



## 저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

2019년 8월  
석사학위논문

# 급수승압펌프 전단 스트레이너 구조 변경을 통한 운전성능 향상에 관한 연구

조선대학교 대학원

원자력공학과

허 민 혁

# 급수승압펌프 전단 스트레이너 구조 변경을 통한 운전성능 향상에 관한 연구

A study on the improvement of operating performance by changing the structure of strainer installed at the feedwater booster pump

2019년 08월 23일

조선대학교 대학원

원자력공학과

허 민 혁

# 급수승압펌프 전단 스트레이너 구조 변경을 통한 운전성능 향상에 관한 연구

지도교수 김 진 원

이 논문을 공학 석사학위신청 논문으로 제출함

2019년 4월

조선대학교 대학원

원자력공학과

허 민 혁

## 허민혁의 석사학위논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 정운관 (인)

위 원 조선대학교 교수 나만균 (인)

위 원 조선대학교 교수 김진원 (인)

2019년 5월

조선대학교 대학원

## 목 차

표 목차 .....	iii
그림 목차 .....	iv
ABSTRACT .....	v
제 1 장 서 론 .....	1
제 1 절 연구배경 .....	1
제 2 절 연구목적 및 방법 .....	1
제 3 절 주급수 계통설명 및 설계기준 .....	2
1. 주급수 계통설명 .....	2
2. 설계 기준 .....	3
제 2 장 기존 스트레이너 현황 및 문제점과 개선 .....	4
제 1 절 기존 스트레이너 기능 및 사양 .....	4
1. 스트레이너 설치 위치 및 기능 .....	4
2. 스트레이너 사양 및 구조 .....	4
제 2 절 문제점 분석 .....	5
1. 현 상태 및 문제점 .....	5
2. 스트레이너 여과망 손상 원인 .....	5
제 3 절 스트레이너 구조 개선 .....	6
제 3 장 스트레이너 개선에 따른 유동분석 및 구조 건전성 평가 .....	8
제 1 절 유체 유동분석 .....	8
1. 유체 유동분석을 위한 설계 조건 .....	8
2. 분석조건 .....	10
3. 해석결과 .....	12
제 2 절 구조 건전성 분석 .....	16
1. 구조분석을 위한 설계 조건 .....	16
2. 분석조건 .....	17

3. 해석결과 .....	19
제 4 장 스트레이너 내부 구조 개선시 계통에 미치는 영향 검토 .....	25
제 1 절 전양정(TDH) 영향 및 급수 승압펌프 유효흡입수두 영향평가 (출력운전조건) .....	25
1. 영향평가 방법 .....	25
2. 평가결과 .....	26
제 2 절 급수 승압펌프 유효흡입수두 영향평가(과도조건) .....	27
1. 영향평가 방법 .....	27
2. 평가결과 .....	28
제 3 절 배관 응력에 미치는 영향평가 .....	31
1. 요건 .....	31
2. 해석방법 .....	32
3. 해석결과 .....	33
제 5 장 결 론 .....	36
참고문헌 .....	37

## 표 목 차

Table 2.1 Comparison table before and after improving the strainer .....	6
Table 3.1 Fluid property value .....	8
Table 3.2 Strainer porous coefficient .....	9
Table 3.3 Strainer design data .....	9
Table 3.4 Mesh property .....	11
Table 3.5 Boundary conditions of analysis .....	12
Table 3.6 Results of selected node pressure under clean condition(Normal condition) .....	13
Table 3.7 Results of selected node pressure under clean condition(Design condition) .....	13
Table 3.8 Results of selected node pressure under 50% clogged condition(Normal condition) .....	14
Table 3.9 Results of selected node pressure under 50% clogged condition(Design condition) .....	15
Table 3.10 Results of differential pressure of fluid flow analysis .....	15
Table 3.11 Material properties and strength .....	17
Table 3.12 Mesh property .....	18
Table 3.13 Calculated pressure for each case .....	19
Table 3.14 Stress at interested points of clean condition(Normal condition) .....	20
Table 3.15 Stress at interested points of clean condition(Design condition) .....	21
Table 3.16 Stress at interested points of 50% clogged condition(Normal condition) .....	22
Table 3.17 Stress at interested points of 50% clogged condition(Design condition) .....	23
Table 3.18 The ratio of interested point stress to the design stress in accordance with stress intensity .....	24
Table 4.1 Operation conditions .....	25
Table 4.2 Calculation result of total head for main feed water pump .....	26
Table 4.3 NPSH evaluation for feed water booster pump .....	26
Table 4.4 NPSHav calculation(Case 1 : Turbine trip at VWO load & two FWBP's operating) .....	28
Table 4.5 NPSHav calculation(Case 2 : Loss of one of two FWBP/FWP trains operating) .....	29
Table 4.6 Minimum differential pressure calculation result .....	30
Table 4.7 Maximum stress for each code equation .....	33
Table 4.8 Deaerator storage tank B suction outlet nozzle load check .....	33
Table 4.9 Feed water booster pump A, B, C suction nozzle load check .....	34



## 그 립 목 차

Fig. 1.1 Schematic diagram of feed water system .....	2
Fig. 2.1 Strainer sectional drawing and structure .....	4
Fig. 2.2 Damaged strainer filter mesh .....	5
Fig. 2.3 Strainer drain .....	6
Fig. 2.4 Improved strainer structure .....	7
Fig. 3.1 3D model of flow region .....	10
Fig. 3.2 Generate mesh .....	10
Fig. 3.3 Boundary conditions .....	11
Fig. 3.4 Pressure distribution under clean condition(Normal condition) .....	12
Fig. 3.5 Pressure distribution under clean condition(Design condition) .....	13
Fig. 3.6 Pressure distribution under 50% clogged condition(Normal condition) .....	14
Fig. 3.7 Pressure distribution under 50% clogged condition(Design condition) .....	14
Fig. 3.8 Strainer screen .....	17
Fig. 3.9 Generate mesh .....	18
Fig. 3.10 Support condition and pressure loads .....	19
Fig. 3.11 Total stress of clean condition(Normal condition) .....	20
Fig. 3.12 Total stress of clean condition(Design condition) .....	21
Fig. 3.13 Total stress of 50% clogged condition(Normal Condition) .....	22
Fig. 3.14 Total stress of 50% clogged condition(Design Condition) .....	23
Fig. 4.1 NPSHav VS NPSHre(Case 1 : Turbine trip at VWO load & two FWBP's operating) .....	29
Fig. 4.2 NPSHav VS NPSHre(Case 2 : Loss of one of two FWBP/FWP trains operating) .....	30

## ABSTRACT

A study on the improvement of operating performance by changing the structure of strainer installed at the feedwater booster pump

By Heo, Min Hyok

Adviser : Prof. Kim, Jin Weon, Ph. D.

Department of Nuclear Engineering,

Graduate School of Chosun University

The main feedwater system of nuclear power plants(NPPs) supplies the feedwater to two steam generators at the rated temperature, pressure and flow rate from the deaerator storage tank. Two motor-driven feedwater booster pumps and two turbine-driven main feedwater pumps play an important role in supplying the rated feedwater flow to the steam generator during normal power operation, and are a key system for safe operation of the NPPs. During normal operation, the strainer is installed at the front of the feedwater booster pump. Its function is to prevent the tubes of high-pressure heater, low-pressure heater, and steam generator from being damaged by the influx of foreign material.

However, since the strainer is vulnerable to reverse differential pressure, it may be damaged when the inverse flow path is formed during the operation and maintenance. This can lead to the inflow of foreign materials and the loss of the integrity of the system and components. As a result, damaged foreign materials are introduced into the system, making it difficult to secure integrity of the system and facilities. Recently, thus, improvement in the design of strainer has been attempted. This study performed the analyses to confirm the adequacy of design improvement in terms of structural integrity and system stability.

In order to evaluate the adequacy of the design improvement of strainer, the pressure difference between the inlet and outlet of the newly designed strainer

was analyzed under normal and design flow conditions with assumptions of 0% and 50% clogging. The stresses of the strainer by pressure difference were calculated, and the structural integrity of the strainer was confirmed for different operating conditions. Also, the effect of strainer on the total head and NPSH(Net Positive Suction Head) of the pump and on the stresses in the piping system were evaluated.

From the results of analyses, it was concluded that the design improvement of strainer has no negative effect on the structural integrity and system stability under normal and transient conditions. Thus it was expected that design improvement of strainer would contribute greatly to the safety operation of the NPPs.

# 제 1 장 서 론

## 제 1 절 연구배경

원자력 발전소의 주급수 계통은 정상 출력운전 중 탈기기 저장탱크로부터 2대의 전동기구동 급수 승압펌프와 2대의 터빈구동 주급수펌프를 이용하여 정격 온도, 압력 및 유량을 증기발생기에 공급하는 중요한 역할을 하므로 발전소 안전운전에 필요한 핵심 계통이다. 정상운전 중 급수 승압펌프 전단에 설치되는 스트레이너는 2차계통의 주요 설비인 고압급수가열기, 저압급수가열기 및 증기발생기에 이물질이 유입되어 이들 기기의 전열관이 파손되는 것을 방지하는 중요한 보호기능을 갖는다. 그러나 계통운전 또는 정비시 급수 승압펌프 전단에 설치된 스트레이너가 역방향으로 유로가 일시적으로 형성되는 경우 역방향 차압에 취약한 스트레이너 구조 특성상 스트레이너의 핵심 역할을 하는 여과망이 손상되어 2차계통의 주요 설비인 고압급수가열기, 저압급수가열기 등의 열교환기를 비롯하여 양질의 증기를 생산하기 위해 필요한 필수 설비인 증기발생기 내부로 손상된 여과망이 유입되어 전열관을 손상시키고, 스트레이너 후단에 설치된 주급수 펌프 및 급수 승압펌프의 임펠라를 손상시키는 등 발전소 주요 설비의 건전성을 확보할 수가 없다. 또한 증기발생기에 적절한 양의 급수가 공급되도록 급수량을 조절하는 역할을 하는 급수 조절밸브에 손상된 여과망이 끼어, 막힘으로 인해 유량형성이 원활하지 않아 발전소 출력 감발 또는 과도상태까지 발생할 수 있다.

## 제 2 절 연구목적 및 방법

이러한 문제점 개선을 위해 스트레이너 개선방안이 수립되었다. 본 연구에서는 스트레이너 개선에 따른 영향을 분석하고 이를 통해 개선된 스트레이너의 적용 가능성을 살펴보았다.

이를 위해 본 연구에서는 스트레이너 내부구조 변경에 따른 차압변화를 알아보기 위해 유체유동분석을 통해 정상 및 설계 유량조건에서 여과망 막힘이 없고, 50% 막힌 상태에서 스트레이너 입·출구의 차압값을 분석하였다. 그리고 스트레이너 구조의 건전성을 평가하기 위해 스트레이너 입·출구의 차압값을 적용하여 스트레이너의 각 위치별 응력변화를 분석하고, 스트레이너 입·출구 차압 증가로 인한 주급수펌프 전양정 변화를 계산하였으며, 출력운전조건에서 급수 승압펌프의 유효흡입수두에 대한 영향평가를 계산하였다.

또한 급수승압펌프 전단에 위치한 스트레이너의 차압이 반영되도록 입력데이터를 구성하여 차압이 증가될 경우 터빈 및 주급수펌프 트립시 배관계의 진공현상(Cavitation) 발생여부를 확인하였으며, 배관의 건전성을 확인하기 위해 하중 형태별 최대응력값을 허용응력값과 비교하여 모든 하중조건에서 허용응력을 만족하는지 여부를 확인하였다.

### 제 3 절 주급수 계통설명 및 설계기준

#### 1. 주급수 계통설명

주급수 계통에 의하여 온도 및 압력이 상승된 급수를 증기발생기로 공급하고, 적정 수준의 증기발생기 수위를 유지하는 것이 주급수계통의 주요 기능이다. 정상운전 중 급수 승압펌프의 흡입부는 탈기기 저장탱크로부터 복수를 공급받아 주급수펌프의 흡입부로 이송하며, 주급수펌프는 3단 고압급수가열기를 거쳐 가열된 급수를 2대의 증기발생기로 공급한다. 주급수 계통의 개략도를 아래 Fig. 1.1과 같이 나타내었다.

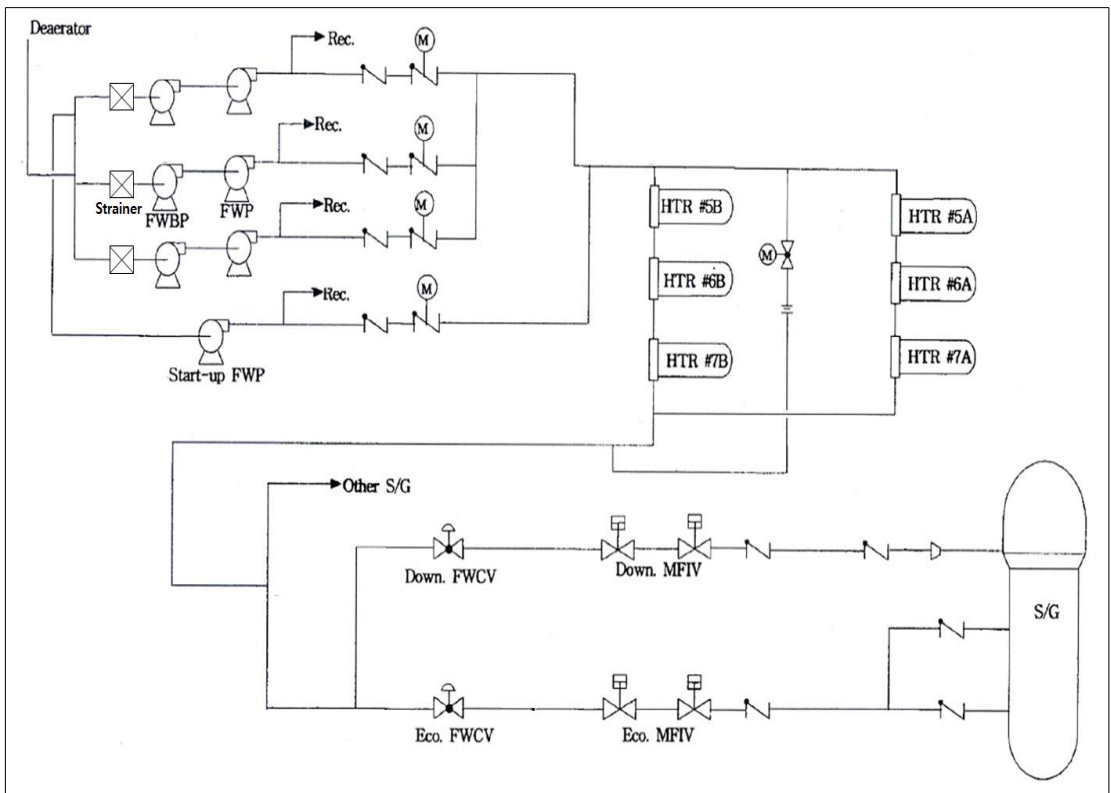


Fig. 1.1 Schematic diagram of feed water system

## 2. 설계 기준

(1) 주급수계통은 65% 용량의 터빈구동 변속 주급수펌프 2대, 65% 용량의 모터구동 변속 주급수펌프 1대 및 65% 용량의 모터구동 급수 승압펌프 3대로 구성되어 있으며, 3단 병렬계열로 구성된 3대의 밀폐형 고압급수 가열기(75% x 2, 총 6대)로 구성되어 있다. 주급수펌프와 급수 승압펌프의 유효흡입수두 저압에 의한 기기보호를 위해 연동 보호신호가 갖추어져 있다. 또한 유효흡입수두 저압 연동신호에 의한 급격한 정지로 인해 발생할 수 있는 기기손상으로부터 펌프를 보호하기 위해 시간지연 기능이 적절히 구성되어 있다.

(2) 주급수계통은 VWO(Valve Wide Open) 터빈부하 열평형도를 기준으로 설계되어 있다.

(3) 주급수계통은 수격작용에 의한 영향이 발생하지 않거나 최소화하도록 설계되어 있다.

(4) 1차측 관련 보조건물 및 하류측에 위치한 배관의 단일고장으로 발전소 안전정지에 영향을 주지 않도록 주급수계통의 배관계가 설계되어 있다.

(5) 주급수계통은 2대의 증기발생기 Economizer측 주급수제어밸브의 최대개방 조건에서 주급수펌프 2대가 최대유량 조건으로 운전되더라도 계통 최대유량이 140%를 초과하여 흐르지 못하도록 설계되어 있다.

(6) 주증기 배관파단 사고 시 파손된 배관이 연결된 증기발생기에 최대로 공급되는 주급수 유량은 정격 출력 유량의 260% 미만으로 설계되어 있다.

## 제 2 장 기존 스트레이너 현황 및 문제점과 개선

### 제 1 절 기존 스트레이너 기능 및 사양

#### 1. 스트레이너 설치 위치 및 기능

정상운전 중 급수 승압펌프 전단에 설치되어 2차계통의 주요 설비인 고압급수가열기, 저압급수가열기 등의 열교환기 튜브를 비롯하여 양질의 증기를 생산하기 위해 필요한 필수 설비인 증기발생기 튜브에 이물질이 유입되어 튜브가 파손되는 것을 방지하고, 증기발생기에 적절한 양의 급수가 공급되도록 급수량을 조절하는 급수 조절밸브에 이물질 등이 끼어 막힘으로 인해 유량형성이 원활하게 되지 않는 것을 방지하는 보호기능을 갖는다. 그리고 스트레이너에 설치된 배수라인은 스트레이너 내부 잔류중인 응축수 배수용으로 사용된다.

#### 2. 스트레이너 사양 및 구조

스트레이너는 Tee basket type이고 지름은 0.762 m 이며, 급수 승압펌프 전단 배관에 설치된다. 스트레이너 내부는 이물질이 계통 내부로 유입되는 것을 방지하기 위하여 0.23 $\phi$ 의 SUS304 재질의 wire를 엮어 제작한 망형태의 여과망이 설치된다. 여과망은 하중이나 외력에 대한 지지능력이 없어 정상유량방향의 여과망 뒤편에 1.5 mm 두께의 타공판(4.8 $\phi$ )을 이용하여 여과망을 구조적으로 지지 및 보호하는 역할을 수행한다. 스트레이너의 단면도 및 구조는 아래 Fig. 2.1과 같다.



Fig. 2.1 Strainer sectional drawing and structure

## 제 2 절 문제점 분석

### 1. 현 상태 및 문제점

계통운전 또는 정비시 스트레이너 역방향으로 유로가 일시적으로 형성되는 경우 역방향 차압에 취약한 스트레이너 구조 특성상 스트레이너 여과망이 손상되어 손상된 이물질이 계통 내부로 유입되어 계통 및 설비의 건전성을 확보하기가 어렵다.

### 2. 스트레이너 여과망 손상 원인

#### 가. 스트레이너 여과망 손상형태

스트레이너 여과망 손상부 및 회수된 손상 여재는 아래 Fig. 2.2와 같으며, 스트레이너 여과망 손상은 반구형태의 하부측에 집중되었고, 손상면적은 약  $0.0355 \text{ m}^2$  (19x19 cm 해당)이며, 대부분은 타공판을 통과하지 못하고 스트레이너 내부에 잔류하였다.

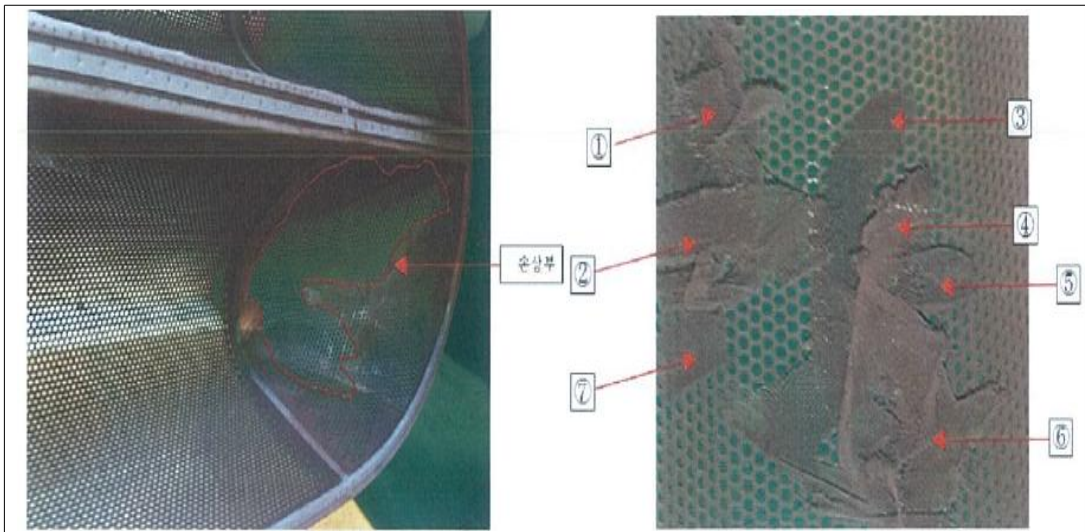


Fig. 2.2 Damaged strainer filter mesh

#### 나. 스트레이너 여과망 손상 원인

(1) 손상된 스트레이너 여과망은 유체 흐름이 정방향인 경우에는 스트레이너의 타공판에 의해 지지되므로 손상이 불가하지만, 역방향 흐름일 때는 여과망이 들뜨는 현상이 발생하며, 구조적인 하중지지가 불가한 형태이다.

(2) 아래 Fig. 2.3과 같이 스트레이너 하부에 설치된 배수배관을 통하여 배수를 할



경우, 약  $3 \text{ kg/cm}^2$  수준의 수두압 및 온도( $130 \sim 135 \text{ }^\circ\text{C}$ )에 따른 포화증기압이 존재하는 상태이다.

(3) 고온조건에서 약  $3 \text{ kg/cm}^2$  이상의 차압 조건 기준  $0.05 \text{ m}$  배수관의 유속은 약  $24 \text{ m/sec}$  이상의 고속이며, 배수관 위치가 손상된 소선여재 하부측과 가장 근접된 여재 하부측임을 고려하면, 소선여재 하부측에 빠른 유속에 의한 여재 들뜸 및 힘이 가해졌을 것으로 판단되며, 배수관 근처 하부영역이 포화증기압 이하로 감압되면서 증기화에 따른 충격 합력이 소선 여재에 가해져 손상을 가속화 시켰을 것으로 추정한다.

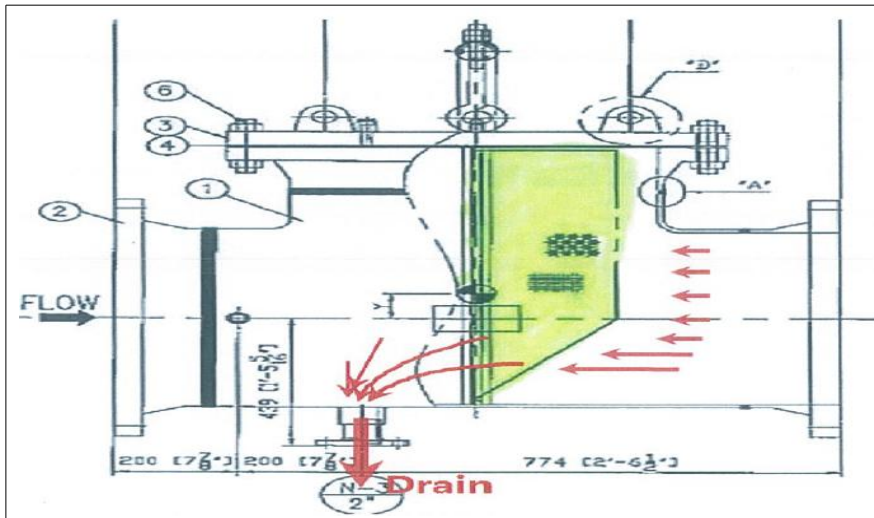


Fig. 2.3 Strainer drain

### 제 3 절 스트레이너 구조 개선

스트레이너 개선 전/후 사양을 비교하면 아래 Table. 2.1과 같다.

Table 2.1 Comparison table before and after improving the strainer

	타입	규격	여과망 사양	타공판 사양
개선 전	Tee Basket	0.762 m	재질 : SUS304 Mesh size : $0.23 \phi$	단일 타공판 - $4.8 \phi \times 1.5 \text{ mm}$
개선 후	Tee Basket	0.762 m	재질 : SUS304 Mesh size : $0.23 \phi$	이중 타공판 - 앞편 : $9 \phi \times 0.8 \text{ mm}$ - 뒤편 : $8 \phi \times 2.5 \text{ mm}$

개선된 스트레이너의 형태와 지름은 기존 스트레이너와 동일하며, 급수 송압펌프 전단 배관에 설치된다. 스트레이너 내부의 여과망은 기존 스트레이너와 동일하게 0.23 $\phi$ 의 304 스테인리스강 재질의 wire를 엮어 제작한 망형태의 여과망이 설치된다. 그러나 1.5 mm 두께의 단일 타공판(4.8 $\phi$ )으로 인해 기존 스트레이너에서 문제가 되었던 여과망 손상을 방지하기 위하여 여과망 뒤편에 2.5 mm 두께의 타공판(8 $\phi$ )과 앞편에 0.8 mm 두께의 타공판(9 $\phi$ )을 추가로 설치하여 더욱더 안전한 구조인 이중 타공판으로 변경하여 적용하였으며, 스트레이너 상부 지지대를 추가로 설치하였으며, 개선된 스트레이너 구조를 아래 Fig. 2.4와 같이 나타내었다.

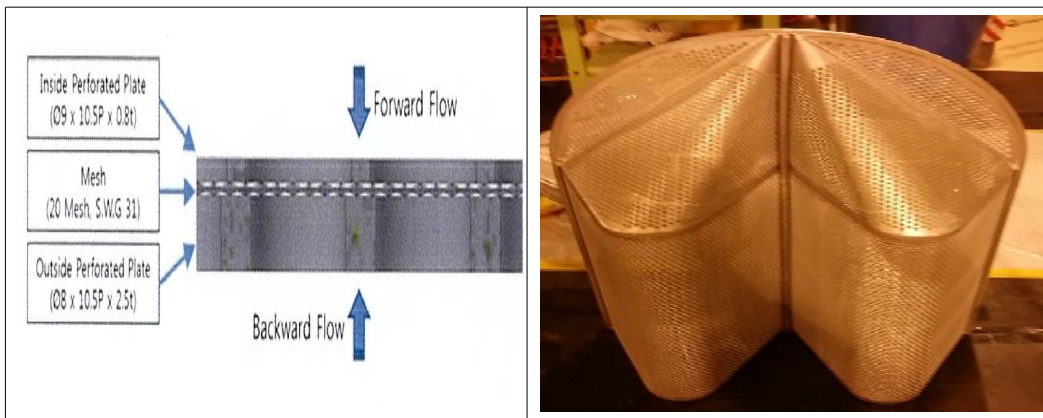


Fig. 2.4 Improved strainer structure

## 제 3 장 스트레이너 개선에 따른 유동분석 및 구조 건전성 평가

### 제 1 절 유체 유동분석

단일 타공판이 아닌 이중 타공판으로 개선된 스트레이너가 적용됨에 따라 스트레이너 전후단 유체 유동이 변화함과 동시에 유체 차압이 변화하게 됨으로 유동해석을 통하여 기존에 설치된 단일 타공판의 스트레이너 최대 차압값과 비교를 통하여 이중 타공판으로 개선된 스트레이너가 적용되어도 문제가 없음을 증명하기 위하여 유체 유동 분석을 수행하였으며, 범용 유한요소해석(Finite Element Analysis) 프로그램인 ANSYS code를 이용하여 각 조건별로 유체 유동을 분석하고 스트레이너 전후단의 차압값을 계산하였다.

#### 1. 유체 유동분석을 위한 설계 조건

##### 가. 유체특성

본 유동해석은 0.762 m 스트레이너의 설계온도가 148 °C 이지만, 유동해석을 위한 porous 계수를 찾기 위한 실험에 있어 유체 온도를 설계온도로 수행하기 어려워 실온(25 °C)의 급수 조건을 적용하였다.

25 °C, 150 °C에서의 유체 물성치는 아래 Table 3.1과 같으며, 25 °C 물의 물성치를 적용할 경우, 밀도와 점성계수가 150 °C 보다 크므로 차압효과가 더 보수적인 것을 확인할 수 있다.

Table 3.1 Fluid property value

유체	25 °C 급수	150 °C 급수
밀도(kg/m <sup>3</sup> )	996	916
점도(kg/ms)	0.899 x 10 <sup>-3</sup>	0.182 x 10 <sup>-3</sup>

##### 나. Porous 계수 산출

스트레이너의 porous coefficient( $\Delta P$ )는 아래 식(1)과 같이 계산하여 적용하며, 여

과망 막힘이 없을 경우와 50% 막힌 상태에서 관성 저항 계수(C) 및 점성 저항 계수(D)는 아래 Table 3.2와 같다.

$$\Delta P = (D \times \mu \times \Delta n \times \nu) + \left(\frac{1}{2} C \times \rho \times \Delta n \times \nu^2\right) \dots \dots \dots (1)$$

$\rho$  : 유체의 밀도( $kg/m^3$ )  $C$  : 관성저항계수  $D$  : 점성저항계수  
 $\Delta n$  : Porous Media 두께(m)  $\mu$  : 유체의 점성계수( $kg/ms$ )  $\nu$  : 동점성계수( $m^2/s$ )

Table 3.2 Strainer porous coefficient

막힘 상태	관성 저항 계수(C)	점성 저항 계수(D)
막힘없음	1,644	228,466,850
50% 막힘	15,435	417,986,569

#### 다. 스트레이너 설계 자료

스트레이너의 설계 자료는 Table 3.3과 같이 적용하였다.

Table 3.3 Strainer design data

구 분		스트레이너
온도(°C)	정상운전	136
	설계	148
유량 ( $m^3/sec$ )	정상운전	0.96
	설계	1.22
입구측 면적( $m^2$ )		0.43
입구측 유체 속도 (m/s)	정상운전	2.21
	설계	2.82
유체		청수

유체 유동분석을 위해 스트레이너에 적용된 유체는 청수이고 정상운전 조건에서 온도, 유량 및 입구측 유체속도는 136 °C, 0.96  $m^3/sec$  및 2.21 m/s로 적용하였으며, 설계조건에서 온도, 유량 및 입구측 유체속도는 148 °C, 1.22  $m^3/sec$  및 2.82 m/s를 적용하였다.

## 2. 분석조건

### 가. 3D 모델

해석 과정에서의 유동 안정화를 위해 아래 Fig. 3.1과 같이 스트레이너 전·후단 길이를 직경의 8배로 확장한 모델링을 적용하였으며, 스트레이너 전·후단 유동 확장 영역에서 직경의 4배 위치를 분할하여 해석결과를 도출하였다.

여과망의 이중 타공판은 porous 영역으로 타공이 없는 고체 형상이며, 스트레이너의 뼈대는 유동영역에서 제외한 모델링을 적용하였다.

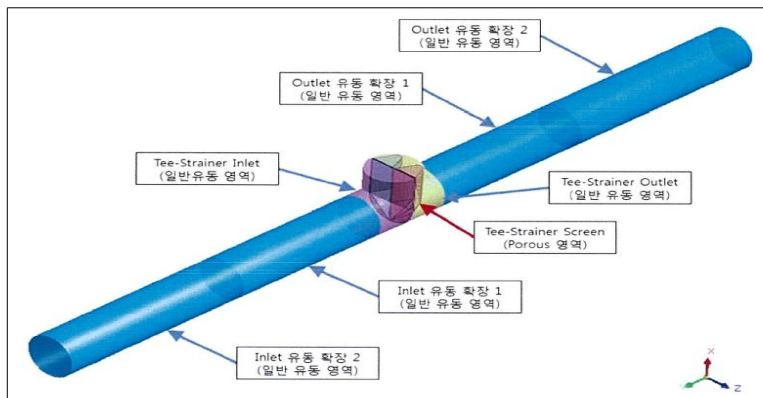


Fig. 3.1 3D model of flow region

### 나. 유한 요소 격자 생성

유동해석을 위한 요소분할은 아래 Fig. 3.2와 같이 part와 part의 인접면 맞춤과 절점 공유를 적용한 사면체 요소망을 이용하였으며, 각 영역별 적용된 mesh property는 아래 Table 3.4와 같다.

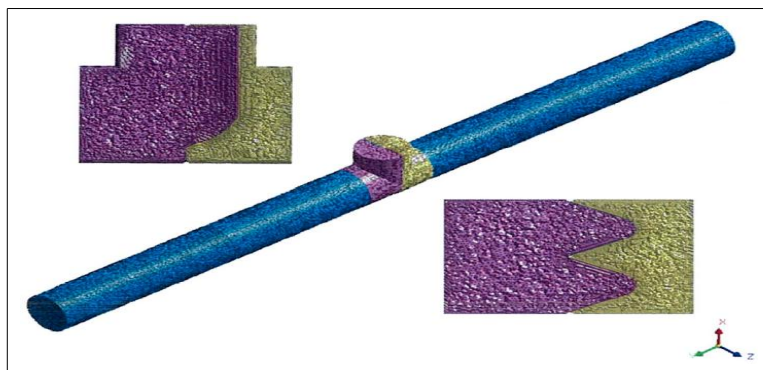


Fig. 3.2 Generate mesh

Table 3.4 Mesh property

구 분	Inlet 유동 확장 1,2	Outlet 유동 확장 1,2	스트레이너 입구	이중타공판	스트레이너 출구
재료	청수	청수	청수	청수	청수
특성	일반유동	일반유동	일반유동	Porous	일반유동
Nodes	141,233	141,180	289,572	41,483	227,915
Elements	766,539	766,206	1,618,551	121,440	1,224,917
Size(mm)	30	30	10	8	10

#### 다. 경계조건

여과망 막힘이 없는 상태 및 50% 막힘 상태에서 유동 상태별 압력변화를 분석하기 위해 아래 Table 3.5와 같이 경계조건을 적용하였으며. 경계조건에서 유체 유동은 아래 Fig. 3.3과 같이 정상상태(Steady-State)이고 유동상태는 난류유동( $k-\epsilon$  난류모델)이다.

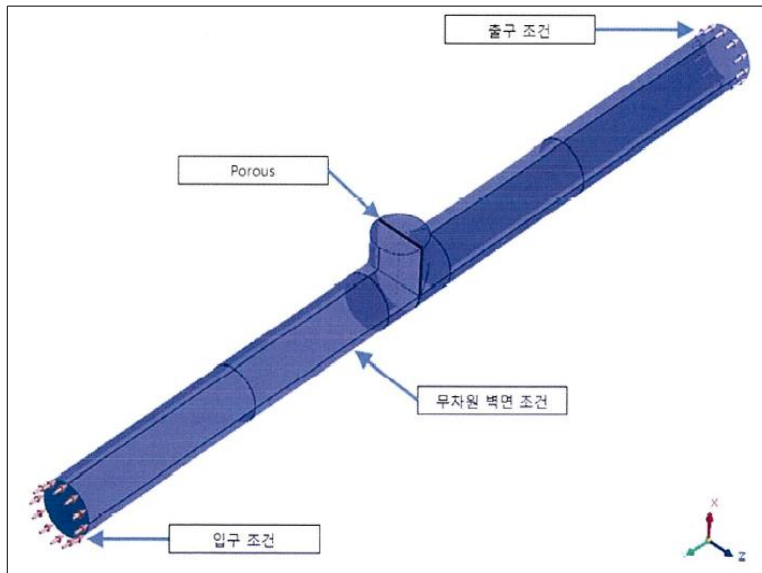


Fig. 3.3 Boundary conditions

Table 3.5 Boundary conditions of analysis

Plugging conditions		막힘없음		50% 막힘	
Porous 계수	관성저항	1,644		15,435	
	점성저항	$2.28 \times 10^8$		$4.17 \times 10^8$	
유동 상태		운전조건	설계조건	운전조건	설계조건
유량(m <sup>3</sup> /s)		0.96	1.22	0.96	1.22
입구측 유체 속도(m/s)		2.21	2.82	2.21	2.82
Case No.		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4

### 3. 해석결과

#### 가. 해석조건별 차압비교

(1) Case 1 : 정상 운전조건에서 여과망 막힘없음

정상 운전조건에서 스트레이너 여과망 막힘이 없는 경우 압력분포는 아래 Fig. 3.4와 같이 나타남을 확인하였다.

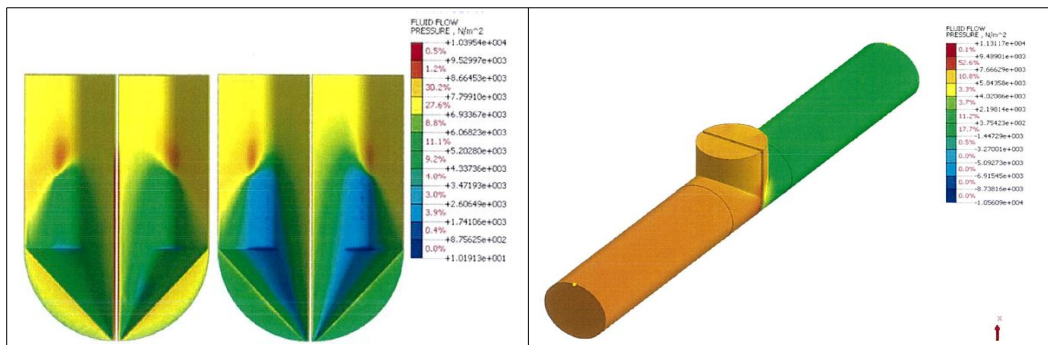


Fig. 3.4 Pressure distribution under clean condition(Normal condition)

스트레이너 입구 및 출구에서 평균 압력은 8,342 Pa 및 183 Pa로 차압은 8.2 kPa로 계산되었으며, 아래 Table 3.6과 같다.

Table 3.6 Results of selected node pressure under clean condition(Normal condition)

입구		출구	
Node	Pressure(Pa)	Node	Pressure(Pa)
834380	8,342	936713	182
834229	8,341	936766	177
834388	8,341	936695	185
834426	8,342	936589	184
834432	8,342	936729	183
평균	8,342	평균	183

(2) Case 2 : 설계조건에서 여과망 막힘없음

설계조건에서 스트레이너 여과망 막힘이 없는 경우 압력분포는 아래 Fig. 3.5와 같이 나타남을 확인하였다.

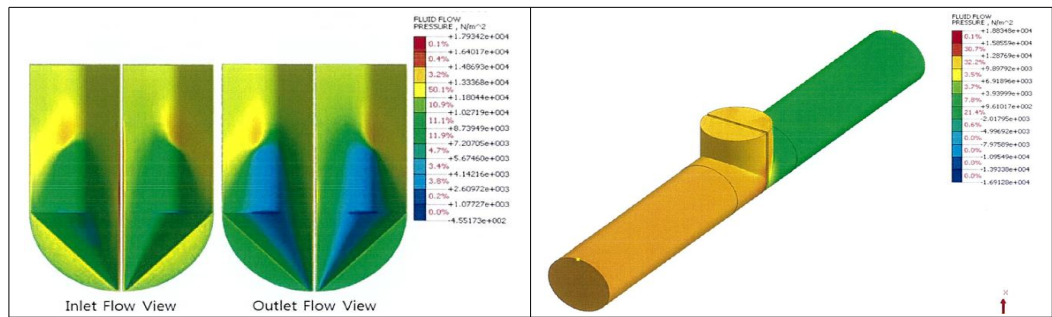


Fig. 3.5 Pressure distribution under clean condition(Design condition)

스트레이너 입구 및 출구에서 평균압력은 13,028 Pa 및 293 Pa로 차압은 12.7 kPa로 계산되었으며, 아래 Table 3.7과 같다.

Table 3.7 Results of selected node pressure under clean condition(Design condition)

입구		출구	
Node	Pressure(Pa)	Node	Pressure(Pa)
834380	13,028	936713	293
834229	13,027	936766	280
834388	13,027	936695	296
834426	13,028	936589	300
834432	13,028	936729	294
평균	13,028	평균	293



(3) Case 3 : 정상 운전조건에서 여과망 50% 막힘

정상 운전조건에서 스트레이너 여과망이 50% 막혔을 경우 압력분포는 아래 Fig. 3.6과 같이 나타남을 확인하였다.

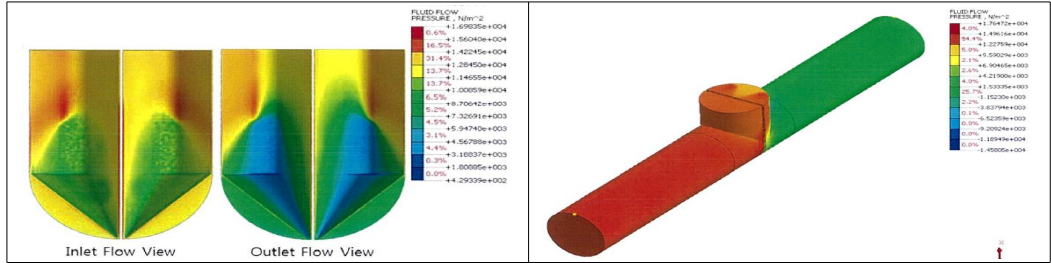


Fig. 3.6 Pressure distribution under 50% clogged condition(Normal condition)  
스트레이너 입구 및 출구에서 평균압력은 14,735 Pa 및 149 Pa로 차압은 14.6 kPa로 계산되었으며, 아래 Table 3.8과 같다.

Table 3.8 Results of selected node pressure under 50% clogged condition(Normal condition)

입구		출구	
Node	Pressure(Pa)	Node	Pressure(Pa)
834380	14,735	936713	145
834229	14,735	936766	155
834388	14,735	936695	147
834426	14,735	936589	145
834432	14,735	936729	151
평균	14,735	평균	149

(4) Case 4 : 설계조건에서 여과망 50% 막힘

설계조건에서 스트레이너 여과망이 50% 막혔을 경우 압력분포는 아래 Fig. 3.7과 같이 나타남을 확인하였다.

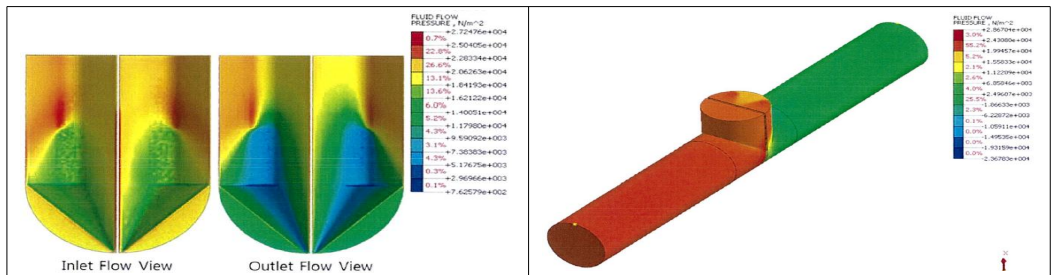


Fig. 3.7 Pressure distribution under 50% clogged condition(Design condition)

스트레이너 입구 및 출구에서 평균압력은 23,754 Pa 및 282 Pa로 차압은 23.5 kPa로 계산되었으며, 아래 Table 3.9와 같다.

Table 3.9 Results of selected node pressure under 50% clogged condition(Design condition)

입구		출구	
Node	Pressure(Pa)	Node	Pressure(Pa)
834380	23,754	936713	273
834229	23,754	936766	293
834388	23,754	936695	281
834426	23,754	936589	278
834432	23,754	936729	283
평균	23,754	평균	282

## 나. 해석결과

Porous 계수 산출 실험을 통하여 관성 저항계수와 점성 저항계수를 계산하고, 계산된 porous 계수를 적용한 스트레이너의 유동해석 결과에 따른 차압은 아래 Table 3.10과 같다.

Table 3.10 Results of differential pressure of fluid flow analysis

구 분		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
조건		정상운전 막힘없음	설계 막힘없음	정상운전 50% 막힘	설계 50% 막힘
유량(m <sup>3</sup> /s)		0.96	1.22	0.96	1.22
압력 (Pa)	입구	8,342	13,028	14,736	23,754
	출구	183	293	149	282
차압(kPa)		8.2	12.7	14.6	23.5

(1) 여과망 막힘이 없을 경우는 실험을 통하여 얻은 관성 저항계수(1,644)와 점성 저항계수( $2.28 \times 10^8$ )를 적용하여 유동해석을 수행하였다.

해석결과 정상운전 상태에서 유량 조건과 설계상태에서 유량 조건에서의 차압은 각각 8.2 kPa, 12.7 kPa로 계산 되었으며, 정상운전 상태에서 유량 조건에 비해 설계상태에서 유량 조건에서의 차압이 크게 나타났다.

(2) 여과망이 50% 막힌 경우는 mesh 전체 면적의 50%를 격자형태로 막아 porous 계수 산출 실험을 진행하여 얻은 관성 저항계수(15,435)와 점성 저항계수( $4.18 \times 10^8$ )를 적용하여 유동해석을 수행하였다.

해석결과 정상운전 상태에서 유량 조건과 설계상태에서 유량 조건에서의 차압은 각각 14.6 kPa, 23.5 kPa로 계산 되었으며, 이 경우에도 정상 운전상태에서 유량 조건에 비해 설계상태에서 유량 조건에서의 차압이 크게 나타났다.

(3) 기존에 설치된 스트레이너의 최대 차압은 337 kPa at 0.96 m<sup>3</sup>/s 임으로 순환 유체의 설계 온도(148 °C) 조건에서의 밀도와 점성계수 보다 높은 밀도와 점성계수를 갖는 25 °C 청수 조건의 밀도와 점성계수를 사용한 유체 유동해석을 통하여 나온 결과 값과 비교하더라도 충분히 보수적인 결과를 보인다.

## 제 2 절 구조 건전성 분석

앞 절에서 검토한 유동해석 결과를 토대로 case별 조건에서 차압을 적용하여 ANSYS code를 이용하여 스트레이너 각 위치별 응력변화를 분석하여 스트레이너 구조의 건전성을 평가하였다.

### 1. 구조분석을 위한 설계 조건

#### 가. Strainer 설계 자료

스트레이너의 설계 자료는 앞절에서 언급한 Table 3.3을 인용하여 적용하였다.

#### 나. 재료 특성 및 강도

본 구조해석은 0.762 m 스트레이너의 설계 온도가 148 °C이므로, ASME SECTION II PART D Properties - Maximum Allowable Stress Values에서 150 °C 온도조건에 대한 SA240-TP304 스테인리스강의 재료 물성치를 적용하였으며, 아래 Table 3.11과 같다.

Table 3.11 Material properties and strength

Part		Frame & Perforated plate
Material		A240-304
Density	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	8,030
Poisson's ratio	$\nu$	0.31
Young's Modulus	E (GPa)	195 /186
Tensile strength	$S_t$ (MPa)	517 / 456
Yield strength	$S_y$ (MPa)	207 / 154

## 2. 분석조건

### 가. 3D 유한요소 모델

스트레이너 screen의 square bar frame은 solid를 이용한 모델링을 적용하였으며, Perforated plate는 surface를 이용한 모델링을 아래 Fig. 3.8과 같이 적용하였다.

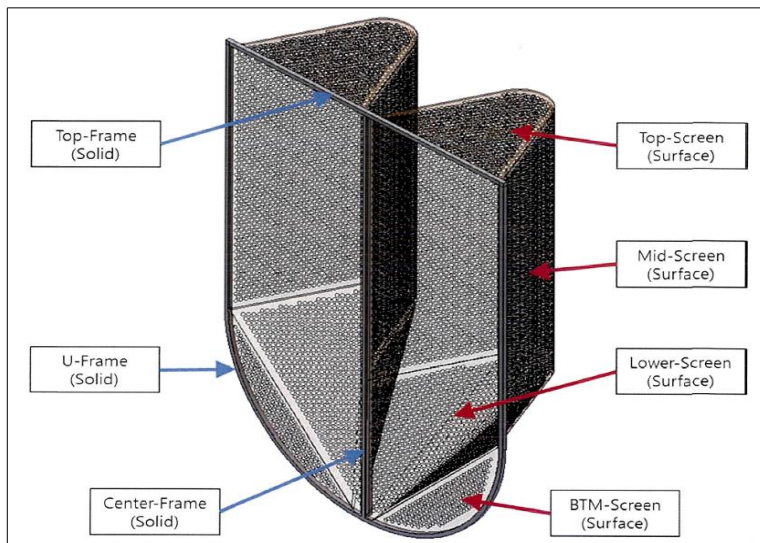


Fig. 3.8 Strainer screen

### 나. 유한요소 메쉬생성

유한요소 해석의 정확도를 향상시키기 위하여 아래 Table 3.12 및 Fig. 3.9와 같이 스트레이너의 frame은 고체요소, screen의 perforated plate는 쉘요소를 적용하였다.

Table 3.12 Mesh property

구 분	Frame	Perforated plate
Element type	Solid	Shell(Thickness : 3.3mm)
Mesh method	Body sizing(2.5mm)	Body sizing(2.5mm)
Nodes	433,642	
Elements	330,205	
Min. size(mm)	3.15	

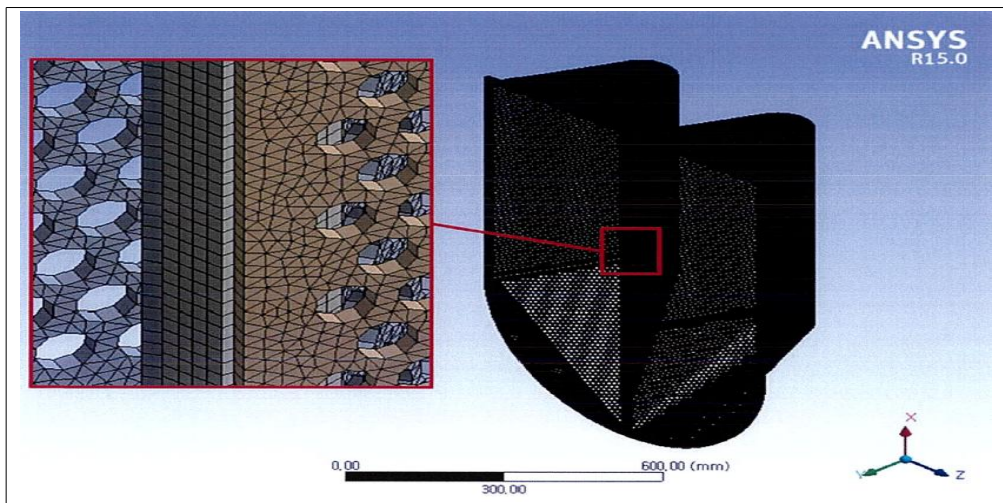


Fig. 3.9 Generate mesh

### 다. 경계조건

아래 Fig. 3.10과 같이 U자 형태의 square bar frame의 출구 방향면(element guide bar와 U-frame의 접촉 면)을 fixed support로 하고, screen의 perforate plate와 frame의 유체 입구 방향 전체면에 유체 압력이 작용한다.

1절에서 검토한 유동해석 결과를 토대로 Table 3.13과 같이 “막힘없음” 및 “50% 막

힘” 상태에서 운전 및 설계 유량 조건에서의 차압을 적용하여 각 위치별 응력변화를 분석하였다.

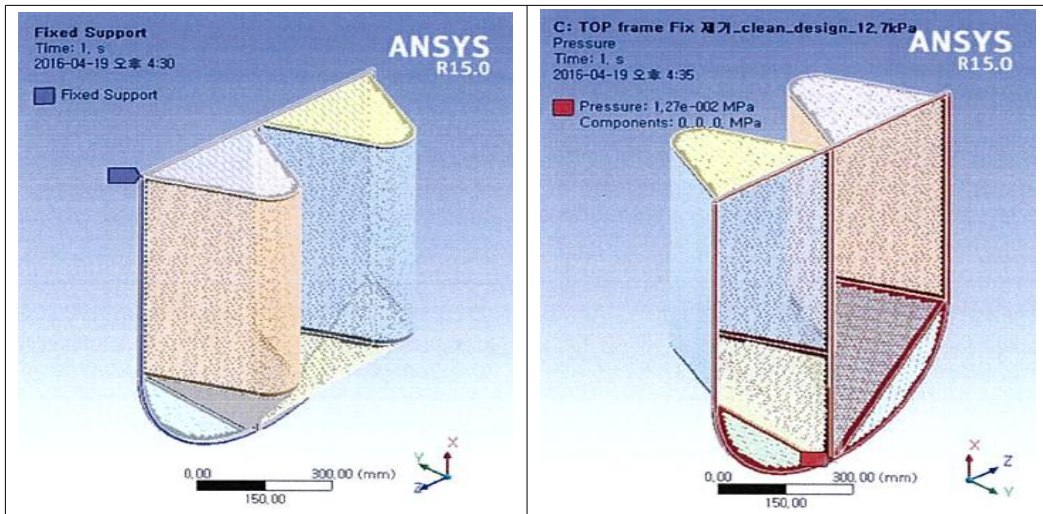


Fig. 3.10 Support condition and pressure loads

Table 3.13 Calculated pressure for each case

Case			압력강하 부하 (kPa)	설계응력 $S_y$ (MPa)
1	막힘없음	운전조건	8.2	154
2	막힘없음	설계조건	12.7	
3	50% 막힘	운전조건	14.6	
4	50% 막힘	설계조건	23.5	

### 3. 해석결과

#### 가. 해석조건별 응력변화

(1) Case 1 : 정상운전 조건에서 여과망 막힘없음(적용압력 : 8.2 kPa)

정상운전 조건에서 스트레이너 여과망이 막힘 없고, 8.2 kPa의 압력이 적용됐을 때 응력분포는 아래 Fig. 3.11과 같이 나타남을 확인하였다.

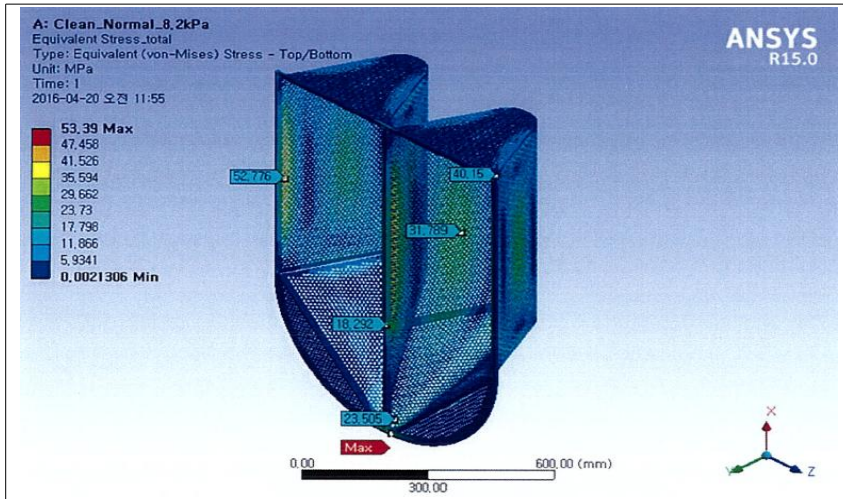


Fig. 3.11 Total stress of clean condition(Normal condition)

해석결과 U-frame과 BTM-screen의 연결부에서 53.4 MPa로 최대응력이 작용하고 center-frame과 lower, mid-screen 연결부에서 18.3 MPa로 최소응력이 작용하는 것으로 나타났으며, 각 위치별 응력은 아래 Table 3.14와 같다.

Table 3.14 Stress at interested points of clean condition(Normal condition)

Interested points		Calculated stress(MPa)	설계응력 $S_y$ (MPa)
1	Mid-screen과 U-frame의 연결부 중간 (Perforated plate 최대 응력)	52.8	154
2	Mid-screen의 측면 중간부	31.8	
3	Lower-screen의 첨단부	23.5	
4	Center-frame과 lower, mid-screen 연결부	18.3	
5	U-frame과 top, mid-screen의 연결부	40.2	
6	U-frame과 BTM-screen의 연결부 (Frame, 전체 최대 응력)	53.4	

(2) Case 2 : 설계조건에서 여과망 막힘없음(적용압력 : 12.7 kPa)

설계조건에서 스트레이너 여과망이 막힘 없고, 12.7 kPa의 압력이 적용됐을 때 응력분포는 아래 Fig. 3.12와 같이 나타남을 확인하였다.

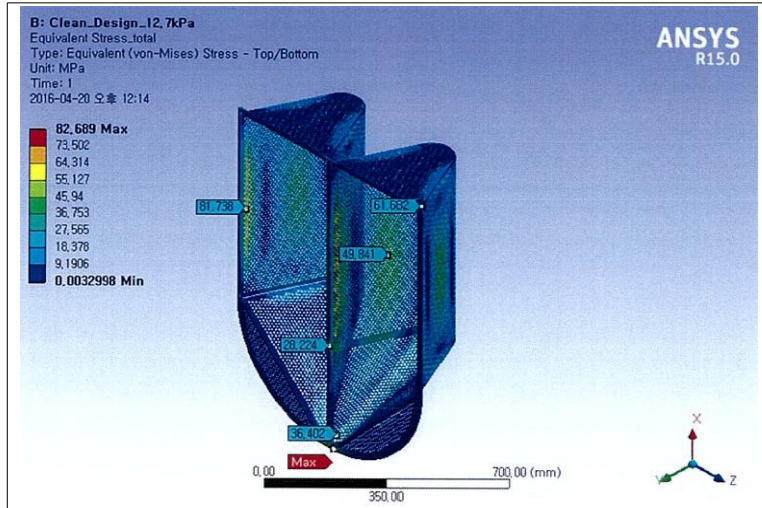


Fig. 3.12 Total stress of clean condition(Design condition)

해석결과 U-frame과 BTM-screen의 연결부에서 82.7 MPa로 최대응력이 작용하고 center-frame과 lower, mid-screen 연결부에서 28.2 MPa로 최소응력이 작용하는 것으로 나타났으며, 각 위치별 응력은 아래 Table 3.15와 같다.

Table 3.15 Stress at interested points of clean condition(Design condition)

Interested points		Calculated stress(MPa)	설계응력 $S_y$ (MPa)
1	Mid-screen과 U-frame의 연결부 중간 (Perforated plate 최대 응력)	81.7	154
2	Mid-screen의 측면 중간부	49.8	
3	Lower-screen의 침단부	36.4	
4	Center-frame과 lower, mid-screen 연결부	28.2	
5	U-frame과 top, mid-screen의 연결부	61.7	
6	U-frame과 BTM-screen의 연결부 (Frame, 전체 최대 응력)	82.7	

(3) Case 3 : 정상운전 조건에서 여과망 50% 막힘(적용압력 : 14.6 kPa)

정상운전 조건에서 스트레이너 여과망이 50% 막히고, 14.6 kPa의 압력이 적용됐을 때 응력분포는 아래 Fig. 3.13과 같이 나타남을 확인하였다.



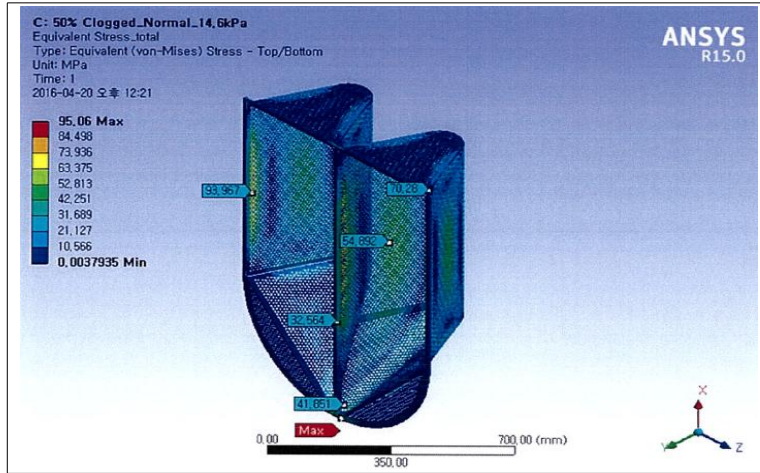


Fig. 3.13 Total stress of 50% clogged condition(Normal condition)

해석결과 U-frame과 BTM-screen의 연결부에서 95.1 MPa로 최대응력이 작용하고 center-frame과 lower, mid-screen 연결부에서 32.6 MPa로 최소응력이 작용하는 것으로 나타났으며, 각 위치별 응력은 아래 Table 3.16과 같다.

Table 3.16 Stress at interested points of 50% clogged condition(Normal condition)

Interested points		Calculated stress(MPa)	설계응력 $S_y$ (MPa)
1	Mid-screen과 U-frame의 연결부 중간 (Perforated plate 최대 응력)	94.0	154
2	Mid-screen의 측면 중간부	54.9	
3	Lower-screen의 침단부	41.9	
4	Center-frame과 lower, mid-screen 연결부	32.6	
5	U-frame과 top, mid-screen의 연결부	70.3	
6	U-frame과 BTM-screen의 연결부 (Frame, 전체 최대 응력)	95.1	

(4) Case 4 : 설계조건에서 여과망 50% 막힘(적용압력 : 23.5 kPa)

설계조건에서 스트레이너 여과망이 50%막히고, 23.5 kPa의 압력이 적용됐을 때 응력분포는 아래 Fig. 3.14와 같이 나타남을 확인하였다.

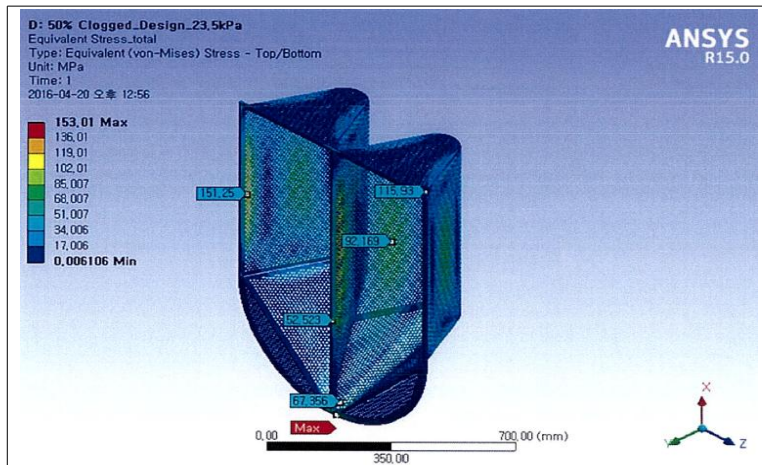


Fig. 3.14 Total stress of 50% clogged condition(Design condition)

해석결과 U-frame과 BTM-screen의 연결부에서 153.0 MPa로 최대응력이 작용하고 center-frame과 lower, mid-screen 연결부에서 52.5 MPa로 최소응력이 작용하는 것으로 나타났으며, 각 위치별 응력은 아래 Table 3.17과 같다.

Table 3.17 Stress at interested points of 50% clogged condition(Design condition)

Interested points		Calculated stress(MPa)	설계응력 $S_y$ (MPa)
1	Mid-screen과 U-frame의 연결부 중간 (Perforated plate 최대 응력)	151.3	154
2	Mid-screen의 측면 중간부	92.2	
3	Lower-screen의 침단부	67.4	
4	Center-frame과 lower, mid-screen 연결부	52.5	
5	U-frame과 top, mid-screen의 연결부	115.9	
6	U-frame과 BTM-screen의 연결부 (Frame, 전체 최대 응력)	153.0	

### 나. 해석결과

아래 Table 3.18에 등가응력(equivalent stress)을 이용한 설계 응력에 대한 관심 부분 응력의 비율을 나타내었다.

정상운전 조건에서 여과망 막힘이 없는 상태와 50% 막힌 상태에서 각 위치별 작용하는 응력을 해석한 결과 설계응력 값인  $S_y(154 \text{ MPa})$ 의 35%와 62%수준으로 강건함을 확인 할 수 있다. 그리고 설계조건에서 여과망 막힘이 없는 상태와 50% 막힌 상태에서 각 위치별 작용하는 응력을 해석한 결과 설계응력 값인  $S_y(154 \text{ MPa})$ 의 54%와 99%수준으로 구조적인 측면은 안전함이 확인 되었다.

Table 3.18 The ratio of interested point stress to the design stress in accordance with stress intensity

Description		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Plugging		막힘없음	막힘없음	50% 막힘	50% 막힘
유량( $\text{m}^3/\text{s}$ )		정상운전 (0.96)	설계 (1.22)	정상운전 (0.96)	설계 (1.22)
적용압력(kPa)		8.2	12.7	14.6	23.5
설계응력(Mpa)		$S_y (154 \text{ MPa})$			
1	Mid-screen과 U-frame의 연결부	34%	53%	61%	98%
2	Mid-screen의 측면 중간부	21%	32%	36%	60%
3	Lower-screen의 첨단부	15%	24%	27%	44%
4	Center-frame의 중심부	12%	18%	21%	34%
5	U-frame과 Top-frame의 연결부	26%	40%	46%	75%
6	U-frame과 Center-frame의 연결부	35%	54%	62%	99%

## 제 4 장 스트레이너 내부 구조 개선시 계통에 미치는 영향 검토

### 제 1 절 전양정(TDH) 영향 및 급수 승압펌프 유효흡입수두 영향 평가(출력운전조건)

#### 1. 영향평가 방법

주급수계통 배관계의 마찰압력손실, 급수 승압펌프 및 주급수펌프의 전단압력, 유효 흡입수두(NPSHav), 전양정(TDH)에 대한 기존계산서의 계산결과를 활용하여 스트레이너 내부구조 개선에 따른 스트레이너 차압 변경 값을 적용했을 경우 주급수펌프 및 급수 승압펌프의 전양정 및 급수 승압펌프의 유효흡입수두에 미치는 영향을 검토하기 위함이다.

설계요건은 증기발생기 내부 압력은 NSSS 연계요건에 따르며, 설계유량 및 양정의 여유율(margin)은 설계기술기준에 따른다. 계통내의 유체는 비압축성이고, 배관재질은 균질하며 등방성 및 탄성의 성질이 있다. 그리고 배관계 내에서의 유속과 압력은 배관단면에 대하여 균일하게 분포되어 있다.

급수 승압펌프 전후단에 대한 배관 정보는 ISO DWG에 표기된 배관 길이 및 피팅류 정보를 반영하고, 주급수 펌프 및 급수 승압펌프에 대한 성능은 펌프 data sheet 및 성능곡선 정보를 반영하였다. 그리고 유동분석을 통해 계산한 급수 승압펌프 스트레이너 전후단 차압값은 50% 막힘 상태에서 운전 및 설계 조건값을 적용하였다. 운전조건은 아래 Table 4.1과 같다.

Table 4.1 Operation conditions

	유량 (m <sup>3</sup> /s)	증기발생기 압력 (kPa)	스트레이너 차압 (kPa)
운전조건	0.96	7377.5	14.6
설계조건	1.22	8205.2	23.5

## 2. 평가결과

(1) 스트레이너 차압 증가에 따른 펌프 전양정(TDH) 영향 검토

주급수펌프 전양정은 증기발생기 압력에서 주급수펌프 흡입압력, 배관계의 압력손실 및 수두차를 뺀 값으로 계산하고, 그 계산된 값에 설계마진을 추가하여 전양정값을 제시하였으며, 스트레이너 차압 증가값 반영 전/후 주급수펌프의 전양정 계산결과를 아래 Table 4.2에 정리하였다.

Table 4.2 Calculation result of total head for main feed water pump

조건	TDHspec(m)	TDHcal(m)	
		변경전	변경후
운전 (0.96 m <sup>3</sup> /s)	613	변경전	605
		변경후	604.7
설계 (1.22 m <sup>3</sup> /s)	677	변경전	665.4
		변경후	664.8

\* TDHcalc : 계산서에서 계산결과로 나온 값으로, 스트레이너 차압 변경 값을 반영하기 전/후의 값으로 구분함

\* TDHspec : TDHcalc 값에 설계마진을 추가하여 구매규격서에 제시되는 값

(2) 급수 승압펌프 유효흡입수두 영향평가(출력운전조건)

출력운전조건에서 급수 승압펌프의 유효흡입수두에 대한 영향평가 결과를 아래 Table 4.3에 정리하였다.

Table 4.3 NPSH evaluation for feed water booster pump

조건	항목	급수 승압펌프(m)	여유율(%)
정상운전 (0.96 m <sup>3</sup> /s)	NPSHre	14.2	-
	NPSHav(변경전)	24.1	70
	NPSHav(변경후)	23.6	66
설계 (1.22 m <sup>3</sup> /s)	NPSHre	17.5	-
	NPSHav(변경전)	21.5	22
	NPSHav(변경후)	20.9	19

- \* NPSH<sub>re</sub> : 급수 승압펌프의 필요흡입수두 값
- \* NPSH<sub>av</sub>(변경전/후) : 스트레이너 구조변경에 따른 차압 변경전/후 유효흡입수두 값
- \* 여유율 =  $\frac{NPSH_{av} - NPSH_{re}}{NPSH_{re}} \times 100(\%)$

### (3) 해석결과

스트레이너 내부 구조변경(이중타공판)에 따른 차압 증가로, 주급수펌프 전양정 값이 증가하나 설계마진내에 있으므로 급수 승압펌프 및 주급수펌프 전양정 확보에는 문제가 없는 것으로 평가되었다. 스트레이너 내부 구조변경에 따른 차압의 증가로 급수 승압펌프의 NPSH<sub>av</sub> 값이 감소되나, NPSH<sub>re</sub> 값 대비 여유가 충분한 것으로 평가되었다.

## 제 2 절 급수 승압펌프 유효흡입수두 영향평가(과도조건)

### 1. 영향평가 방법

터빈트립 또는 주급수펌프 1대 상실사고에 의한 과도상태 시, 급수 승압펌프 전단 배관계의 압력변동 시간이력분석등을 통하여 캐비테이션(cavitation) 현상의 발생 여부를 확인하기 위해서 과도조건에서 급수 승압펌프 유효흡입수두의 영향을 평가 하였다.

저장탱크내의 수온 및 수압은 성층화(stratification)되어 있지 않고, 저장탱크의 셸 및 튜브의 열용량은 고려하지 않는다. 탈기기 폐킹(deaerator pegging)을 위한 보조증기는 공급되지 않는다. 그리고 급수 승압펌프의 흡입압력수두는 저장탱크 수위가 “Low”일 때 값이다. 급수 승압펌프 전단 스트레이너 통과시 VWO조건 및 주급수계통 최대유량(run out) 조건에서 차압은 Table 3.10에 따라 유체유동 분석을 통해 계산된 값을 적용한다.

급작스런 부하감발로 터빈 추기 압력이 탈기기 압력 이하로 감소될 경우 추기 배관의 역지밸브가 차단되며, 상대적으로 저온의 복수가 추기 공급없이 급수가 탈기기 내에서 혼합되어 압력이 낮아지게 된다. 또한 시간 지연효과로 급수 승압펌프 전단 배관의 급수는 탈기기내의 급수보다 상대적으로 고온상태이므로 유효흡입수두의 감소효과를 가져오게 된다. 그리고 과도상태에서 급수 승압펌프 전단 유효흡입수두(NPSH<sub>av</sub>)는 필요흡입수두(NPSH<sub>re</sub>) 보다 높아야 한다. 이러한 과도조건에서 두 가지 경우를 고려하여 해석하였다. 첫째는 터빈 트립시 급수승압펌프 전단 배관계가 시간에 따라 압

력이 어떻게 변화되는지, 둘째는 1계열 펌프가 트립 될 경우 급수 승압펌프 전단 배관계가 시간에 따라 압력이 어떻게 변화되는지를 해석하였다.

## 2. 평가결과

### (1) 해석방법

급수 승압펌프 전단에 위치한 스트레이너의 차압이 반영되도록 입력데이터를 구성하여 차압이 증가될 경우 터빈 및 주급수 펌프 트립 시의 배관계에서 진공현상(cavitation) 발생여부를 확인하였다.

아래 Table 4.4는 터빈 트립시 시간이 경과함에 따라 NPSHav이 변화하는 값을 계산하였고, 아래 Fig. 4.1 NPSH 변화량을 그래프로 나타내었다.

Table 4.4 NPSHav calculation(Case 1 : Turbine trip at VWO load & two FWBP's operating)

CAL NO.	TIME (Sec)	FLOW (m <sup>3</sup> /s)	NPSHav (m)	NPSHre (m)	LIQUID TEMP(°C)	VAPOR PRESS (kg/cm <sup>2</sup> )	PUMP PRESS (kg/cm <sup>2</sup> )
1	00	0.904	25.08	14.15	277.0	46.9	79.8
25	32.19	0.582	25.31	14.58	277.0	46.9	80.2
50	49.38	0.548	24.64	14.77	276.0	46.1	78.6
75	65	0.511	23.55	14.97	275.0	45.4	76.4
100	83.75	0.467	22.26	15.36	272.9	43.9	73.3
125	101.25	0.440	21.49	15.63	270.3	42.1	70.5
150	124.38	0.439	21.63	15.65	265.2	38.7	67.3
175	153.75	0.437	22.81	15.67	257.2	33.8	64.1
200	185	0.436	23.78	15.69	249.6	29.6	61.4
225	221.25	0.434	24.47	15.71	242.2	26.0	58.8
250	265	0.432	25.07	15.72	234.4	22.5	56.3

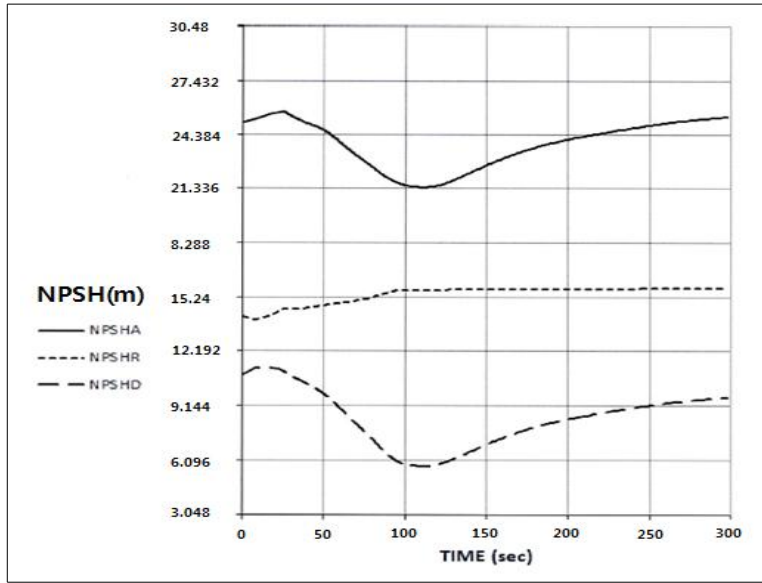


Fig. 4.1 NPSHav VS NPSHre(Case 1 : Turbine trip at VWO load & two FWBP's operating)

아래 Table 4.5는 운전중인 주급수 펌프 및 급수 승압펌프가 정지 될 경우 시간이 경과함에 따라 NPSHav이 변화하는 값을 계산하였고, 아래 Fig. 4.2 NPSH 변화량을 그래프로 나타내었다.

Table 4.5 NPSHav calculation(Case 2 : Loss of one of two FWBP/FWP trains operating)

CAL NO.	TIME (Sec)	FLOW (m <sup>3</sup> /s)	NPSHav (m)	NPSHre (m)	LIQUID TEMP(°C)	VAPOR PRESS (kg/cm <sup>2</sup> )	PUMP PRESS (kg/cm <sup>2</sup> )
1	00	1.810	19.42	14.01	277.0	46.9	71.4
25	37.50	1.236	22.85	17.84	275.9	46.1	75.8
50	57.91	1.234	22.56	17.81	274.2	44.8	74.1
75	79.91	1.233	22.36	17.76	271.7	43.1	72.2
100	105.91	1.231	22.48	17.69	268.2	40.7	70.0
125	130.91	1.229	22.67	17.86	265.0	38.5	68.1
150	155.91	1.227	22.83	17.81	261.9	36.6	66.5
175	180.91	1.225	22.97	17.75	259.1	34.9	65.0
200	206.91	1.223	23.10	17.70	256.4	33.3	63.6
225	231.91	1.222	23.21	17.66	253.9	31.9	62.4
250	260.91	1.220	23.32	17.61	251.3	30.5	61.2



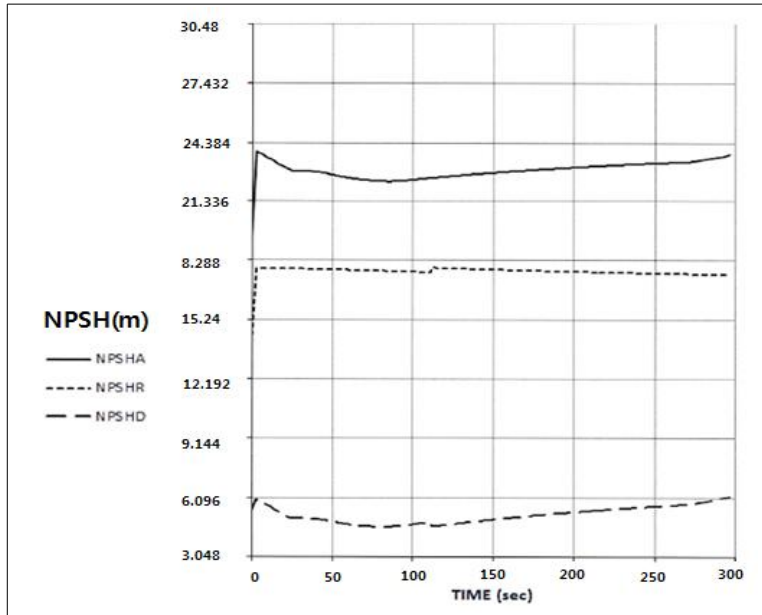


Fig. 4.2 NPSHav VS NPSHre(Case 2 : Loss of one of two FWBP/FWP trains operating)

(2) 해석결과

스트레이너 내부 구조변경에 따른 차압의 증가 효과로 급수승압펌프 전단의 압력이 저하되나 아래 Table 4.6과 같이 여유율을 확보할 수 있으므로 급수승압펌프 전단 배관계에서 공동현상(cavitation)이 발생하지 않을 것으로 예측된다.

Table 4.6 Minimum differential pressure calculation result

Case	시간 (sec)	NPSHav (m)	NPSHre (m)	여유율 <sup>주2)</sup> (%)
1 <sup>주1)</sup>	124.38	21.63	15.65	38.2
2 <sup>주1)</sup>	79.91	22.36	17.76	25.8

주1) 계산된 차압이 (+) 값일 경우 NPSHav > NPSHre, cavitation 발생하지 않음

$$\text{주2) 여유율} = \frac{NPSHav - NPSHre}{NPSHre} \times 100(\%)$$

### 제 3 절 배관 응력에 미치는 영향평가

급수 승압펌프 전단 스트레이너를 개선함으로써 배관설계가 관련 code 및 설계기준을 만족하며, 대상 배관계가 설계요건 및 운전조건에서 건전하다는 것을 증명하기 위해 배관 응력해석을 하였다.

#### 1. 요건

##### 가. 해석대상 및 해석범위

응력해석 대상은 급수 승압펌프 전단 여과기가 설치된 배관이며, 응력해석 범위는 탈기기 저장탱크 B 출구 노즐에서 급수 승압펌프 A, B, C 입구 노즐까지이다.

##### 나. 적용규격

응력해석 대상 배관계는 비안전등급/내진범주 III로 KEPIC MGE 2005 Edition thru 2006 Addenda(ASME B31.1 2004 Edition)를 적용하여 배관계의 건전성을 평가하였다.

##### 다. ASME B31.1 설계요건

설계기준의 적용규격 및 하중조합에 따라 ASME B31.1 Code를 적용하며, 다음의 하중 형태에 따라 배관계의 응력을 평가하였다.

지속하중(sustained loads)에 의한 응력(일차응력)은 아래 식 (2)를 만족해야한다.

$$S_L = \frac{PD_o}{4t_n} + 0.75i \frac{M_A}{Z} \leq 1.0S_h \quad \dots\dots\dots(2)$$

압력, 자중, 기타 지속하중과 지진을 포함한 일시적 하중(occasional loads)에 의한 응력은 아래 식 (3)을 만족해야 한다.

$$S_L = \frac{PD_o}{4t_n} + 0.75i \frac{(M_A + M_B)}{Z} \leq 1.2S_h \quad \dots\dots\dots(3)$$

열팽창(thermal expansion) 하중에 의한 응력(이차 응력)은 아래 식 (4)를 만족해야 한다.

$$S_E = \frac{iM_c}{Z} \leq S_A + f(S_h - S_L) \quad \dots\dots\dots(4)$$

여기서,

- $i$  : Stress intensification factor(ASME B31.1 Appendix D)
- $P$  : Internal design pressure
- $D_o$  : Outside diameter of pipe
- $t_n$  : Nominal wall thickness
- $M_A$  : Resultant moment due to weight and other sustained loads
- $M_B$  : Resultant moment due to occasional loads
- $M_c$  : Resultant moment due to thermal expansion
- $Z$  : Section modulus of pipe
- $S_c$  : Basic material allowable stress at minimum temperature(Cold)
- $S_h$  : Basic material allowable stress at minimum temperature(Hot)
- $S_A$  : Allowable Stress Range  $[=f(1.25S_c + 0.25S_h)]$
- $f$  : 반복하중에 대한 응력범위 감소계수(Stress Range Reduction Factor)

#### 라. 배관 응력해석 수행 범위

압력에 의한 응력은 배관벽에 작용하는 내부압력에 의해 발생하는 응력으로 길이 방향과 원주방향 성분을 가지며, 압력은 운전압력과 설계압력을 고려하였다.

배관자체의 하중을 포함한 배관내 유체중량, inline component(벨브, 플랜지 등), 보온재의 무게를 자중으로 고려하였다. 그리고 배관내의 유체에 의한 배관의 온도상승으로 인한 배관계의 열변위가 배관지지대 및 기기의 구속으로 열팽창하중을 발생시키며, 배관의 온도는 유체의 온도와 동일한 것으로 간주하며 배관두께 방향으로 온도가 균일하다고 가정하였다.

배관계는 계통의 기능에 따라 여러 운전모드를 갖게 되므로 이러한 운전모드에서의 배관계가 가질 수 있는 모든 온도를 고려하여 설계하였다. 그리고 주급수펌프 trip에 의해 발생하는 계통운전 천이하중을 고려하였다.

## 2. 해석방법

본 배관계는 비안전성 관련 계통으로 ASME B31.1 Code 요건에 준하여 내압, 자중, 열하중에 의한 영향평가를 위하여 배관응력해석 프로그램인 PIPSYS/WINDOW program No.E-P-PD-1157-1.0을 사용하였다.

압력해석은 ASME B31.1의 설계조건에 따라 수행하였으며, 배관 자중해석은 배관, 밸브 및 내용물의 자중을 고려하여 중력가속도에 의한 효과를 계산하여 해석하였다. 그리고 계통의 운전 조건을 고려하여 열하중에 대한 응력해석을 수행하였다. 또한 주급수 펌프 trip에 의한 유체 친이하중에 대한 응력해석을 수행하였다.

### 3. 해석결과

#### 가. 각 하중 형태별 최대응력 검토

각 하중 형태별 최대응력을 검토한 결과 허용응력 보다 낮게 계산 되었고, 여유가 충분한 것으로 평가되었으며 결과는 아래 Table 4.7과 같다.

Table 4.7 Maximum stress for each code equation

Calculation No.	Code equation	Node point	최대응력 (MPa)	Code 허용응력 (MPa)	최대응력/허용응력 비율(%)
9-371-P397 -FW401	11	80	48.61	103.42	47.0
	12	125	91.01	124.11	73.3
	13	129	112.38	226.86	49.5

#### 나. 기기노즐 허용하중 검토

(1) 탈기기 저장탱크 B 출구 노즐 허용하중을 검토한 결과 하중 값 기준으로 72.6%의 여유율을 가지고 있으며, 모멘트 기준으로는 22.9%의 여유가 있는 것으로 계산되어, 개선된 스트레이너로 교체하여도 탈기기 저장탱크 B 출구 노즐은 문제없이 건전함을 알 수 있다. 허용하중 검토 결과는 아래 Table 4.8과 같다.

Table 4.8 Deaerator storage tank B suction outlet nozzle load check

Equip ment	하중(kgf)				모멘트(Nm)			
	Dir.	Actual load	Allowable load	Ratio (%)	Dir.	Actual load	Allowable load	Ratio (%)
탈기기 저장탱크 B	Fx	11,368	-	-	Mx	117,216	-	-
	Fy	30,667	-	-	My	36,804	-	-
	Fz	2,271	-	-	Mz	151,603	-	-
	Fr (Note1)	32,785	45,183	72.6	Mr (Note1)	195,135	851,957	22.9

(2) 급수 승압펌프 A, B, C 입구 노즐 허용하중을 검토한 결과 하중 값 기준으로 급수 승압펌프 A 63.9%, B 68.1%, C 62.3%의 여유율을 가지고 있으며, 모멘트 기준으로는 급수 승압펌프 A 40.9%, B 33.7%, C 53.2%의 여유가 있는 것으로 계산되어, 개선된 스트레이너로 교체하여도 급수 승압펌프 입구 노즐은 문제없이 건전함을 알 수 있다. 허용하중 검토 결과는 아래 Table 4.9와 같다.

Table 4.9 Feed water booster pump A, B, C suction nozzle load check

Equip ment	하중(kgf)				모멘트(Nm)			
	Dir.	Actual load	Allowable load	Ratio (%)	Dir.	Actual load	Allowable load	Ratio (%)
급수 승압펌프 A	Fx	2,997	-	-	Mx	88,858	-	-
	Fy	13,992	-	-	My	36,328	-	-
	Fz	3,495	-	-	Mz	62,021	-	-
	Fr (Note1)	14,730	23,062	63.9	Mr (Note1)	114,289	279,163	40.9
급수 승압펌프 B	Fx	2,307	-	-	Mx	53,440	-	-
	Fy	5,162	-	-	My	31,496	-	-
	Fz	3,347	-	-	Mz	70,878	-	-
	Fr (Note1)	15,697	23,062	68.1	Mr (Note1)	94,189	279,163	33.7
급수 승압펌프 C	Fx	3,145	-	-	Mx	141,021	-	-
	Fy	13,397	-	-	My	50,434	-	-
	Fz	4,119	-	-	Mz	93,428	-	-
	Fr (Note1)	14,364	23,062	62.3	Mr (Note1)	148,630	279,163	53.2

여기서,

Fx : x방향에 작용하는 하중, Mx :x방향에 작용하는 모멘트

Fy : y방향에 작용하는 하중, My :y방향에 작용하는 모멘트

Fz : z방향에 작용하는 하중, Mz :z방향에 작용하는 모멘트

$$Fr = \sqrt{(Fx^2 + Fy^2 + Fz^2)}, Mr = \sqrt{(Mx^2 + My^2 + Mz^2)}$$

#### 다. 배관건전성 검토결과

위와 같이 배관에 대해 각 하중 형태별 최대응력 값을 허용응력과 비교하였으며 모두 코드의 허용응력을 만족하였다. 모든 설계는 ASME B31.1 및 설계 자료의 각종 요구조건을 만족하도록 설계되었으며, 모든 하중조건에서 허용응력을 만족하므로 대상 배관계의 건전성이 확보된 것으로 평가되었다.

## 제 5 장 결 론

급수승압펌프 전단에 설치된 스트레이너는 주급수 계통 주요기기 및 증기발생기 내 이물질 유입 방지를 위한 핵심 설비이다. 그러나 스트레이너 구조 특성상 여과망 손상으로 인해 손상된 이물질이 계통 내부로 들어와 설비의 건전성을 확보하기 어려운 문제점이 발생되어 스트레이너의 구조개선을 통하여 이러한 문제를 해결하기 위하여 본 연구를 시작하게 되었다. 이를 위해서 유체유동해석을 통한 차압값 분석, 스트레이너 위치별 응력변화, 주급수펌프 전양정 변화 및 급수 승압펌프 유효흡입수두에 대한 영향평가, 배관 건전성 확인을 위한 하중 형태별 최대응력값 비교를 수행하였다.

그 결과 스트레이너 내부 구조변경(이중 타공판)에 따라 차압이 증가할 경우 급수 승압펌프 및 주급수펌프 전양정 여유율의 감소가 예상되나, 전양정 산정시 고려된 마진내에 있는 것으로 확인 되었다. 그리고 스트레이너 내부 구조변경에 따른 차압의 증가 효과로 급수 승압펌프 전단의 압력이 저하되나, 출력운전 및 과도상황에서도 유효 흡입수두의 여유율을 확보할 수 있으므로 급수 승압펌프 전단 배관계에서 공동현상은 발생하지 않는 것을 확인하였다.

또한 스트레이너 내부 구조변경에 따른 주급수계통 영향을 평가하기 위해 관련 계통 설계기준 및 제작사 기술기준 등에 대한 검토를 수행하였으며 계통 설계기준 변경사항은 없는 것으로 확인하였다.

따라서 스트레이너의 설계개선은 정상 및 과도상태에서 구조적 건전성과 시스템 안정성에 부정적인 영향을 미치지 않으며, 발전소 안정운영에 크게 기여할 것으로 사료되었다.

## 참고문헌

- [1] Designers, Specifiers and Buyers Handbook for Perforated Materials, IPA, 1993 ed
- [2] 한빛 5,6호기 최종안전성분석보고서, “10.4.7 복수 및 급수계통”
- [3] 한빛 5,6호기 계통설명서
- [4] 계통설계기준(System Design Criteria Feedwater System)
- [5] ASME SECTION II PART D Properties - Maximum Allowable Stress Values
- [6] KEPIC MDP "Material Properties"
- [7] MIDAS IT, Midas NFX 2015 R1 User's Manual
- [8] Fundamentals of Thermodynamics, 7<sup>th</sup> Edition, Wiley
- [9] Perry's Chemical Engineer's Hand book, 8 Edition, Mc Graw Hill
- [10] ANSYS, Inc., "ANSYS 15.0 User's Manual"
- [11] KEPIC MGE 2005 Edition thru 2006 Addenda
- [12] ASME B31.1 Power Piping
- [13] PIPSYS/WINDOW program No.E-P-PD-1157-1.0



## 감사의 글

조선대학교 석사과정을 시작한지 엿그제 같은데 벌써 졸업논문을 쓰게되어 기쁨과 아쉬움이 교차 합니다. 회사일로 인해 시간적 여유가 부족하여 힘들 때도 있었지만 돌이켜보면 2년동안의 대학원 생활이 저를 한단계 성장시켜주는 계기가 된 것 같습니다. 먼저 본 논문이 완성되기까지 세심한 지도와 많은 격려로 이끌어 주신 김진원 교수님께 진심으로 감사를 드립니다.

그리고 오늘의 결실이 있기까지 물심양면으로 아낌없는 지원을 해준 나의 사랑스런 아내와 대학원 수업과 졸업논문 작성을 핑계로 제대로 놀아주지 못했지만 항상 아빠를 응원해준 우리 유리, 지환이에게도 미안하고 사랑한다고 전하고 싶습니다.

본 논문이 발전소 안정운영에 조금이나마 기여할 수 있기를 바라며 감사의 글을 마치 고자 합니다.

## 저작물 이용 허락서

학 과	원자력공학과	학 번	20167301	과 정	석사
성 명	한글 : 허 민 혁      한문 : 許 民 奕      영문 : HEO MIN HYOK				
주 소	전남 영광군 홍농읍 홍농로 546 한수원 사택 112동 901호				
연락처	E-mail : angelpower@khnp.co.kr				
논문제목	급수 승압펌프 전단 Strainer 내부구조 변경을 통한 계통 운전성능 향상에 관한 연구				
	A study on the improvement of operating performance by changing the structure of strainer installed at the feedwater booster pump				

본인이 저작한 위의 저작물에 대하여 다음과 같은 조건 아래 조선대학교가 저작물을 이용할 수 있도록 허락하고 동의합니다.

- 다                    음 -

1. 저작물의 DB구축 및 인터넷을 포함한 정보통신망에의 공개를 위한 저작물의 복제, 기억장치에의 저장, 전송 등을 허락함.
2. 위의 목적을 위하여 필요한 범위 내에서의 편집과 형식상의 변경을 허락함. 다만, 저작물의 내용변경은 금지함.
3. 배포·전송된 저작물의 영리적 목적을 위한 복제, 저장, 전송 등은 금지함.
4. 저작물에 대한 이용기간은 5년으로 하고, 기간종료 3개월 이내에 별도의 의사 표시가 없을 경우에는 저작물의 이용기간을 계속 연장함.
5. 해당 저작물의 저작권을 타인에게 양도하거나 출판을 허락을 하였을 경우에는 1개월 이내에 대학에 이를 통보함.
6. 조선대학교는 저작물 이용의 허락 이후 해당 저작물로 인하여 발생하는 타인에 의한 권리 침해에 대하여 일체의 법적 책임을 지지 않음.
7. 소속 대학의 협정기관에 저작물의 제공 및 인터넷 등 정보통신망을 이용한 저작물의 전송·출력을 허락함.

동의여부 : 동의( O )    반대(    )

2019년 5월

저작자: 허 민 혁 (인)

## 조선대학교 총장 귀하