한 전양정(H2)는 계통의 전체 마찰 손실 중에서 제어밸브의 마찰 손실을 뺀 수두라고 하겠다.

$$\text{전양정}(H_2) = Q_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (1)$$

$$\text{감속회전수}(N_2) = \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} \times N_1^2 \quad (2)$$

<표 6> 유량별 감속 회전수 계산

구분 \ 유량(T/h)	180	160	140	120	100	80
펌프 양정(M)	105	109	115	118	123	125
제어밸브 마찰 손실(M)	16.11	24.96	35.3	41.82	50.56	54.48 (68,18)
펌프 감속 수두:H2(M)	88.89	84.04	79.7	76.18	72.44	70.52 (56,82)
펌프감속회전수:N2(RPM)	1610	1565	1524	1490	1453	1434 (1287)
감속비율(%)	92	89.4	87.08	85.14	83.02	81.94 (73,54)

(라) 감속회전수별 동력 소비량 및 에너지 절감량 계산

감속회전수에 따른 동력 소비량은 펌프의 상사법칙(Affinity Law)의 아래 식에 의하여 구할 수 있다. 이는 이론적인 동력소비량이며 실제 절감량을 분석하기 위해서는 VVVF 효율을 고려하여야 한다. 현재 각종 연구자료 조사 결과 가변속 제어설비에 대한 적용 실증 실험 결과는 있어도 효율에 대하여 명확히 정의된 연구자료는 없는 것으로 사료된다. 그러나 1999년 에너지관리공단에서 배포한 “감속 회전비별 VVVF의 효율자료”를 참조하였다. 그러므로 식(1)을 인버터 효율로 나누면 VVVF를 사용할 때의 동력소비량 이라고 할 수 있다. 전동기의 동력소비량은 아래 표와 같다.

$$\text{가변속 제어시 소비동력}(P_2) = P_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (1)$$

P1 : 정속제어시 전동기 소비동력(KW)

$$\text{VVVF 적용시 소비동력}(P_3) = P_2 / \text{VVVF 효율} \quad (2)$$

<표 7> 가변속 제어 설비 적용시 소비동력 변화

구분 \ 유량(T/h)	180	160	140	120	100	80
정속제어시 축동력(KW)	89	83	82.7	77	72.8	69.8
VVVF 사용시 이론 축동력 : P2(KW)	69.3	59.4	54.6	47.5	41.7	38.4 * 27.8
VVVF 효율(%)	95	95	95	95	95	92
VVVF 사용시 축동력 : P3(KW)	72.9	62.5	57.5	50	43.9	41.7 * 30.2
동력 절감량(KW)	16.1	20.5	25.2	27	28.9	28.1 39.6

4. 경제성 평가

가. 경제성 평가방법

(1) 투자 회수기간법

대안의 비교에서 가장 많이 쓰이는 방법 중에 하나로 이것은 총 투자액이 완전히 회수될 때까지의 시간을 측정함으로써 대안을 비교하는 방법이다. 자본비용이나 제한된 자원에 대한 여러 곤란한 상황(이율, 투자위험)들을 고려할 필요가 없다는 것이 이 방법의 장점이라고 할 수 있다. 이것은 주로 소규모 투자 안에 대하여 단순하게 쓰이며 회사내에서도 부또는 과 단위에서 투자에 대한 외부의 간섭 없이 어느 예산한도 내의 투자 안에 대하여 독단적으로 결정하는 방법으로 쓰일 수 있다. 회수기간을 간단히 정의하면 다음과 같다.

$$\text{회수기간} = \frac{\text{투자액}}{(\text{연수입} - \text{연지출})} = \frac{\text{초기비용}}{\text{연간순익}}$$

나. 투자 대안

(1) 투자(안)

현재 설치된 주응축수 펌프 2대 중 1대에 VVVF를 설치하여 운전한다.

(2) 투자 가정

(가)가변속 제어설비(VVVF)가 설치될 펌프 1기를 연속적으로 운전 함.

(나)향후 전력요금의 인상요인이 있으나 현재 (2000. 6월)의 전력요금 체계를 기준으로 경제성을 평가한다.

다. 설비 운전시간

(1) 하절기(6, 7, 8월)

CHP 시스템의 경우 하절기 전력 생산을 추종하여 운전함에 따라 전력단가가 높은 낮 시간대에는 터빈/

발전기 출력을 최대 하에 운전하고 전력단가가 낮은 밤 시간대에는 최소부하로 운전 함.

(2) 춘, 추 절기(4, 5, 9, 10월)

CHP 시스템의 경우 하절기처럼 전력 생산을 추종하여 운전함을 기본으로 하며 일부하 운전 기준으로 하여 전력단가가 가장 높은 저녁시간대에는 전력을 최대 생산하며 나머지 시간대에는 최소부하로 운전한다.

(3) 동절기(11, 12, 1, 2 월)

동절기에는 열공급 성수기로 열부하 추종운전을 기본으로 하나 CHP에서 생산하는 열이 약 70 Gcal/h 인 반면 열수요는 이를 초과하여 24시간 최대부하로 연속운전을 한다.

라. 예상 운전시간

(1) 하절기(7, 8월) 운전

- 최대부하 운전 : 14 시간/일 * 31일 * 2개월 = 868 시간
- 저부하 운전 : 10 시간/일 * 31일 * 2개월 = 620 시간
- KW당 평균단가
①심야 28.3원 ②주간 82.5원 ③저녁 55.6원

(2) 춘, 추절기(4, 5, 6, 9월)

- 최대부하 운전 : 14 시간/일 * 30 일 * 3 개월 = 1260 시간
- 저부하 운전 : 10 시간/일 * 30 일 * 3 개월 = 900 시간
- KW당 평균단가
①심야 28.3원 ②주간 45.7원 ③저녁 55.6원
*계획예방점검 및 보수공사 1개월 고려하였음.

(3) 동절기(1, 2, 3, 10, 11, 12월)

- 최대부하 운전 : 24 시간/일 * 30 일 * 6월 = 4320 시간
- KW당 평균단가
①심야 28.3원 ②주간 51.9원 ③저녁 43.9원

마. 초기 투자비

(1) 전동기 속도제어시스템(VVVF) 가격

- 110 KW 용량 : 28,000,000원
- 설치비 : 4,000,000원
- 합 계 : 32,000,000원

바. 동력 절감량과 절감액

<표 8> 연간 동력 절감량과 절감액

구 분	운전시간(h)	동력 절감량(KWH)	동력절감액(원)
하 절 기	1,488	42,346	2,026,066
춘, 추절기	2,160	61,470	2,262,105
동 절 기	4,320	88,560	3,889,260
총 계	7,968	192,376	8,177,431

사. 투자회수기간 분석

$$\begin{aligned} \text{투자회수기간} &= \frac{\text{투자액}}{(\text{연수입} - \text{연지출})} = \frac{\text{초기비용}}{\text{연간순익}} \\ &= 32,000,000\text{원} / 8,177,431\text{원} = 3.91\text{년} \end{aligned}$$

III. 결 론

1. CHP 설비, 열전용보일러 설비, DH 설비 모두를 갖고 있는 한국지역난방공사 수원지사의중, 소형 펌프로 구성되는 계통을 대상으로 VVVF 설비의 적용을 검토한 결과 CHP 시스템의 주응축수 계통이 가장 타당한 것으로 검토되었다.
2. 주응축수 펌프를 대상으로 각종 설비와 배관의 마찰 손실을 고려하여 펌프의 감속 회전수에 따른 동력 절감을 분석한 결과 아래 표와 같다.

구 분 \ 유량(T/h)	180	160	140	120	100	80
펌프감속회전수:N2 (RPM)	1610	1565	1524	1490	1453	1434 (1287)
감속비율(%)	92	89.4	87.08	85.14	83.02	81.94 (73.54)
동력 절감(KW)	16.1	20.5	25.2	27	28.9	28.1 39.6

3. 당초 VVVF 설비는 중·저 부하로 장시간 운전되는 설비에 적용하는 것이 타당한 것으로 사료되어 대상기기를 선정하였으나 본 연구에서 검토한 결과 주응축수 펌프는 터빈 발전기 정격부하에 따른 유량 150 - 160 T/hr 에서도 현재의 정속 제어(LCV 제어) 방식보다 약 21 KW 정도 절감되는 것으로 분석되었으며, 터빈 발전기 최소부하에 따른 유량 70 - 80 T/hr 에서는 약 40.5 KW 정도 절감되는 것으로 분석되었다. 정격부하 유량에서도 동력이 절감되는 것은 설계시 배관 및 각종 설비의 안전율을 고려하여 다소 과대하게 설계되어 있기 때문이며, 최소부하에서는 펌프 토출측의 제어밸브 교축 손실에 해당되는 회전수 감

속에 따른 동력이 절감되는 것으로 분석되었다.

구 분	운전시간(h)	동력 절감량(KWH)	동력절감액(원)
하 절 기	1,488	42,346	2,026,066
춘, 추절기	2,160	61,470	2,262,105
동 절 기	4,320	88,560	3,889,260
총 계	7,968	192,376	8,177,431

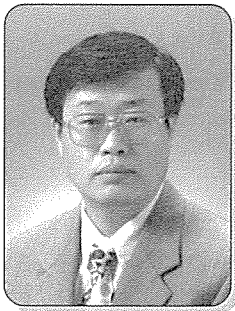
4. 연간 절감되는 동력량과 금액은 약 192,376 KWH/년, 8백2십만원/년이다. 경제성 분석 방법으로는 투자 회수기간법으로 검토하였으며 투자 회수기간은 은 약 3.9 년 정도로 계산되었다.
5. VVVF 설비의 적용에 따른 에너지 절감량에 비하여 투자회수기간이 길게 나타난 것은 첫째 아직도 VVVF 설비의 가격이 고가이며, 둘째 터빈 발전기가 저부하로 운전되는 시간이 심야에 집중되어 있어 절감되는 금액은 상대적으로 적다고 하겠다. 그러나 현재 이자율이 낮아지는 경향과 향후 전력산업 구조 개편 이후 전력요금이 인상된다면 보다 경제성이 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. 전기기술시리즈 효율향상기술(4) - 기전연구소

2. 대용량인버터 적용타당성 조사연구 - 한국전력공사 수요관리실(2000.8)
3. 전동기 제어장치 보급 및 사용행태 조사연구 - 한국전력공사 전력경제처(1997.9)
4. 전력기술 Workshop 가변속장치 이용기술 - 한국전력공사 기술연구원(1989.12)
5. 동력 절약형 교류 가변속 장치의 적용 연구 - 유종주, 한병성 전북대 공대 전기공학과
6. 펌프, 팬의 VVVF 변속제어에 의한 절약 연구 - 최수현, 조성권 한국동력자원연구소
7. 유체기계 인버터 적용 사례 - 계장기술 2000년 6월호 - 한용환 (주) YTC EN-Tech
8. 인버터 응용메뉴얼, 장승식 - 기다리
9. 유체역학 - Victor L. Streeter, 손병진(1992), 회중당
10. 호성펌프편람 - 호성중공업(1994)
11. 경제성공학 - 함효준(1998), 동현 출판사
12. 열교환기 이론과 설계 - 민의동(1989), 화학공업조사회
13. Instrument Engineers' Handbook - Bela G.Liptak(1985), Chilton Book company
14. Control-Valve Selection and Sizing - Les Driskell(1983), Instrument Society of America
15. Pump Handbook - Igor J. Karasik(1985), McGraw-Hill Book Company

회전체의 진동 분석과 그 대책(III-II)



한전 전력연구원 발전연구실
발전설비지원그룹 과장 조철환
Tel : (042)865-5322

4.2.4. 파형(Waveform)

비록 진폭대 주파수(스펙트럼) 특성에 의한 진동분석이 기계 진동문제 해결에 유용하지만 때로는 특별한 운전조건에서 운전되는 기계의 결함을 진단하고 운동특성(Dynamic Behavior)을 연구하기 위한 또 다

른 정보가 필요한데, 그림 4.11과 같이 진동의 Time Waveform을 관찰하는 것이 도움이 된다. Waveform의 수직축은 진폭이고 수평축은 시간을 나타낸다.

어떤 기계적 문제는 주파수는 같더라도 운동특성(Dynamic Behavior)은 아주 다르다. 예를 들어 기어에서 하나의 이가 변형되거나 손상된 경우 그이는 매 회전시마다 맞물리는 기어에 충격을 가하여 1×RPM의 진동주파수를 발생시킬 것이다. 이것은 Unbalance에 의한 진동으로 잘못 판단할 수 있다.

그러나 Waveform으로 보면 손상된 기어에 의한 진동과 Unbalance에 의한 진동은 그림 4.12와 같이 확연히 구별된다. Unbalance에 의한 진동은 정현 곡선 모양인 반면에 손상된 기어에 의한 진동은 못과 같은(Spike-Like)모양이다.