



공학석사학위논문

금속 개스킷이 삽입된 볼트 체결 플랜지의 접촉 특성에 관한 연구

2016년 8월

부경대학교대학원

기계설계공학과

이 민 영

공 학 석 사 학 위 논 문

금속 개스킷이 삽입된 볼트 체결 플랜지의 접촉 특성에 관한 연구

지도교수 김 병 탁

이 논문을 석사학위논문으로 제출함.

2016년 8월

부경대학교대학원

기계설계공학과

이 민 영

이민영의 공학석사 학위논문을 인준함

2016년 8월



목	차	

Abstract
제 1 장 서 론 1
1.1 연구 배경 1
1.2 연구 목적
제 2 장 이론적 배경
2.1 볼트 체결력
2.2 접촉 비선형
제 3 장 유한요소해석
3.1 플랜지 및 개스킷의 형상
3.2 유한요소모델
3.3 재료의 물성
3.4 해석 조건
3.4.1 경계조건
3.4.2 접촉조건
제 4 장 해석 결과
4.1 플랜지 조인트의 변형 특성26
4.2 플랜지 조인트의 응력 특성40

제 5 장	결 론	 •••••	 ••••••	
참고문헌		 	 	



A Study on the Contact Characteristics of Bolt Flange Connections with metallic gasket

Min-Young Lee

Department of Mechanical Design Engineering Graduate School Pukyong National University

Abstract

Flange joint to provide a seal is constructed by inserting a gasket between the two flanges and fastening them with bolts. The gaskets can be divided into four different categories, such as sheet gaskets, corrugated metal gaskets, ring gaskets and spiral wound gaskets. Among them, the ring gaskets, known as the Ring Type Joint(RTJ), are mostly used in offshore oil and gas pipelines and are designed to work under extremely high pressure. They are solid rings of metal in different cross sections like oval, round, octagonal etc.

Since the performance of flange joint is determined by the strength and sealing capability, it is necessary to conduct the research for the behavior characteristics and the contact pressure between the flange and the gasket, in order to investigate whether the joint is able to play a role under the given conditions.

In the flange connection, it is important to maintain the appropriate contact pressure, since while the insufficient bolt tightening force reduces the sealing capability, the excessive clamping force makes shorten the service life of the connection.

In this study, finite element analysis on the contact characteristics of flange joints

for CLASS 600 and CLASS 900 specified in ASME 16.5, which are widely used in the industry, was carried out in order to obtain the basic information for product development and management for the unexpected failure. First, the contact force and stress levels after the gasket was bolted up in the flange were examined for five models in each CLASS, and then the changes in the behavior characteristics and the contact force due to internal pressure were investigated to compare with previous results.

As a result, the maximum contact pressure of the oval type ring gasket is higher than that of the octagonal type ring gasket, because of the difference of the contact surface area. However, the octagonal type gasket, which has a relatively large contact area, is supposed to be more reliable from the contact stability point of view. Also, the results reveal that the maximum stress levels are slightly decreased after the fluid pressure acts upon the inner surfaces of the flange joint.



제1장서 론

1.1 연구 배경

파이프를 연결하기 위해 사용되는 플랜지는 일반적으로 개스킷을 삽입한 후 볼트를 체결함으로써 고온 고압하의 액체의 누출을 방지한다. 볼트 체 결력으로 인하여 플랜지와 개스킷 접촉부분에는 높은 압축력이 발생하게 되며, 관내 압력에 따라 여러 가지 형태의 개스킷이 사용되고 있다. 일반 적으로 널리 사용되는 플랜지 개스킷은 판 개스킷(sheet gasket), 골금속 개스킷(corrugated metal gasket), 링 개스킷(ring gasket), 스파이럴형 개스킷(spiral wound gasket)등이 있으며⁽¹⁻³⁾, 내외경의 지름에 따라 여러 가지 크기를 갖고 있다. 그 중에서도 RTJ(ring type joint)로 알려져 있는 금속 링 개스킷은 계란형, 둥근형, 팔각형 등의 단면을 갖고 있으며 매우 높은 압력에서 작동하도록 설계된 것으로, 대부분 해양 오일이나 가스 파 이프라인에 사용되고 있다.

플랜지 조인트의 성능은 강도와 밀봉 능력에 의해 결정되므로 주어진 압 럭 하에서 조인트가 제 기능을 다할 수 있는지의 여부를 파악하기 위해서 는 먼저 플랜지와 개스킷 사이의 거동특성 및 접촉압력에 대한 연구가 필 요하다. 일반적으로 금속 링 개스킷은 볼트체결로 인하여 약간의 소성변형 이 발생하게 되며, 이로 인하여 접촉면적을 넓혀 밀봉효과를 향상시킨다. 만약 체결력이 부족한 경우에는 밀봉효과가 감소하게 되고, 과다한 경우에 는 응력의 증가와 피로 및 크리프(creep)현상으로 수명이 짧아지게 되므로

- 1 -

적절한 접촉력의 유지가 필요하다.

지금까지 플랜지 조인트의 거동특성과 관련된 연구(4-7)는 주로 강도와 밀 봉능력에 초점을 두고 진행되어 왔다. 먼저 플랜지 조인트의 강도에 관한 연구는 밀봉 능력에 큰 영향을 미치는 개스킷과 플랜지 홈(groove) 사이 의 접촉력 및 응력을 계산하기 위해 수행되었으며, 밀봉능력에 대한 연구 (8,9)는 조립된 플랜지가 주어진 온도에서 내부 압력을 받을 때 누출량을 실 험을 통하여 측정하는 방식으로 진행되어 왔다. 그러나 이와 같은 연구는 ASME B16에 명시되 규격을 토대로 해석 및 실험을 수행한 것으로서. 규 격에 명시되지 않은 신제품을 개발한다거나 장애요인 발생 시 적절한 해결 방안을 모색하는데 필요한 자료는 찾아보기 어려운 실정이다. 따라서 본 연구에서는 제품 개발을 위하 기초자료를 수집하기 위하여 혀재 널리 사용 되고 있는 ASME 16.5의 CLASS 600과 CLASS 900을 대상으로 플랜지 조인트의 접촉특성을 유한요소법으로 해석하였다. 각 CLASS별로 5개의 모델을 선정하여 볼트체결 후의 접촉력(10,11) 및 응력 수준을 파악한 후, 내 부 작동압력으로 인한 거동특성 및 접촉력의 변화를 고찰하였다. 이와 같 은 연구를 통하여 플랜지 조인트가 안정적으로 작동하기 위한 응력의 수준 과 접촉력의 범위를 추정할 수 있으며, 이러한 정보는 추후 새로운 제품의 개발이나 예상치 못한 장애에 대한 대처 방안 마련 시 유용한 자료를 제공 해 줄 수 있을 것으로 사료된다.

1.2 연구 목적

플랜지 조인트의 유한요소해석을 통하여 상용되는 모델의 접촉특성에 대

한 기초자료를 수집하기 위해서는 먼저 모델의 종류와 그에 따른 볼트 체 결토크에 대한 정보가 필요하다. 본 연구에서는 체결 직후의 플랜지 조인 트의 발생응력 및 변형, 접촉력 등을 파악하기 위하여 전문 업체에서 통상 적으로 적용하고 있는 각 모델에 대한 체결토크로부터 볼트의 체결력을 계 산한 후, 이를 해석에 적용하였다. 플랜지 조인트는 개스킷을 중심으로 서 로 대칭형상을 가지고 있으나, 볼트 체결력을 범용소프트웨어인 ANSYS Workbench로 구현하기 위하여 두 개의 플랜지와 개스킷을 동시에 포함하 여 모델링하였다. 또한 플랜지 조인트는 원주방향으로 같은 형상이 반복되 는 구조를 갖고 있기 때문에 조인트 전체를 모델링할 필요가 없으므로, 본 연구에서는 하나의 볼트의 중심과 그 인접한 볼트 중심에 해당하는 부분만 을 유한요소모델로 구성하였다. 해석에 적용된 경계조건으로서, 원주방향 대칭면에서 그 수직한 방향의 변위를 고정하였으며 플랜지 조인트의 축방 향 강체운동을 방지하기 위하여 개스킷의 중앙단면에서의 축방향 변위를 구속하였다.

플랜지 조인트는 체결 후 내부압력을 받게 되면 응력수준이나 접촉력이 변화하게 된다. 따라서 본 연구에서는 관내 압력이 작용할 때 접촉특성의 변화를 파악하기 위하여 조인트의 유체 접촉면에 압력을 가하고 그 때의 변형 및 응력, 접촉력의 크기를 체결 직후의 결과와 비교하였다. 해석에 적용된 유체압력은 상용압력과 설계압력으로서, 상용압력은 플랜지 조인트 가 내압을 받을 때 발생하는 응력수준과 접촉력의 변화를 파악하기 위함이 며, 설계압력은 추후 신제품 개발이나 모델의 부분 변경시 그 안전성을 검 토하기 위한 자료수집의 목적으로 수행되었다.

접촉문제는 접촉상태가 하중에 의존하여 변화하는 대표적인 비선형 문제 이며, 이를 풀이하는 많은 방법들이 알려져 있다. 이 방법들은 접촉점이

- 3 -

대상면(target surface) 안으로 일정량 침투하였을 때 이를 밀어내기 위한 수직력을 계산하는 방법에서 차이를 가지고 있다. 그 중 Augmented Lagrange법은 수직력 계산 시 수직강성에 덜 민감하며, 일반적인 마찰 및 비마찰 접촉문제를 푸는데 적합하다고 알려져 있으므로, 본 연구에서는 이 방법을 적용하여 해석을 수행하였다.



제 2 장 이론적 배경

2.1 볼트 체결력

최근 구조물이 거대화되어가는 추세에 따라서 자중이 적고 강성이 큰 강 구조물로 많이 건설된다. 강구조물은 특성상 많은 접합부위를 가지며, 주로 사용되는 접합방식은 용접과 리벳결합, 볼트체결 등이 있다. 최근에는 볼트 체결이 간편성과 신뢰성을 고려되어 주로 사용된다. 볼트를 이용하면 작은 힘으로도 큰 체결력이 발생시킬 수 있다. 또한 제품은 손상되지 않으며 분 리와 재조립이 가능하다.

Fig. 2-1은 볼트의 신장과 축력의 관계를 나타내었다. 일반적 나사의 조 임은 항복점의 70~80%정도의 체결력으로 조인다.



Fig. 2-1 Relationship between climping force and elongation of bolts

볼트의 체결 방법으로는 토크법, 토크 구배법, 회전각법, 신장측정법 등 이 있지만 토크법이 간단하기 때문에 일반적으로 널리 이용되고 있다.

토크는 볼트의 회전력이라 할 수 있으며, 이 힘은 볼트에 탄력적인 축력 을 발생시켜 체결이 이루어지도록 하는 힘이며 체결력(climbing force)이 다. 볼트의 축력 F_f 을 내기위한 체결토크 T_f , 나사면 토크 T_s 와 자리면 토크 T_w 라 하며 그 식은 (2.1)과 같다.

$$T_{f} = T_{s} + T_{w} = \frac{F_{f}}{2} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_{s} d_{2} \sec \alpha' + \mu_{w} D_{w} \right) = K F_{f} d$$
(2.1)

여기서 P는 나사의 피치, μ_s는 나사면 마찰계수, d₂는 나사면 유효지름, d는 볼트의 호칭지름, α'는 나사산의 산직각 단면에서의 플랭크각, D_w는 자리면에서의 마찰토크의 등가지름, K는 토크계수이며, T_s와T_w 및 K는 식 (2.2)와 식 (2.3), 식 (2.4)과 같다.

$$T_{s} = \frac{d_{2}}{2} U_{s} = \frac{F_{f}}{2} (\frac{P}{\pi} + \mu_{s} d_{s} \sec \alpha')$$
(2.2)

$$T_w = \frac{F_f}{2} \mu_w D_w \tag{2.3}$$

$$K = \frac{1}{2d} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_s d_2 \sec \alpha' + \mu_w D_w \right) \tag{2.4}$$

일반적으로 체결 토크의 90%는 나사면 및 자리면의 마찰력으로 소비되어 버리고 나머지 10%정도만 체결력인 볼트의 토크로 전환된다.

볼트를 사용하여 조립하는 방법은 두 가지 방법이 있다. Fig. 2-2 (a)는 체결력에 의하여 생겨나는 마찰력으로 두 개의 물체를 고정하는 방법으로 볼트의 체결력이 N일 때 가해줄 수 있는 힘 P의 최대값은 N과 부품 사이 의 마찰 계수와의 곱으로 결정된다. 또한 볼트에 가해지는 출력은 부분품 에 가해주는 힘에 영향을 받지 않는다. 그림 (b)는 축하중을 받는 축력은 체결력 이외의 부가 하중을 받게 되어 파손의 원인이 될 수가 있다. 그러 므로 체결력을 결정할 때에는 이와 같이 하중의 방향과 볼트의 강도를 고 려하여야 한다.



Fig. 2-2 Assembly method of the two parts

볼트의 체결력은 제품의 품질과 내구성에 큰 영향을 미치게 된다. 체결력 이 너무 큰 경우에는 볼트가 파손되거나 부품의 암나사가 파손될 수 있고 조립부분에 설계응력보다 높은 응력이 발생하여 제품의 조기파손의 원인이 된다.

2.2 접촉 비선형(12)

접촉문제는 유한요소법에서 가장 까다로운 문제 중 하나이다. 접촉이란 독립적으로 분리된 두 개 혹은 그 이상의 면이 상호간에 접하게 되는 현상 을 말한다. 접촉 정의에 따라 해석의 정확도와 수렴성을 결정해주기 때문 이다. 접촉 비선형은 서로 다른 물체가 접촉이 일어날 때 강성이 급격하게 변하게 되는데, 요소간 경계부분의 비선형이나 경계조건의 변화로 인해 생 기는 접촉을 말한다. 이는 부품간의 접촉하거나 미끄러짐을 또는 떨어짐을 고려해야하는데 이런 거동을 정확히 확인하고자 하는 경우 접촉 비선형이 필요하다.

접촉문제에서 접촉이 이루어지는 면들은 다음과 같은 특성을 가진다.

- 상호간에 침투하지 않는다
- 수직 방향의 압축하중과 접선방향의 마찰력을 전달한다.
- 경우에 따라서 인장 방향의 하중은 전달하지 않는다.
- 서로 분리되거나 이동할 수 있다.

위의 경우들이 주로 접촉 문제에서 다뤄야 하는 부분이다. 접촉해석은 상 태비선형이다. 따라서 접촉으로 정의된 부분이 접촉되거나 분리되는 상태 에 따라서 강성이 변하게 된다.

접촉문제에서 가장 많이 겪는 경우는 침투(penetration)이다. 본 해석 프 로그램인 ANSYS에선 물리적으로 접촉하고 있는 물체는 서로 침투할 수 없다. Fig. 2-3은 침투에 관한 개념도가 나타나 있다.



Fig. 2-3 Contact theory

ANSYS에서 접촉영역에 대한 상관관계가 있는데, 물리적으로 접촉하고 접촉하고 있는 물체는 상호간에 침투할 수 없으며, 해석상에서 두 면이 통 과하지 못하도록 관계를 설정해 주어야 하며, 이를 정의하기 위해 몇 가지 방법(contact formulation)을 사용하게 된다.

접촉문제를 해결하기 위해 사용되는 방법으론 Pure Penalty와 Augmented Largrange이다. 두 가지 방법 모두 Penalty method를 기본으 로 한다. Fig. 2-4는 Penalty method에 관한 내용을 도시화 한 것이며, 식 (2.5)은 수학적으로 나타내었다.



Fig. 2-4 Contact theory of Penalty method

$$F_{normal} = k_{normal} x_{penetration} \tag{2.5}$$

F_{normal}이 일정하다고 가정하면, 두 접촉 물체 사이에는 스프링과 같은 접촉 강성 k가 존재하게 된다. 이 때, 접촉강성 k가 무한 값이면 침투량 x 는 0가 된다. 하지만 이러한 방법에서는 수치적으로 불가능하게 된다. 따라서, 침투량 x가 작을수록 해는 정확하게 되는데 이를 penalty method라 한다.

Pure Penalty와 Augmented Lagrange는 모두 penalty method를 기본적 으로 사용하며, 두 개의 차이점은 접촉에 대한 힘(압력)을 계산하는 항의 유무를 나타낸다. 식 (2.6)은 Pure Penalty와 Augmented Lagrange의 이 론식을 나타내었다.

Pure Penalty : $F_{normal} = k_{normal} x_{penetration}$ (2.6) Augmented Lagrange : $F_{normal} = k_{normal} x_{penetration} + \lambda$

Pure penalty는 침투를 허용하지 않고 해석을 진행함으로서 접촉강성 k_{normal}에 민감하며 침투량이 있으나 조절할 수 없다. 따라서 해의 수렴성 으 좋으나 해의 정확도 면에서는 다소 많이 떨어진다. 반면, Augmented Lagrange method는 λ항이 추가되어 접촉강성 k_{normal}의 크기에 대해 덜 민감하고 침투량이 있으나 다소 조절가능하다. 또한 침투량이 크다면 반복 해석이 추가됨으로 비선형 해석에 적합하다고 볼 수 있다.

다른 방법으로는 Normal Lagrange 접촉방법이 있다. 이 방법은 접촉의 상관관계를 만족시키기 위해 별도의 자유도를 추가해서 해석을 진행하는 방법이다. 결과적으로, 접촉 강성과 침투에 대한 접촉 하중을 푸는 대신의 별도의 자유도로서 압력이 계산되어 진다. Normal lagrange는 압력자유도 를 추가하여 침투량이 0에 가까운 값을 가지며 수직접촉강성이 필요하지 않는다. 또한, 접촉면의 수직한 하중만 적용하며 Penalty method보다 해석 시간이 길다.



제 3 장 유한요소해석

3.1 플랜지 및 개스킷의 형상

Fig. 3-1은 본 연구에 사용된 플랜지 조인트의 형상을 나타낸 것이며, 두 개의 플랜지 사이에 개스킷을 삽입한 후 볼트로 체결하여 조립하게 된 다. 현재 널리 사용되고 있는 플랜지는 ASME B 16.5⁽¹³⁾에 규정된 형상 및 치수를 기준으로 제작되고 있으며, 그 규격(standard)에서는 각 플랜지의 재료 및 허용공차를 포함하여 체결에 필요한 볼트의 수와 호칭지름도 명기 하고 있다. 또한 링 조인트 개스킷은 ASME B 16.20⁽¹⁴⁾에서 다른 여러 가 지 형태의 금속 개스킷과 함께 각 플랜지의 크기에 따른 치수 및 형상이 규정되어 있다. 이러한 금속 링 개스킷은 비금속 개스킷에 비해 고온 고압 의 환경 하에서 적합하며, 볼트의 체결토크에 의해 개스킷과 플랜지의 홈 (groove) 사이에 발생하는 높은 압축력으로 인하여 내부 유체가 누출되는 것을 방지하게 된다.



Fig. 3-1 Assembled geometry of a flange joint

본 연구에서는 ASME B16.5에 규정된 여러 플랜지 중 CLASS 600과 CLASS 900의 두 압력등급에 대한 해석을 수행하였으며, 그 중에서도 가 장 일반적인 NPS(Nominal Pipe Size) 8, 12, 16, 20, 24를 해석 대상으로 선정하였다. 또한 여러 형태의 플랜지 중에서 구경의 크기가 연결 파이프 의 외경보다 약간 큰 슬립 온 플랜지(slip-on flange)의 치수를 사용하여 모델링하였다. Fig. 3-2는 해석에 사용된 플랜지의 형상을 나타낸 것이며, Table1과 Table 2는 각각 CLASS 600과 CLASS 900의 여러 NPS에 대하 여 앞 그림에서 표시된 치수를 나타낸 것이다. Fig. 3-3은 개스킷의 단면 형상을 도시한 것으로, 본 연구에서는 팔각형 단면과 타원형 단면의 링 개 스킷을 사용하였으며, 각각의 플랜지에 두 개의 다른 링 개스킷을 사용할 경우 나타나는 접촉 특성의 변화 및 응력 수준의 정도를 파악하였다. Table 3과 Table 4는 개스킷 형상에 표시된 각 부분의 치수를 나타낸 것 이며, 해석에는 각 플랜지 별로 두 개씩 모두 20개의 개스킷을 사용하였다.

- 13 -



Fig. 3-2 Geometry of a slip-on flange

Table 1	. Specification	of	class	600	flanges
---------	-----------------	----	-------	-----	---------

NPS	0	В	t_f	Y	W	Number of bolts	Bolt Size
8	420	221.5	55.6	76	349.2	12	1 1/4
12	560	327	66.7	92	489.0	20	1 3/8
16	685	410.5	76.2	106	603.2	20	1 5/8
20	815	513.1	88.9	127	723.9	24	1 3/4
24	940	616	101.6	140	838.2	24	2

 Table 2. Specification of class 900 flanges

NPS	О	В	t_f	Y	W	Number of bolts	Bolt Size
8	470	221.5	63.5	102	393.7	12	1 1/2
12	610	327	79.4	117	533.4	20	1 1/2
16	705	410.5	88.9	133	616	20	1 3/4
20	855	513.1	108	159	749.3	20	21/8
24	1040	616	139.7	203	901.7	20	25/8



Fig. 3-3 Sectional geometry of metal ring gaskets

Table 3		Specification	of	gasket	on	CLASS	600
---------	--	---------------	----	--------	----	-------	-----

	HEIGHT	OF RING	0	Г	Б		
NP5	А	B_2	Н	C	Г	E	
8	11.1	17.5	15.9	7.7	11.9	7.9	
12	11.1	17.5	15.9	7.7	11.9	7.9	
16	11.1	17.5	15.9	7.7	11.9	7.9	
20	12.7	19.1	17.5	8.7	13.5	9.5	
24	15.9	22.2	20.7	10.5	16.7	11.1	

Table 4. Specification of gasket on CLASS 900

NPS A		HEIGHT	HEIGHT OF RING		Г	Б
	A	B_2	Н	C	Г	E
8	11.1	17.5	15.9	7.7	11.9	7.9
12	11.1	17.5	15.9	7.7	11.9	7.9
16	15.9	22.2	20.7	10.5	16.7	11.1
20	19.1	25.4	23.8	12.3	19.8	12.7
24	25.4	33.4	31.8	17.3	27.0	15.9

3.2 유한요소모델

Fig. 3-5는 해석에 사용된 전형적인 유한요소모델을 도시한 것으로, 체결 볼트를 포함하여 금속 링 개스킷이 플랜지의 홈에 삽입되어 있는 상 태로 모델링하였다. 여기서 볼트를 모델에 포함시킨 이유는 체결토크에 의 해 발생하는 볼트 인장력이 플랜지 및 개스킷이 압축하여 응력 및 접촉력 을 발생시키는 과정을 ANSYS Workbench로 구현하기 위해서이다. 또한 플랜지 조인트의 형상이 원주방향으로 일정 부분마다 동일한 모양으로 반 복되는 대칭성을 갖고 있으므로, 계산시간의 단축과 해의 정밀도를 향상시 키기 위하여 전체 영역의 1/n(n : 볼트의 개수)만을 모델링하였다. 개스킷 과 플랜지 홈 사이의 접촉력과 응력이 플랜지 조인트의 성능에 매우 큰 영 향을 미치므로, 본 연구에서는 해의 정밀도 및 수렴성을 향상시키기 위하 여 개스킷을 플랜지보다 더 조밀한 격자로 구성하였으며, 플랜지의 홈 부 분도 응력이 일정한 다른 부분에 비해 응력 변화가 클 것으로 예상되어 상 대적으로 조밀한 격자로 모델링하였다. 격자를 구성할 때 가로세로비 (aspect ratio)와 비대칭도(skewness)도 함께 고려하였으며, 주로 8절점 육 면체 요소(8-node brick element)를 사용하였으나 부분적으로 6절점 사면 체요소(6-node tetrahedral element)도 같이 사용되었다. Table 5에서 Table 8은 해석에 사용된 요소와 격자의 수를 각 모델별로 구분하여 나타 낸 것이다.



Fig. 3-5 Finite element model of a flange joint

Madal	Number o	f elements	Number of nodes		
Widdei	flange gasket		flange	gasket	
8	43200	21827	50848	25900	
12	51202	41241	60044	46380	
16	88806	51684	101297	57868	
20	114325	60060	129357	69888	
24	125535	61698	143790	71760	

Table. 5 Number of elements and nodes(CLASS 600 octagonal type)

Table. 6 Number of elements and nodes(CLASS 600 oval type)

Madal	Number o	f elements	Number of nodes		
Widdei	flange gasket		flange	gasket	
8	43200	32976	50848	38106	
12	51202	58620	60044	63928	
16	88806	71040	101297	77400	
20	114325	80657	129357	92235	
24	125535	99508	143790	109848	

Table. 7 Number of elements and nodes(CLASS 900 octagonal type)

NG 11	Number o	f elements	Number of nodes		
Nidel	flange gasket		flange	gasket	
8	50301	22464	56789	26572	
12	73491	41241	84685	46380	
16	115894	46065	130898	50036	
20	101392	48944	114998	55800	
24	141152	58108	158470	64972	

Table. 8 Number of elements and nodes(CLASS 900 oval type)

Model	Number of elements		Number of nodes	
	flange	gasket	flange	gasket
8	50301	24984	50301	29200
12	73491	57600	73491	62952
16	115894	72061	115894	82080
20	101392	88412	101392	96720
24	141152	97820	141152	111555

3.3 재료의 물성

플랜지와 볼트에 사용된 재료는 스테인리스강 SUS304이며, 개스킷의 사용 된 강재는 스테인리스강 SS347이다. SUS304는 가장 널리 사용되는 강종 으로 니켈이 함유되어 내식성, 내열성이 뛰어나며 저온 강도도 가지고 있 는 우수하여 부식이 우려되는 부품에 주로 사용되고 있다. 또한 SS347은 산화되기 쉬운 환경에서 내식성이 강한 재료로서 고온용 개스킷이나 팽창 조인트(expansion joint) 등에 널리 사용되고 있다. Table 9는 이 두 재료 에 대한 물성치를 나타낸 것이며, Fig. 3-6은 두 재료에 대해 항복 이후의 영역을 포함한 응력-변형률 선도를 도시한 것이다.

Table. 9 Material properties of SUS304 and SS347

Item	SUS304	SS347
Density(kg/ m^3)	7850	8000
Young's Modulus(GPa)	193	195
Poisson's Ratio	0.29	0.27
Yield Strength(MPa)	215	205
Tangent Modulus(GPa)	1.8	1.45



Fig. 3-6 Stress-strain curves of two materials

3.4 해석 조건

3.4.1 경계 조건

본 해석에 적용된 경계조건 중 구속조건으로는, 유한요소모델에서 서술 한 바와 같이 원주방향으로 대칭성을 갖고 있으므로 대칭면에 수직한 방향 의 변위를 고정하였다. 또한 플랜지의 길이방향의 장체운동을 방지하기 위 하여 개스킷의 중앙 면에서 그에 수직한 변위를 구속하였다. 그리고 하중 조건을 해석에 적용하기 위해서 먼저 체결 토크에 의해 발생하는 볼트 인 장력(bolt pretension load)을 결정해야 할 필요가 있다. 따라서 본 연구에 서는 여러 가지 플랜지 조인트에 대해 전문 업체에서 적용하고 있는 체결 토크 관련 자료를 이용하여 다음과 같은 문헌에서 발표된 관련 식⁽¹⁵⁾에 따 라 볼트의 체결력을 계산하였다.

$$f_c = \frac{T}{(0.161p + 0.58\mu_t d + \mu_h r_m)} \tag{3.1}$$

여기서 T는 체결 토크, p는 나사의 피치, μ_t는 볼트와 너트사이의 마찰 계수, μ_h는 볼트 자리면의 마찰 계수, d는 볼트의 바깥지름, r_m은 볼트 자 리면의 평균 반지름을 나타낸다. 일반적인 체결용 삼각나사에서 볼트 자리 면의 평균 반지름은 r_m = 0.625d의 관계를 갖고 있으며, 마찰계수를 정확히 산정하기는 어렵기 때문에 본 해석에서는 μ_t는 0.3, μ_h는 0.1로 가정하여 볼트 체결력 계산에 적용하였다. Table 10은 식 (3.1)에 의해 계산된 각 모 델별 볼트 체결력을 나타낸 것이다.

- 20 -

NPS	CLASS 600(N)		CLASS 900(N)	
	Torque(N · m)	Pretension	Torque(N·m)	Pretension
		load(N)		load(N)
8	635	82623	915	102404
12	780	92883	995	108265
16	1200	121180	1755	164091
20	1755	166775	3040	168512
24	2505	205325	3920	244496

Table. 10 Bolt pretension loads according to the tightening torques

플랜지 조인트는 체결 후 유체의 압력을 받게 되면 접촉특성이 변하게 된다. 체결 직후 유압을 받지 않는 상태의 접촉특성은 체결토크에 의해 플 랜지와 개스킷 사이의 접촉력이 적당한지를 판별하는 기준이 되며, 실제 유압이 작용하게 되면 접촉력은 일정부분 감소할 것임을 예상할 수 있다. 만약 초기 체결력이 충분하지 않으면 고압의 유체가 개스킷과 플랜지 틈새 로 누출될 수 있으며, 초기 체결력이 과다할 때는 크랙이나 피로, 크리프 등으로 플랜지 조인트의 수명이 단축될 가능성도 있다. 따라서 본 연구에 서는 유체의 압력으로 인한 접촉특성을 체결 초기의 결과와 비교하기 위하 여 사용압력 및 설계압력을 Fig. 3-7에 도시한 플랜지 조인트 부에 작용시 켜 접촉력 및 응력 수준의 감소 정도를 파악하였다. 적용된 설계압력은 CLASS 600의 경우 4.14 MPa, CLASS 900의 경우 6.21 MPa이며, 설계압 력은 두 경우 모두 14.17 MPa로 동일하다.



Fig. 3-7 Surfaces subjected to pressure loading

Fig. 3-8은 해석에 사용된 하중 단계(load step)를 CLASS 900에 대해 나타낸 것으로서, 1단계는 체결단계이며 3단계와 5단계는 각각 사용압력과 설계압력을 적용하는 단계이다. 그림에서 1단계는 압력이 작용하지 않는 체결직후의 상태를 나타내며, 4단계에서는 사용압력이 제거되어 다시 체결 초기의 상태로 되돌리는 과정을 나타낸다. 비선형 접촉문제를 풀기 위하여 각 하중 단계 별로 적용한 시간은 1초이며, 해의 수렴을 위해 각 구간을 100개의 시간 증분(increment)로 나누어 해석을 진행하였다. Fig 3-9는 해 석에 적용된 1단계의 경계조건을 CLASS 900의 NPS 8에 대하여 대표적으 로 나타낸 것이다.



Fig. 3-9 Applied boundary conditions to the flange joint (class 900, NPS 8)

3.4.2 접촉 조건

두 물체가 접촉하는 문제에서 접촉조건을 정확하게 부여하는 것은 매우 어려운 것이 사실이다. 그러나 본 해석과 같이 접촉하는 두 물체 사이의 상대적 미끄럮이 작고 변형이 크기 않은 경우에는 마찰계수가 물체의 거동 에 미치는 효과는 비교적 미미하다고 볼 수 있다. 플랜지 조인트의 접촉은 플랜지의 홈에 링 개스킷이 삽입되는 부분에서 발생하며, 볼트 머리와 너 트가 플랜지의 상하면에 체결되는 부분에서도 발생한다. 먼저 플랜지와 개 스킷 사이의 접촉조건으로 Fig. 3-10에 도시한 바와 같이 침투는 발생하지 않으나 분리와 미끄럼은 허용되는 무마찰(frictionless) 조건을 부여하였다. 이는 실제로 마찰이 존재하나, 마찰계수를 구하기 어려울 뿐 아니라 마찰 면의 접선방향으로 미끄럼이 작기 때문에 마찰계수의 영향은 무시할 수 있 을 것으로 판단했기 때문이다. 한편 볼트와 플랜지가 접촉하는 부분에서의 조건은, 볼트의 체결력이 작용하중으로 사용되므로 접합(bond) 조건을 적 용하였다. 이는 볼트가 완전히 체결된 뒤에는 불트와 플랜지 사이에 수직 력 이외에는 어떤 부가 하중도 존재하지 않으므로, 분리와 미끄럼이 허용 되지 않기 때문이다. 이와 같은 접촉문제를 풀이하는 방법은 접촉조건에 따라 여러 가지가 있으나, 본 연구에서는 수직 강성에 덜 민감하고 마찰 또는 무마찰 문제에 적합하다고 알려진 Augmented Lagrange법을 사용하 였다.



Fig. 3-11 Contact conditions between the flange groove and the gasket

제 4 장 해석 결과

4.1 플랜지 조인트의 변형 특성

Fig. 4-1은 CLASS 600의 NPS 16 플랜지에 팔각형 단면의 개스킷이 삽 입된 경우와 CLASS 600의 NPS 8 플랜지에 타원형 개스킷이 삽입된 경우 에 대하여 플랜지 조인트 체결 직후의 변형형상을 대표적으로 나타낸 것이 다. 다른 여러 모델의 변형 형상도 변위의 크기만 차이가 있을 뿐 이와 유 사하게 나타났기 때문에 이후 결과에 대한 그림은 이 두 모델에 대한 것 으로 국한하였다. 이 그림을 살펴보면, 플랜지 조인트의 전체적인 변형 형 상은 볼트 체결로 인하여 플랜지 바깥부분이 안쪽보다 상대적으로 큰 변형 이 발생하며, 개스킷을 중심으로 상하 대칭형태의 변형이 발생함을 알 수 있다. 또한 두 볼트 사이의 단면을 기준으로 원주방향의 대칭성을 관찰할 수 있는데, 이는 경계조건의 적용에서 이미 예상했던 결과이다.

Fig. 4-2와 Fig. 4-3은 각각 사용압력과 설계압력이 플랜지 조인트에 내 부에 가해질 때 발생하는 변위를 도시한 것이다. 두 플랜지의 틈새에 작용 하는 유체압력으로 인하여 볼트을 중심으로 플랜지 바깥쪽의 변형은 약간 증가한 경향을 보이는 반면, 플랜지 안쪽의 변형은 감소하여 체결 전의 상 태로 일부 복원이 발생함을 알 수 있다. 이러한 경향은 유체의 압력이 높 을수록 크게 나타나는데, 이는 플랜지 틈새의 상하면에 작용하는 높은 압 력이 볼트 피치원 안쪽의 틈새 간격을 증가시키는 반면 볼트 피치원 바깥 쪽의 틈새 간격을 감소시키기 때문에 발생하는 현상으로 볼 수 있다.

- 26 -



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8) Fig. 4-1 Total Deformation of the flange joints (CLASS 600, No pressure)



(b) oval type(NPS 8)Fig. 4-2 Total Deformation of the flange joints (CLASS 600, Operating pressure)


(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8)Fig. 4-3 Total Deformation of the flange joints (CLASS 600, Design pressure)

Fig. 4-4는 볼트 체결 후 압력이 작용하지 않는 초기상태의 개스킷에 발 생하는 전체 변형을 도시한 것으로, 그림에 나타낸 모델의 경우 팔각형 개 스킷의 최대 변위는 0.362 mm, 타원형 개스킷의 최대변위는 0.187mm로 나타났다. 이 그림으로부터 적용된 구속조건과 기하학적 형상의 대칭으로 인하여 개스킷의 수평 중앙단면을 기준으로 예상한대로 대칭형상의 변형이 발생함을 볼 수 있다. 그러나 수직 중앙 단면을 기준으로 비대칭 변형이 발생하는데, 이는 체결 볼트의 위치가 개스킷의 바깥쪽에 인접하여 있으므 로 개스킷 바깥쪽에 더 큰 압축력이 작용하기 때문으로 풀이된다. 또한 원 주방향으로 전체 변형이 비교적 균일하게 발생함을 알 수 있는데, 이는 개 스킷의 접촉 특성 면에서 긍정적인 효과를 나타낼 것으로 기대된다. 왜냐 하면 원주방향의 불균일 변형은 응력 및 접촉력의 불균일 분포를 초래하게 되고, 이는 플랜지 조인트의 성능에 좋지 못한 영향을 초래할 것으로 판단 되기 때문이다.



(b) oval type(NPS 8) Fig. 4-4 Total deformations of the ring gaskets (CLASS 600, No pressure)

Fig. 4-5와 Fig. 4-6은 각각 사용압력과 설계압력이 작용할 때 개스킷에 발생하는 전체 변형을 도시한 것으로, 전체적인 변형 형상은 체결 직후의 상태와 동일하게 나타났다. 전술한 바와 같이 압력이 작용하게 되면 볼트 피치원 안쪽의 플랜지 틈새는 넓어지기 때문에 볼트 체결로 인한 개스킷의 압축변형은 줄어들게 된다. 압축 변형의 감소는 개스킷이 체결 전의 상태 로 일부 복원됨을 의미하는 것으로, 체결력이 충분하지 못하면 작용 압력으로 인한 개스킷 접촉부의 밀봉 효과가 감소하게 된다. 본 해석의 결과, 사용압력 작용 시 팔각형 개스킷 모델의 최대 변위는 체결 직후보다 약 2.7% 감소한 0.352mm를 나타내었으며, 설계압력 작용 시 최대 변위는 약 11% 감소한 0.321 mm를 나타내었다. 그러나 타원형 개스킷의 경우에는 플랜지의 크기가 팔각형보다 작기 때문에 체결 직후의 초기 변형도 팔각형 개스킷보다 적을 뿐만 아니라 작용압력에 의한 압축 변형의 감소도 적게 나타났는데, 사용압력 작용 시 타원형 개스킷의 최대 변위는 체결 직후보 다 약 1.8% 감소한 0.183mm로 나타났으며, 설계압력 작용 시 최대 변위 는 약 6.2% 감소한 0.175 mm로 나타났다.



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8) Fig. 4-5 Total deformations of the ring gaskets (CLASS 600, Operating pressure)



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8) Fig. 4-6 Total deformations of the ring gaskets (CLASS 600, Design pressure)

Fig. 4-7과 Fig. 4-8은 CLASS 600과 CLASS 900의 각 모델에 대하여 팔각형 및 타원형 개스킷에 발생하는 최대 변위를 종합하여 그래프로 도시 한 것이다. 전체적으로 NPS 24의 팔각형 개스킷의 경우를 제외하고는 플 랜지 조인트의 크기가 커질수록 최대변위가 증가함을 알 수 있다. 또한 같 은 크기의 모델을 비교하면 타원형 개스킷의 최대 변위가 팔각형 개스킷의 변위보다 전체적으로 더 크게 발생함을 관찰할 수 있다. 이는 타원형의 경 우 접촉 면적이 작아 볼트체결에 의한 압축력이 접촉부분에 집중적으로 작 용하기 때문에 국부적으로 큰 변형이 발생하는 것으로 볼 수 있다. 한편 전 모델에 있어서 체결 후의 변위와 압력이 작용할 때의 변위를 비교하면, 작용 압력으로 인해 개스킷의 변위는 일정량 감소하고 있음을 알 수 있다. 본 해석의 결과, 사용압력이 작용하는 경우 팔각형 및 타원형 개스킷의 최 대변위 감소율은 각각 2.3~5%, 1~5%로 나타났으며, 설계압력의 경우에 는 각각 9.3~14%, 2.5~8%로 나타났다.



(b) oval type Fig. 4-7 Maximum deformation of the ring gaskets (CLASS 600)



(b) oval type Fig. 4-8 Maximum deformation of the ring gaskets (CLASS 900)

Fig. 4-9는 개스킷에서 최대 변위가 발생하는 절점의 변위를 하중단계에 따라 나타낸 그래프이다. 먼저 1단계는 볼트체결 단계로서 체결력이 증가 함에 따라 플랜지 홈이 개스킷을 압축함으로써 변위가 급격히 증가하는 것 을 볼 수 있다. 2단계는 볼트 체결 후의 무하중 상태로서 체결 완료시점의 변형상태가 그대로 유지되는 단계이므로 변위의 변화가 관찰되지 않는다. 3단계는 사용압력이 작용하는 단계로서 체결 후의 변형이 작용압력으로 인 하여 일부 복원되어 변위가 감소함을 알 수 있으며, 팔각형 개스킷은 약 4%, 타원형의 경우는 약 3%의 감소율을 나타내고 있다. 4단계는 작용압력 이 제거되어 체결 후의 상태로 복원되는 단계로 최대변위는 체결 후와 동 일한 값이 됨을 알 수 있다. 마지막 5단계는 설계압력을 받는 단계로서, 설 계압력이 작용할 때의 개스킷의 변위는 작동압력의 경우보다 더 감소하는 데 그 감소율은 팔각형의 경우 약 10%, 타원형의 경우 약 6% 정도를 나 타내었다.









4.2 플랜지 조인트의 응력 특성

Fig. 4-10~12는 CLASS 600의 NPS 16 플랜지의 팔각형 개스킷과 CLASS 600의 NPS 8 플랜지의 타원형 개스킷에 대한 전체 응력을 나타내 었다. 그림에서 전체적인 응력분포는 비슷하게 나왔으며 다른 모델의 응력 분포도 비슷하게 나왔으므로 모든 모델의 그림은 삽입하지 않았다. 우선 Fig. 4-10을 살펴보면 그림 (a), (b) 모두 변형량과 마찬가지로 상하 대칭 형태의 변형이 발생함을 알 수 있다. 이는 개스킷에 적용시킨 경계조건에 의한 것으로 알 수 있다. 또한, 최대응력은 개스킷에 발생하였으며 개스킷 의 응력분포는 Fig. 4-13에 나타나있다.

Fig. 4-11와 Fig. 4-12은 각각 사용압력과 설계압력이 플랜지 조인트에 작용한 응력분포를 나타내었다. 두 플랜지에 작용한 압력으로 인하여 응력 값은 감소하였으나, 플랜지 안쪽의 응력은 약간 증가한 반면, 바깥쪽의 응 력은 감소한 것을 알 수 있다. 또한, 볼트의 응력을 살펴보면 작용압력이 가해질수록 볼트 안쪽의 응력이 증가한 것을 알 수 있는데, 이는 플랜지가 받는 압력에 의해 볼트에 작용하는 인장력이 발생함을 알 수 있다.



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8)Fig. 4-10 Stress distribution of the flange joints (CLASS 600, No pressure)



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8)Fig. 4-11 Stress distribution of the flange joints (CLASS 600, Operating pressure)



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8)Fig. 4-12 Stress distribution of the flange joints (CLASS 600, Design pressure)

Fig. 4-13는 무압력 상태에서 CLASS 600의 NPS 16 팔각형 개스킷과 CLASS 600의 NPS 8 치수의 타원형 개스킷을 압력이 작용하지 않는 상태 에서의 개스킷의 응력분포를 나타내었다. 앞의 전체 모델에서의 최대 응력 값이 같은 것을 알 수 있는데, 이는 개스킷에 최대응력이 발생한 것을 알 수 있다. Fig. 4-13 (a)에서 개스킷의 응력분포를 살펴보면 개스킷의 상단 부분에 최대응력이 발생하였으며 상하 대칭형상으로 나타났다. 반면 그림 상으로는 좌우 대칭으로 보이나 실제로는 개스킷의 중앙을 기준으로 약간 씩 차이가 있다. 이는 변형량과 마찬가지로 볼트의 체결된 위치가 개스킷 의 바깥쪽이므로 응력값 역시 개스킷의 안쪽보다 바깥쪽에 더 높게 나타났 으며 약 13%정도 차이가 났다. Table. 16은 CLASS 600의 NPS 16 플랜 지에 팔각형 개스킷에 발생한 바깥쪽과 안쪽의 응력을 나타났다. Fig. 4-13 (b)는 타원형의 응력분포를 나타냈다. 팔각형 개스킷과 달리 최상단 부분이 아닌 접촉하는 중간 부분에 최대응력이 발생하였는데, 이는 개스킷 이 접촉하는 면의 최대 압력에 의해 그림과 같은 응력분포로 나타났다.

Table. 16 Maximum stresses of inside and outside surfaces ofthe gaskets(CLASS 600, octagonal type)

NPS	IN	OUT
8	211	241
12	319	365
16	319	365
20	299	342
24	253	289



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8) Fig. 4-13 Stress distribution of the ring gaskets (CLASS 600, No pressure)

Fig. 4-14와 Fig. 4-15는 사용압력과 설계압력에서의 개스킷에 발생하는 응력을 나타낸 것이다. 플랜지 조인트에 압력이 작용하지 않는 상태와 마 찬가지로 응력분포는 비슷하게 나타났다. 개스킷에 발생한 응력은 플랜지 에 발생한 작용압력으로 인하여 플랜지에 틈새가 발생하였고 이로 인하여 개스킷의 압축력이 작용하여 응력이 감소하였다고 볼 수 있다. 본 해석의 결과, 팔각형 개스킷의 경우 사용압력에서의 응력은 압력이 없는 상태보다 5.5% 감소한 345.64MPa로 나타났으며, 설계압력 작용 한 경우 17% 감소 한 303MPa로 나타났다. 그리고 타원형 개스킷의 경우 사용압력 작용 시 응력은 체결 직후보다 6.6%감소한 261MPa로 나타났으며, 설계압력에선 15% 감소한 237.81MPa로 나타났다.



(a) octagonal type(NPS 16)







(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8) Fig. 4-15 Stress distribution of the ring gaksets (CLASS 600, Design pressure)

Fig. 4-16과 Fig. 4-17은 CLASS 600과 CLASS 900에서 팔각형과 타원 형 개스킷의 각각의 모델에 대한 전체 최대응력을 그래프로 도시화 하였 다. 팔각형 개스킷의 그래프를 살펴보면 CLASS 600과 CLASS 900 둘 다 그래프 양상이 비슷한 것을 알 수 있다. 또한, 타원형 개스킷은 팔각형 개 스킷보다 최대응력이 더 높게 나왔다. 이는 타원형의 접촉 면적이 팔각형 의 접촉 면적보다 작은 반면 플랜지에 작용하는 볼트 체결력은 똑같기 때 문에 발생한 한 것을 알 수 있다. 팔각형과 타원형 개스킷의 사용압력의 응력감소율은 5~7%, 5.3~6.6%로 나타났으며 설계압력에서의 응력감소율 은 10.21~17%, 12.4~14.6[°]로 나타났다.



(b) oval type Fig. 4-16 Maximum stresses of the ring gaskets (CLASS 600)



(b) oval type Fig. 4-17 Maximum stresses of the ring gaskets (CLASS 900)

Fig. 4-18과 Fig. 4-19는 각각의 모델에서 최대응력이 발생한 절점에서 의 응력의 변화를 그래프로 도시화 하였다. 우선 1초까지는 응력이 급격히 증가하는데 이는 볼트의 체결력만 작용함과 동시에 플랜지가 압력을 받지 않기 때문에 증가하는 것을 알 수 있다. 1초부터 2초 사이는 볼트의 체결 이 그대로 유지되는 단계로서 응력의 변화는 거의 없는 것이 확인된다. 2 초부터 3초 사이는 사용압력이 적용된 단계로서 응력이 감소된 것을 알 수 있다. CLASS 600의 팔각형 개스킷은 약 6%, 타원형 개스킷은 6.2%정도 감소하였고, CLASS 900의 팔각형 개스킷은 약 5.9%, 타원형 개스킷은 약 3.5%정도 감소하였다. 3초부터 4초사이는 사용압력이 제거된 단계로서 최 대응력의 값이 2초와 비슷해진 것을 알 수 있다. 마지막으로 5초까지의 변 화를 살펴보면 급격히 감소하는 걸 알 수 있다. 설계압력은 사용압력보다 CLASS 600는 약 3.4배, CLASS 900은 약 2.3배 높게 되는데, 응력 감소율 도 이와 비슷하게 CLASS 600의 팔각형 개스킷은 무압력 상태보다 약 16%, 타원형 개스킷은 16.4%, CLASS 900의 괄각형 개스킷은 11%, 타원 형 개스킷은 6.9%정도 나타내었다. 응력도 변형량과 마찬가지로 플랜지에 작용하는 압력이 많은 영향이 끼친다고 볼 수 있다.



(b) oval type Fig. 4-18 Variations of maximum stress according to the load steps (CLASS 600)



(b) oval type Fig. 4-19 Variations of maximum stress according to the load steps (CLASS 900)

4.3 플랜지 조인트의 접촉 특성

플랜지와 개스킷은 어떠한 조건에서든 틈새 사이로 유체나 가스가 누출 이 되어선 안 될 뿐만 아니라, 개스킷의 변형이 심하게 되어서는 안된다.

이러한 조건들로 인하여 플랜지와 개스킷은 항상 접촉된 상태로 존재하 게 된다. 따라서 개스킷에 발생하는 접촉력의 크기로 밀봉효과를 분석하게 되었으며, 이를 토대로 최적의 모델을 선정하고자 한다.

Fig. 4-20은 왼쪽 그래프는 팔각형 개스킷에서의 접촉길이에 대한 접촉 력을 나타낸 그래프를 나타내며 오른쪽 그래프는 타원형 개스킷에서의 접 촉길이에 대한 접촉력을 나타내었다. 팔각형 개스킷은 개스킷의 하단부분 에서 최대값이 나타난 반면에 타원형은 접촉하는 개스킷의 상단에 최대 접 촉력이 발생하였다. 또한, 팔각형은 개스킷의 안쪽 접촉력이 바깥쪽 접촉력 보다 높게 나온 반면에 타원형은 그 반대로 발생함을 알 수 있다. 또한, 팔각형 접촉길이가 약 6.2mm, 타원형은 약 3.6mm정도가 되는데 팔각형은 안정적으로 접촉되는 반면 타원형은 접촉되는 길이가 짧아 타원형보다 덜 안정적이라고 예상된다. 이를 단위길이 당 접촉력으로 환산하게 되면 팔각 형은 649 MPa, 타원형은 1246.224 MPa가 나오게 되는데, 약 2배 차이가 나게된다. 다른 모델도 단위길이 당 접촉력을 환산하게 되면 약 2배 정도 차이가 난다. 접촉력의 차이가 밀봉효과의 차이라고 완벽하게 볼 순 없지 만, 어느 정도 영향을 미친다고 예상 할 수 있다.

- 54 -



(a) octagonal type(NPS 16)
(b) oval type(NPS 8)
Fig. 4-20 Radial variations of contact pressure along the contact length of the gaskets(CLASS 600, No pressure)



Fig. 4-21 Radial variations of contact pressure along the contact length of the gaskets(CLASS 600, Operating pressure)



(a) octagonal type(NPS 16)(b) oval type(NPS 8)Fig. 4-22 Radial variations of contact pressure along the contact length of the gaskets(CLASS 600, Design pressure)

Fig. 4-23은 압력이 작용하지 않은 상태에서의 접촉력을 나타내었다. (a) 는 CLASS 600의 NPS 16인 팔각형 개스킷이며, (b)는 CLASS 600의 NPS 8인 타원형 개스킷을 나타내었다. 우선 접촉력의 분포를 살펴보면 팔각형 의 경우 최대 접촉력이 발생한 지점은 접촉면의 하단에 발생하였다. 반면 타원형은 접촉면의 상단에 발생하였다. 이같은 차이를 보이는 이유는 팔각 형은 타원형에 비해 접촉하는 면이 넓어서 면접촉을 함으로서 발생하는 현 상이라 할 수 있다. 또한, 원주방향으로 발생한 접촉력은 균일하게 발생하 였는데 이는 플랜지 조인트의 밀봉효과와 관련이 있다. 만약 불균일하게 된다면 유체가 밖으로 유출됨으로서 개스킷의 역할을 할 수 없게 된다. 동 시에 조인트의 성능에도 악영향이 미칠 것으로 사료된다.

Fig. 4-24와 25는 사용압력과 설계압력에서의 개스킷의 접촉력 분포를 나타내었다. 압력이 작용하지 않는 상태의 분포와 비슷한 양상을 보였으며 유체압력으로 인한 접촉력의 크기만 감소하였다.

- 56 -



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8) Fig. 4-23 Contact pressure of the ring gaskets (CLASS 600, No pressure)



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8) Fig. 4-24 Contact pressure of the ring gaskets (CLASS 600, Operating pressure)



(a) octagonal type(NPS 16)



(b) oval type(NPS 8) Fig. 4-25 Contact pressure of the ring gaskets (CLASS 600, Design pressure)

Fig. 4-26과 Fig. 4-27은 CLASS 600과 CLASS 900의 플랜지 조인트의 개스킷 면에 발생한 평균 접촉력을 그래프로 도시화 한 것 이다. Table. 17~20은 개스킷에 발생하는 최대접촉력과 평균접촉력을 표로 나타내었다. 우선 표를 살펴보면 최대접촉력과 평균접촉력은 서로 일치하지 않는 것을 알 수 있다. 이는 접촉면의 면적이 상대적으로 다르기 때문에 나타나는 현 상이다. 또한 같은 크기의 모델을 살펴보면 타원형 개스킷이 팔각형 개스 킷보다 접촉력이 더 높게 나타나는데 이 역시 볼트에 작용하는 체결력은 똑같으나 접촉 면적은 타원형이 팔각형보다 더 작기 때문에 개스킷이 받는 압력이 커지기 때문에 큰 접촉력이 발생한 것으로 볼 수 있다. Fig. 4-26 과 Fig. 4-27에서 접촉력의 평균은 각각의 모델에서 일정한 비율로 감소하 는 경향이 나타난다. 이에 따라 면제 작용한 접촉력의 평균이 사용압력과 설계압력이 증가한만큼 일정한 비율로 감소한다는 것을 의미한다. 이는 개 스킷의 접촉 특성 면에서 긍정적인 효과라고 예상되며 볼트 체결력이 개스 킷의 접촉특성에도 영향을 미치는 현상으로 볼 수 있다.



(a) octagonal type

- 60 -







(a) octagonal type



(b) oval type Fig. 4-27 Mean contact pressure of the ring gaskets (CLASS 900)

NPS	Туре	No pressure(MPa)	Operating	Design
			pressure(MPa)	pressure(MPa)
8	max	505	485	435
	mean	292	278	245
12	max	587	574	541
	mean	402	383	334
16	max	687	672	634
	mean	435	410	353
20	max	540	509	459
	mean	430	405	337
24	max	489	461	435
	mean	355	335	280

Table. 17 Contact pressure of the flange joints with octagonal type gaskets (CLASS 600)

NPS	Туре	No pressure(MPa)	Operating	Design
			pressure(MPa)	pressure(MPa)
8	max	739	707	632
	mean	460	438	426
12	max	762	728	644
	mean	502	484	451
16	max	766	731	651
	mean	504	486	453
20	max	757	723	637
	mean	488	483	447
24	max	764	727	598
	mean	433	411	393

Table. 18 Contact pressure of the flange joints with oval type gaskets (CLASS 600)

Table. 19 Contact pressure of the flange joints with octagonal type gaskets (CLASS 900)

NPS	Туре	No pressure(MPa)	Operating	Design
			pressure(MPa)	pressure(MPa)
8	max	447	420	400
	mean	363	342	318
12	max	487	471	459
	mean	359	333	299
16	max	509	493	475
	mean	375	354	325
20	max	362	338	310
	mean	242	223	198
24	max	375	354	330
	mean	253	236	214

NPS	Туре	No pressure(MPa)	Operating	Design
			pressure(MPa)	pressure(MPa)
8	max	664	631	587
	mean	460	438	426
12	max	718	678	627
	mean	544	513	473
16	max	735	683	610
	mean	458	436	403
20	max	672	633	578
	mean	488	483	447
24	max	658	627	588
	mean	433	411	393

Table. 20 Contact pressure of the flange joints with oval type gaskets (CLASS 600)

Fig. 4-28은 CLASS 600의 NPS 16인 팔각형 개스킷과 CLASS 600의 NPS 8인 타원형 개스킷을 원주방향의 길이에 대한 절점의 접촉력을 나타 내었다. 그래프에 표시된 값은 접촉면의 중심을 기준으로 잡았다. 팔각형 개스킷인 그림 (a)는 높은 접촉력은 아니나 각각의 절점의 값이 거의 일치 하였다. 접촉력의 차이는 약 3MPa정도로 나타났다. 타원형 개스킷인 그림 (b)는 팔각형보다 높은 접촉력이지만, 각 절점에 대한 값의 차이가 있었으 며 그 값은 약 10MPa정도 나타났다. 이는 접촉안정성과 연관이 있다. 팔 각형은 비교적 균일한 반면, 타원형도 비교적 균일하지만 중간중간에 낮은 접촉력으로 인하여 팔각형보단 불균일분포를 나타낸다. 따라서 팔각형의 접촉이 더 안정적이라고 판단된다.




접촉 특성을 종합해보면, 접촉력 특성으로는 살펴본 밀봉효과는 CLASS 600의 경우에는 팔각형과 타원형 둘 다 NPS 16에서 가장 우수한 것으로 나타났으며, CLASS 900의 경우에는 팔각형은 NPS 16, 타원형은 NPS 12에서 가장 우수한 것으로 나타났다. 또한, 접촉안정성은 접촉면이 넓은 팔각형 개스킷이 접촉안정성이 우수한 것으로 나타났으며, 타원형은 높은 접촉력으로 인하여 순간 밀봉효과가 팔각형에 비해 우수하다고 사료 된다.



제5장결론

본 연구에서는 ASME 규격에 나와있는 CLASS 600과 CLASS 900 중 NPS 8, 12, 16, 20, 24의 플랜지와 링 조인트 개스킷에 발생하는 접촉특성 을 변형, 응력 및 접촉력의 접촉거동을 유한요소로 해석을 진행하였다. 링 조인트 개스킷은 팔각형과 타원형을 사용하였으며, 얻어진 데이터를 이용 하여 링 조인트 개스킷의 팔각형과 타원형의 접촉 연구를 종합하여 얻은 결론은 다음과 같다.

 개스킷의 변형량은 CLASS 600에서 무압력 상태 팔각형 변형량은 0.1 ~0.56mm, 타원형은 0.18~0.62mm로 나타났으며, 작동압력시 변형량은 각 각 2.3~5%, 1.7~4%로 감소하였고, 설계압력은 9.3~14%, 6.2~10.3%로 감소하였다. CLASS 900은 팔각형은 0.17~1mm, 타원형은 0.28~0.5mm로 나타났다. 작동압력 시 1~5%, 1.6~4%로 감소하였고, 설계압력은 2.5~ 8%, 3.7~6.4%로 감소하였다.

2) 전체 모델의 응력은 개스킷에서 가장 높게 발생하였다. 개스캣의 응력 은 CLASS 600에서 무압력 상태 팔각형 응력은 214.87~365.47MPa로 나타 났으며, 타원형은 279.55~433.72MPa로 나타났다. 작동압력시 응력은 무압 력에서 5~7%, 5.4~7%로 감소하였고, 설계압력은 10.21~17%, 13.7~ 16.1%로 감소하였다. CLASS 900에서 무압력 상태의 응력은 팔각형은 276.81~447.73MPa이며 타원형의 응력은 316.51~414.15MPa로 나타났다. 작동압력시 응력은 5.3~6.6%, 2.4~5.4%로 감소하였고, 설계압력은 12.4~ 14.66%, 5.5~8.2%로 감소하였다.

- 67 -

3) 팔각형과 타원형의 원주방향의 단위길이당 접촉력은 팔각형은 2.36kN, 타원형은 3.37kN로 약 1.42배정도 차이가 나는 것을 알 수 있다. 접촉길이 는 팔각형은 6.2mm, 타원형은 3.6mm정도 나타났는데 이를 통해 접촉안정 성은 팔각형 개스킷이 우수한 것으로 나타났으며, 타원형은 접촉 길이가 짧은 반면 접촉력이 팔각형에 비해 높은 값을 나타내었다.

4) 접촉특성의 측면에서 밀봉효과는 CLASS 600의 경우에는 팔각형과 타 원형 둘 다 NPS 16에서 가장 우수한 것으로 나타났으며, CLASS 900의 경우에는 팔각형은 NPS 16, 타원형은 NPS 12에서 가장 우수한 것으로 사 료된다.



참 고 문 헌

1. P. Gore, M. Sujata, S. K. Bhaumik, "Stress Corrosion Cracking of Ring Type Joint of Reactor Pipeline of a Hydrocracker Unit", J. of Failure Analysis and Prevention, Vol.14, No. 3, pp. 307-313, 2014.

2. V. D. Prodan, G. V. Bozhko, A. V. Vasiliev, "Radial deformation of a ring gasket under axial compression", Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 47, No. 11-12, pp. 770-774, 2012.

3. M. I. Khan, T. Yasmin, "Erosion–Corrosion of Low Carbon (AISI 1008 Steel) Ring Gasket Under Dynamic High Pressure CO2 Environment", J. of Failure Analysis and Prevention, Vol.14, No.4, pp. 537-548, 2014.

4. W. Brown, D. Reeves, "Considerations for Selecting the Optimum Bolt Assembly Stresses for Piping Flanges", ASME 2006 Pressure Vessels and Piping/ICPVT-11 Conference, Vol. 2, pp. 137-143, 2006.

5. M. Abid, B. Ullah, "Three-Dimensional Nonlinear Finite Element Analysis of Gasketed Flange Joint under Combined Internal Pressure and Variable Temperatures", J. of Engineering Mechanics, Vol. 133, No.2, pp. 222-229, 2007.

6. K. Kondo et al., "FEM Stress Analysis and Sealing Performance Evaluation in Bolted Flange Connections with Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure : Effect of Scatter in Bolt Preloads", ASME 2012 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 147-154, 2012.

- 69 -

7. X. Yang, S. A. Nassar, Z. Wu, "Thermo-Mechanical Behavior of a Stainless Steel Threaded Fitting With a Pre-Compressed Gasket", ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 209-218, 2008.

8. T. Sawa, Y. Takagi, H. Torii, "Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection Under Elevated Temperatures", ASME 2007 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 191-199, 2007.

9. K. Tenma, T. Kikuchi, T. Sawa, K. Horiuchi, "Evaluation of Sealing Performance and FEM Calculations in Bolted Flange Connections With Ring Joint Gasket Subjected to Internal Pressure", ASME 2011 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 171-178, 2011.

10. S. Nagata, T. Sawa, "Effect of Temperature on Bolt Load and Gasket Load of Bolted Flange Connection with Ring Type Joint Gasket", ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 2, pp. 69-74, 2008.

11. M. Y. Lee et al., "Behavior Characteristic of a Bolted Flange Assembly subjected to Bolt Pretension Load", Proceedings of the KSMPE Autumn Conference 2015, p. 136, 2015.

12. ANSYS, ANSYS User's Menual, Ver. 17.0, 2015

13. ASME B16.5, "Pipe Flanges and flanged Fittings : NPS 1/2 Through NPS24 Metric/Inch Standard", 2013

14. ASME B16.20, "Metallic gaskets for Pipe Flanges : Ring-Joint, Spiral-Wound and Jacketed", 2007

15. A. Benhamena et al., "Effect of clamping force on fretting fatigue behavior of bolted assemblies: Case of couple steel-aluminum", Materials Science and Engineering A 527, pp. 6413-6421, 2010.

- 70 -