

クラッチピストンシールの有限要素解析

應矢敏明 笠原文明

Finite Element Analysis of Clutch Piston Seal

T. OYA F. KASAHARA

Three dimensional finite element analysis was tried to simulate deformation of the Clutch Piston Seal to establish design criteria.

The analytical results showed pressure resistance of the seal was affected by the position of corner with radius and the thickness of the seal metal. It was especially found out that there exists a most suitable dimension in position of corner. The effectiveness of the results was confirmed with experimental results.

- 1. はじめに
- 2. 解析手法
 - 2.1 有限要素法によるシミュレーション
 - 2.2 解析条件
 - 2.3 実験検証
- 3. シミュレーションの結果
 - 3.1 板厚の影響
 - 3.2 曲げ位置の影響
 - 3.3 曲げ寸法の影響
- 4. おわりに

1. はじめに

自動車のオートマチックトランスミッション(図1(a))ではギヤの制御を行うために、クラッチ機構が使用されている。クラッチピストンは、この中で油圧を受けてクラッチ板を締め付けて変速を行うための重要な機械要素である。

従来、クラッチピストンにはアルミニウム切削品にDリングを装着したものを使用してきた

(図1(b))が、近年コンパクト化、高応答性、組み付け簡素化を実現するために、金属環にゴムリップを加硫接着したクラッチピストンシール(図1(c))が注目されるようになった。

このクラッチピストンに要求される主な性能は、耐圧性(剛性)、密封性、摩擦特性の3点に優れていることが挙げられ設計上最重要視される。

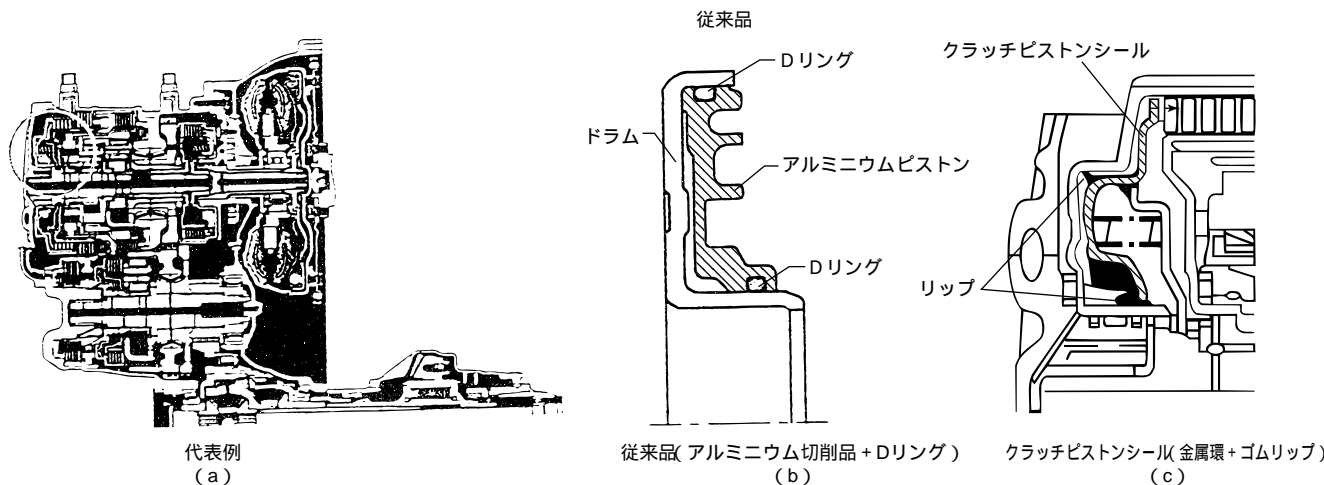


図1 トランスミッション断面とクラッチピストン形状
 Cross section of transmission and shape of clutch piston

しかし、試作段階で、検討形状ごとに金属環プレス加工型やゴム成型型を作製する必要があるため、設計検討の効率は時間的・コスト的に良いとは言い難い。

ところで、昨今のコンピュータ性能の急速な発達には、金属のような線形材料のみならず、ゴム材のような複雑な非線形材料の挙動シミュレーションにも対応可能な速度と容量を持つに至っている。

また、ゴムリップの接触のような非線形的要因にも汎用の有限要素解析ソフトでの解析が可能となってきた。

そこで、クラッチピストンシール金属環の耐圧性を、試作することなく机上で理論的検討を行うために、3次元モデルの有限要素法による変形シミュレーションを試みた。

その結果、有限要素法によるクラッチピストンシールの解析が有効であること、また耐圧性におよぼす形状パラメータの影響を明らかにしたので報告する。

2. 解析手法

2.1 有限要素法によるシミュレーション

今回、シミュレーションに使用した有限要素解析ソフトウェアはHibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc.のABAQUS/Standardである。

今回の解析では3次元モデルを使用し、要素はゴム部に固体要素、金属環に節点数の軽減が可能なシェル要素を用いて、高精度化、低リソース化を図っている。

材料物性は、金属環を弾性体、ゴム部を超弾性体(3次多項式)として扱っている。

なお、今回用いたシェル要素は、板曲げを1次のせん断変形理論(Mindlin/Reissnerの方法)にもとづいて定式化したものを採用している¹⁾

この理論は、せん断変形の効果が考慮されており法線方向の仮定が不要で、厚い板に対しても理論的に許容できるという利点がある。

2.2 解析条件

解析形状は、表1および図2に示す板厚、曲げ位置、曲げ寸法をパラメータとして変化させたもので合計7種類について実施した。

表1 解析モデル形状

Dimension of analysis model

No.	板 厚	曲げ位置	曲げ寸法
1	1.0	1.0	1.0
2	0.8	1.0	1.0
3	1.2	1.0	1.0
4	1.0	0.8	1.0
5	1.0	1.2	1.0
6	1.0	1.0	2.0
7	1.0	1.0	3.0

* 数値はNo.1に対する寸法比

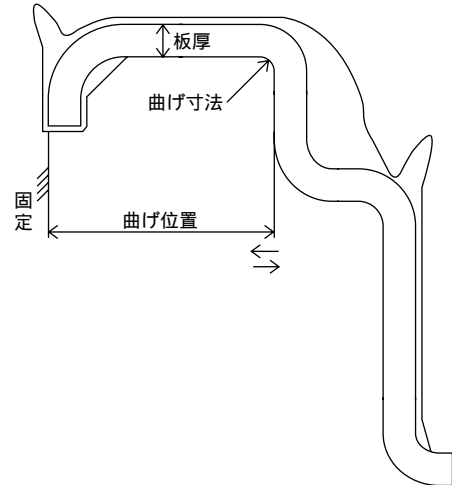


図2 解析形状

Shape of analysis model

解析した有限要素モデルを図3に、境界条件を図4～6に示すように、以下の4点を考慮した。また材料定数は、金属環を線形の鋼材、ゴム材を非線形の超弾性体として扱った。

- クラッチ板接触部の軸方向変位を拘束
- 作動油がかかる面に油圧を負荷
- ばねの作用する位置の中心にばね荷重を負荷
- シールリップにしめしろによる接触

(緑：金属環；オレンジ：ゴム)

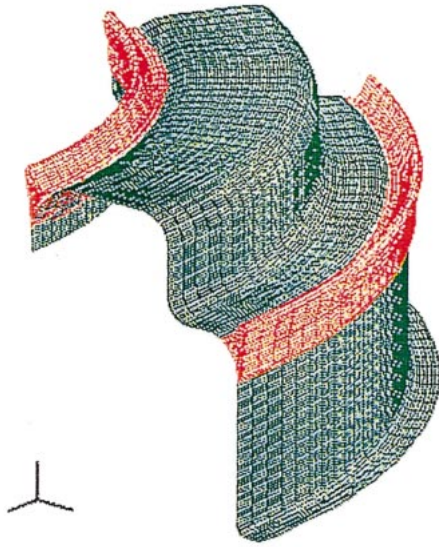


図3 有限要素モデル
Finite element model

(周方向断面：周方向変位，径方向・軸方向モーメント拘束；
クショニング部：軸方向変位拘束)

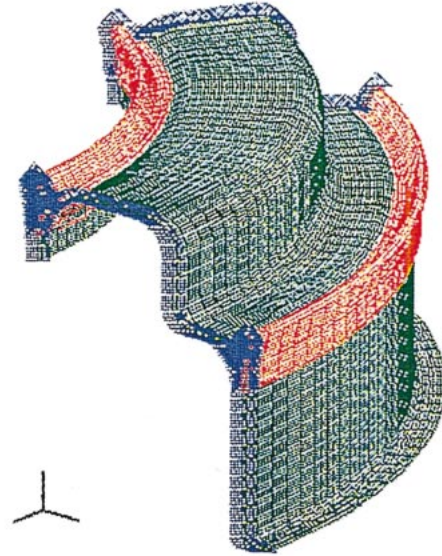


図4 変位拘束設定箇所
Position of constraint

(赤：ばね荷重箇所)

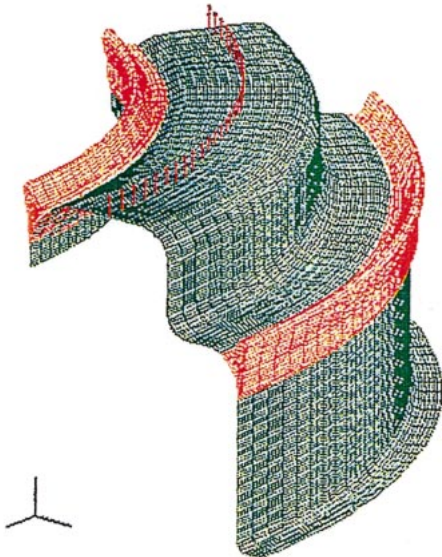


図5 ばね荷重箇所
Position of spring load

(青：圧力負荷箇所)

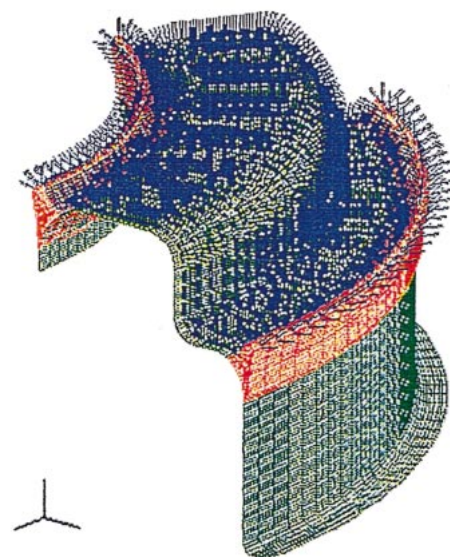


図6 油圧負荷箇所
Hydraulic condition

2.3 実験検証

解析形状のサンプルを作製し、油圧負荷による変形量を測定した。

変形量測定に使用した装置の構造を図7に示す。

装置は、テストサンプルをクラッチ板接触部で固定し、手動制御で加えた油圧により生じる金属環内径側先端の軸方向変位を計測した。

測定は4等配で2回ずつ行い、平均を測定値とした。

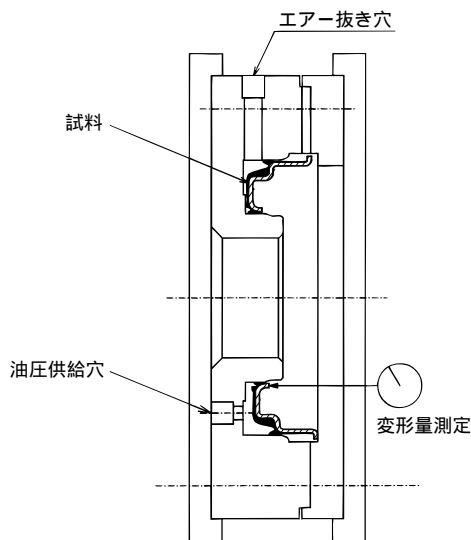


図7 ピストンシール変位測定装置
Displacement measuring equipment of piston seal

3. シミュレーションの結果

3.1 板厚の影響

板厚の異なるピストンシールにおける、負荷油圧と変位の関係を図8に、負荷油圧と最大応力の関係を図9に示す。

図8より、今回解析したモデルでは、計算値と実測値はほぼ一致しており、シミュレーション精度が十分高いことが分かる。また、板厚が大きいほど、変位量は小さいことが確認できた。

各負荷油圧時の変位量は、負荷油圧とほぼ線形の傾向があり、板厚とほぼ比例関係にあることが分かる。ここで、無負荷時の変位量が負(シールを作動油圧側へ押し上げようとする方向)になっているのは、内径側シールリップのしめしろにより生じる接触反力に起因すると推察される。

一方、最大応力は、無負荷時でも、シールリップの接触による応力が発生している。

その後、油圧の上昇とともに、最大応力は一時的に若干下がった後、ほぼ線形的に上昇している。

板厚の影響としては、板厚が大きいほど最大応力は小さくなる。

油圧負荷時に最大応力が一時的に下がるのは、以下のように推定する。

まず、シール挿入により、無負荷時に内径側シールリップのしめしろに起因する負の変位による応力が発生する。

そして、油圧が負荷されると、しめしろによる応力と油圧負荷による発生応力が相殺されるため、最大応力が一時的に下がる。

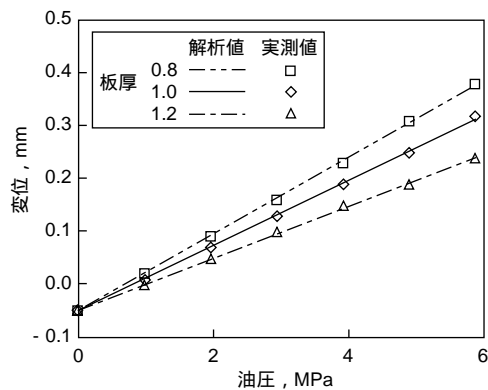


図8 板厚による変位への影響
Effect of thickness on displacement

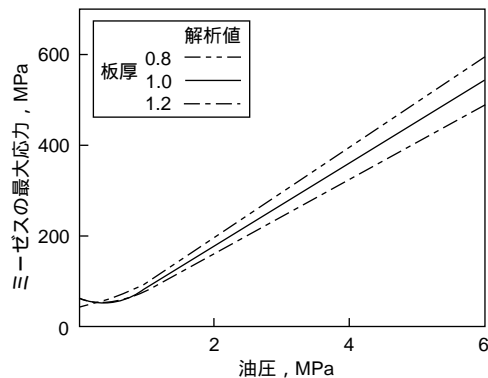


図9 板厚による応力への影響
Effect of thickness on stress

3.2 曲げ位置の影響

曲げ位置の異なるピストンシールにおける、負荷油圧と変位の関係を図10に示す。

これより、計算値と実測値はほぼ一致しており、シミュレーション精度が十分高いことが分かる。

各負荷油圧時の変位量は、負荷油圧とほぼ線形の傾向がある。また、曲げ位置の距離が小さいほど、変位量は小さくなることを確認できた。

次に、負荷油圧と最大応力の関係を図11に示す。これより、最大応力におよぼす曲げ位置の距離の影響は、変位への影響と同様、曲げ位置の距離が小さいほど最大応力も小さくなり、応力低下割合は減少する。

この時の応力分布の例を図 15 に示す．最大応力発生位置は常に図 15 中の部位AかBで発生している．そこで，各曲げ位置の距離で発生する応力を，部位A，Bの2か所に分離して整理したものを図 12 に示している．

各部位の最大応力は曲げ位置の距離と線形関係であるが，逆の傾向を示す．これは，油圧による発生応力が2か所の曲げ部位に集中し，曲げ位置により集中度合いが変化するためと考えられる．したがって，シールに発生する最大応力を極小にするには，2か所に発生する最大応力を均等にするのが理想である．

そこで，図 12 より2か所の曲げ部位に発生する最大応力が等しくなる曲げ位置の距離を求め，このモデルについて変形解析した結果，推定最大応力(479MPa)と近似の応力値(484MPa)が得られることが確認された．これは初期設計形状に対して9%の低減に相当する．

すなわち，各応力集中位置の最大応力を均等にすることにより，シール全体に発生する最大応力を低減することができるため，最適な曲げ位置が存在する．

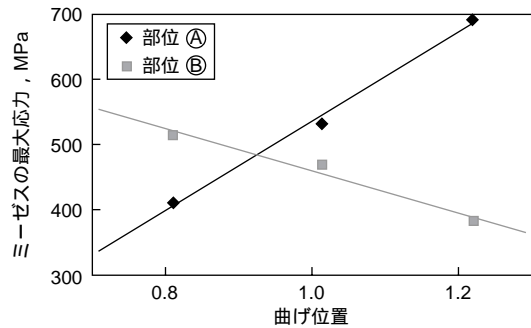


図 12 曲げ位置と応力の関係

Relation between position of corner and stress

3.3 曲げ寸法の影響

曲げ寸法の異なるピストンシールにおける，負荷油圧と変位の関係を図 13 に示す．

これより，計算値と実測値はほぼ一致しており，シミュレーション精度が十分高いことが分かる．

変位におよぼす曲げ寸法の影響はほとんど認められない．また，各負荷油圧時の変位量は，負荷油圧とほぼ線形の傾向がある．

次に，負荷油圧と最大応力の関係を図 14 に示す．これより，最大応力におよぼす曲げ寸法の影響は認められ，曲げ寸法が大きいほど最大応力は小さくなる．

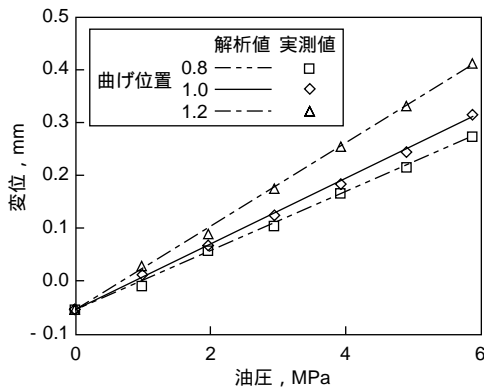


図 10 曲げ位置による変位への影響

Effect of position of corner on displacement

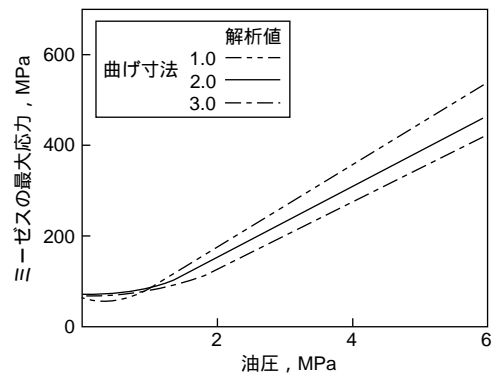


図 13 曲げ寸法による変位への影響

Effect of dimension of corner radius on displacement

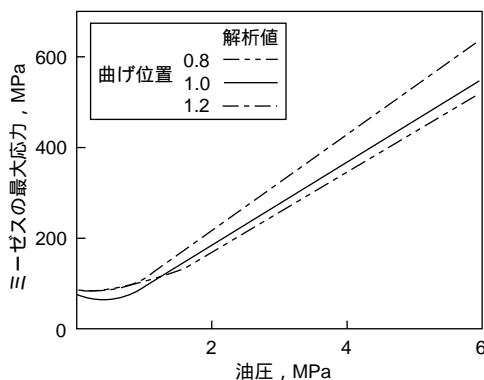


図 11 曲げ位置による応力への影響

Effect of position of corner on stress

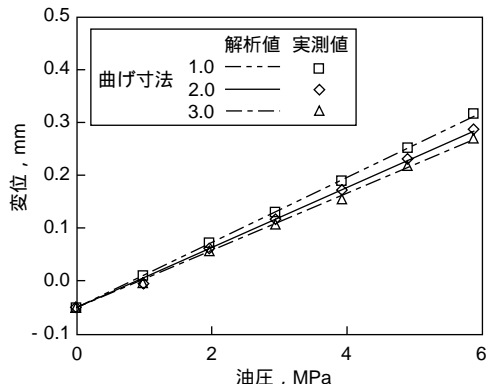


図 14 曲げ寸法による応力への影響

Effect of dimension of corner radius on stress

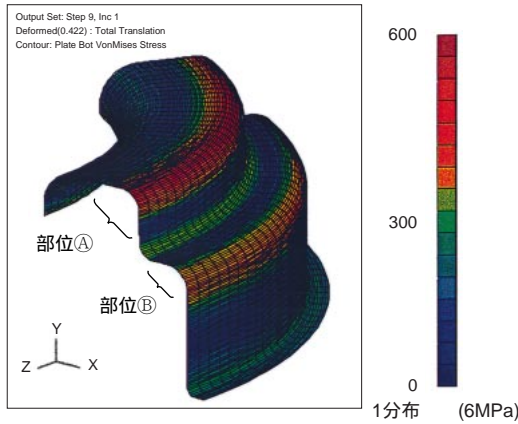


図 15 応力分布解析例
Example of stress analysis

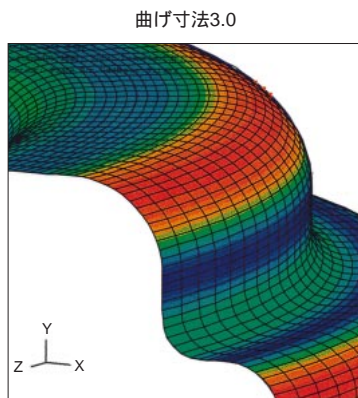
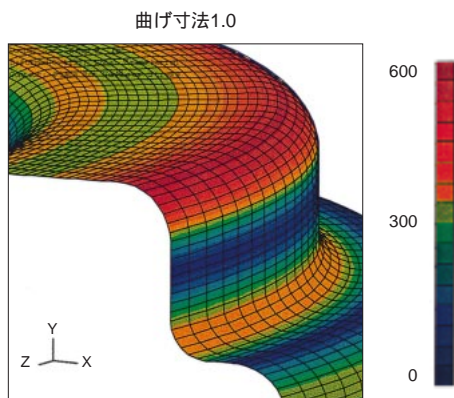


図 16 応力発生状態
Distribution of stress

変位量と最大応力で曲げ寸法の影響が異なるのは、図 16 に示すように、応力発生状態の相違による。すなわち、曲げ寸法が大きい時は広い領域に、低い応力が発生するが、曲げ寸法が小さい時は、狭い領域に高い応力が発生するためである。

一方、変位はひずみの積分値であるため、最大変位量に差が生じなかったものと考えられる。

4. おわりに

クラッチピストンシールの耐圧性における形状パラメータの影響を有限要素法で解析と検証を行った結果、以下のことが明らかになった。

- (1) クラッチピストンシール(軸対称形状)の高精度なFEM変形解析が可能である。
- (2) クラッチピストンシールの耐圧性は、曲げ位置、板厚の影響が大きい。

またここで報告した他に、周方向に複雑な波形形状を持つクラッチピストンシールについての解析にも取り組んでおり、今後の設計検討に役立てて行く予定である。

最後に本報に関し、ご協力頂いた光洋シカゴローハイド株式会社の関係者の方々に深く感謝致します。

参考文献

- 1) HKS日本支社：ABAQUSの要素に関するセミナー・テキスト，11(1996)

著者



應矢敏明*
T. OYA



笠原文明*
F. KASAHARA

* 総合技術研究所 基礎技術開発センター
トライボロジー研究部