

修士論文

反り形状を考慮した金属積層型ガスケットの  
密封特性に関する有限要素法解析

2018年1月29日

指導教員 酒井 信介 教授 

37-166191 後藤 理充

# 反り形状を考慮した金属積層型ガスケットの密封特性に関する有限要素法解析

後藤 理充 指導教員:酒井 信介 教授

Keywords: Metal Gasket, Multi-Layer Steel, Warpage Deformation, Sealing, Finite Element Method

## 1. 緒言

内燃機関において、排気ガスはエキゾーストマニホールドや触媒、マフラーなどを介して大気中へと排出される。排気系はこれらの排気系部品を排気管によって繋がれ、その管のつなぎ目には排気ガスが漏れないようにするためのガスケットが用いられている。排気ガスの漏洩は激しい騒音の発生や燃費の低下だけでなく、NOx といった有害物質の漏洩、エンジン停止による事故などの問題がある。そこでガスケットには熱や腐食に強く、衝撃や振動による接続部の開口に追従して密封する性能が求められており、現在主に用いられているのは金属製のガスケットである。しかし、高熱負荷による締結部の変形や、繰返し荷重によるガスケットの追従性劣化が原因で、接触面よりガスが吹き抜ける事象が発生している。このような漏洩に対する対策として、変形に対する追従性を高めるためにガスケットの積層枚数を多くする、ビードと呼ばれる凸部の形状を変更することが考えられる。しかし仕様変更によって期待される効果は実機で確認、評価しているのが現状であり、ガスケットの開発リードタイムを低減させるために、数値計算によるガスケットシール性能のメカニズム解明が求められている。

数値計算による金属ガスケットの解析では平型ガスケットによる研究 [1]や、ビード形状を含むエンジンヘッドガスケットの研究 [2]が行われてきた。しかし金属積層型ガスケットにおいて、三次元的な反りを考慮して密封特性を評価した研究は行われていなかった。

そこで本研究では、金属積層型ガスケットに着目し、有限要素法を用いて反り形状を考慮した金属ガスケットに対してボルト締結過程、曲げモーメント負荷過程のシミュレーションを行うことでそれらが密封特性に与える影響を明らかにすることを目的とする。

## 2. 有限要素法解析モデル

本研究では、ディーゼルエンジンに用いられる排気再循環 (Exhaust Gas Recirculation, EGR) 系の中にある EGR クーラーと呼ばれる部品に使われているガスケットを解析対象とする。EGR クーラーは排気ガスを冷却する装置で温度勾配が大きく、熱変形によるひずみが大きいことで知られている。

本解析は有限要素法解析ソフト LS-DYNA R9.0.1 を用いて行った。有限要素法で用いたモデルを Fig.1 に示す。二つのフランジの間にガスケットを挟み、ボルトで締結している。周方向の対称性を考慮して第3章のガスケットの締付過程、第4章のスプリングバック過程の解析では(a)の1/4対称モデル、第5章

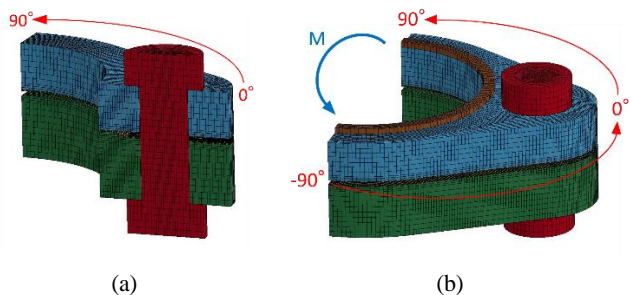


Fig.1 FEM model

の曲げモーメント負荷過程の解析では(b)の1/2対称モデルを用いた。なお、周方向の角度の定義として図中に示すようにボルト方向を0°とし、反時計周りを正とした。材料物性には、ボルトは等方弾性体、ガスケットおよびフランジは多直線近似等方弾塑性体を用いた。

## 3. ガスケットの締付解析

ガスケットの反り形状が密封特性に及ぼす影響を調べるためにボルトの締結解析を行った。反り形状を再現するために実際のガスケットの形状を測定し、最も支配的な反りの方向だったボルト穴方向の断面形状から近似曲線を求めた。近似曲線を  $y = (A \cdot 10^{-4}) x^2$  で表し、A を反り量と定義した。実際のガスケットの反り量は  $A=18$  となった。

$A=18$  のガスケットを用いたボルト締結解析と、感圧紙による面圧測定の結果を比較し、有限要素法解析の妥当性を確認した後、反り量を変化させて密封特性に及ぼす影響を検討した。実測値の  $A=18$  の反り量の他、図面と同じ  $A=0$ 、実測値の反り量を1/2、2倍にしたそれぞれ  $A=9, 36$  のパラメータにおいて解析を行った。 $A=0, 36$  のガスケットを Fig.2 に示す。ボルトの軸力は、ボルト断面に初期応力として 250MPa を入力することによって与えている。

解析の結果を Fig.3 に示す。反り量ごとの、ボルト締結時のビード部分における周方向の接触圧力を示している。ボルトの方向である 0°では反りがある方で接触圧力が高く、ボルトから離れていくにしたがって逆に接触圧力が低くなった。 $A=36$  は  $A=0$  に比べて最大圧力は 1.33 倍になった一方で、最小圧力は 0.8 倍程度となった。最小接触圧力に関しては  $A=0$  とそれ以外での差は見られたが、反りのあるモデル同士ではあまり差が見られなかった。

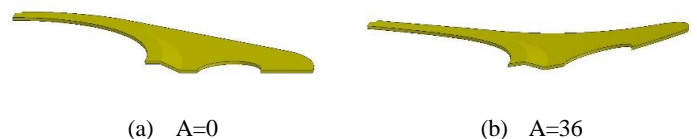


Fig.2 Gasket model for Chapter3

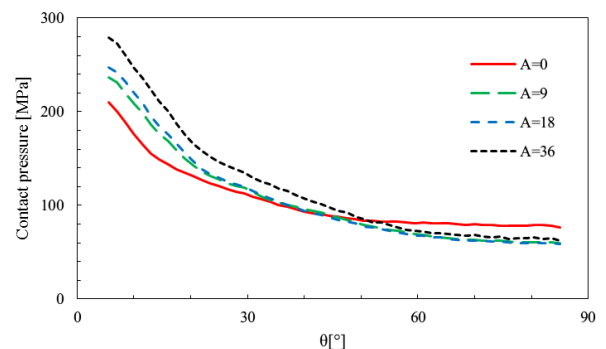


Fig.3 Dependence of contact pressure distribution on the warpage of gasket

## 4. ガスケットのスプリングバック量の評価

ガスケットが振動や熱変形によって接合部の開口に追従するためにはボルト締結後、再び緩めた際にスプリングバックする必要がある。そこでスプリングバック解析を行い、実測データとの比較を行った。スプリングバックの評価としてガスケット断面の形状を用いた。プレス加工の際にビード部に塑性ひずみが発生することが知られているので[3]、本研究では加工硬化を考慮して計算を行った。Fig.4 に断面形状を比較した図を示す。ガスケット断面形状について実測値と降伏応力 $\sigma_y$ を変化させた場合で比較を行った。降伏点を上げることによって実測値に近い形状となっていることが確認できた。

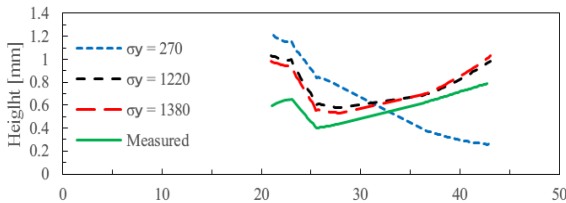
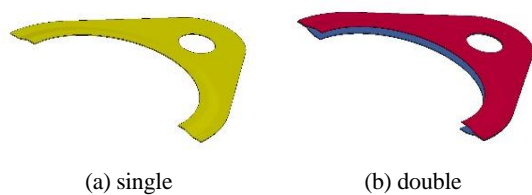


Fig.4 Cross-sectional shape of gasket  
Effort of the parameter of yield stress

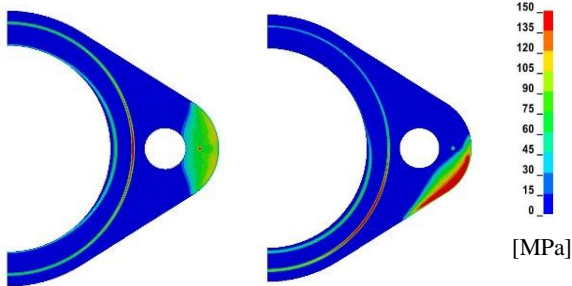
## 5. 口開きに対するガスケット積層の効果

実際にフランジやガスケットが使われる場面では、熱変形などにより口開きが起こる。本研究では曲げモーメントが負荷された際の密封特性について単層ガスケットと二層ガスケットを用いて比較することで、口開きにおけるガスケット追従性の評価を行う。Fig.5 に解析に用いたガスケットを示す。(b)に示す二層ガスケットは、(a)に示す一層ガスケットを向かい合わせに配置し、スポット溶接をすることで接合している。それぞれのガスケットにおいて、ボルト締結後 0.2kNm までの曲げモーメントを負荷した。モーメントの方向は Fig.1 の M が示す方向である。図中茶で示した部分が剛体になっており、重心を中心に回転することでモーメントを負荷している。

Fig.6 に二層ガスケットのガスケット間における接触圧力コンターを示す。モーメントが負荷されることによって全体的に接触圧力分布が-90°の圧縮側に移動していることが分かる。



(a) single (b) double  
Fig.5 Gasket model for Chapter5



(a) 0 kNm (b) 0.2 kNm  
Fig.6 Contour of contact pressure

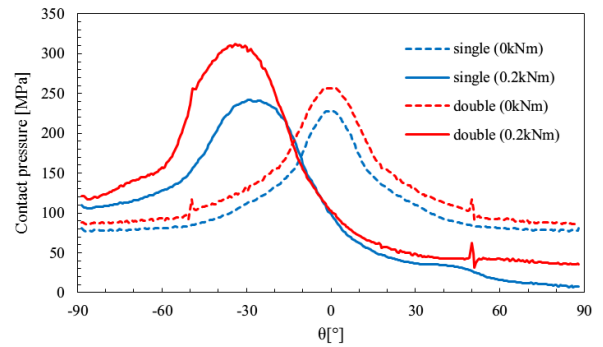


Fig.7 Contact pressure distributions  
with and without bending moment

Table1 Gap between flanges

single	Gap	double	Gap
0kNm	0.428mm	0kNm	0.720mm
0.1kNm	0.494mm	0.1kNm	0.811mm
0.2kNm	0.590mm	0.2kNm	0.934mm

また、Fig.7 にボルト締結直後、および 0.2kNm 負荷した際の周方向接触圧力の分布を示す。0°をボルト方向とし、-90°側がモーメントによる圧縮側、90°側が引張側としている。この結果からどちらのガスケットにおいてもモーメント負荷によって圧縮側では圧力の増加、引張側では圧力の減少が見られた。また単層ガスケットでは、二層ガスケットに比べて引張側において急激な圧力減少が見られた。最小応力を比較すると二層では 36MPa、単層では 7MPa となった。

Table1 に引張側における口開き量の変化を示す。どちらのガスケットにおいてもモーメントが負荷されることによって口開き量が増加していることが分かる。0kNm と 0.2kNm の差をとると単層ガスケットでは 0.178mm、二層ガスケットでは 0.214mm となっており、変位量の面でも二層ガスケットの方が追従性に優れていることが分かる。

以上のことから二層ガスケットが一層ガスケットに比べて密封性能に優れていることが分かった。

## 6. 結言

有限要素法解析によって、金属ガスケットにおける反りが締付時において密封特性に及ぼす影響について明らかにした。また、加工硬化を考慮した材料モデルを用いてガスケットのスプリングバック量の評価を行った。

また、単層ガスケットと二層ガスケットについて曲げモーメント解析を行い、フランジ締結部の口開きにおいて二層ガスケットの方が密封性能に優れていることを示した。

## 参考文献

- [1] 近藤 康治, ほか 3 名, “内圧作用下における金属平型ガスケット付きフランジ締結体の密封特性”, 圧力技術, 第 52 巻, 第 1 号, (2014), pp. 4-15
- [2] 増田 義彦, ほか 4 名, “シリンダヘッドガスケットのシール面圧計算解析”, トライボロジスト, 第 62 巻, 第 3 号, (2017), pp. 217-227
- [3] 田窪 毅, “メタル積層型シリンダヘッドガスケットの FEM 解析”, 三菱電線工業時報, (2001)

---

## 目次

---

---

図目次.....	4
表目次.....	7
<b>第 1 章 序論.....</b>	<b>9</b>
1.1 研究の背景.....	10
1.2 従来の研究.....	11
1.3 研究の目的.....	12
1.4 本論文の構成.....	13
<b>第 2 章 有限要素法モデル.....</b>	<b>14</b>
2.1 緒言.....	15
2.2 対象モデル.....	15
2.3 解析モデル.....	16
2.4 ガasketモデル.....	18
2.5 材料物性.....	22
<b>第 3 章 ガasketの締付解析.....</b>	<b>24</b>
3.1 緒言.....	25
3.2 締付解析の VALIDATION.....	25
3.2.1 面圧測定試験.....	25
3.2.1.1 実験手法.....	25
3.2.1.2 実験結果.....	26
3.2.2 有限要素法解析.....	29
3.2.2.1 解析条件.....	29
3.2.2.2 解析結果.....	29
3.2.3 考察.....	32
3.3 ガasketの反り形状が締付に及ぼす影響.....	33
3.3.1 解析条件.....	33
3.3.2 解析結果.....	34
3.3.3 考察.....	35
<b>第 4 章 ガasketのスプリングバック量の評価.....</b>	<b>38</b>
4.1 緒言.....	39
4.2 形状測定試験.....	39
4.2.1 実験手法.....	39
4.2.2 実験結果.....	41

---

---

4.3	有限要素法解析 .....	43
4.3.1	解析条件.....	43
4.3.2	解析結果.....	44
4.4	考察 .....	45
4.4.1	測定値と FEM の違いについての考察 .....	45
4.4.2	加工硬化の考慮.....	46
4.4.3	再解析結果.....	47
<b>第 5 章</b>	<b>口開き量に対するガスケット積層の効果.....</b>	<b>48</b>
5.1	緒言 .....	49
5.2	解析条件 .....	49
5.2.1	解析モデル .....	49
5.2.2	解析条件.....	49
5.3	解析結果 .....	50
5.4	考察 .....	54
5.4.1	接触圧力の差が漏洩量に及ぼす影響についての考察 .....	54
5.4.2	単層と二層の接触圧力および口開き量の違いについての考察.....	57
<b>第 6 章</b>	<b>結論.....</b>	<b>59</b>
6.1	結論 .....	60
6.2	今後の展望 .....	60
付録	反りを考慮したガスケットのモデリング .....	61
謝辞	.....	63
参考文献	.....	64

---

---

## 図目次

---

---

図 1-1	ガスケット部位からの漏洩	10
図 2-1	ディーゼルエンジンと EGR クーラー	15
図 2-2	EGR クーラーガスケット	15
図 2-3	ボルト締結・スプリングバック解析モデル	16
図 2-4	曲げモーメント負荷モデル	17
図 2-5	ガスケット図面 (a) 上面, (b) 側面	18
図 2-6	ガスケットモデルメッシュ	19
図 2-7	ガスケットモデル (a) A=0, (b) A=9, (c) A=18, (d) A=36	20
図 2-8	単層ガスケットと二層ガスケット	21
図 2-9	スポット溶接箇所	21
図 2-10	材料特性 (a) EGR クーラー, (b) 連絡管, (c) ガスケット	23
図 3-1	面圧測定試験	25
図 3-2	面圧計測結果 スキャンデータ (a) FC 側, (b) SUS 側	26
図 3-3	面圧計測結果 コンター (a) FC 側, (b) SUS 側	27
図 3-4	ガスケットの向き	27
図 3-5	周方向圧力分布	28
図 3-6	周方向角度の定義	28
図 3-7	接触状態 (a) SUS 側, (b) FC 側	30
図 3-8	接触圧力コンター (a) SUS 側, (b) FC 側	31
図 3-9	接触圧力比較	32
図 3-10	SUS 側接触圧力分布	34
図 3-11	FC 側接触圧力分布	34
図 3-12	接触圧力コンター (a) A=0, (b) A=36	36
図 3-13	塑性ひずみコンター (a) A=0, (b) A=36	37
図 4-1	ひずみゲージをつけたボルト	39
図 4-2	KEYENCE VR-3100—ワンショット 3D 形状測定機	40
図 4-3	締付前後の高さコンター (a) 締付前, (b) 締付後	41
図 4-4	断面方向	42
図 4-5	締付前後の断面高さ比較	42
図 4-6	スプリングバック解析の流れ	43
図 4-7	断面形状	44
図 4-8	締付前後断面変化	44
図 4-9	塑性ひずみコンター	45
図 4-10	加工硬化を考慮した材料モデル	46
図 4-11	断面形状	47

---



---

図 5-1	曲げモーメント負荷解析モデル .....	49
図 5-2	単層ガスケット接触圧力コンター (a) 0kNm, (b) 0.2kNm.....	51
図 5-3	二層ガスケット接触圧力コンター (a) 0kNm, (b) 0.1kNm.....	51
図 5-4	周方向圧力分布 (a) 単層, (b) 二層 .....	52
図 5-5	周方向圧力分布 (a)0kNm, (b)0.1kNm, (c)0.2kNm.....	53
図 5-6	負荷曲線 .....	54
図 5-7	負荷曲線の立体図 [15].....	54
図 5-8	接触圧力と漏洩量の関係 .....	56
図 5-9	締付時塑性ひずみコンター (a) 単層, (b) 二層 .....	58
図 5-10	二層ガスケット締付時断面 .....	58

---

---

## 表目次

---

---

表 2-1	ボルト締結・スプリングバック解析における解析条件.....	16
表 2-2	曲げモーメント負荷モデルにおける解析条件.....	17
表 2-3	材料物性値 .....	22
表 4-1	締付軸力のためのパラメータ値 .....	40
表 5-1	各過程でのフランジ間距離 .....	57

---

---

## 第1章 序論

---

## 1.1 研究の背景

内燃機関において、排気ガスはエキゾーストマニホールドや触媒、マフラーなどを介して大気中へと排出される。排気系はこれらの排気系部品を排気管によって繋がれ、その管の締結部には排気ガスが漏れないようにするためのガスケットが用いられている。

排気ガスの漏洩は激しい騒音の発生や燃費の低下だけでなく、NO<sub>x</sub> といった有害物質の漏洩、エンジン停止による事故などの問題がある。そこでガスケットには熱や腐食に強く、衝撃や振動による接続部の開口に追従して密封する性能が求められている。

従来、これらの要求を満たした素材として、アスベストが長きに渡り利用されてきた。アスベストは十分な耐熱性、変形に対する追従性を有していたからである。しかしながら、アスベストは健康被害を引き起こすことが分かり、全面的に使用が禁止され、アスベストに変わる新たな素材のガスケットが必要となった。

アスベストの全面禁止以降、様々な技術が提案されてきた。そのひとつが耐熱性に優れたステンレスを代表とする金属製のガスケットである。

しかし、高熱負荷による締結部の変形や、繰り返し荷重によるガスケットの追従性劣化が原因で、接触面よりガスが吹き抜ける事象が発生している。図 1-1 に示すのは実際に排気ガスが拭きぬけている事例である。漏洩部位にすずが付着していることが見て取れる。

このような漏洩に対する対策として、変形に対する追従性を高めるためにガスケットの積層枚数を多くする、ビードと呼ばれる凸部の形状を変更することが考えられる。しかし仕様変更によって期待される効果は実機で確認、評価しているのが現状であり、ガスケットの開発リードタイムを低減させるために、数値計算によるガスケットシール技術の確立が求められている。



図 1-1 ガスケット部位からの漏洩

---

## 1.2 従来の研究

金属ガスケットに関する数値解析による研究は多く行われている。ここでは金属ガスケットを平型ガスケット、ビードのあるガスケット、積層型のガスケットに分けて紹介する。

エンジンに限らず一般的なフランジにおけるシール材としては平型ガスケットが多く用いられている。近藤らは金属平型ガスケットについて、漏洩量測定試験及び有限要素法解析を行い塑性変形と漏洩量の関係を明らかにした [1][2]。高木らは、ガスケットを厚さ方向にのみ剛性を有する一次元非線形ガスケット要素として計算を行っている [3]。また、福岡らはボルトの締付手順に注目した軸力のばらつきについて有限要素法を用いて明らかにした [4]。関田らはガスケットの応力分布を圧力測定フィルムと有限要素法解析を用いて求め、両者を比較することで、フランジローテーションについての考察を行った [5]。

ビードのあるガスケットは局所的に接触圧力が高くなるため、高い密封性能を持つが漏洩量の予測が難しい。Saeed は円弧と直線によってできるガスケットの最適設計を行った [6]。陳らは円弧と直線を有するガスケットにおいて過重負荷・除荷シミュレーションを行い、幾何寸法に関する検討を系統的に行い、設計指針を示した [7]。緒方は有限要素法で求めた接触圧力から Persson の理論を用いて漏洩量を求めた [8]。

積層型のガスケットは **Multi-Layer-Steel Gasket** と呼ばれ、主に自動車エンジンのヘッドガスケットに用いられている。Popielas らはビードのプレスに関する二次元シミュレーションを行った後、エンジンのアセンブリによる解析を行っている [9][10]。Li らはビードが応力やひずみに与える影響を調べた [11]。増田らはヘッドガスケットについて軸対称二次元モデルにおけるゴムコーティングの特性を超弾性モデルとして反映させた計算モデル作成し面圧の計算を行った [12]。濱崎らはすべり現象を含むせん断挙動に着目し、高筒内圧負荷時のシリンダ変形予測手法の考案し、摩擦係数やせん断剛性がシリンダ変形へ及ぼす影響について考察した [13]。

以上のように、メタルガスケットに関する研究は多くなされており、密封特性を向上するような工夫がされてきた。一方で積層型ガスケットのような煩雑なガスケットにおいてボルト締結過程まで考慮した三次元有限要素解析の研究例はなかった。また、プレス加工の際にできる反りを考慮した有限要素法解析の研究例もなかった。

---

### 1.3 研究の目的

本研究の最終的な目的は、種々の金属ガスケットの密封性能について数値計算によって評価することである。数値計算のみで密封性能を評価することができれば実機による評価が必要なくなり開発リードタイム、コストを大幅に削減することができる。本研究では、金属積層型ガスケットに着目し、有限要素法 (Finite Element Method, FEM) を用いて反り形状を考慮した金属ガスケットに対してボルト締結過程、曲げモーメント負荷過程のシミュレーションを行うことでそれらが密封特性に与える影響を明らかにすることを目的とする。

---

## 1.4 本論文の構成

本論文の構成を以下に示す.

### 第1章「序論」

本研究の背景, 従来の研究, および研究の目的を述べた.

### 第2章「有限要素法モデル」

本研究で扱うモデルおよび解析の条件について述べる.

### 第3章「ガスケットの締付解析」

フランジ組立時におけるボルトの締付過程の解析を行い, 反り形状が密封特性に与える影響についての考察を行う.

### 第4章「ガスケットのスプリングバック量の評価」

ボルト軸力を除荷した際のスプリングバックの解析を行い, 加工硬化を考慮した材料物性値の合わせこみを行う.

### 第5章「口開きに対するガスケット積層の効果」

フランジの口開きを模擬した曲げモーメント負荷解析を行うことで口開きが密封特性に与える影響を考察し, 積層型ガスケットの密封特性について述べる.

### 第6章「結論」

本研究における結論と今後の展望について述べる.

---



---

## 第2章 有限要素法モデル

---

## 2.1 緒言

本章では本研究を通して扱ったガスケット及びフランジの有限要素法モデル，また共通の解析条件を述べる。

## 2.2 対象モデル

本研究で対象とするガスケットは，ディーゼルエンジンにある EGR クーラーと呼ばれる部位で使われているガスケットである。ディーゼルエンジンおよび EGR クーラーの概観を図 2-1 に示す。図中赤色で示した部品がエキゾーストマニホールド，水色で示した部品が EGR クーラーとなっている。EGR クーラーはディーゼルエンジンの排気系で使われている部品である。機関稼働時に高温となるエキゾーストマニホールドと接続しているため、熱変形の影響を受けやすい箇所でもある。そのため当該ガスケット部位では気体漏洩の可能性が高く，密封性能の向上が求められている。EGR クーラーガスケットの概観を図 2-2 に示す。

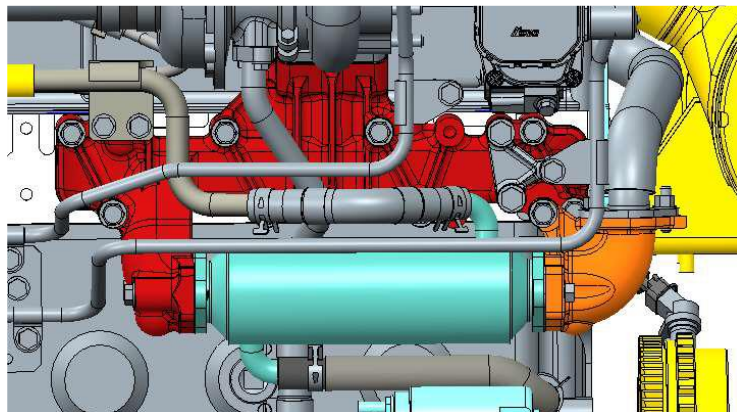


図 2-1 ディーゼルエンジンと EGR クーラー

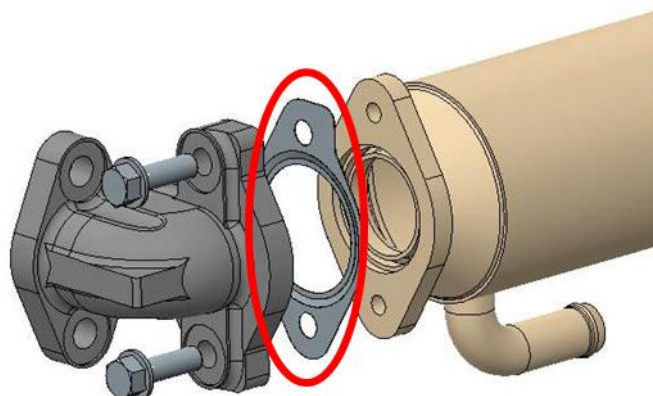


図 2-2 EGR クーラーガスケット

## 2.3 解析モデル

本研究では有限要素法ソフト「LS-DYNA」を用いてシミュレーションを行った。図 2-3 に解析モデルを示す。対称性を考慮して第 3 章のボルト締結解析および第 4 章のスプリングバック解析では全体の 1/4 を解析対象とした。メッシュは全て六面体一次要素のソリッド要素とし、単位系や接触アルゴリズムなどの解析条件は表 2-1 に示す。

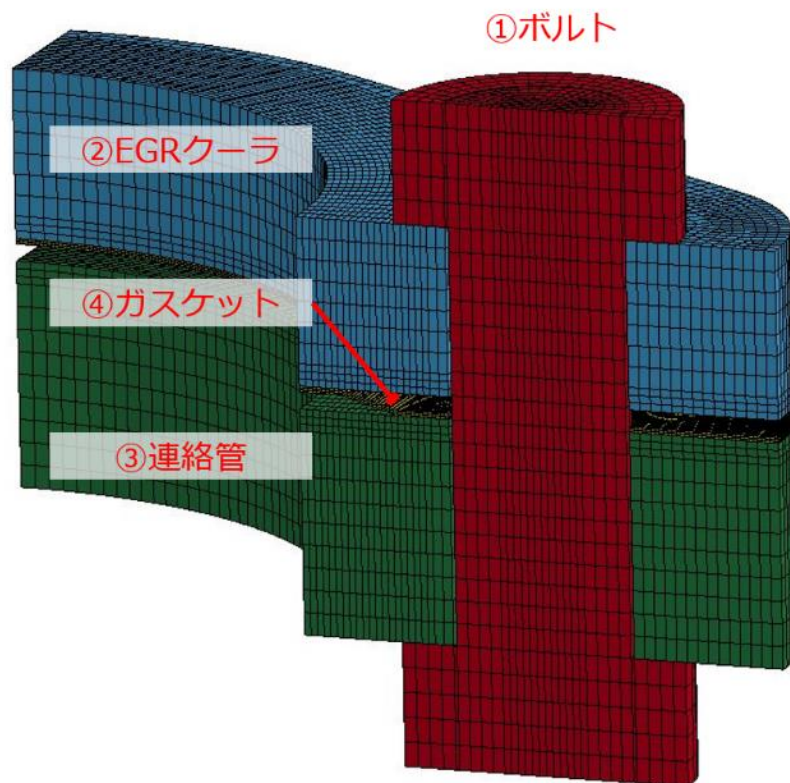


図 2-3 ボルト締結・スプリングバック解析モデル

表 2-1 ボルト締結・スプリングバック解析における解析条件

解析ソフト	LS-DYNA R9.0.1 (陽解法)
単位系	[ton], [mm], [sec]
要素数	76561
節点数	95276
接触アルゴリズム	ペナルティ法
摩擦係数	0.15

第5章の曲げモーメント負荷解析では全体の1/2を解析対象とした。解析モデルを図2-4に示す。また要素数および節点数は表2-2に示す

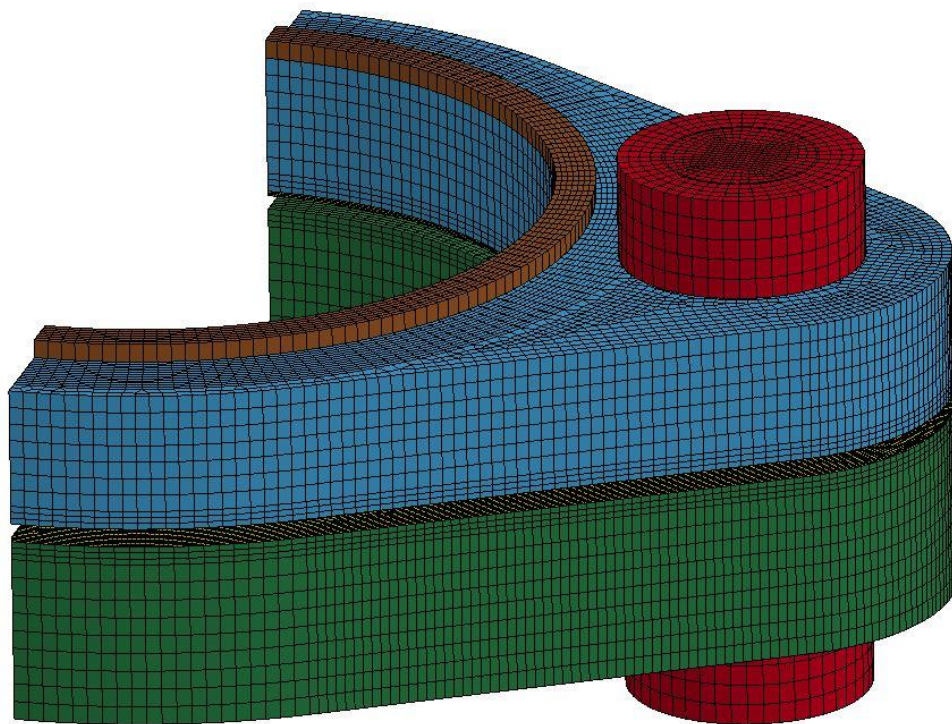


図 2-4 曲げモーメント負荷モデル

表 2-2 曲げモーメント負荷モデルにおける解析条件

要素数 (単層/二層)	153822/216625
節点数 (単層/二層)	189431/275119

## 2.4 ガスケットモデル

本研究で用いたガスケットはディーゼルエンジンの EGR クーラーに使用されているガスケットである。モデルの寸法を図 2-5 に示す。

フランジの径に合わせた穴とボルトを通すための穴がある形状となっている。さらにビードが二箇所あって内側のビードは上面と、外側のビードは下面と当たることによって面圧を確保できるようになっている。また、板厚は 0.25mm となっている。

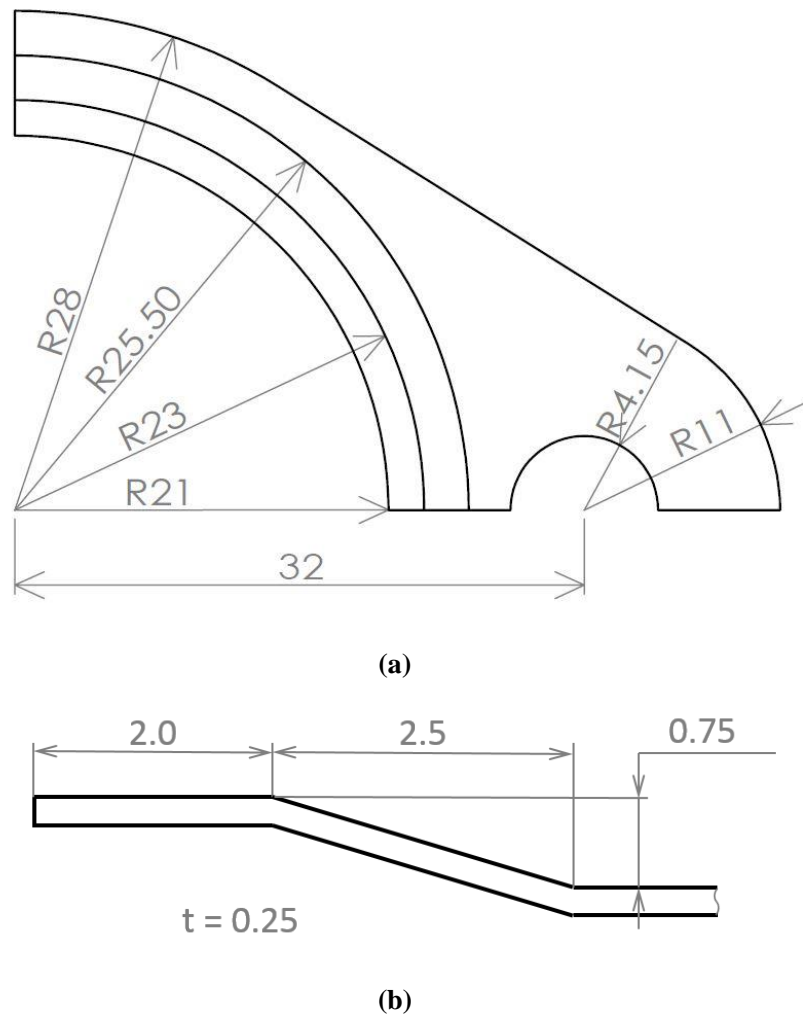


図 2-5 ガスケット図面 (a) 上面, (b) 側面



---

ガスケットのメッシュを図 2-6 に示す。厚さ方向にはソリッド要素で三要素とした。

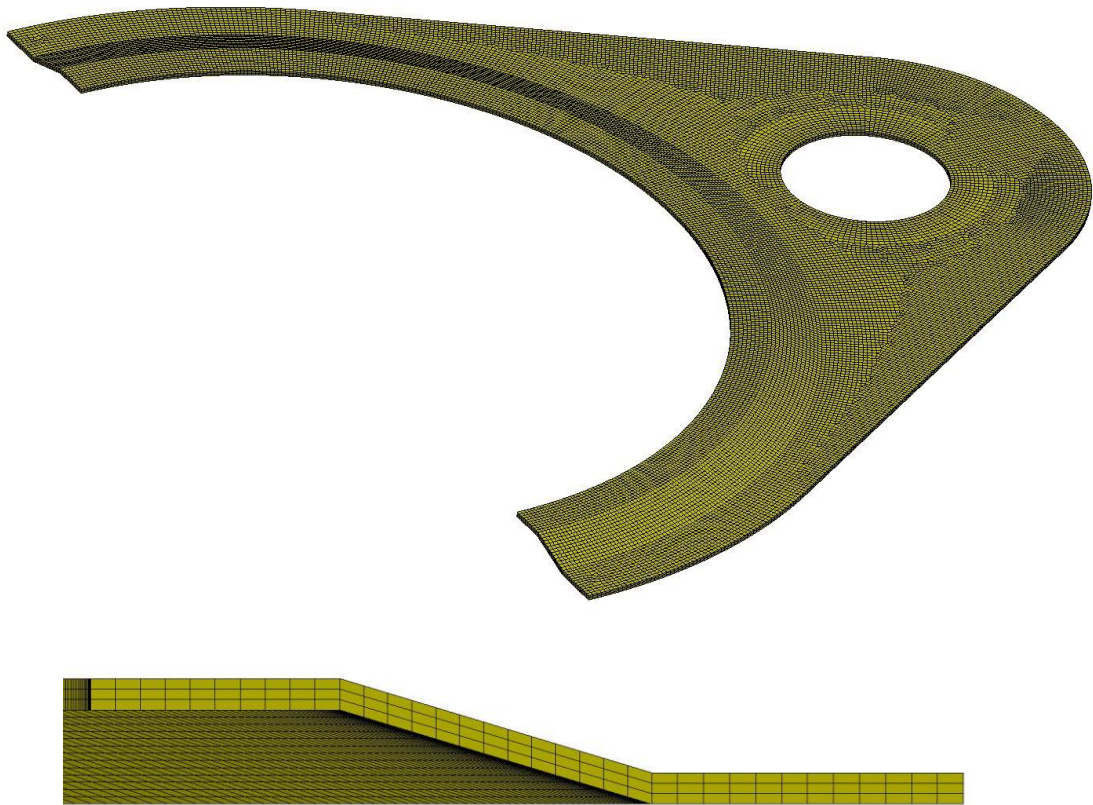


図 2-6 ガスケットモデルメッシュ

---

このガスケットモデルをベースとして、第3章ではプレス加工の際に生じる反りを考慮した四種類のガスケットモデルを使用した。図 2-7 にモデルを示す。反りのないモデルは図面通りのモデリング、反りを考慮したモデルは実測データに基づいて作成された(2.1)で表される曲面に図面モデルを射影させたモデルを用いた。

$$z = (A \times 10^{-4}) x^2 \quad (2.1)$$

A=0 を反りのない面, A=18 を測定した反り量のモデルとし, 反りを 1/2 にしたモデルと 2 倍にしたモデルをそれぞれ作成した。以後 A を反り量と定義し呼ぶことにする。

なお, 反りを考慮したモデルの詳細なモデリングについては付録に記す。

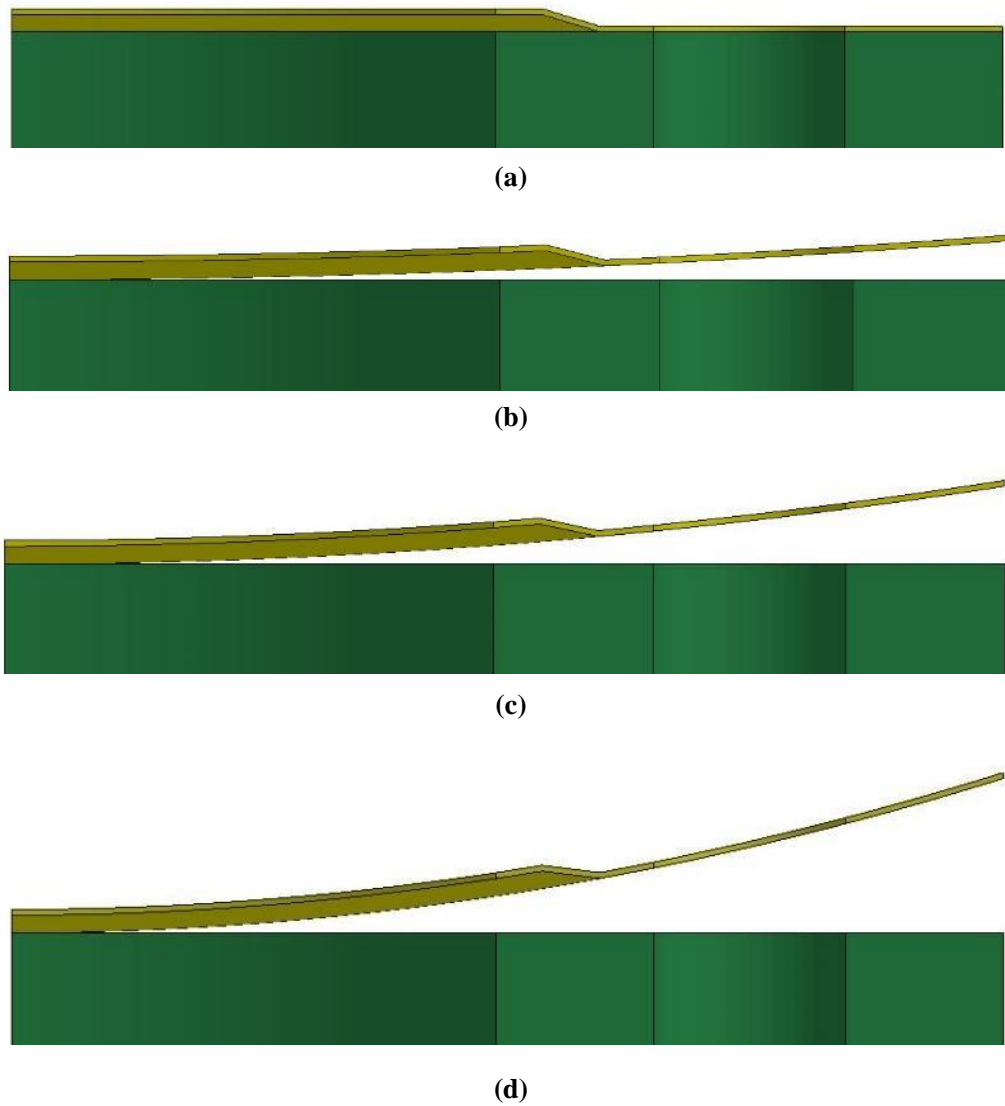


図 2-7 ガスケットモデル (a) A=0, (b) A=9, (c) A=18, (d) A=36

また第5章では単層ガスケットと二層ガスケットの二種類を使用し、比較を行った。モデル全容を図 2-8 に示す。二層ガスケットは単層ガスケットを向かい合わせに配置し、一点スポット溶接を模したビーム要素で接合した。スポット溶接の箇所は図 2-9 に示す。

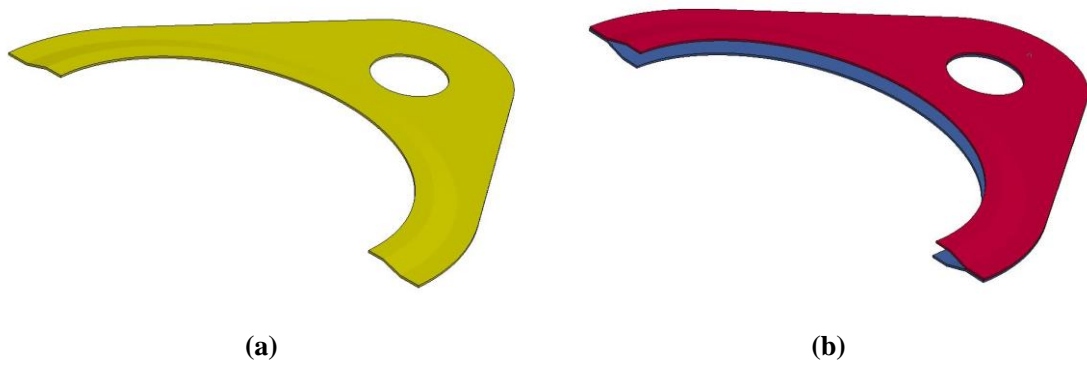


図 2-8 単層ガスケットと二層ガスケット

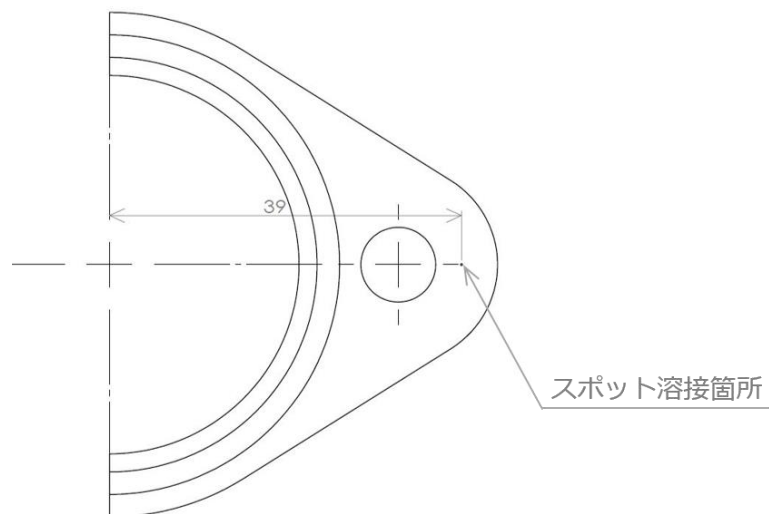


図 2-9 スポット溶接箇所

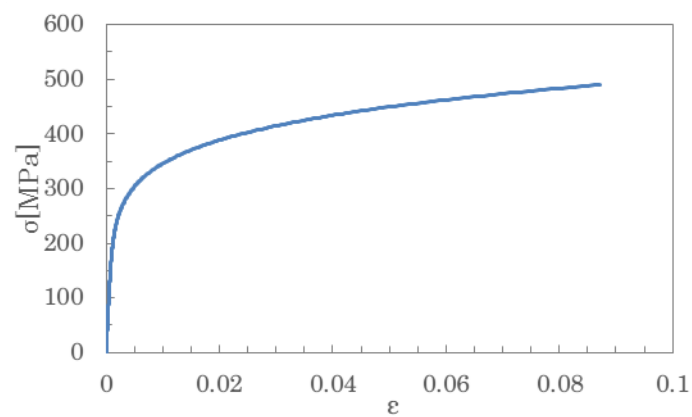


## 2.5 材料物性

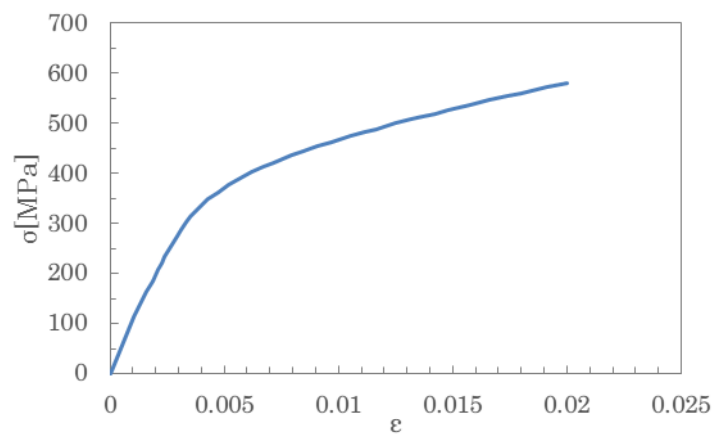
材料物性には、ボルトは等方弾性体、ガスケットおよびフランジは多直線近似した応力-ひずみ曲線を使用した。詳細は表 2-3、図 2-10 に記す。

表 2-3 材料物性値

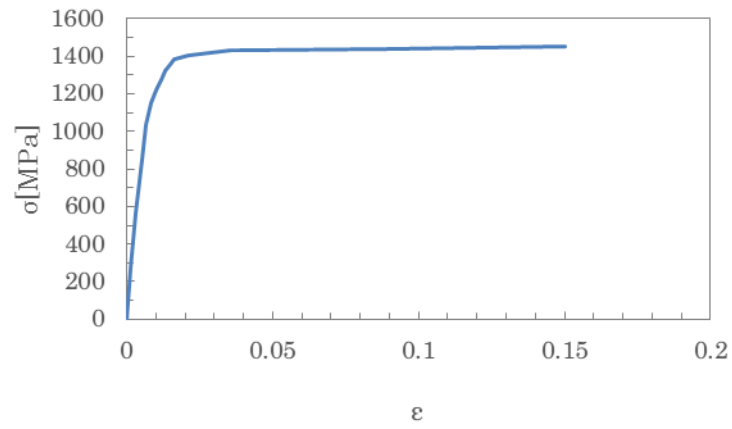
	ボルト	EGR クーラー	連絡管	ガスケット
材料	SCM435	SUS430	FC250	SUS301H
密度[ton/mm <sup>3</sup> ]	$7.87 \times 10^{-9}$	$7.87 \times 10^{-9}$	$7.87 \times 10^{-9}$	$7.87 \times 10^{-9}$
ヤング率[MPa]	$2.05 \times 10^5$	$2.04 \times 10^5$	$0.98 \times 10^5$	$1.93 \times 10^5$
ポアソン比	0	0.3	0.28	0.3



(a)



(b)



(c)

図 2-10 材料特性 (a) EGR クーラー, (b)連絡管, (c)ガスケット

---

## 第3章 ガスケットの締付解析

---

---

## 3.1 緒言

本章ではビードのあるガスケットを様々なボルト初期締付力で締結した際のガスケット接触応力分布を解析することで締付力やガスケットの反り形状が密封特性に与える影響を考察する。面圧測定試験を行うことで FEM 解析とのバリデーションを行った後、締結力、反り形状を変化させて解析を行った。

## 3.2 締付解析の Validation

### 3.2.1 面圧測定試験

#### 3.2.1.1 実験手法

感圧シートを用いてガスケットにかかる圧力分布を測定した。図 3-1 に示すようにガスケットの両側に感圧シートを挟み、ボルトで締結した。感圧シートは富士フィルム製のプレスケール (HS 高圧用) を用いた。この感圧シートは 50MPa から 130MPa の範囲で測定可能である。

ボルトの軸力は標準トルク-10%相当の 14kN で実験を行った。なお、ボルト軸力はダコタ・ジャパン製の超音波軸力計 (BOLT MAX II) で計測した。

10 分間の保持後分解し、感圧シートを専用スキャナで取り込み、富士フィルム製の圧力画像解析システム (FPD-8010J) を用いて画像処理を行った。



図 3-1 面圧測定試験

### 3.2.1.2 実験結果

面圧測定結果を図 3-2 および図 3-3 に示す。ガスケットの向きについては図 3-4 に示すとおりである。スキャンした画像を専用の圧力画像解析システムを用いることでコンター図にした。この結果からボルト締結部およびガスケットビード部で接触が起きていることが分かる。また、FC 側ではビード部と内側の二箇所接触しているのに対して SUS 側では一箇所のみである。FC 側では二箇所接触しているため圧力が分散されて SUS 側に比べて全体的に色が薄く、すなわち面圧が小さくなっていることが分かる。周方向の圧力分布を見ても定性的ではあるがボルト近辺では色が濃く出ており、ボルトから離れている箇所では色が薄いことが分かった。

また、ボルト穴の周辺に高い圧力が出ている。特にボルトの外側で強く接触が起きていることが分かる。

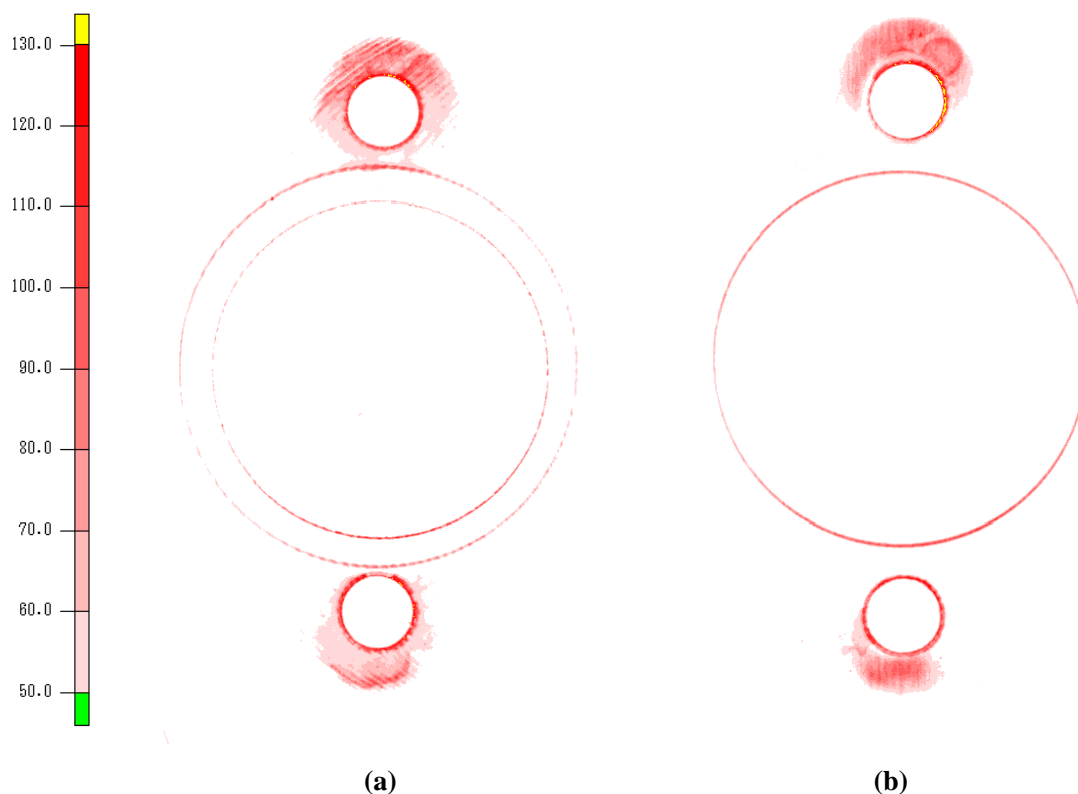


図 3-2 面圧計測結果 スキャンデータ (a) FC 側, (b) SUS 側

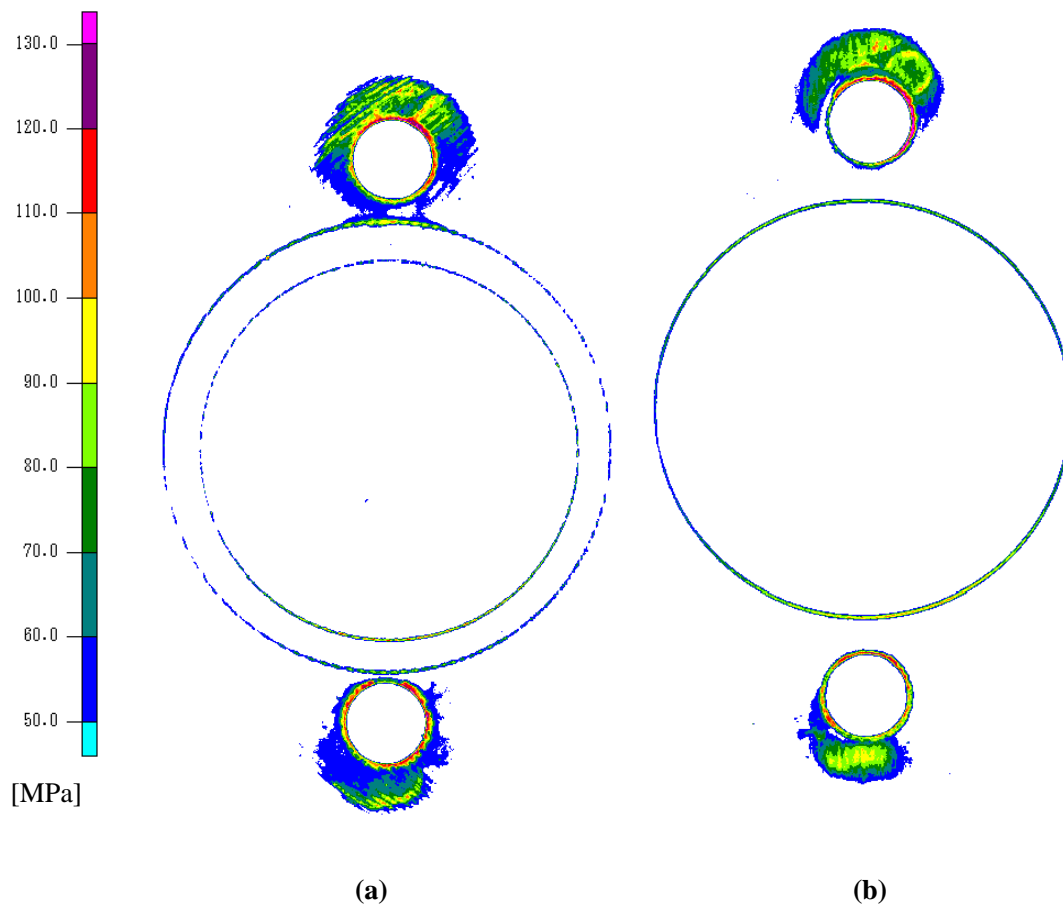


図 3-3 面圧計測結果 コンター (a) FC 側, (b) SUS 側

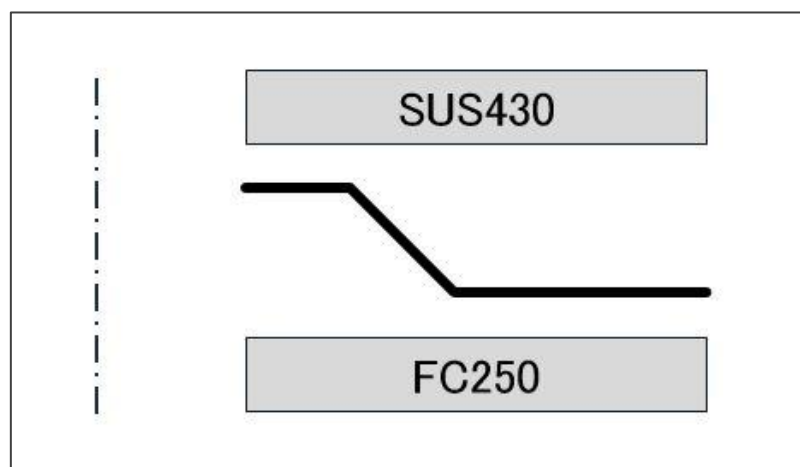


図 3-4 ガスケットの向き

次に周方向の詳細な面圧分布を図 3-5 に示す。横軸の角度は周方向の角度で、図 3-6 に示すようにボルト締結部を始点として時計回りの角度と定義している。FC 側では二箇所において接触が見られたのでそれぞれ FC\_in、FC\_out として内側と外側の圧力分布を算出した。スキャンデータをもとに作成したグラフのため多少の上下はあるものの全体の傾向としてボルト近辺 ( $0^\circ$ 、 $180^\circ$ ) で面圧が最も高く、最も離れている点 ( $90^\circ$ 、 $270^\circ$ ) では面圧が最も低くなっていることが分かった。また、それぞれの場所ごとに見ると FC 側の内側では  $0^\circ$  と  $180^\circ$  で値が大きく異なり、他の二つに比べると全体的にばらつきが多いことが分かる。これは FC 側の内側はビード部ではなく端点のため接触が不安定になっているためと考えられる。

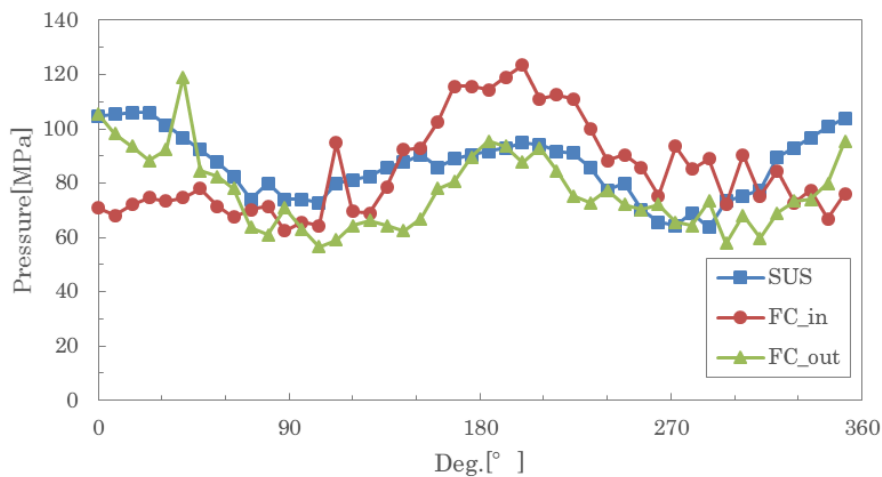


図 3-5 周方向圧力分布

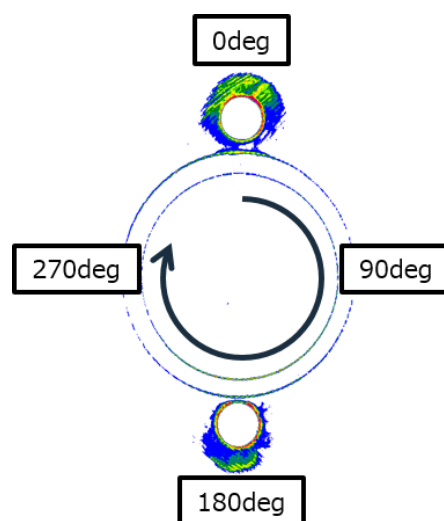


図 3-6 周方向角度の定義

---

## 3.2.2 有限要素法解析

### 3.2.2.1 解析条件

面圧測定試験と比較するために同条件で有限要素法解析を行った。使用したガスケットモデルは反り量  $A=18$ ，軸力はボルト断面に  $250\text{MPa}$  を負荷することによって与えた。

### 3.2.2.2 解析結果

ガスケットの接触状態を図 3-7 に示す。ビード部では周方向に漏れなく接触している。ビード部以外の箇所でも SUS 側ではビードより外、FC 側ではビード部より内側にそれぞれ接触が見られたが、いずれも同心円上の分布ではなかった。

また、ガスケットの SUS 側 FC 側両面の接触圧力コンター図を図 3-8 に示す。実験で行った面圧測定試験の観察域に合わせて  $50\text{MPa}$  から  $130\text{MPa}$  の範囲のコンターを示している。

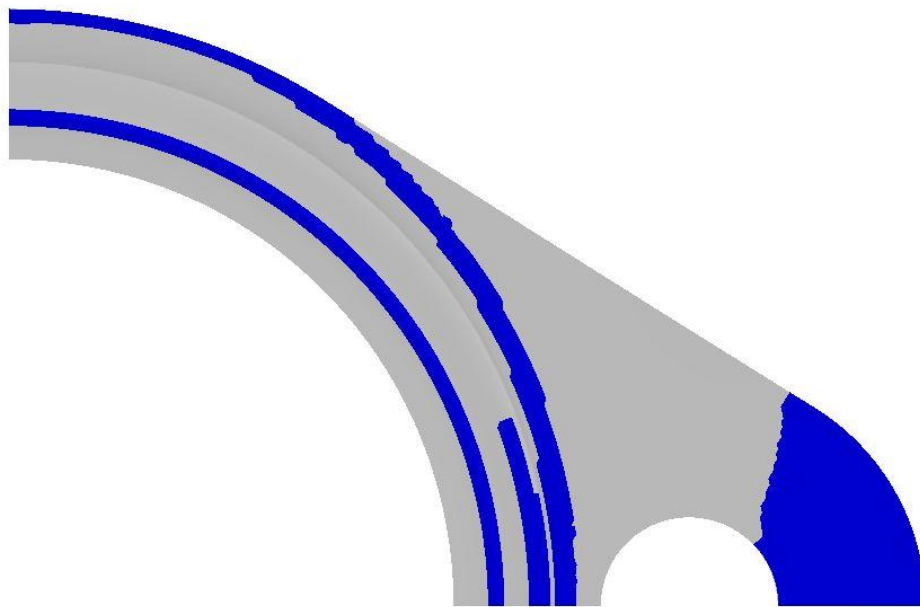
ビード部での圧力分布は軸力付近で高く、徐々に小さくなっていく様子が実験とよく一致している。ビード部以外での接触状態のみの図と比較して接触が大半の部分で無くなっていることが分かる。このことからビード部以外での接触は極めて小さく、漏洩防止の機能を果たしていないことがわかる。ただし FC 側の内側では接触が残っており、これは実験の結果とよく似ていることが分かる。

ビード部以外の部分でもボルトの外側では強い接触が起こっていることが分かり、これも実験をよく再現していると言える。

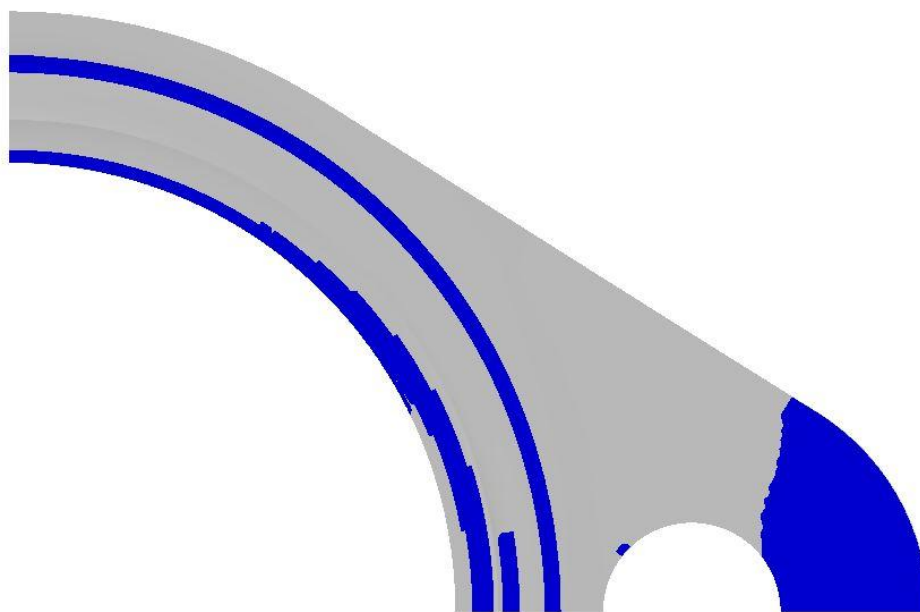
以上のことから計算は実際の接触面圧を再現していると考えられる。

---





(a)



(b)

図 3-7 接触状態 (a) SUS 側, (b) FC 側

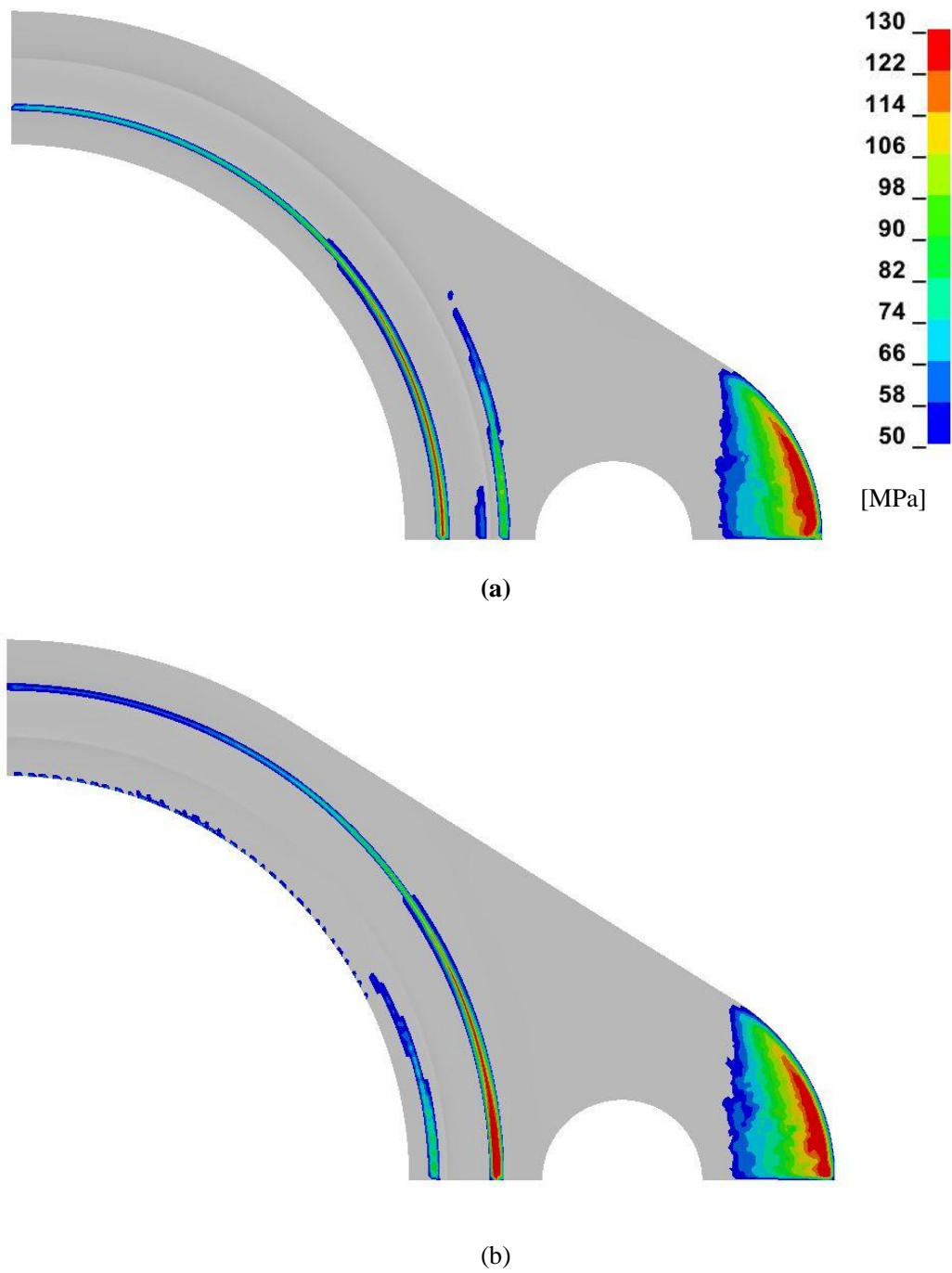


図 3-8 接触圧力コンター (a) SUS 側, (b) FC 側

### 3.2.3 考察

前項では定性的な比較を行ったが、より詳細に比較するために周方向の接触圧力をグラフしたものを図 3-9 に示す。ガスケット両面のビード部での接触圧力を感圧紙による実験と FEM で比較した。両面とも最大圧力は FEM の方が大幅に大きいことが分かった。最小圧力は実験値とかなり近い値となった。SUS 側の最大接触圧力は、測定値が 106MPa だったのに対し FEM では 175MPa と 1.7 倍程度の大きさとなった。最小接触圧力は測定値が 64MPa だったのに対し FEM は 78MPa と 1.2 倍程度となった。FC 側の最大接触圧力は、測定値が 105.3MPa、FEM が 245MPa と 2.4 倍程度、最小接触圧力は測定値が 57MPa、FEM が 59MPa で 1.03 倍程度といずれも FEM の方が高いことが分かり、中でも高压側での差がかなりある結果となった。

この FEM と測定値で生じた差について二つの理由が考えられる。

一つ目は感圧紙の精度である。今回使用した感圧紙は富士フィルム製の HS 高压用プレスケールだが、測定可能圧力が 50-130MPa となっておりこれに近いあるいは範囲外の圧力の箇所は正しく発色しなかった可能性が考えられる。また、ビード部での接触幅はとても狭く、スキャン及び画像解析の性能に限界があったと考えられる。それは測定データのばらつきからも言える。

二つ目は FEM のガスケットビード部の形状である。ガスケットのモデリングは図面に基づいて行ったが、現物のガスケットはプレス加工をして作っており、図面とは形状が若干異なっている。ビードは平板を曲げて作られるので、エッジの部分が丸みを帯びており、それによって接触現象が変わっていると考えられる。

今回のバリデーションにおいて、最大圧力においては測定値との大きな差が見られたが、密封性能について議論する上で重要な要素は最小圧力であり、最小圧力については今回整合性が確認できたので今後は FEM による結果を妥当であると考えられる。

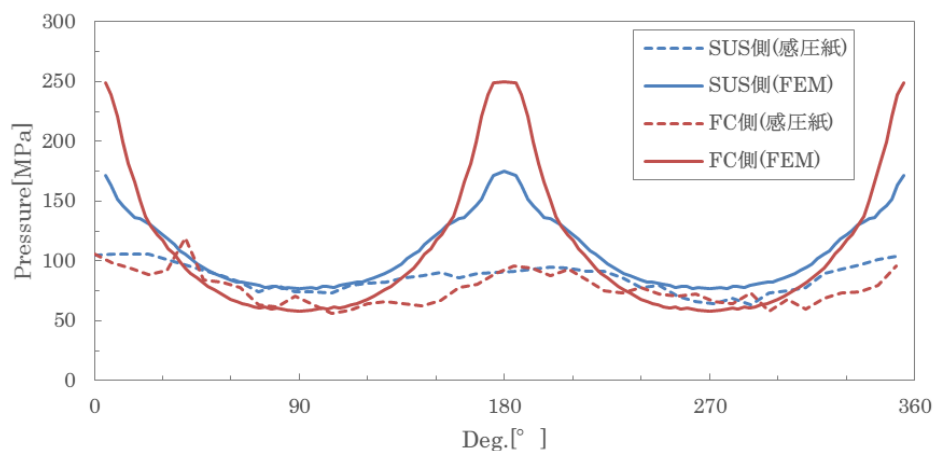


図 3-9 接触圧力比較

### 3.3 ガasketの反り形状が締付に及ぼす影響

#### 3.3.1 解析条件

ボルトの締結過程における反り形状が、密封特性を調べるために反り形状を変えて解析を行った。

軸力は 250MPa の初期応力を与えた。ガasketの反り形状は A=0,9,18,36 の 4 ケースのモデルで計算を行った。なお軸力  $F$ [N]と初期応力 $\sigma_{initial}$ [MPa]の関係は、ボルトのサイズが M8 なので(3.1)に示すようになる。

$$F = 4^2 \pi \sigma_{initial} \quad (3.1)$$

すなわち今回のボルト締結解析では 12.57[kN]の軸力を負荷したことになる。

---

### 3.3.2 解析結果

反り形状の違いによるガスケットの接触圧力変化をグラフにした。SUS側の接触圧力分布を図3-10に示す。また、FC側の接触圧力分布を図3-11に示す。横軸はボルト穴位置を始点とした周方向の角度で、縦軸はビード部における接触圧力を示している。

どのケースにおいてもボルト近傍が最大圧力でボルトから遠ざかるにつれて接触圧力が減少していることが分かる。またSUS側とFC側を比較すると、最大接触圧力ではFC側の方が高く出ている一方で最小接触圧力はFC側の方が低いという結果になった。反り量で比較すると、両側共にA=0の方ほど圧力分布がなだらかで、A=36になる、すなわち反り量が増加すると共に接触圧力の分布も急になることが分かった。しかし、最小接触圧力では、反りのあるガスケット同士の差はあまり見られなかった。

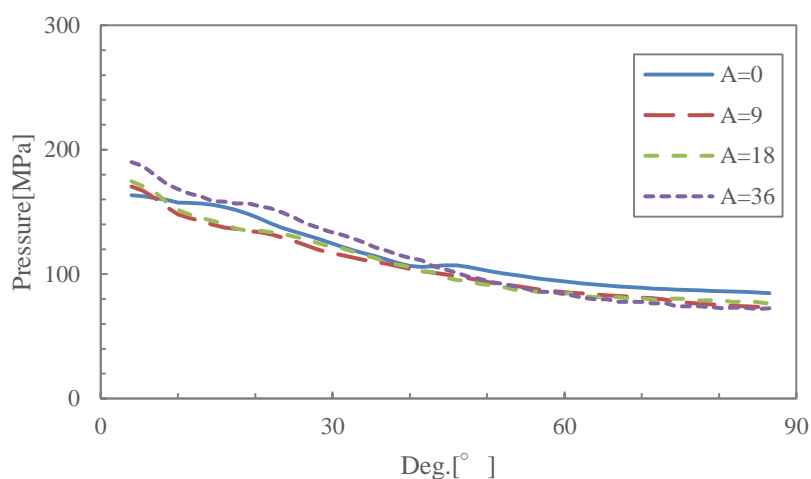


図 3-10 SUS側接触圧力分布

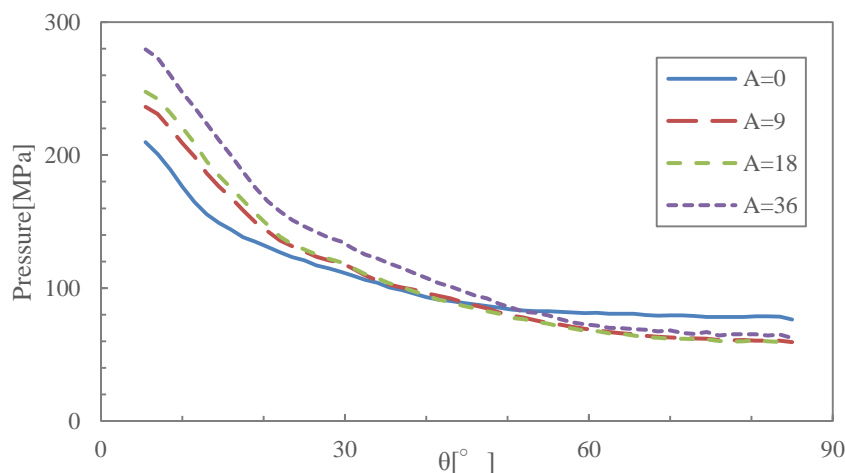


図 3-11 FC側接触圧力分布

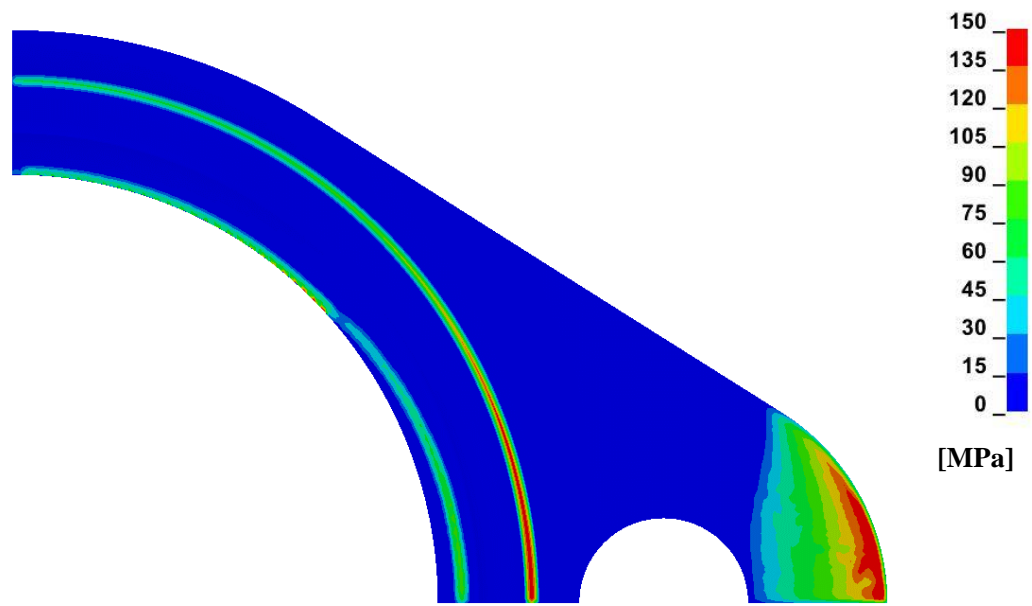
---

### 3.3.3 考察

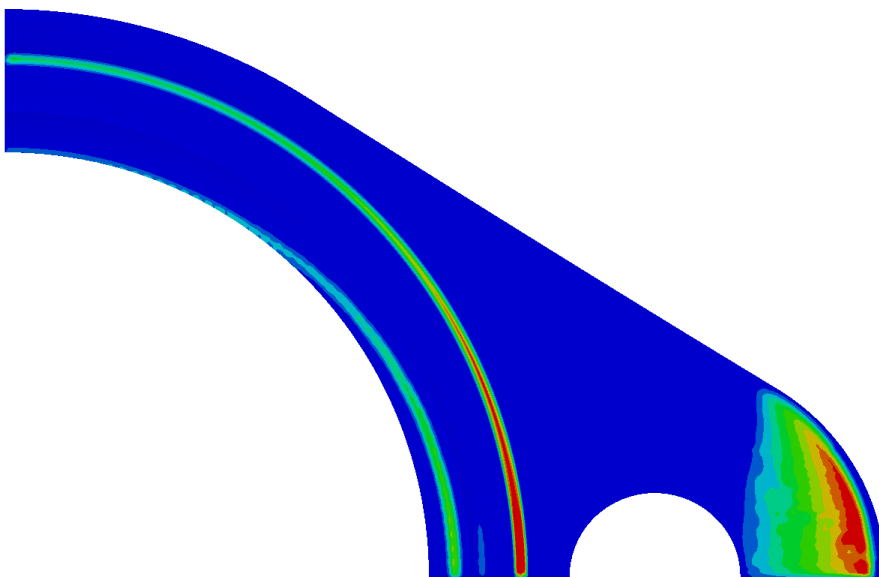
最小圧力の差が大きかった FC 側について、その原因を考察する。

もっとも離れている  $A=0$  と  $A=36$  について比較を行った。両者の接触圧力コンター図を図 3-12 に示す。コンター図からもビード部では  $A=0$  の方がボルト付近では圧力が小さく、ボルト遠方では圧力が高いことが分かる。また塑性ひずみコンターを図 3-13 に示す。ボルト付近において接触圧力が高かった  $A=36$  の方がより塑性変形が起こっていることが分かる。これらのことから反り形状があるとボルト付近での変位差が大きくなるため仮想的なばねの役割を果たしていると考えられる。その結果ボルト付近での面圧が高くなることが予想される。しかしボルト付近での面圧が大きくなってしまったために逆にボルトから離れていくにしたがって圧力の減少も激しくなってしまったことが分かった。気体の密封性能向上のためには最小圧力値を上げることが最も重要になってくるので今回の結果からガスケットにおける反りは密封性能を低減させる働きがあることが分かった。

---

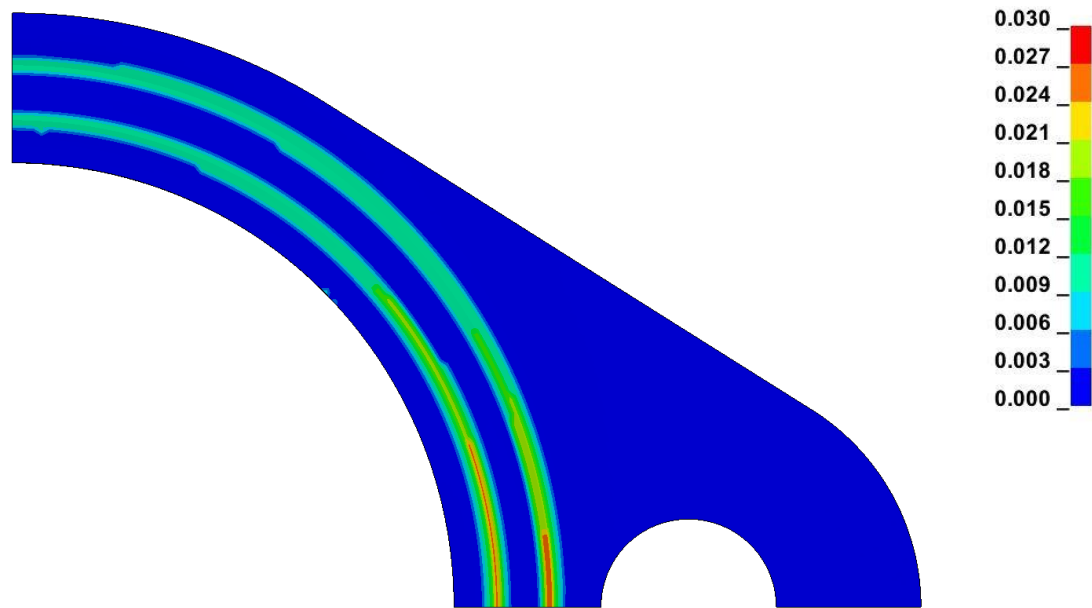


(a)

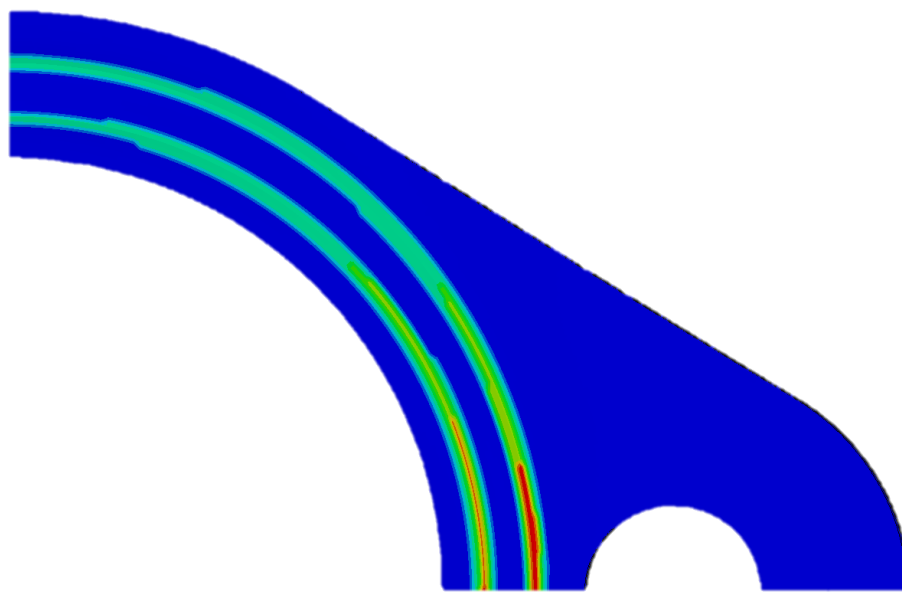


(b)

図 3-12 接触圧力コンター (a)  $A=0$ , (b)  $A=36$



(a)



(b)

図 3-13 塑性ひずみコンター (a)  $A=0$ , (b)  $A=36$



---

## 第4章 ガasketのspringバック量の評価

---

## 4.1 緒言

本章ではボルト締結後しばらくして緩めた際のビードの形状変化をspringバックと呼び、材料特性によるspringバックの違いについて扱う。3D形状測定機を用いた実機の形状測定その他、FEMによる解析を行いその比較を行った。

## 4.2 形状測定試験

### 4.2.1 実験手法

3D形状測定機を用いてボルト締結前後のgasket形状変化の測定を行った。測定を簡便に行うため連結管とEGRクーラーはカットし、フランジ部分のみにしたものを用意した。

ボルトの軸力は図4-1に示すようにひずみゲージをつけたボルトを用いて軸力をリアルタイムに測定し、仮締めの後、締付軸力20kNで本締めを行った。締付軸力は、ボルトの締付トルク上限値から、式(4.1)を用いて算出した。

$$F_f = \frac{T_f * 2 * 10^3}{d_p \tan(\phi + \beta) + d_w \mu_w} \quad (4.1)$$

ここで、 $F_f$ 、 $T_f$ 、 $d_p$ 、 $\phi$ 、 $\beta$ 、 $d_w$ および $\mu_w$ はそれぞれ、ボルト軸力[N]、締付トルク[Nm]、ねじピッチ径[mm]、ねじ面摩擦角[rad]、ねじのリード角[rad]、摩擦トルク等価直径[mm]および座面摩擦係数を示す。各パラメータは表4-1に示すとおりである。

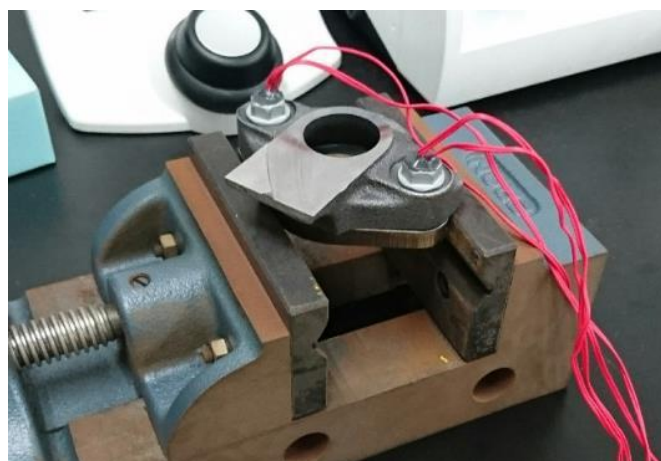


図4-1 ひずみゲージをつけたボルト

ボルト締結後 10 分間保持したのち、ボルトを緩め取り出したガasketの形状を測定した。図 4-2 に示す KEYENCE 製のワンショット 3D 形状測定機 (VR-3100) を使用し、ガasket全体の高さを測定した。

表 4-1 締付軸力のためのパラメータ値

$T_f$ [Nm]	34
$d_p$ [mm]	7.2
$\phi$ [rad]	0.160
$\beta$ [rad]	0.055
$d_w$ [mm]	13.12
$\mu_w$	0.14



図 4-2 KEYENCE VR-3100—ワンショット 3D 形状測定機

#### 4.2.2 実験結果

締付前後のgasketの高さコンターを図 4-3 に示す。締結前ではボルト穴方向に反りが起きていることが分かる。ピーク値は 3.994mm となっており、図面に比べてかなり反っていることが確認できた。

一方締付後ではピークが 0.78mm となっており、また全体的に同じ色をしているので反りが大幅に減少していることが分かった。しかし完全に塑性変形しているというわけでもなく、ビード部や小さな反りは依然として残っている。このことから締付後においてspringバックが起きていることが分かる。

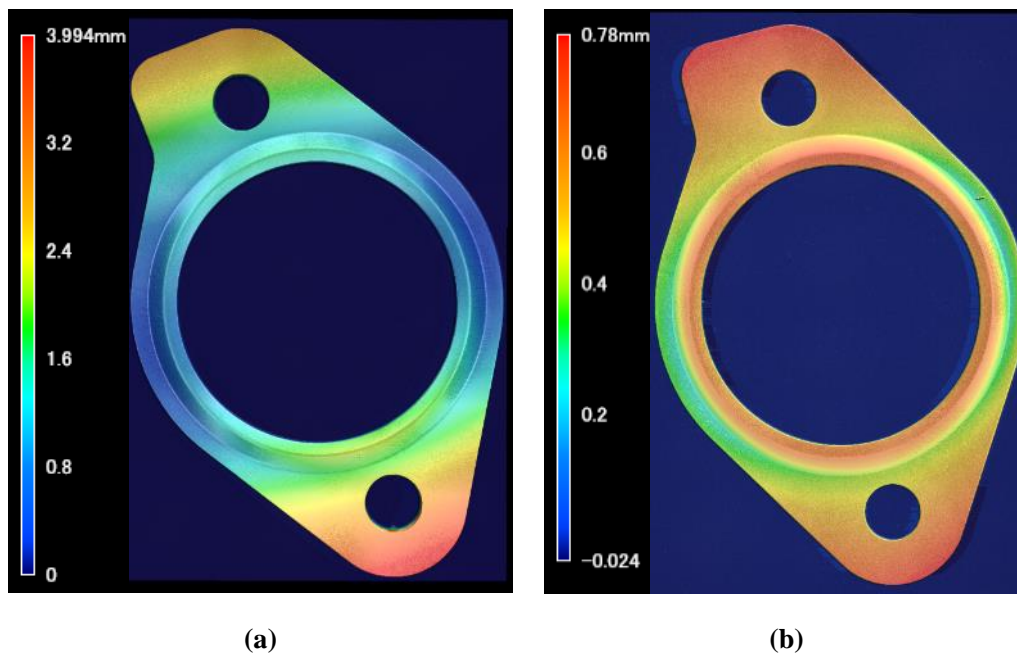


図 4-3 締付前後の高さコンター (a) 締付前, (b) 締付後

また，図 4-4 に示すようにボルト穴の中心点を結んだ方向の断面高さ抽出し，締付前後で比較したグラフを図 4-5 に示す．このグラフからも締付過程によって反り量が大幅に減少したことが分かる． $A=18$  から  $A=3$  程度に減少していた．

次項では，この断面形状と FEM の結果の比較を行う．

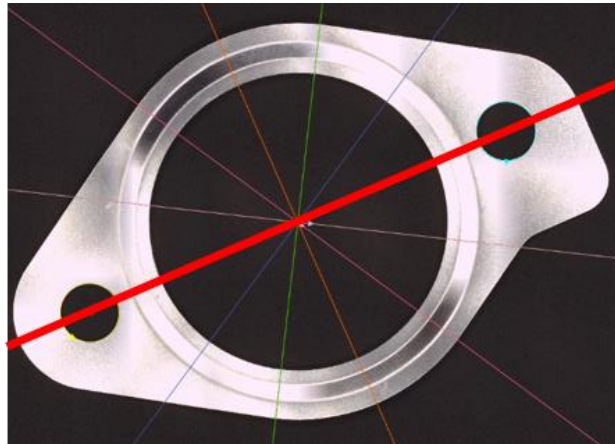


図 4-4 断面方向

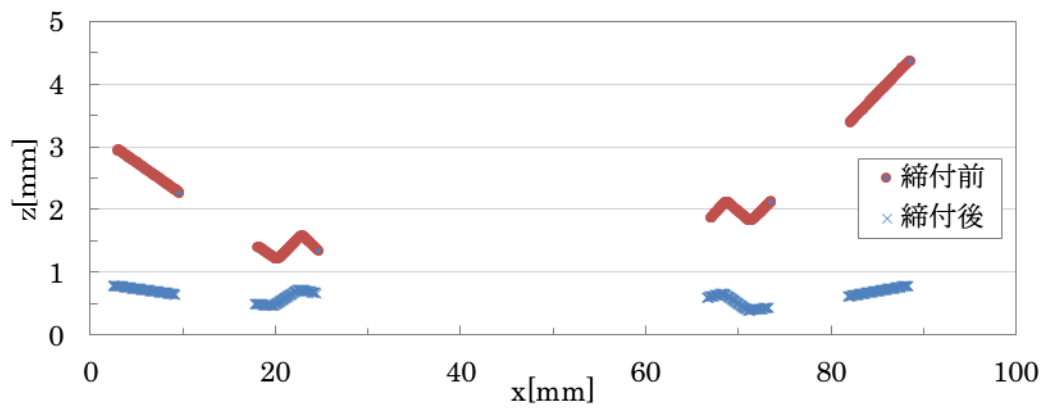


図 4-5 締付前後の断面高さ比較

## 4.3 有限要素法解析

### 4.3.1 解析条件

springバック解析は第3章で行ったボルト締結後、下端部を変位拘束し、フランジ間の距離を徐々に離していくことによってボルトをゆるめた際のシミュレーションを行っている。解析の流れを図4-6に示す。

なお、本解析は実験値との整合性を目的としているため、gasketモデルは実際の形状(A=18)を使用している。

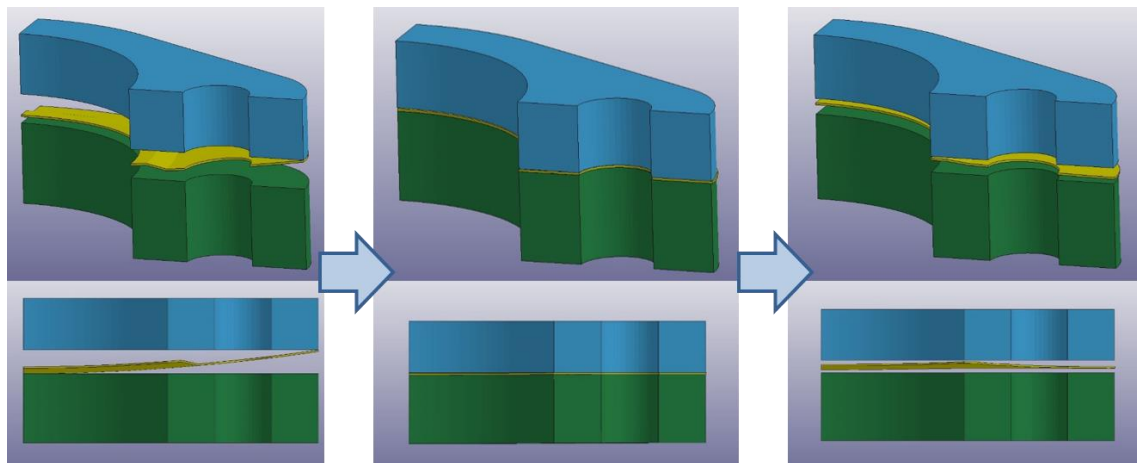


図 4-6 springバック解析の流れ

### 4.3.2 解析結果

springバック解析による断面形状を比較した。FEMによる締付前の形状，締付後の形状，前項で行った測定による締付後の形状を図4-8に示す。横軸はgasket中心からの距離，縦軸は高さである。なお，締付前の測定値はFEMと変わらないので省いている。

FEMによるspringバックでは反りが逆向きになった。またビード部の山が完全につぶれていることが分かる。

このことからビード部での塑性変形が大きすぎる影響で断面形状全体にひずみが生じている可能性が考えられる。

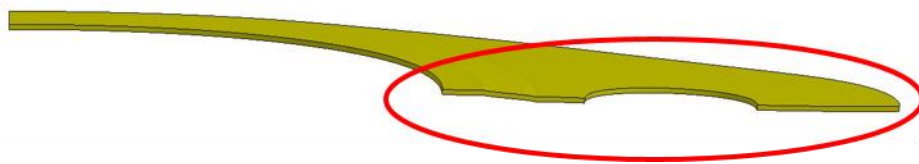


図 4-7 断面形状

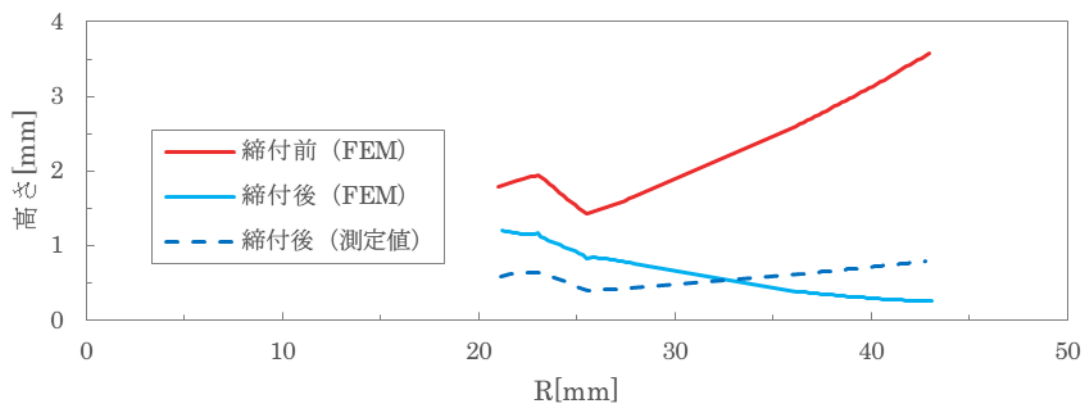


図 4-8 締付前後断面変化

## 4.4 考察

### 4.4.1 測定値と FEM の違いについての考察

締付後の断面形状において測定値と FEM で大きく違う点は二つある。一つ目はビードの潰れ具合である。FEM の形状を見るとほとんどビードが無くなるほど潰れていることが分かる。これは塑性変形が大きすぎるためにもとに戻らなかったことが考えられる。図 4-9 に示すのは塑性ひずみのコンター図である。これを見るとビード部で大きく塑性変形していることが分かる。実際にはここまで塑性変形していないのではないかと考えられる。つまり与えた材料特性よりも降伏が大きい可能性がある。二つ目は反り量の違いである。二次元に考えると反りが逆になることは考えにくい。図 4-9 にも示したように実際には周方向で塑性変形が起こっており、これが原因で反りが逆になったと考えられる。つまりいずれの問題もビード部の材料特性によるものと考えられる。

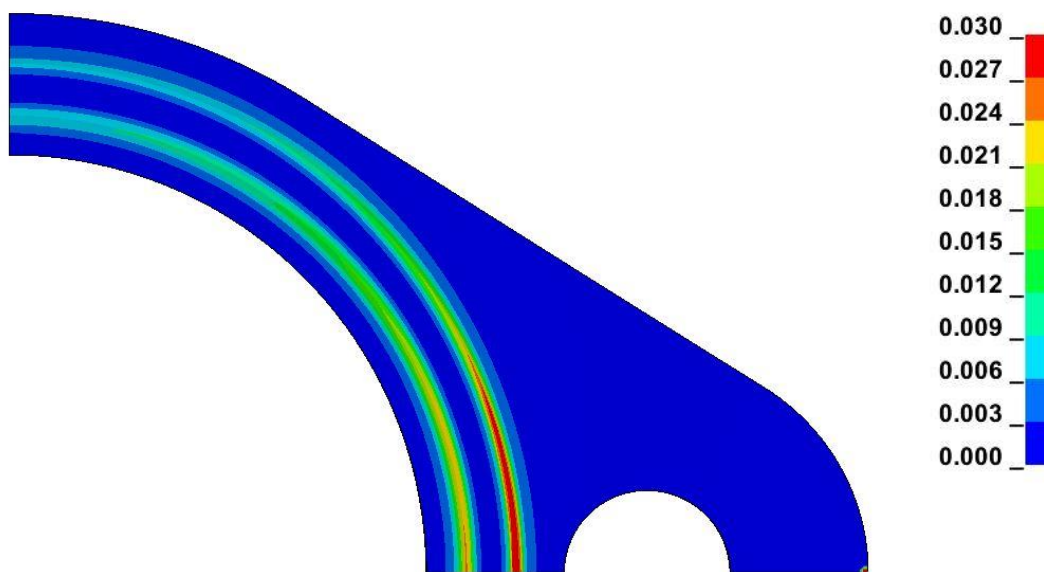


図 4-9 塑性ひずみコンター



#### 4.4.2 加工硬化の考慮

ガasketの材料特性が異なることについて、プレス加工において加工硬化が起こっている可能性がある。田窪 [14]はガasketにおけるプレス加工の二次元 FEM 解析を行っており、成形後のガasketでは、ビード部において塑性ひずみが存在していると述べている。つまりプレス加工後のガasketは全体に均質な材料特性ではなくビード部では加工硬化が起き、降伏応力が上がっていると考えられる。

そこで、今まで用いていた応力ひずみ曲線ではなく、加工硬化を考慮した材料モデルで解析を再度行った。今回解析行った材料モデルの応力ひずみ曲線を図 4-10 に示す。今までの材料モデルの降伏応力が 270MPa だったのに対し、1220MPa, 1380MPa の 2 ケースを新たに加え、再計算を行った。なお今回は簡便にするため、加工硬化による変化を等方硬化のみと考えている。

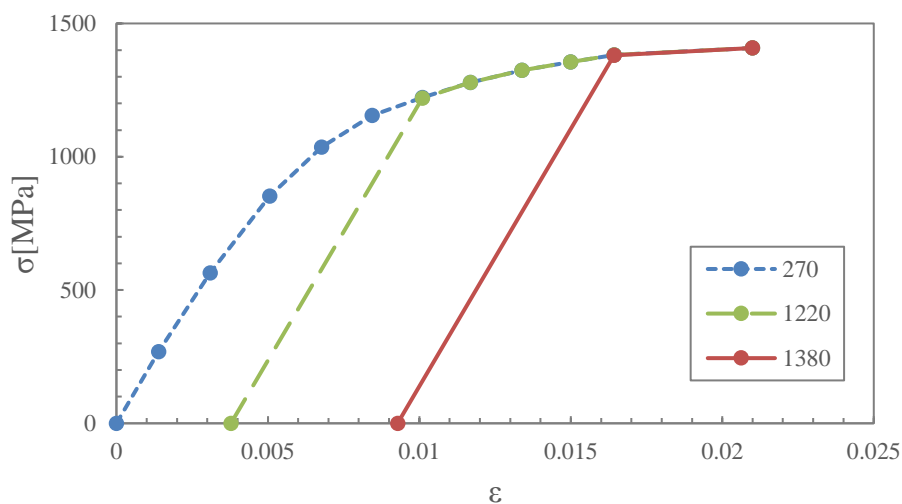


図 4-10 加工硬化を考慮した材料モデル

#### 4.4.3 再解析結果

加工硬化を考慮した材料で行った解析の結果を図 4-11 に示す。降伏応力が高くなっていることによって塑性変形が起こる部分が減って、より測定値に近い断面形状となった。

ビード部での変形を抑えることによって断面形状全体も正の反りになり、現実により近い形状となっていることが確認できた。しかし降伏応力が 1220MPa のケースと 1380MPa のケースではほとんど差がなく、これ以上降伏応力を上げててもほとんど形状の差がないことが予想される。

なお、降伏応力を変化させたことによる締付時の接触圧力は変化がほとんど見られなかった。つまり静的な現象においては加工硬化を考慮しなくていいが、実際にはエンジンの振動や熱変形により締結部が動くことがあるので、加工硬化を考慮したモデルを用いるべきであると言える。次章では曲げモーメントを負荷する解析を行うため、この材料特性を使用する。

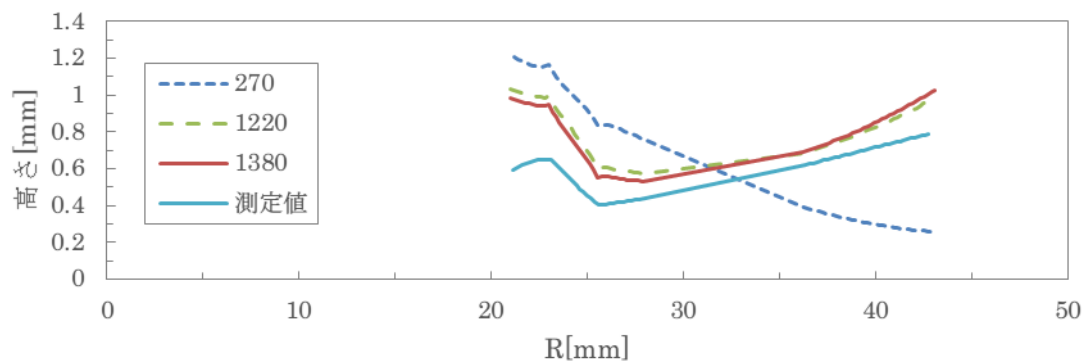


図 4-11 断面形状

---

## 第5章 口開きに対するガスケット積層の効果

---

## 5.1 緒言

実際にフランジやガスケットが使われる場面では、熱変形などにより意図しない変形やひずみを生じる。それが曲げモーメントとなりガスケット部で口開きが起こる原因になっている。本章では曲げモーメントを負荷した解析を行い、密封特性に与える影響を調べる。

また、一般に単層ガスケットよりも二層ガスケットの方の密封特性が良いことが知られているが、計算による考察を行った。

## 5.2 解析条件

### 5.2.1 解析モデル

本解析では曲げモーメントを負荷するため1/2モデルとした。また、フランジにモーメントを負荷する手段としてフランジの一部を剛体化し、剛体に回転モーメントを与えることにした。図5-1にモデルを示す。図中茶で示された部分が剛体パートとなっており、ボルト締結後に矢印の向きに曲げモーメントを負荷している。なおモーメント負荷時は下のフランジを固定している。

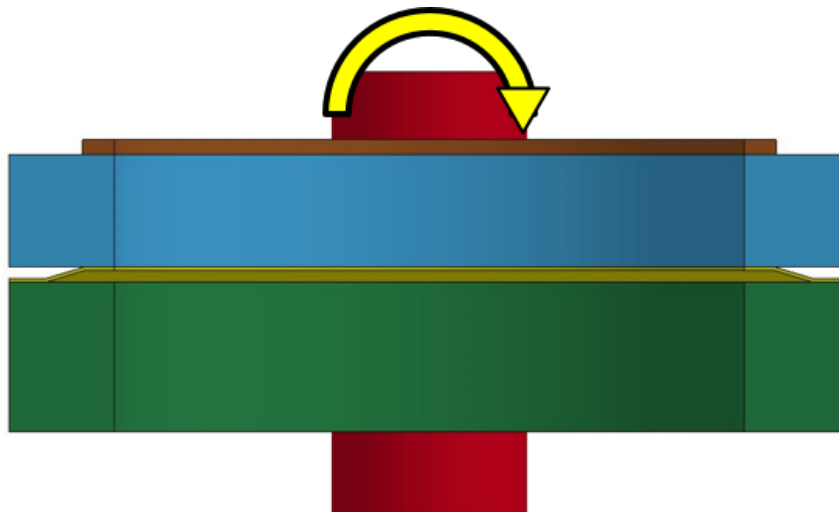


図 5-1 曲げモーメント負荷解析モデル

### 5.2.2 解析条件

ガスケットの材料特性は第4章で求めた加工硬化を考慮した物性値を用いた。

解析の流れとしてはまず第3章同様、ボルトで締付解析(250MPa)を行った後、剛体の重心を中心として回転モーメントを負荷する計算を行った。与えたモーメントは0.1[kNm]、0.2[kNm]である。

### 5.3 解析結果

曲げモーメントを負荷する前後での接触圧力コンター図を図 5-2, 図 5-3 に示す。図 5-2 は単層ガスケットの接触圧力で、ガスケット - FC 連絡管間の接触である。図 5-3 は二層ガスケットの接触圧力で、ガスケット - ガスケット間の接触である。締付後のモーメントの大きさはどちらも  $0.2\text{kNm}$  である。いずれのガスケットにおいてもボルトを挟んで対称に圧力が分布していたが、モーメントが負荷されることによって圧力が偏っていることが分かる。単層ガスケットと二層ガスケットで比較すると、締付前は差異が見られなかったがモーメント負荷後は全体的に二層ガスケットの方の圧力がかなり大きいことが分かる。特にボルトから離れた位置での圧力に大きな差が見られた。ビード部における引張側では、単層ガスケットはほとんど圧力が残っていないのに対し二層ガスケットは残っており、密封が保持されている。

ビード部での接触圧力の周方向圧力分布を図 5-4 および図 5-5 に示す。横軸  $\theta$  は周方向の角度を表している。ボルト方向を  $0^\circ$  とし、 $-90^\circ$  から  $90^\circ$  までとなっており、負の角度側が圧縮側で正の角度側が引張側となっている。縦軸はそれぞれガスケット - FC 連絡管間、ガスケット - ガスケット間の接触圧力を表している。

図 5-4 は単層二層それぞれをモーメントの大きさを変えたときの変化を示した。単層二層どちらも圧縮側の圧力が増加し、引張側では圧力が減少していることが分かる。また、圧力のピークは  $0\text{kNm}$ 、つまりモーメント負荷前においては  $0^\circ$  だったが、荷重がかかるとそれにもなって圧縮側へ移行しているのが分かる。ピーク値については荷重が増加すると大きくなった。

図 5-5 は  $0\text{kNm}$ 、 $0.1\text{kNm}$ 、 $0.2\text{kNm}$  の各モーメント負荷時における単層ガスケットと二層ガスケットの圧力を比較した。 $0\text{kNm}$  時にはグラフの形状はあまり変わらず、二層の方が、わずかに接触圧力が高い程度の結果となった。しかし荷重がかかると最大圧力、最小圧力の差が大きくなっていくことが分かった。特に引張側である  $90^\circ$  付近では二層ガスケットが  $40\text{MPa}$  程度の面圧を確保しているにも関わらず、単層ガスケットではほとんど面圧が出ておらず、密封性を担保しているとは言えない結果となった。圧縮側の  $-90^\circ$  付近での差はほとんど見られなかった。

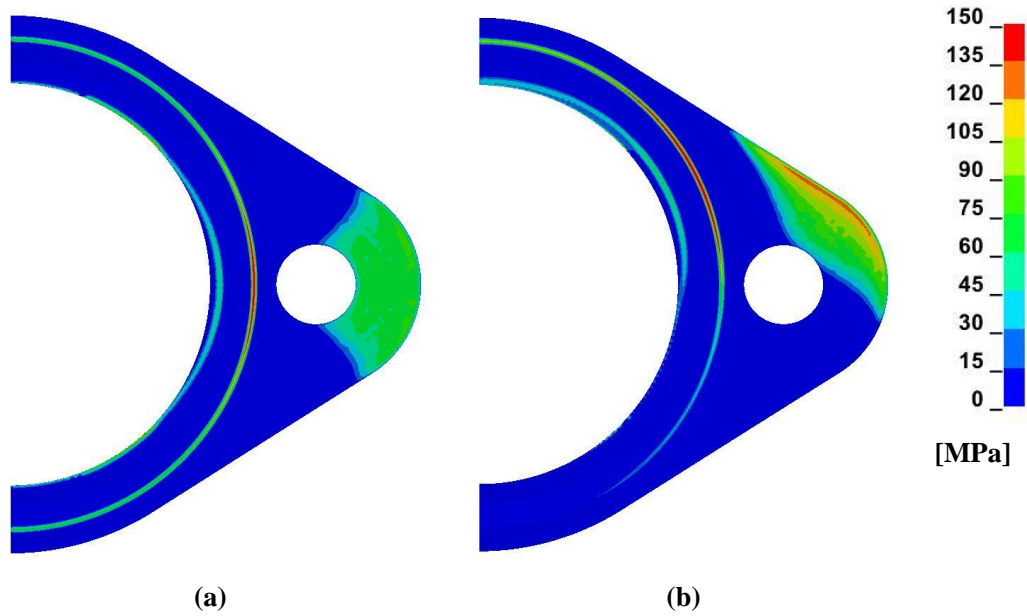


図 5-2 単層ガスケット接触圧力コンター (a) 0kNm, (b) 0.2kNm

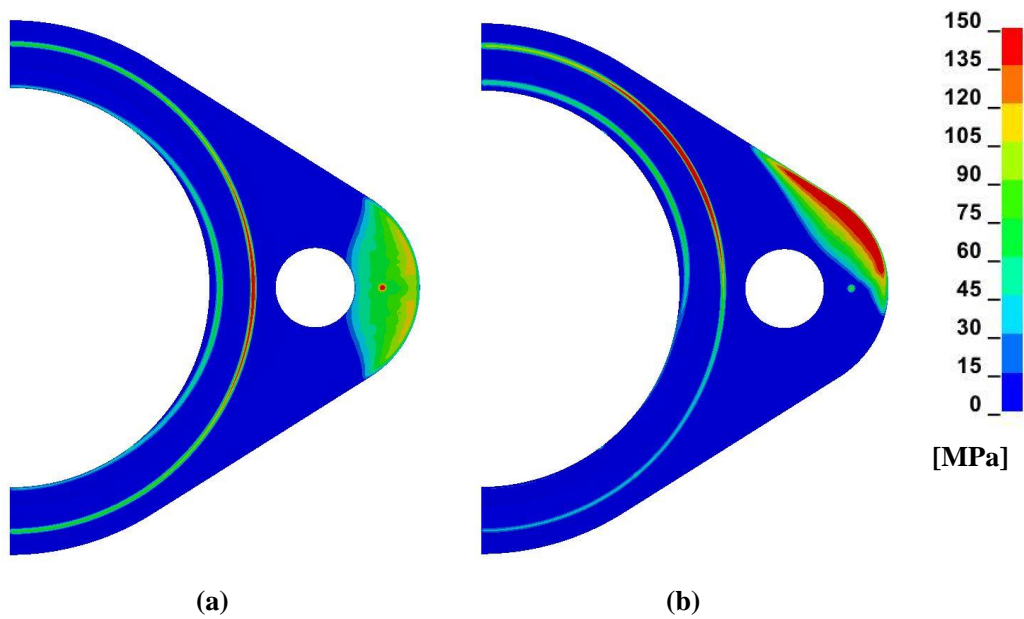
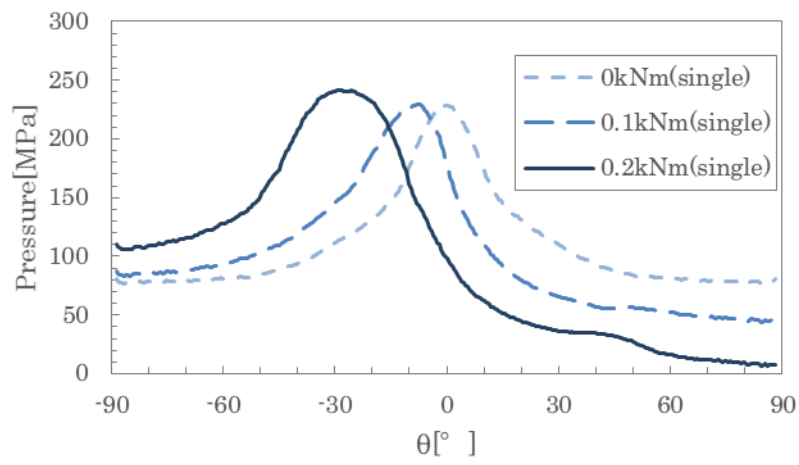
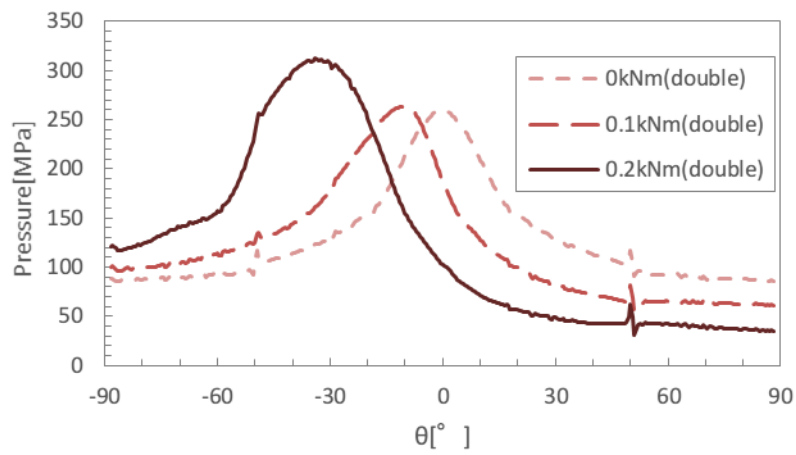


図 5-3 二層ガスケット接触圧力コンター (a) 0kNm, (b) 0.1kNm

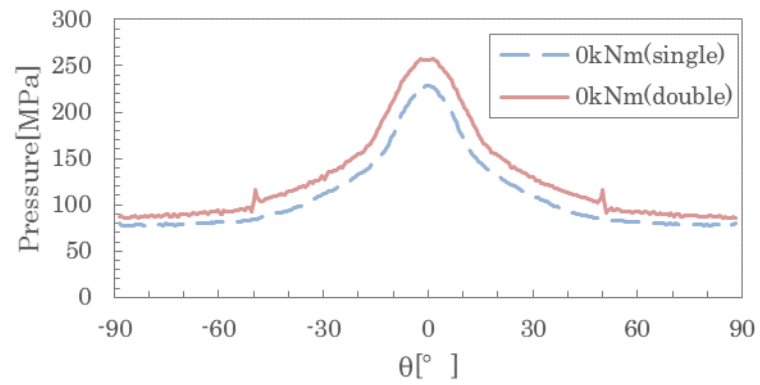


(a)

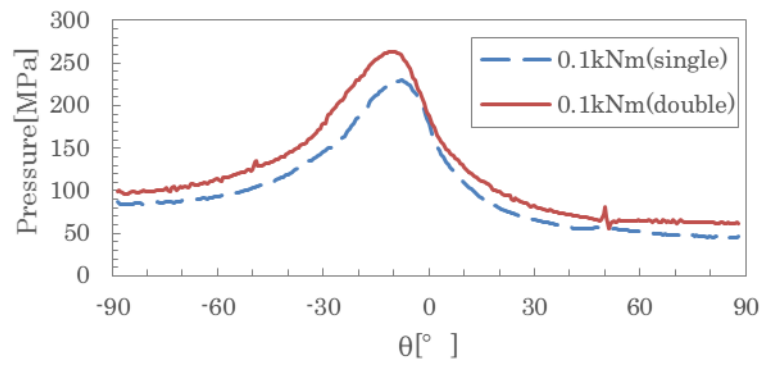


(b)

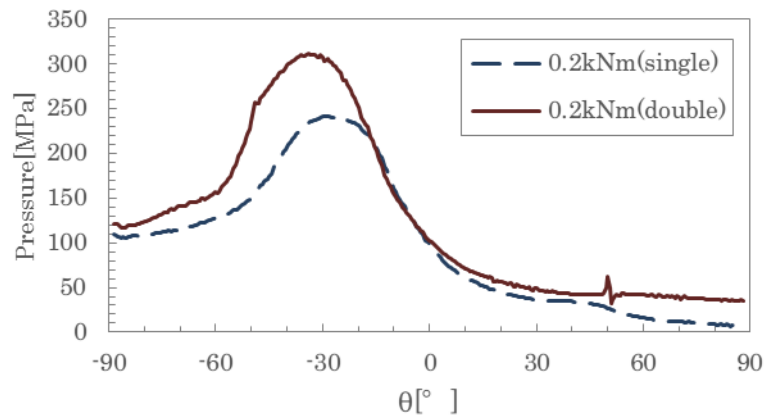
図 5-4 周方向圧力分布 (a) 単層, (b) 二層



(a)



(b)



(c)

図 5-5 周方向圧力分布 (a)0kNm, (b)0.1kNm, (c)0.2kNm



## 5.4 考察

### 5.4.1 接触圧力の差が漏洩量に及ぼす影響についての考察

接触面からの流体の漏れに関する理論はいくつかあるが、接触面間のすきまを通る流れが非圧縮粘性流体と考えて計算を行った理論を用いて比較を行う [15] [16]。以下漏洩理論について説明する。

はじめに金属接触面において、押付荷重  $W$  のときに生じる平均隙間  $u$  を求める。

図 5-6 に示すのは表面のあらさの分布を表した負荷曲線(Abbott-Firestone Curve)である。横軸は負荷面積率をあらわし、縦軸である  $u$  以上の領域の面積を示している。これはあらさ分布曲線を確率密度曲線としたときの累積分布関数にあたる。今あらさ分布曲線を正規形として考えると、

$$f(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{u}{\sigma}\right)^2} \quad (5.1)$$

によって表面単位分布の確率密度が与えられる。ただし  $u$  は基準面からの変位、 $\sigma$  は標準偏差である。

表面あらさの突起の全体積を求めるためには図 5-7 に示す負荷曲線を三次元に拡張して考える必要がある。

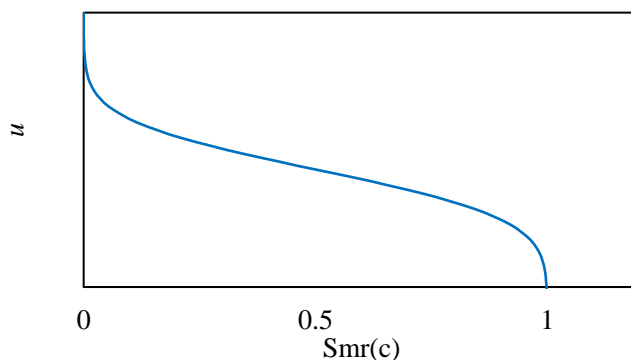


図 5-6 負荷曲線

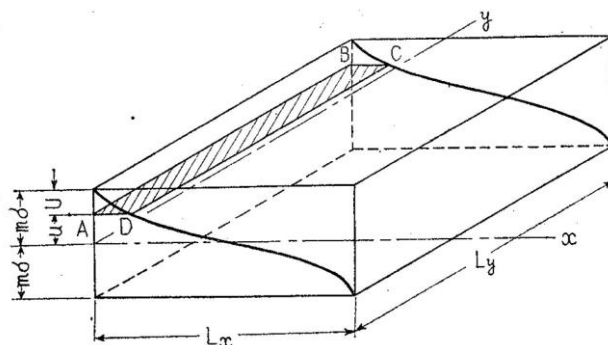


図 5-7 負荷曲線の立体図 [15]

表面粗さの基準面 ( $x$ - $y$  平面) より  $u$  の位置で基準面に平行に切断した場合の突起の断面積の和  $A$  は、表面粗さに方向性がないと考えられる場合、

$$A = \int_0^{L_y} L_x \frac{F(u)}{F(-m\sigma)} dy \quad (5.2)$$

ここで、

$$F(u) = \int_u^{m\sigma} f(u) du \quad (5.3)$$

である。この方向性のない面では任意の  $y$  における  $y$  軸に直角断面上の表面粗さ曲線はすべて同様と考えられるから、

$$\begin{aligned} A &= L_x \frac{F(u)}{F(-m\sigma)} \int_0^{L_y} dy \\ &= L_x L_y \frac{F(u)}{F(-m\sigma)} \end{aligned} \quad (5.4)$$

表面粗さに方向性のない面では突起の断面積の和  $A$  は図 5-7 の ABCD で示される。

また、押付荷重がかかったとき接触突起先端付近の変形は荷重の大小に関わらず塑性的であることは広く知られており、この塑性変形を前提とする真実接触面の接触圧力  $p_m$  はある値より大きくはならない。それゆえ、ある荷重の範囲では真実接触面積  $A$  は荷重  $W$  に近似的に比例するものと考えられ、次のように表すことができる。

$$A = \frac{W}{p_m} \quad (5.5)$$

この真実接触面積は図 5-7 の突起の断面積のは ABCD に相当するものと考えられるから、(5.4), (5.5) より

$$L_x L_y \frac{F(u)}{F(-m\sigma)} = \frac{W}{p_m} \quad (5.6)$$

となることが分かる。このことから押付荷重  $W$  と平均隙間  $u$  の関係が明らかになった。

次に接触面からの気体漏れ量を求める。気体の漏れは平均隙間から起こるとして、隙間は通路長さに比較して十分小さいので平行平板における粘性流として考えることができ、この流路における単位時間あたりの体積流量  $Q$  は次のようにあらわされる。

$$Q = -\frac{wh^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \quad (5.7)$$

ここで  $w$  : 流路幅,  $h$  : 流路高さ (平均隙間),  $p$  : 圧力,  $\eta$  : 流体の粘性係数である。いま、空気流の状態を等温変化と仮定すれば、大気圧  $p_a$  になおした体積を  $Q_a$  としたとき

$$pQ = p_a Q_a \quad (5.8)$$

式 (5.7) と式 (5.8) より  $Q$  を消去して境界条件を満たすように積分定数を定めると、

$$Q_a = \frac{wh^3}{24\eta L} \frac{p_i^2 - p_a^2}{p_a} \quad (5.9)$$

ここで、 $p_i$  : 内圧,  $p_a$  : 大気圧,  $L$  : 流路長さである.

ここでの隙間  $h$  を式 (5.6) で与えられる平均隙間  $u$  を用いることで接触圧力から気体漏洩量を求めることができる.

この気体漏洩理論を今回の解析結果に当てはめてみる. 式 (5.9) 右辺において押付荷重の変化によって影響が出るのは平均隙間  $h$  のみなので他の係数を定数として考える.

$$Q_a = Ah^3 \quad (5.10)$$

さらに図 5-7 において  $2m\sigma$  は最も高い山から最も深い谷までの高さであるが, これを今回は  $5\mu\text{m}$  として計算する. また, 接触圧力の最大値は材料特性から  $140\text{MPa}$  として計算した.

図 5-8 に接触圧力と漏洩量の関係を示す. 横軸は接触圧力で, 縦軸は漏洩量  $Q$  を接触圧力  $100\text{MPa}$  の時の漏洩量  $Q_{100}$  で割った値である.

本章で行った解析では, 曲げモーメントが負荷された際に最小接触圧力値は単層ガスケットでは  $7\text{MPa}$ , 二層ガスケットでは  $36\text{MPa}$  となった.  $100\text{MPa}$  の時の漏洩量と比較すると単層ガスケットは 6 倍程度, 二層ガスケットは 2.3 倍程度の漏洩量となった. このことから二層ガスケットの方が密封性能に優れていることが示された.

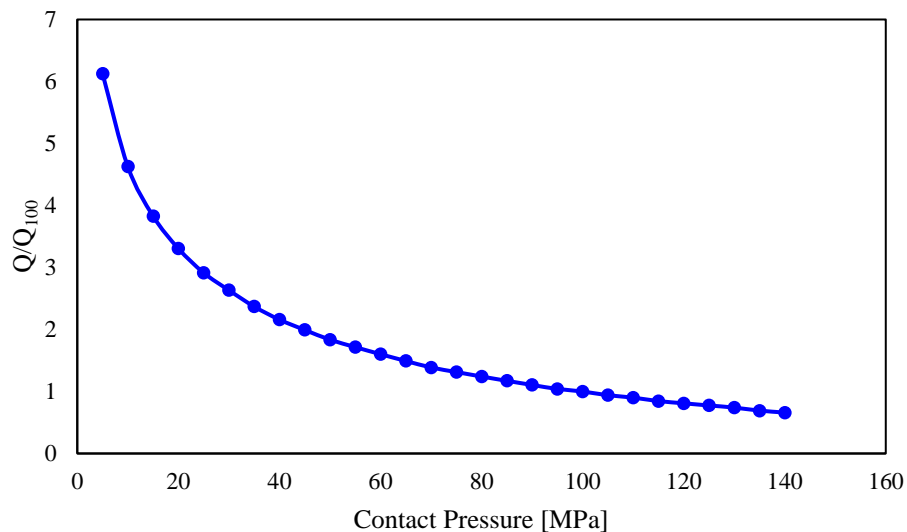


図 5-8 接触圧力と漏洩量の関係

#### 5.4.2 単層と二層の接触圧力および口開き量の違いについての考察

単層ガスケットと二層ガスケットの接触圧力が異なる点について考察する。

まずガスケットを挟んでいるフランジ間の距離，すなわち口開き量について調べた。圧縮側，引張側のそれぞれにおけるフランジ間距離を表 5-1 に示す。どちらのガスケットでも圧縮側ではフランジ間距離は小さく，引張側では大きくなっていることが分かる。ガスケット一枚あたりの厚さは 0.25mm なのでボルトの締付によって完全にはビードが潰れていないことが分かる。また，二層ガスケットは単層ガスケットを二枚重ねた構造なので，単層でのフランジ間距離を 2 倍した値で同等の面圧が得られるはずだが，単層を 2 倍にした値と二層の値を比較すると，圧縮側引張側どちらも二層ガスケットの方が小さくなっているのがより潰れているということが分かった。つまり二層ガスケットの方で接触圧力が高いのは単層に比べてより潰れているためと考えられる。

表 5-1 各過程でのフランジ間距離

単層	圧縮側	引張側	二層	圧縮側	引張側
0kNm	0.428mm	0.428mm	0kNm	0.720mm	0.720mm
0.1kNm	0.367mm	0.494mm	0.1kNm	0.640mm	0.811mm
0.2kNm	0.304mm	0.590mm	0.2kNm	0.570mm	0.934mm

次に塑性ひずみに注目して考察する。締付時、0kNmの塑性ひずみのコンター図を図5-9に示す。どちらもビードの部分で塑性変形していることが分かる。また二層ガスケットの方がボルトから離れていてもよく塑性変形していることが分かる。特に、外側のビードでの塑性が大きい。図5-10に示すのは二層ガスケットの締付時断面図である。外側のビードの接触の様子を見るとビードの山同士が接触していることが分かる。これによって接触面積が小さくなり、塑性ひずみが大きくなり接触圧力が増加したと考えられる。

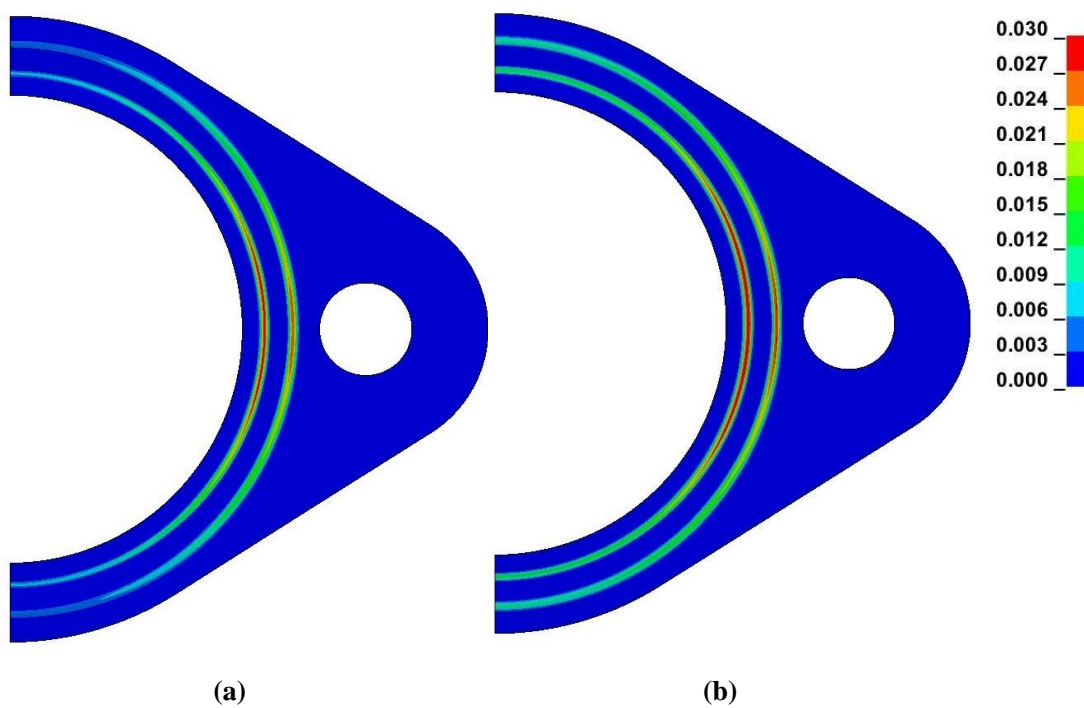


図 5-9 締付時塑性ひずみコンター (a) 単層, (b) 二層

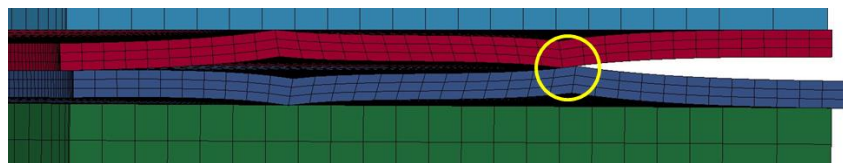


図 5-10 二層ガスケット締付時断面

---

## 第6章 結論

---

## 6.1 結論

本研究では、金属積層型ガスケットについて、有限要素法を用いることで密封特性の評価を行った。

ガスケットの締結解析では、有限要素法解析による応力解析が感圧紙による面圧測定試験と一致していることが確認された。また、複数の反り量を持ったガスケットモデルを作成し、接触圧力について比較することで、反り量が大きくなると最大接触圧力は増加するが、一方で最小接触圧力は減少し密封性能が落ちることを示した。

ガスケットのスプリングバック量の解析ではボルト締結後のスプリングバックに注目することで材料特性の整合性を確認した。プレス加工の際の加工硬化を考慮した計算を行うことで実測値との一致が見られた。

ガスケットの積層が密封特性に及ぼす影響では、単層ガスケットと二層ガスケットにおいて曲げモーメントを負荷した解析を行うことで二層ガスケットが単層ガスケットに比べて密封性に優れていることを示した。

## 6.2 今後の展望

本研究では単層と二層についての比較を行ったが、実際には四層が使われていることもあり、積層枚数と密封性能についてのさらなる追究の必要がある。

また、本研究では接触圧力と漏洩量の関係についておおまかな理論式を用いて比較を行ったが今後は実験値と比較しながらより詳細に求めていく必要がある。

---

## 付録 反りを考慮したガスケットのモデリング

本研究では有限要素法解析において反り形状を考慮したガスケットモデルを用いたが、ここではモデリングの方法について述べる。

考慮した反り形状は実形状に基づいたモデルになっている。実際のガスケット形状については4.2で説明した3D形状測定機を用いて高さデータを計測し、断面データを求めた。

以下に断面データからモデリングまでの手順を記す。

まず断面形状のグラフを端点が0になるようにする。(図1)

次に近似曲面を求めるために同一平面でないビード部を除く。反りの曲面を二次関数で近似できると仮定し、残った点で2次近似を行う。この断面データから出てきた二次関数は

$$y = -0.0018x^2 + 0.1835x - 1.3654$$

となるので0.0018を反りとして扱う。(図2)

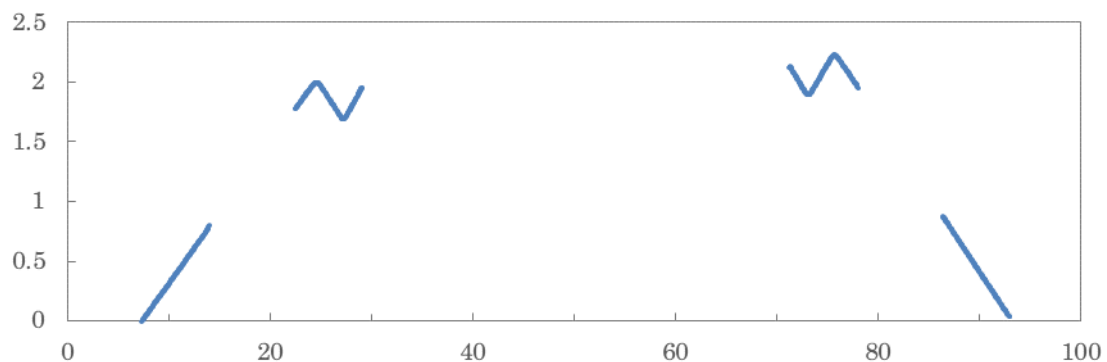


図1

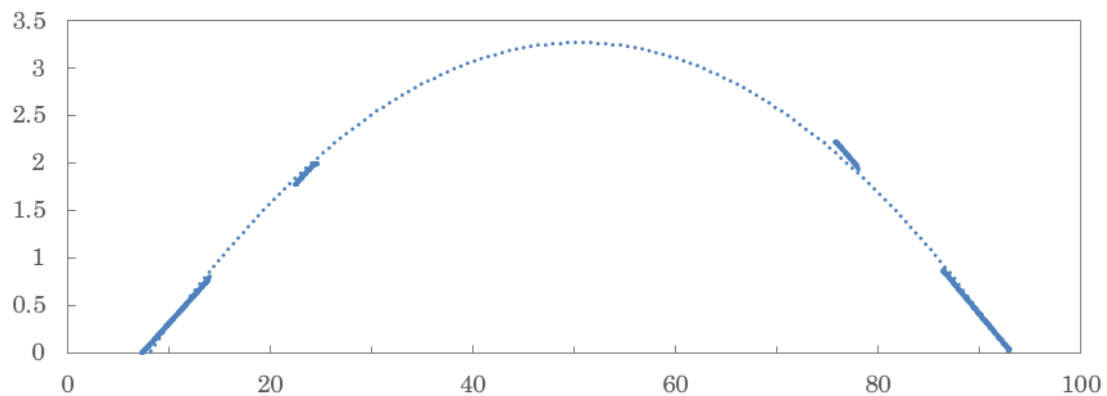


図2



次に Solid Works を用いてモデルを作成する。

始めにモデルのベースとなる  $z = 0.018x^2$  平面を作成する。次に  $z = 0$  上に描いたガスケットの図面をそのまま射影する形でカットする。射影した平面からサーフェスを  $z$  方向に 0.25mm 押し出すことでガスケットの外側を作成する。

またそれとは別に  $z = 0.0018x^2 + 0.75$  平面上にも内側のガスケットを射影し、 $z$  方向に押し出したものを作成する。

そうしてできた二つのパーツをロフトでつなぐことによって反り量  $A=18$  のガスケットモデルを作成した。(図3)

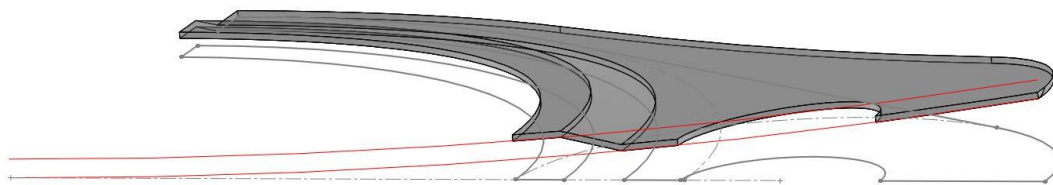


図3

ガスケットのメッシュについては全て LS-PrePost 上で行った。ガスケット上面の三面に対して Auto Mesher を使用した。エレメントサイズは 0.2 を基本として図4のようなある程度綺麗なメッシュになるように微調整を行う。その後高さ方向に Element Generation の Shell\_Drag を用いて高さ方向に 3 要素できるようにメッシュを作成した。

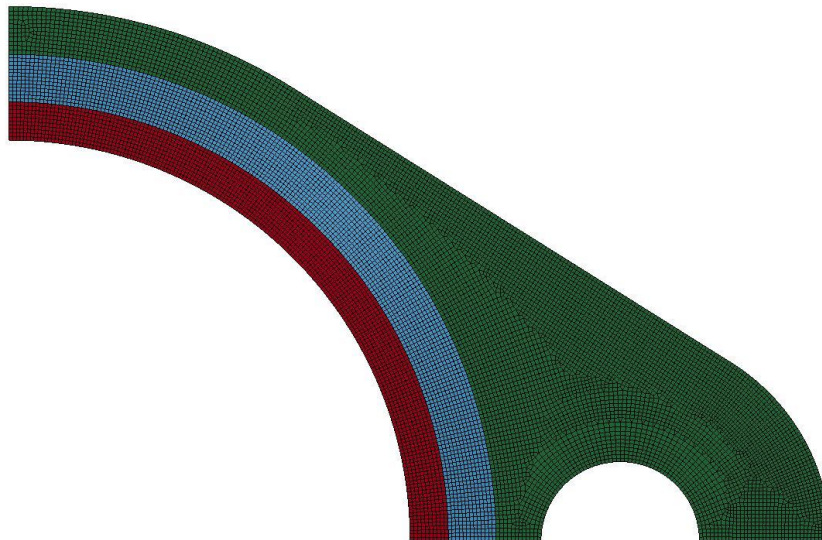


図4

---

## 謝辞

---

本研究を進めるにあたり、多くの方のご指導、ご協力を賜りました。感謝申し上げます。

酒井信介教授には、指導教官としてご指導いただき大変お世話になりました。研究会や授業におきまして、多くの知見をご教授いただきました。

泉聡志教授には、研究の方向性や研究内容についての相談など、研究全般でご指導賜りました。日ごろから様々なお話をうかがう事ができ、多くのことを学ばせていただきました。

波田野明日可助教には、研究会だけでなく、研究生活においてもお気遣いいただき大変お世話になりました。

共同研究を行ったヤンマー株式会社は実験データを提供頂いただけでなく、川上様、小吹様には打ち合わせを通じて多くの研究に関するアドバイスやご指摘を頂きました。小吹様はデータや資料を迅速に手配していただきありがとうございました。

株式会社 JSOL の千代延様には、ソフトウェア LS-DYNA について様々な相談をさせていただきました。

独立行政法人労働安全衛生総合研究所の山際様には、表面測定のための測定機器の使用等におきまして厚いご協力を頂きました。

同期をはじめとする研究室のメンバーとは互いに励ましあうことで、日々楽しく充実した研究生活を送ることができました。ありがとうございました。

最後に、修士課程における私の生活や研究活動を支えてくださった家族に感謝の意を表し、以上を謝辞とさせていただきます。

2018年1月29日

後藤 理充

---

---

## 参考文献

---

- [1] 近藤康治, 椿翔太, 沢俊行, 大宮祐也, "内圧作用下における金属平型ガスケット付きフランジ締結体の密封特性," *圧力技術*, vol. 52, no. 1, pp. 4-15, 2014.
  - [2] 近藤康治, "内圧を受ける金属ガスケット付き管フランジ締結体の応力解析と密封性能評価に関する研究," 広島大学工学研究科機械工学博士論文, 2014.
  - [3] 高木知弘, 佐藤広嗣, 山中幸, 福岡俊道, "管フランジ締結体の漏洩特性の評価," *日本機械学会論文集(C 編)*, vol. 71, no. 702, pp. 745-752, 2005.
  - [4] 福岡俊道, 高木知弘, "有限要素解析による管フランジ締結体のボルト締付け過程の評価—うず巻形ガスケットを用いた場合," *日本機械学会論文集(A 編)*, vol. 66, no. 650, pp. 1834-1840, 2000.
  - [5] 関田大樹, 蓮沼将太, 小川武史, 辻裕一, 佐藤広嗣, "フランジ締結体の密封特性に及ぼすボルト軸力とガスケット特性の影響," *圧力技術*, vol. 52, no. 6, pp. 306-314, 2014.
  - [6] H. Saeed, "Optimum design for the leakage performance of metallic gaskets," Master's Thesis, 2008.
  - [7] 陳玳珩, 唐津孝二, 増田健一, 春山繁之, "直線部分と円弧部分を有するメタルガスケットの圧縮特性と復元特性," *日本機械学会論文集(A 編)*, vol. 77, no. 782, pp. 1701-1711, 2011.
  - [8] 緒方公俊, "金属ガスケットの漏洩特性のマルチスケール解析," 東京大学工学部機械工学科卒業論文, 2010.
  - [9] P. Frank, C. Chen, R. Ramkumar, "CAE Approach for Multi-Layer-Steel Cylinder Head Gaskets," *SAE Technical Paper*, 2000-01-1348.
  - [10] F. Popielas, C. Chen, R. Ramkumar, H. Reblen, H. Waldvogel, "CAE Approach for Multi-
-

---

Layer-Steel Cylinder Head Gaskets – Part 2," *SAE Technical Paper*, 2003-01-0483.

- [11] J. Li, J. Ni, X. Shi, "Finite Element Analysis on Multi-Layer-Steel Cylinder Head Gaskets," *SAE Technical Paper*, 2016-01-1381.
- [12] 増田義彦, 吉島一也, 田中利幸, 稲垣英人, 河口篤志, "シリンダヘッドガスケットのシール面圧計算解析," *トライゴロジスト*, vol. 62, no. 3, pp. 217-227, 2017.
- [13] 濱崎透, 河口篤志, 稲垣英人, 田中利幸, 平松剛, 山下健太郎, 増田義彦, "シリンダヘッドガスケットのせん断すべり挙動を考慮したシリンダ変形予測," *自動車技術会論文集*, vol. 48, pp. 1043-1048, 2017.
- [14] 田窪毅, "メタル積層型シリンダヘッドガスケットの FEM 解析," *三菱電線工業時報*, 2001.
- [15] 築添正, 久門輝正, 中原耕作, "金属接触面の気体漏れ機構に関する研究," *日本機械学会論文集*, vol. 32, no. 239, pp. 1083-1090, 1966.
- [16] 新田勇, 松崎良男, 月山陽介, 堀田素志, 坂本秀一, "広視野レーザ顕微鏡による銅ガスケットの密封特性の評価," *日本機械学会論文集*, vol. 80, no. 814, 2014.
-

以上

修士論文

反り形状を考慮した金属積層型ガスケットの  
密封特性に関する有限要素法解析

2018年1月29日

指導教員 酒井 信介 教授

37-166191 後藤 理充