

선미관 밀봉장치시일의
응력해석에 관한연구

A Study on the Strain Analysis of
Stern Tube Sealing Ring System



지도교수 : 왕지석

1990. 12. 28

선박기계공학과

이상현 · 남기현 · 강역구 · 김영중

목 차

1. 서론	1
2. 축계밀봉장치의 현황	2
3. 축대침문계의 유한요소법 정식화	8
4. 각 제작회사 기존 제품들의 비교 및 고찰	11
5. 2 중립 형상에 대한 고찰	20
6. 결 론	22
참고문헌	23

1. 서 론

축계 밀봉장치에 관한 연구는 일찌기 선박을 건조하기 시작하면서 부터 야기되었다. 처음에는 스트럿트 배어링과 선미관 배어링으로서 물 윤활식 배어링을 이용하였고 물 윤활식 배어링재료의 대표적인 것으로는 “리그넘바이티”가 있으며, 이외에 합성수지를 증상으로 곁친 핵닐수지, 내유성특수 고무가 사용되었으며, 이들에 대한 연구가 활발히 이루어져 왔다. 여기서, 프로펠러축 선미관부 지지배어링으로서 “리그넘바이티”라는 특수 재료를 사용하는 경우에 선미관 시일문제는 기관실로 해수가 침입하는것을 막기만 하면 되었으므로 매우 단순하였다.

그러나 1960년대에 들어오면서 “리그넘바이티”의 자원고갈과 최근 선박의 대형화, 고속화 및 고출력화에 따라 선미관에 대한 설계조건이 복잡하게 되었고, 선미관 본체의 강성 확보등을 위하여, 유 윤활식 선미관 배어링을 일반적으로 사용하게 되었다. 그러나 유 윤활식 선미관 배어링 밀봉장치의 문제로는 해상오염 방지와 경제성 향상을 위한 해수로의 윤활유누설방지 및 배어링재료의 해수 유입, 즉, 밀봉메카니즘, 시일의 재질, 배관등이 있으며 이들에 대한 연구는 60년대 말부터 70년대 중반까지는 서독을 중심으로하는 유럽에서 이루어져 왔고, 주로 기구학적 연구와 재료개발에 치중하였다.

70년대 중반부터 80년대에는 일본에서 조선 관련 공공단체의 지원으로 각종·사립 연구기관에서 역학적, 재료역학적 측면에서 이 문제가 집중적으로 다루어져 왔다. 그러나 아직도 이들 문제에 대한 이론적 연구 및 실험은 미미한 실정이며 주로 선진 외국 제작회사의 폐쇄된 기술로서 시행 착오에 의한 제품의 신뢰성 향상에 주력하고 있다. 또한, 현재 우리나라의 경우 이들 부품을 전적으로 외국으로 부터의 수입품에 의존하고 있을 뿐만아니라 일부 중소기업에서 개발을 시도하고 있으나 제품의 특성, 이론 해석을 위한 전문가 확보, 연구설비 등의 문제로 어려움이 많은 실정이다.

근래 선박의 대형화, 고속화에 따라서, 중·대형선의 거의 모든배에 Lip형식의 선미관 시일 장치가 채용되고 있다. 이 시일 장치의 성능에 큰 영향을 미치는 것으로는 시일 링 사이의 압력변동도 있지만 본 연구에서는 극산화물 위한 초보 단계로서 시일 링의 내구성, 누설등의 시일 성능에 큰 영향을 미치는 시일 링의 변형에 대해서 연구 하고자 한다.

유한요소법을 이용한 프로그램을 개발함으로써 시일 링의 형상에 있어서 각 메이커사에서 수집한 각기다른 시일 형상을 계산상으로 비교 검토 할수 있게 되었고, 각 메이커사에서 개발한 시일 형상의 취약부분을 발견함으로써 국내에서 개발 할수 있는 최적의 시일 형상을 설계 할수 있게 되었다.

2. 축계밀봉장치의 현황

2.1 물은활 배어링

1) 물은활 배어링의 일반적인 개요

물은활 배어링은 거의 모든 스트라트 배어링과 일부 선박의 선미관 배어링으로 사용되고 있다. 대형선의 선미관 배어링으로는 백색합금 배어링을 이용하는 경향이 증가하고 있으나 소형 선박에서는 아직도 대부분이 물은활식 배어링을 이용하고 있다. 이들 배어링은 내식성 자아닐과 배어링재를 내장한 붓심으로 구성되어 있다.

선외(스트라트) 배어링에 대한 물공급은 프로펠러에 의하여 유인되어 배어링을 흘러서 거쳐가는 물에 의한다. 때로는 은활과 냉각에 필요한 물공급을 확보하기 위하여 스트라트 밑개에 스쿠우프를 설치하기도 한다. 물은 양호한 열 은반체이기는 하나 그의 점도가 낮기 때문에 은활막이 얇다는 사실에 주의 할 필요가 있다. 선미관 배어링에는 통상 순환점프로 물이 공급된다. 이들 배어링은 최고 온도 약45°C로 설계하며 주변온도 보다 10°C~20°C 정도 높은 상태에서 안정한 것으로 생각되고 있다.

물은활 배어링의 부하는 지난 30년간 배의 치수와 출력이 매우 급속히 증가하여 왔기 때문에 많은 주목을 받아왔다. 배어링의 부하를 비교하는데는 두가지 사항이 자주 인용되고 있는데 이것은 지름(D)에 대한 길이(L)의 비와 단위 배어링 면압이다.

선미관후부 배어링의 L/D비는 물은활의 경우 통상 4이며 구체적인 값은 선급협회의 규정에 의한다. 스트라트 배어링이나 선미관의 선수축 배어링과 같은 물은활 배어링은 L/D비가 통상 2정도이다.

단위 배어링 면압(또는 단위 부하)은 다음과 같이 하여 구하여진다.

$$P = \frac{W}{2rL} \quad (2.1)$$

W = 배어링에 의하여 지지되는 정적 하중

2r = 배어링의 지름, L = 배어링의 길이

컷식으로부터 알 수 있는 바와 같이 면압은 두영 면적에 기초를 두고 있으며 배어링 하반부 전체가 효과적으로 하중을 부담한다고 가정하였다. 그러나, 축에 작용하는 정적, 동적인 하중을 고려하여 이들의 힘은 축을 변형시키고 배어링면이 평행하게 되지 않기 때문에 실제와는 일치하지 않는다는 것을 쉽게 알 수 있다.

베어링 하중이 이와 같기 때문에 베어링 각부에서의 마멸 상태에는 차이가 생기고, 특히 무거운 하중이 걸리는 프로펠러 쪽에서 큰 마멸이 일어나게 된다. 축이 동일 토크를 전달하는 상이한 선박간에서 단위 베어링 면압이 어떻게 달라지는가를 보면 다음과 같다.

베어링 길이는 L/D 비에 의하여 결정되며 정적부하는 주로 프로펠러의 중량에 의하여 발생한다. 베어링의 직경 D 는 토크에 의해서 결정되고 베어링의 길이 L 은 D 에 따라 결정되기 때문에 단위 베어링 면압은 주로 프로펠러 무게에 따라 결정된다. 이것은 동일 토크를 전달하는 선박에 대하여 가벼운 프로펠러를 갖는 고속선은 낮은 단위 베어링 면압을 갖으며 탱커와 같은 저속선에서는 높은 베어링 면압을 갖는 것을 의미한다.

과거에는 일반적으로 베어링 면압이 1~2 kgf/cm² 정도였으나 최근에는 3 kgf/cm² 정도의 높은 면압을 취하는 경향이 있다. 그 주된 이유는 최근의 축계 배치 이론에 의하여 과도하게 높은 극부적 부하를 감소할 수 있게 된 데 기인한다.

2) 리그넘바이티

물운할 베어링의 대표적인 재질은 리그넘바이티이다. 리그넘바이프가 선미관 베어링 재료로서 적합하게 되는 특성을 살펴 보면 그의 굳은 재질, 물속에서의 내부식성, 경계운할 또는 혼합운할(경계운할과 유체 운할의 혼합 상태) 상태에서의 낮은 마찰계수 등이다. 그러나 허용하중이 약 1.8 kgf/cm²으로서 내압력이 작고, 마멸하기 쉬우며, 베어링재가 목재로서 해수로 운할되기 때문에 마찰이 크고, 슬러이브를 키워야하므로 제작비가 많이 들며 시공기간이 길어지는 등의 결점이 있다. 그리고 열대성 식물로서 산지가 한정되어 있고 생장이 극히 늦어서 양질의 리그넘바이티를 구하기가 어려운것도 문제점 중의 하나이다. 따라서 리그넘바이티의 베어링 성능은 습도면의 상태에 크게 영향을 받는다. 따라서 리그넘바이티가 베어링으로서 우수한 성능을 유지하기 위하여는 다음과 같은 사항에 유의할 필요가 있다.

- ① 리그넘바이티가 선미관 지면재로서 좋은 이유는 그의 조직내에 윤활재로서 양질의 유지를 다량 함유하기 때문이다. 그러나 리그넘바이티는 산지, 수명 등에 따라 질에 차가 많은데 대략 60°C 이상이 되면 그의 함유 유지분이 표면으로 삼출하여 윤활제의 기능을 하며 이것이 다하면 참나무와 같이 되어 버린다. 따라서 사용중의 온도는 60°C 이하로 유지할 필요가 있다.

②프로펠러축의 슬리이브 재료로서는 BC2+0.5(%)Ni이 리그넘바이티와의 적합성이 일반적으로 뛰어나기 때문에 이 재질의 슬리이브를 채용하는 것이 좋다.

③프로펠러축의 슬리이브는 최근 원심 주조로 제조되고 주물 결함이 줄어들었으며 화학성분 및 기계적 성질이 확인되고 있으므로 재질상의 문제는 없다. 그러나 리그넘바이티는 자연목이며 그의 재질은 조사하지 않고 사용하는 것이 보통이므로 어떤형식이든(가령 경도) 그의 확인이 필요하다. 그렇지 않으면 배어링 재료로서 축 슬리이브재의 적합성이 좋더라도 우수한 배어링 성능을 충분히 발휘하기 어려운 경우가 많다.

④배어링 습동면에서의 이물질 침입을 방지하기 위하여 의장시에 선미관용의 관계통 등은 산세척을 행하여 관내의 부착물을 완전히 제거하는 것은 물론이고 모래, 오물 등이 부유하는 함만, 하천 등을 항행하는 선박에서는 리그넘바이티의 마멸이 심히 촉진되므로 적어도 여과기를 거친 청정한 물의 강제공급이 필요하다. 또한 선미관에서의 송수 확인을 위하여 해수관계통에 감시 유리창이나 압력계를 설치하는 것이 바람직하다.

리그넘바이티는 배어링 재료로서 많은 잇점을 갖고 있기는 하나 재질의 불균일성, 내마멸성과 하중 부담능력의 부족 등으로 인하여 점차 유운활식 선미관으로 이행하는 요인이 되고 있다.

2.2 Cutless 배어링 방식

이 배어링은 배어링재로서 합성고무를 사용하고, 해수를 윤활제로 사용한다. 종방향에는 홈이 설치되어 물의 흐름을 종계하고 모래, 펄 등의 불순물이 흘러 들어오는 것을 방지하는 구조로 되어 있다. 여기에서 사용하는 고무는 “브나N”이라고 부르는 합성고무로서 윤활용의 물이 충분할 경우 허용하중은 2.1~3.5 kgf/cm²이다.

윤활용의 물이 적으면 소손되기 쉬우므로 물을 충분히 흘러보내지 않으면 안된다. 여기에 요하는 수량은 대체로 다음식에 의하여 계산된다.

$$\text{급수량} = \text{축경} \times 3 \text{ [m}^3/\text{min]} \quad (2.2)$$

이 방식은 리그넘바이티의 많은 결점을 개선하였으나 프로펠러축은 슬리이브가 필요하므로 프로펠러축 손상의 문제는 여전히 남게 되고, 또한 허용하중도 대형선에서는 불충분하다고 생각된다.

Cutless 베어링의 우수한 점은 다음과 같다.

① 허용하중

리그넘바이티의 허용하중은 1.8 kgf/cm^2 인데 비해서 Cutless 베어링은 $2.1 \sim 3.5 \text{ kgf/cm}^2$ 으로 허용하중이 높다.

② 내마모성이 높다.

고무의 수명은 보통 원양선의 경우 5년 정도이며 리그넘바이티의 2~3배의 내구성이 있다.

또한 Cutless 베어링은 모래 및 펄 등의 불순물의 흡입을 방지할 수 있기 때문에 마멸이 적으며 특히 모래가 많은 수역에 취역하는 선박에 적당하다.

③ 마찰이 적다.

운활용의 물이 충분할 경우 고무는 리그넘바이티의 약 10 배 이상의 운활 성능을 갖는다.

④ 선미축 베어링면의 마찰손실이 적다.

고무는 탄성이 있어서 선미축에 무리가 가지 않고 또한 모래 등의 한 선미축 슬리브면에서의 마찰손실이 적다.

이 방식은 미국에서 개발한 것으로 미 해군에서 많이 사용하고 있으며 일반 상선에는 거의 사용하고 있지 않는데 이유는 가격이 비싼 것이 원인으로 생각된다.

3.3 유운활식 베어링

유운활식 베어링이 선미관 베어링으로 자주 사용하게 된 것은 지난 20~30년 사이에 그의 신뢰성이 향상한 결과에 기인한다. 선미관 밀봉장치에 유운활식 베어링을 사용하는 것이 바람직한 몇가지 요인이 있다.

최근 선박이 대형화하고 고출력화함에 따라 선미관에 대한 출력조건도 더욱 가혹하게 되었다. 특히 축계보전상의 필수조건인 선미관 본체의 강성 확보와 관내 베어링의 이상마멸 회피, 억제 및 되도록 작은 베어링 틈새의 설정과 이것을 장기간에 걸쳐 유지하는데 대한 요구가 더욱 커지고 있다. 유운활식 선미관은 이와 같은 요구를 만족하고 종래의 선미관(리그넘바이티를 지면제로 하고 해수로서 운활하는 형식의 선미관)이 갖는 결점, 즉,

① 지면재 및 운활계의 관계로 초기 베어링틈을 너무 작게 할 수 없다.

② 마멸하기 쉬운 리그넘바이티로서는 적절한 베어링 틈을 장기간에 걸쳐 유지하는 것이 곤란하다.(빠른 것은 1~2년, 늦더라도 4~5년마다 새것으로 바꾸는 것이 바람직하다.)

③ 발생하기 쉬운 이상 마멸은 축계 진동의 증대를 초래하고 축계 손상의 가능성이 크게 된다.

④ 프로펠러 축의 방식을 위하여 청동제 슬리브를 이용하기 때문에 전체적으로 보아 고가로 된다.

이러한 문제들을 개선하기 위하여 밀봉장치의 발달과 더불어 최근에 건조하는 상선에 널리 이용하게 되었다.

1) 자아닐 베어링

유운활식 자아닐 베어링은 모든 크기의 선박에서 중간축과 선미관축의 베어링으로 사용된다. 이들은 액체운활 영역에서 작동하기 때문에 축의 회전에 의하여 생성된 두꺼운 유막은 금속간의 접촉을 어렵게 하고 그 결과 들운활식 베어링보다 마멸의 가능성이 적다. 그러나, 증기터어빈의 경우와 같이 냉각기간 중에는 축을 1 rpm 이하의 속도로 회전시켜야 하므로 베어링 운활에 문제가 생기게 된다. 이러한 느린 속도에서는 액체운활 상태의 유막을 생성하기 어렵기 때문에 경계운활 영역에서의 운전으로 될 가능성이 있다. 낮은 단위 베어링 면압을 갖도록 하는 것이 이러한 문제를 해결하는 한 가지 방안이 된다.

축계장치에서 이용하는 자아닐 베어링에는 몇가지 형식이 있는데 이들중 중요한 것은 원통형 베어링 및 경사받침쇠 베어링(TITLING PAD BEARING)이다. 여기서는 선미관 밀봉장치에 사용되는 원통형 베어링에 대해서 기술한다. 원통형 베어링에 대한 초소 유막두께, 마찰손실마력 및 유 공급량의 계산식 등은 많은 문헌으로부터 얻을수 있는데 유운활 자아닐 베어링에 대한 일반적인 마찰계수는 운전상태에 따라 0.001~0.010 정도이다.

원통형 자아닐 베어링의 재료로서는 석기백색합금(주석:89%, 안티몬:7.5%, 구리:3.25% 등)이 가장 일반적으로 사용되고 있다.

석기백색합금이 갖는 베어링 재료로서 바람직한 특성은 양호한 마찰 성능, 부드러운 구리-주석-안티몬 조직내에 고르게 분포된 굵고, 마멸에 견디는 안티몬-주석상의 미세조직에 있다. 부드러운조직은 변동하는 베어링 하중을 수용하기 위하여 변형 할 수 있다. 또한 유층의 굵은 이물질의 입자는 단단한 자아닐 보다는 베어링의 연한 조직에 파묻혀서 자아닐의 손상을 줄인다.

석기백색합금은 열장장부속 가공을 한 받침쇠에 주입하거나 청동 주물, 주철 또는 강재의 매끄러운 원통에 원심 주조하는데 만족스럽게 양자를 결합시키는 데는 상당한 기술이 필요하다.

2) 선미관 베어링

선미관 베어링에 걸리는 하중은 프로펠러에 의한 편심추력 때문에 임의의 방향으로 작용한다고 생각하여야 하며, 따라서 이 베어링은 상하 모두 베어링 재료를 입혀야 한다.

이 베어링은 통상 만재출수선보다 3 m 정도 높은 곳에 증력유 탱크를 설치하고 이 탱크로부터 증력에 의하여 운환하는 것이 보통이다. 선급협회의 규정에서 요구하는 선미축 베어링 하중은 특별히 규정한 것은 많지 않으나 대체로 0.5 kgf/cm^2 이상으로 취하고 있으며 붓슈 및 백색합금의 두께는 압축, 휘임 및 백색합금의 밀착력 등을 고려하여 결정하여야 될 사항이나 진동 등에 의한 하중 파악이 곤란하기 때문에 보통 경험적으로 결정된다.

백색합금은 통상 원심구조에 의하여 붓슈에 입혀지며 신조시의 베어링용 C는 $C = (0.0012d + 0.2) \text{ mm}$ 로 결정되는데 선수축은 약간 크게 하기도 한다.

베어링·붓슈의 끼움여유는 대체로 $0.01 \sim 0.03 \text{ mm}$ 이고 틀어박는데 필요한 추력은 $10 \sim 60 \text{ 톤}$ 정도이다. 또한, 선수축 붓슈의 압입추력은 일반적으로 선미축보다 작게하는 것이 보통이다.

베어링은 항상 기름으로 넘쳐있기 때문에 축을 천천히 회전하는 경우라도 금속접촉의 문제가 생기는 일은 별로 없다. 이와 같이 서서히 회전시키는 경우에는 때분당 25방울 정도의 기름이면 25 kgf/cm^2 의 베어링 면압을 유지하는데 충분하다는 것이 알려지고 있다.

3. 축대칭문제의 유한요소법 정식화

유한요소법에 의한 연속체의 해석에서 요소내 임의점의 변위 $\{u\}$ 는 절점변위 $\{q\}$ 로 표시 할 수 있다.

$$\{u\} = [N]\{q\} \quad (1)$$

여기서 $[N]$ 는 형상함수(Shape function)로 이루어진 행렬이다. 변위 $\{u\}$ 를 x, y, z 로 각각 미분하면 변형을 $\{\varepsilon\}$ 을 구할 수 있으므로 결국 변형을 $\{\varepsilon\}$ 은 다음과 같이 절점 변위 $\{q\}$ 로 나타낼 수 있다.

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q\} \quad (2)$$

여기서 $[B]$ 는 요소의 기하적인 형태와 형상함수에 따라 결정되는 행렬이다.

한편, 축대칭 문제에 있어서는 원통 좌표계($r-\theta-z$)를 사용함으로써 2차원 문제로 취급할 수가 있다. 축대칭이므로 θ 방향의 힘과 변위가 영이고 따라서 θ 방향의 전단 응력 $\tau_{r\theta}, \tau_{z\theta}$ 와 전단변형을 $\gamma_{r\theta}, \gamma_{z\theta}$ 가 영이다. 그러므로 응력성분은 $\{\sigma^T\} = [\sigma_r \ \sigma_\theta \ \sigma_z \ \tau_{rz}]$ 이고,

변형을 성분은 $\{\varepsilon^T\} = [\varepsilon_r \ \varepsilon_\theta \ \varepsilon_z \ \gamma_{rz}]$ 이다. 지금 r 방향 변위를 u, z 방향 변위를 w 라 하면 변위-변형을 관계식은 다음과 같다.

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}, \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}, \quad \gamma_{rz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \quad (3)$$

그리고 응력 - 변형을 관계식을 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{rz} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_r \\ \sigma_\theta \\ \sigma_z \\ \tau_{rz} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

(4)식을 Material flexibility matrix $[D]$ 로 나타내면 다음과 같다.

(5)

$$\{\varepsilon\} = [D]\{\sigma\}$$

(5)식을 이용해서 다음과 같이 재료의 강성행렬(Material stiffness matrix) [C]로 나타낼수 있다.

(6)

$$\{\sigma\} = [D]^{-1}\{\varepsilon\} = [C]\{\varepsilon\}$$

(6)식의 [C]를 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$[C] = [D]^{-1} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (7)$$

또한, 요소내의 임의점(r,z)의 변위 u,w를 선형형상함수로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} u \\ w \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ w_2 \\ u_3 \\ w_3 \end{Bmatrix} \quad (8)$$

$$\text{단, } N_i = \frac{1}{2\Delta} (a_i + b_i r + c_i z), \quad i=1,2,3$$

(3)식과 (8)식을 이용해서 (2)식의 형태로 행렬식을 나타내면 다음과 같이(9)식으로 된다.

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{rz} \end{Bmatrix} = \frac{1}{2\Delta} \begin{bmatrix} b_1 & 0 & b_2 & 0 & b_3 & 0 \\ \frac{a_1}{r} + b_1 + \frac{c_1 z}{r} & 0 & \frac{a_2}{r} + b_2 + \frac{c_2 z}{r} & 0 & \frac{a_3}{r} + b_3 + \frac{c_3 z}{r} & 0 \\ 0 & c_1 & 0 & c_2 & 0 & c_3 \\ c_1 & b_1 & c_2 & b_2 & c_3 & b_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ w_2 \\ u_3 \\ w_3 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

$$\text{단, } a_1=r_2 z_3 - r_3 z_2, \quad a_2=r_3 z_1 - r_1 z_3, \quad a_3=r_1 z_2 - r_2 z_1, \quad b_1=z_2 - z_3, \\ b_2=z_3 - z_1, \quad b_3=z_1 - z_2, \quad c_1=r_3 - r_2, \quad c_2=r_1 - r_3, \quad c_3=r_2 - r_1 \text{ 이다.}$$

한편 요소에 작용하는 절점력 {F}, 표면력 {T}, 물체력 {X}와 요소의 응력 {σ}와의 관계는 가상일의 원리에 의하여 다음과 같이 된다.

$$\{F\} + \int_S [N]^T \{T\} dS + \int_V [N]^T \{X\} dV = \int_V [B]^T \{\sigma\} dV \quad (10)$$

(10)식은 (2)식과 (5)식의 관계에서 $\{\sigma\} = [C]\{\epsilon\} = [C][B]\{q\}$ 이므로 다음식과 같이 요소강성행렬(Element stiffness matrix) [K]로 나타낼수가 있다.

$$[K]\{q\} = \{L\} \quad (11)$$

여기서 $[K] = \int_V [B]^T [C] [B] dV$ 이고,

$\{L\} = \{F\} + \int_S [N]^T \{T\} dS + \int_V [N]^T \{X\} dV$ 인 요소하중벡터이다.

여기서 Matrix [B]에 r, z가 포함되는 성분이 있기때문에 이 적분은 간단하지 않음으로 근사적으로 요소의 중심 (r_c, z_c)의 값을 피적분함수에 대입하면 피적분함수가 상수로 된다.

따라서, $r_c = (r_1 + r_2 + r_3)/3$, $z_c = (z_1 + z_2 + z_3)/3$ 이기 때문에

요소의 강성행렬은 $[K] = \int_V [B_c]^T [C] [B_c] dV$ 으로 고쳐 쓸수 있고,

$dV = 2\pi r_c dA = 2\pi r_c dr dz$ 이므로 최종적으로 다음과 같은 요소 강성행렬이 구해진다.

$$[K] = 2\pi [B_c]^T [C] [B_c] r_c \int_A dA = 2\Delta\pi r_c [B_c]^T [C] [B_c]$$

4. 각 제작회사 기존제품들의 비교 및 고찰

전절에서 유도하여 정식화한 해석방법을 이용하여, A 사, B 사, C 사에서 제작한 기존 제품들의 시일·링에 대하여 응력과 변위를 해석하고 비교하였다. 비교를 위하여 3 제품들의 장착 및 사용조건들을 같이 하였다. 라이나를 장착하였을때의 축경을 630 mm 로 하고 릿 선단의 초기 변위를 다같이 3 mm 로 하였다. 즉, 내경 624 mm 의 시일·링을 외경 630 mm 의 라이나에 장착한 다음 시일·링 전후에 차압을 부여하여 계산하였다.

Fig.3 은 3 회사 제품들의 단면모양을 나타내고 있으며 점선은 장착하기전 원래의 단면모양을 나타내고, 실선은 장착하고서 0.5 Kg/cm² 의 차압을 줄 때를 나타낸다(고압축이 저압축 보다 압력이 0.5 Kg/cm² 만큼 높다). 릿 선단의 접촉력을 처음에는 모르기 때문에 단순한 축대칭 문제 해석법으로 이것을 구하였다.

3-1 응력 분포와 릿 선단의 접촉력

Fig.4 는 3 제품의 응력분포를 가시화하여 그린 그림이다. 이 그림에서 각 삼각형 요소안에 있는 화살표는 제 1 주응력의 방향과 크기를 나타낸다. 즉 화살표의 길이는 제 1 주응력의 크기를, 화살표의 방향은 제 1 주응력의 방향을 나타낸다. 점선 화살표는 인장응력을 나타내고 실선 화살표는 압축응력을 나타낸다. 3 개 제품 모두 아암의 중간부 저압축에서 가장 큰 인장응력이 발생한다는 것을 알 수 있다. 또한 예상 하였던 대로 릿 선단에서 좁은 접촉면적 때문에 비교적 큰 압축응력이 발생 하였고 몸체에서는 거의 응력이 발생하지 않았다.

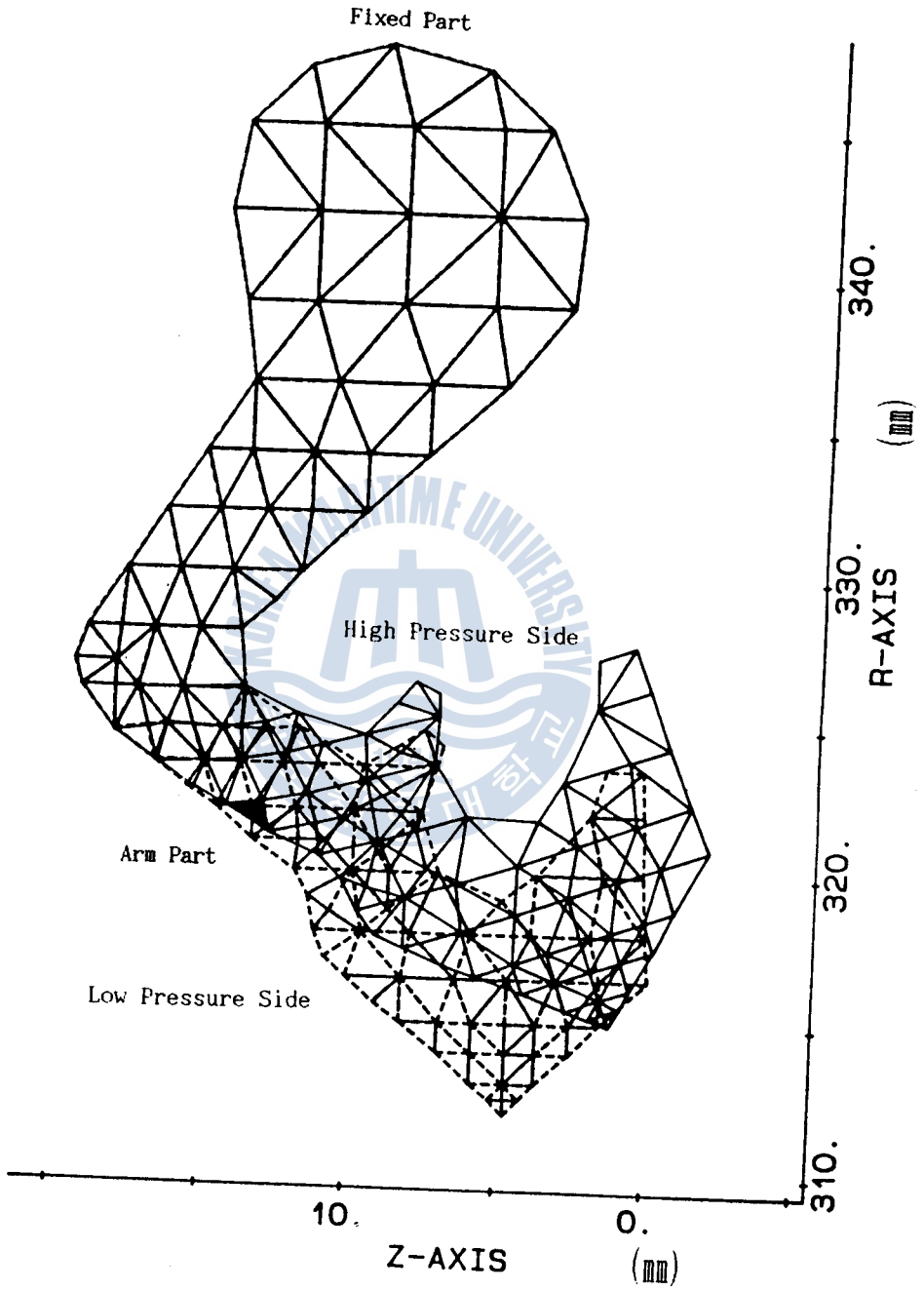


Fig.3 (a) Cross-section profiles in free condition(dotted line) and fitted condition(continuous line) of A company seal ring

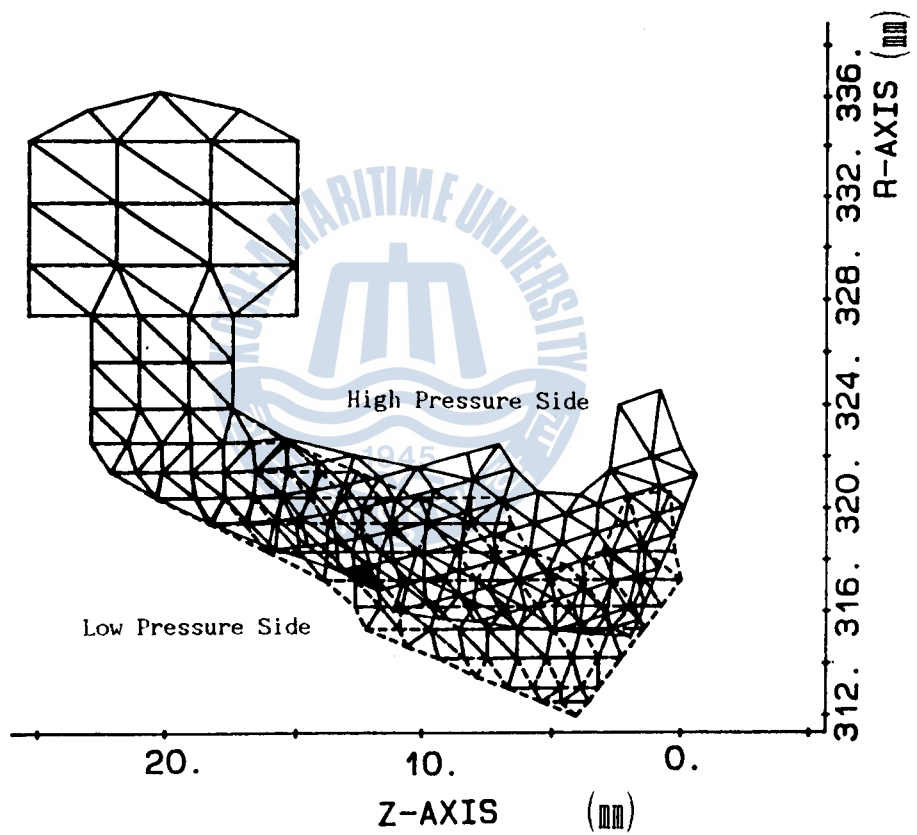


Fig.3 (b) Cross-section profiles in free condition(dotted line) and fitted condition(continuous line) of B company seal ring

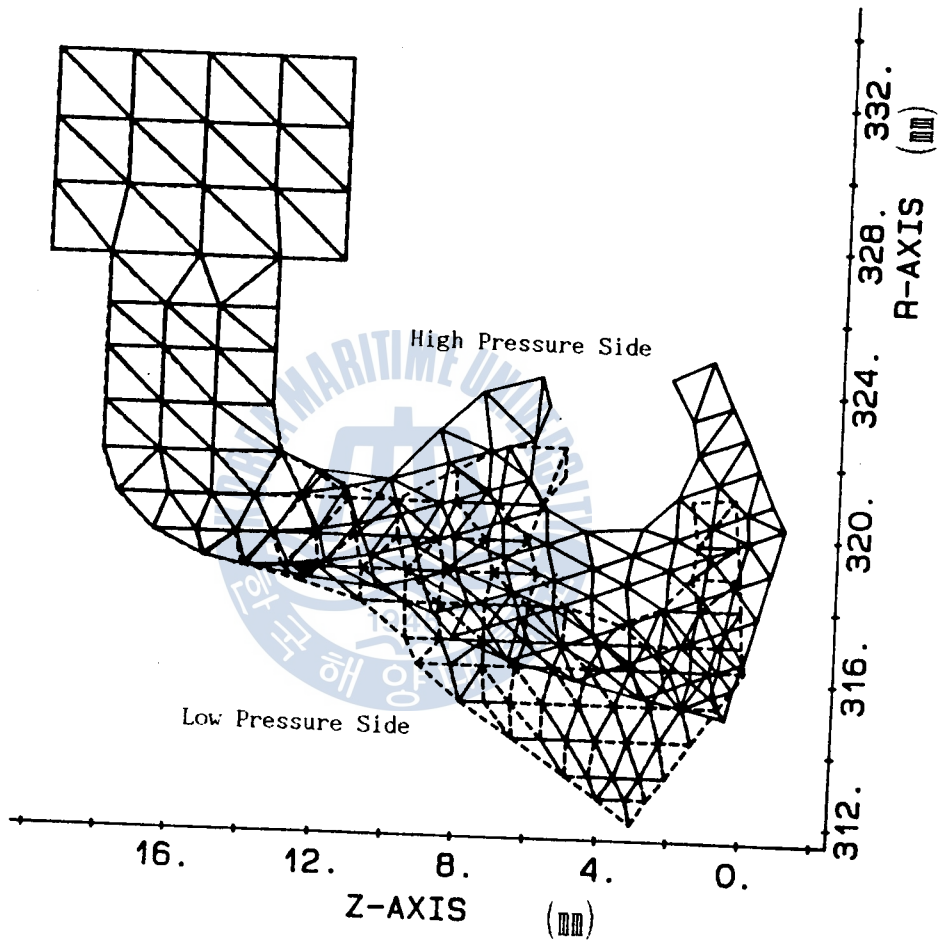


Fig.3 (c) Cross-section profiles in free condition(dotted line) and fitted condition(continuous line) of C company seal ring

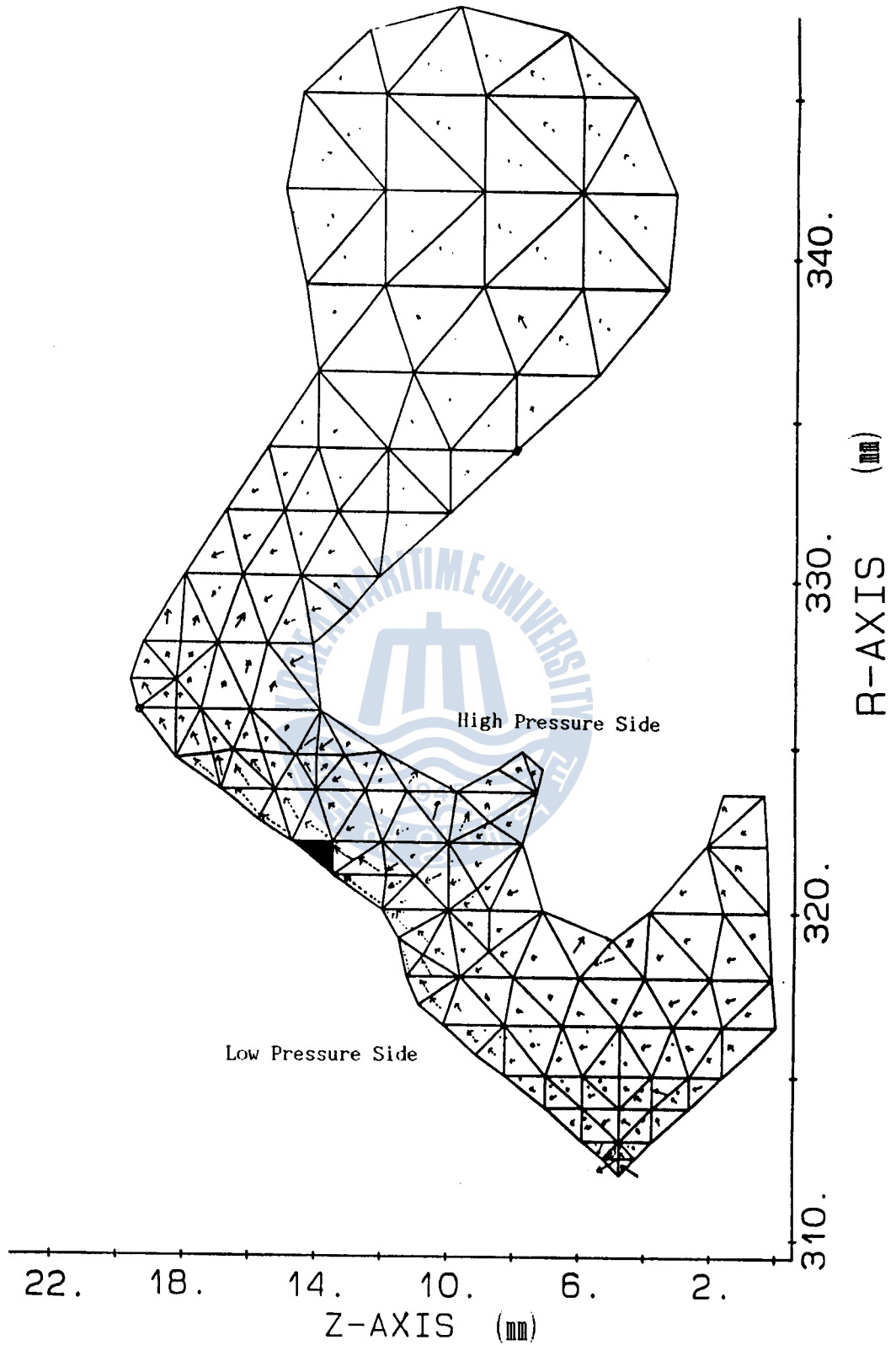


Fig.4 (a) Stress distribution in fitted condition of A company seal ring

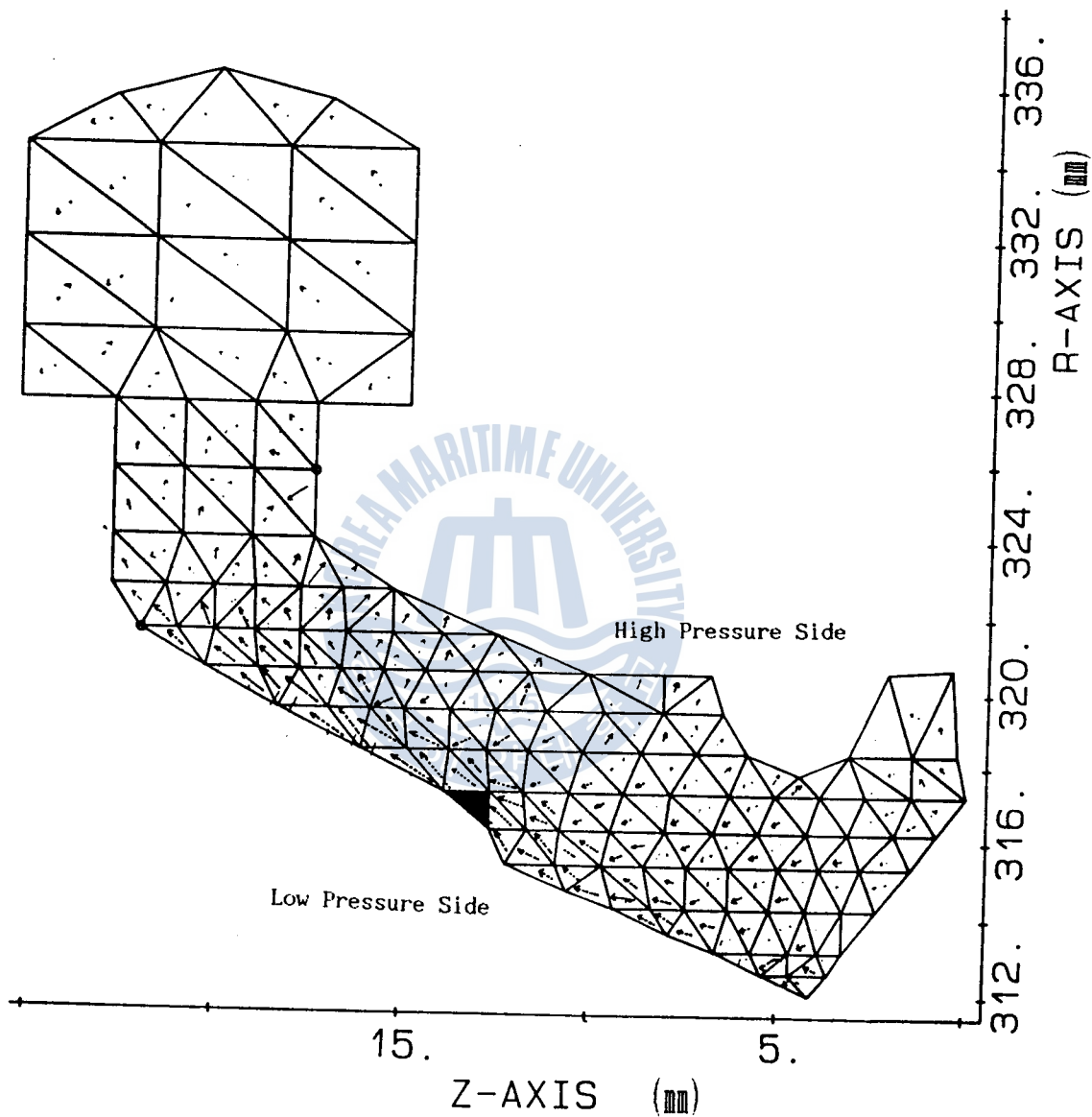


Fig.4 (b) Stress distribution in fitted condition of B company seal ring

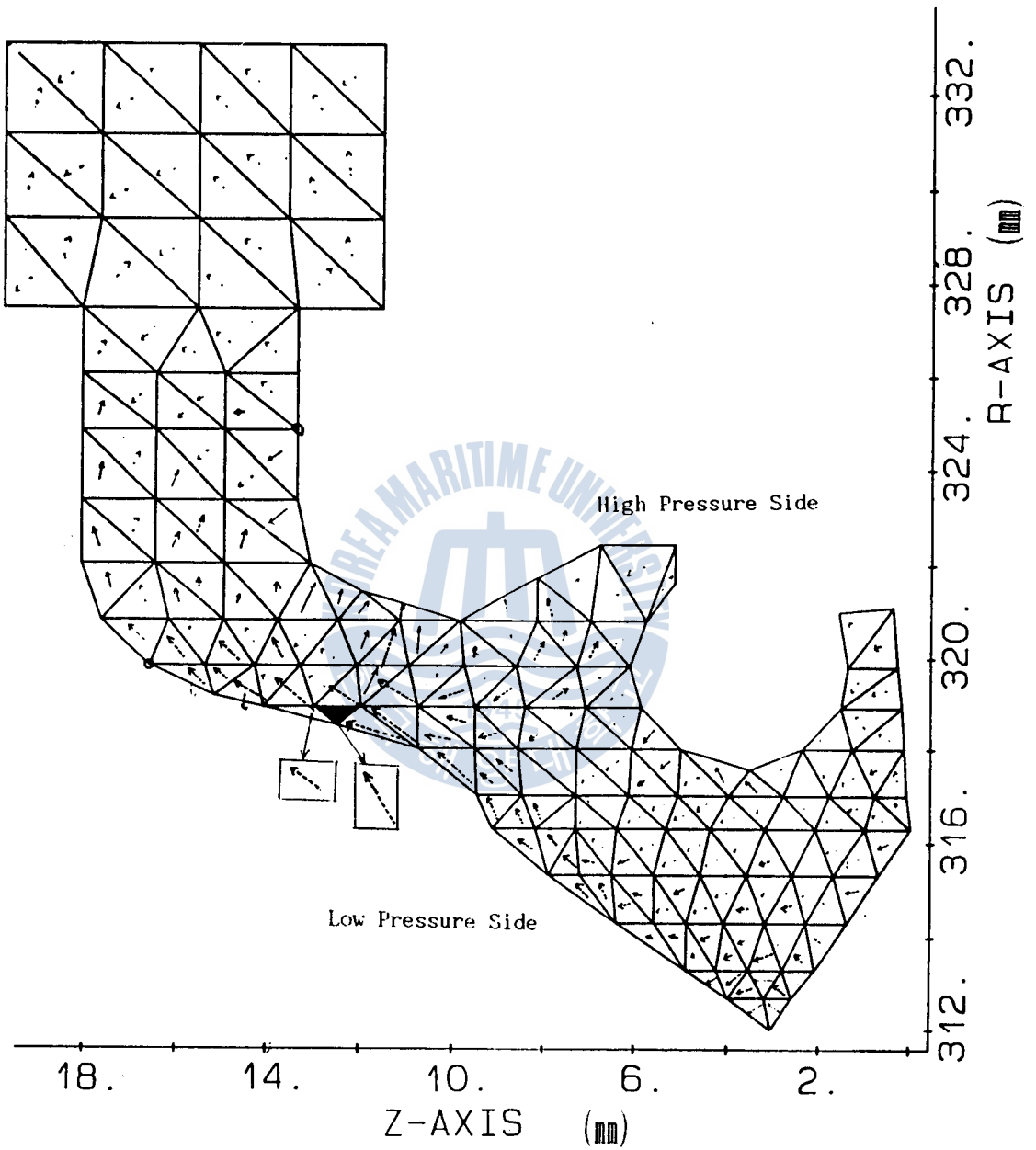


Fig.4 (c) Stress distribution in fitted condition of C company seal ring

Table 1 은 각 제품의 발생 최대 인장응력과 릿 선단에서의 접촉력을 나타낸다. 이 표 에서 보는 바와 같이 릿 선단의 접촉력은 A 사 제품이 가장 커서 193.8 Kg 에 달하였고 C 사 제품이 가장 작아 134.6 Kg 이었다. 또한 발생 최대 인장응력은 C 사 제품이 가장 커서 9.62 Kg/cm² 에 달하고 B 사 제품이 가장 작아 6.71 Kg/cm² 이었다. 가장 큰 인장응력 부분은 Fig.3 과 Fig.4 에서 검은 삼각형으로 표시하였다. 릿 선단의 접촉력이 크다는 것은 마찰력에 의한 발열량이 커서 열경화나 열연화 가능성이 크고 마멸량도 크다는 것을 의미 한다.

따라서 같은 재질이라면 3 회사 제품중에서 A 사 제품의 열변형과 마멸량이 가장 클 것이라는 것을 예상 할 수 있고 C 사 제품의 그것들이 가장 작을 것이라는 것을 예상 할 수 있다. 또한 발생최대 인장응력이 크다는 것은 피토크랙의 발생 가능성이 크다는 것을 의미 하므로 C 사 제품의 피토크랙 발생가능성이 가장 크고 B 사 제품이 가장 작다고 할 수 있다.



Table 1 Maximum tensile stresses and contact forces in lip periphery of each company products (for a 3 mm initial deformation)

계산결과 시일 종류	시일 선단에서 받는 힘(Kg)	최대 인장응력 (Kg/cm ²)	비 고
A	193.8	7.54	시일 선단에서 받는힘이 가장 크다.
B	149.0	6.71	시일 선단에서 받는힘은 중간 값이다.
C	134.6	9.62	최대 인장응력이 가장 크다.
Double Lip	A: 136.9 B: 88.57	6.78	Kobe Steel과 비교해 볼때 상당히 양호함

5. 2층 릿 형상에 대한 고찰

5-1 모델링 방법

- ① 취약부분이 시일 선단이므로 받느힘을 반분시키기 위해서 선단을 2개로 나누었다.
- ② 최대인장응력을 줄이기 위해서 아암부분에 라운딩을 크게 주었다.
- ③ 2개의 릿 선단부 경사각도는 같게 하였다.
- ④ 아암부분을 약간 길게 하였다.

5-2 계산결과

- ① 릿 선단에서 받느힘 : A 부분 = 136.9 kg, B 부분 = 88.57 kg
- ② 최대인장응력 : 6.78 Kg/cm²



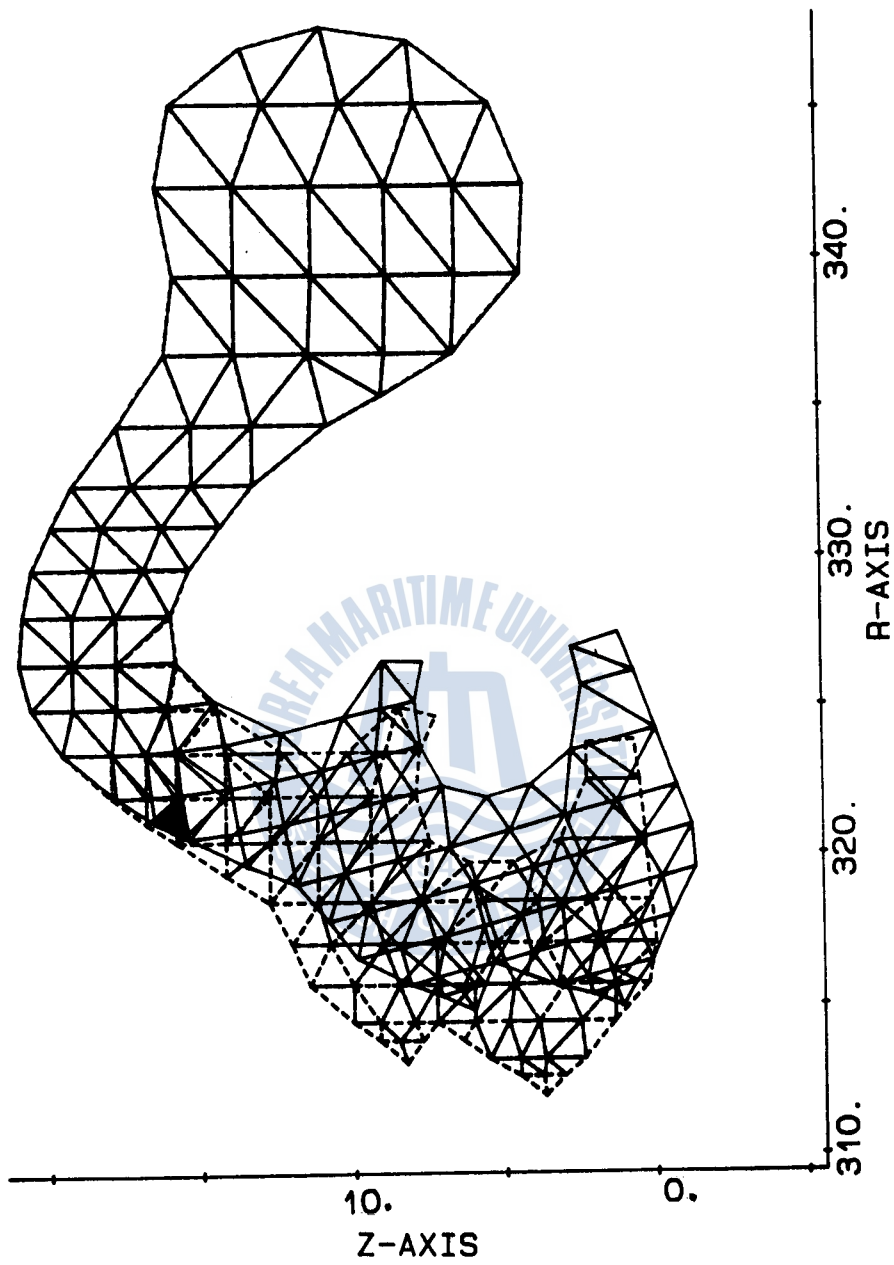


Fig.5 Cross-section profile of double lip

6. 결 론

본 연구에서 명확하게 된 점을 요약하면 다음과 같다.

- 1) FEM을 이용한 시일 링의 변형을 해석한 결과 다른 문헌을 참고한 실험결과와 꽤 잘 일치함을 보여 줌으로서, 금후의 시일 링의 변형문제에 이 수법을 이용하는 것이 가능하게 되었다.
- 2) 시일 단면형상에서 가장 취약한 부분이 시일 접촉부로서 본연구에서는 2중 립의 형상을 제시하여, 유한요소법으로 계산함으로써 최적상태의 설계임을 증명했다.



참고문헌

1. Y.Miyashita, et al., "Study on Stern Tube Sealing System (1st Report: Deformation behavior in Static Condition of Sealing Rings)", Journal of the M.E.S.J; Vol.11, No.3, 1976
2. 전효중·김의간, "축계밀봉장치설계 전산화연구", 태화출판사, 1990
3. K.H.Huebner, "The Finite Element Method for Engineers", Jon Wiley & Sons, Ltd., 1975
4. 三好俊郎, "有限要素法入門", 培風館, 1978
5. I.M.Smith, "Programing the Finite Element Method", John Wiley & Sons Ltd., 1982
6. 任尙전 외2명, "유한요소법입문", 동명사, 1985



溶射皮膜의 腐蝕舉動에 關한 研究

A Study on the Corrosion Behavior
of the Sprayed Coating Film

指導教授 : 金 永 植



1990. 12. 28

韓國海洋大學 船舶機械工學科 4 學年

김 현철 김 이만 나 운주 황 동준 박 상기