

自動車用ブレーキホースかしめ部シール性に関する FEM 解析とその寿命予測*

野田 尚 昭*¹, 吉村 慎 平*²
川原 啓 史*³, 露 成 正 一*²

FEM Analysis for Sealing Performance of Hydraulic Brake Hose Crimped Portion and Its Life Estimation

Nao-Aki NODA*⁴, Shinpei YOSHIMURA,
Hirofumi KAWAHARA and Syoichi TUYUNARU

*⁴ Department of Mechanical Engineering, Kyushu Institute of Technology,
1-1 Sensui-cho, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 804-8550 Japan

Usually, development of automobile brake hose and power steering hose has been realized through investigating several actual prototype hoses experimentally. Recently, high durability for brake hose has been required because periodic renewing the brake hoses has not been requested anymore. In this study, FEM stress analysis has been applied to the crimped portion of hydraulic brake hose in order to promote the development of the automobile hoses more efficiently. It is found that large normal stresses σ_n , which may be helpful for the sealing performance, appear at the crimped portion between the nipple and inner rubber. The results suggest that several grooves putting at the surface of nipple are effective for causing large σ_n , which may improve the sealing performance and hose life. The effect of compression set of the rubber on the sealing performance is investigated, and the life of hydraulic brake hose is estimated from the maximum stress appearing near the groove on the nipple.

Key Words: Stress Analysis, Finite Element Method, Sealing Performance, Brake Hose, Life Estimating

1. 結 言

ブレーキホースはマスターシリンダで発生した油圧をブレーキに確実に伝達するためのホースであり、ボディとシャシー間に配管され、路面からの上下運動、ハンドル操作によるねじり運動、ブレーキングによる圧力といった複雑な外力を受けるため、これらに追従するためのフレキシビリティの維持が必要とされる。また近年、サスペンションの高級化に伴うリンク機構の複雑化や ABS の装着によりブレーキホースの配策可能な空間が狭められ、さらに自家用乗用車等は、平成7年7月1日以降の点検整備方式の見直しにおいて、ブレーキホースを含むブレーキ系ゴム部品の定期交換（メーカー推奨項目）が廃止された^①ことで、極めて高い耐久・信頼性が求められている。また、車両の快適性が求められる中、良好なブレーキフィーリング（高応答性）を得るためにホースの低膨張量化が必要とされている^②。

一般的にホースかしめは、ニップルとスリーブが一体となった金具にゴムホースを組み付け、外側から力を与えてスリーブに永久変形を加え、内面ゴムとニップルをなじませることで行う（図1）。

このとき、ゴム材料は柔軟性が高い反面、非圧縮性の特性をもっているため、かしめ部の内部では圧力が急激に増大し、ニップルへの高い面圧によりシール性能を維持できるという特徴がある。

このように、かしめホースの開発では、ホース構造・材料、ニップル形状・材料、かしめ形状などの仕様を設定するために非常に多くの時間を費やしている。金具は必要に応じてニップルの外面やスリーブの内面に溝加工をしてシール性能やブレーキホース寿命を向上するための工夫を施す場合もある。しかし、溝の設計は実験や経験をもとに行われており、FEM 解析も行われているものの^③、その形状に関する理論的な根拠は示されていない。そこで本研究では、従来実験で設計されていた高圧ホースのかしめ構造をFEMで定量的に解析する手法を確立し、耐久信頼性向上、開発効率向上に寄与する。特にニップル部分の溝の個数を変化させたとき、ゴムにへたり（圧縮永久歪）が生じたときのシール性能への効果と、耐久信頼性向上のため、寿命推定について検討を行う。

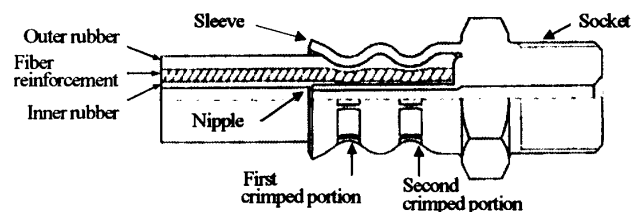


Fig.1. Hydraulic brake hose with crimping

* 原稿受付 2008年5月1日。

*¹ 正員, 九州工業大学工学研究院機械知能工学研究系(☎804-8550 北九州市戸畑区仙水町1-1)。

*² 九州工業大学大学院工学府機械知能工学専攻科。

*³ 学生員, 九州工業大学大学院工学府機械知能工学専攻科。

E-mail: noda@mech.kyutech.ac.jp

2. 解析方法

2・1 シール効果の解析方法 図2に内面ゴムおよび外面ゴムの応力-ひずみ関係の実測値を示す。通常、ゴムの応力ひずみ特性はS文字状の非線形曲線になるので、いくつかのモデルが提案されているが、本研究の解析には、非線形モデルの *Arruda-Boyce* 材料モデルを使用する。ブレーキホースにはホースの内部に補強用として糸が使用されているが、解析用ソフトウェア上で糸一本一本を定義するのが現状では不可能である為、本解析では補強層を異方性弾性材料として定義する。そして、補強層の材料定数である E_r , $E_\theta = E_z$, $\nu_{r\theta}$, $\nu_{r\theta z} = \nu_{rz}$ を種々に変化させ、解析形状がかしめ後断面形状と最も一致する材料定数を求め、補強層のモデルとして使用する。ブレーキホースの解析ではホース構成を内面ゴム、補強層、外面ゴムの完全接着された三層構造とし、スリーブ外面に工具で強制変位を与えることでホースかしめを FEM 上で解析する。ホースとニップル外面およびスリーブ内面は接触していて、摩擦係数を 0.3 とする。

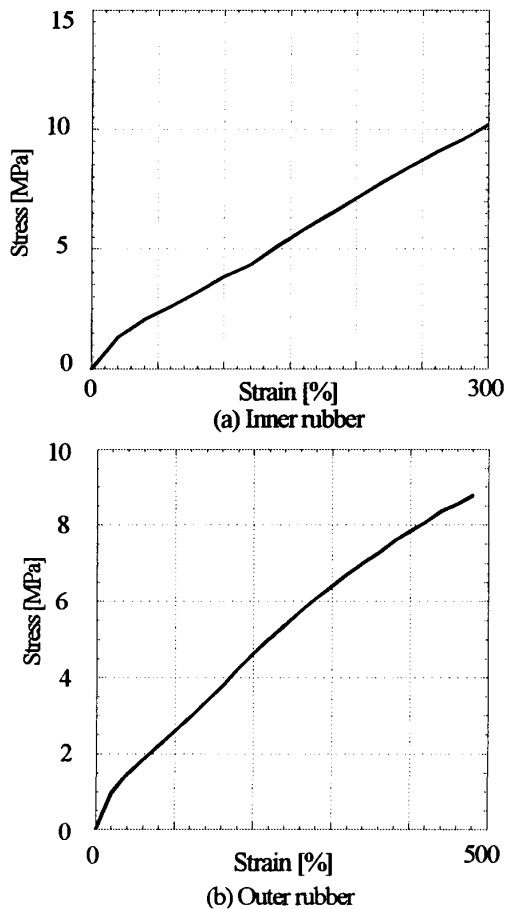


Fig.2 Stress strain relation of rubbers

表1に解析に用いた材料のデータを示す。本研究では、計算時間を短縮するため、図3(d)に示すような軸対称モデルとして解析を行ない、モデルが移動しないようにスリーブ右端の z 方向に拘束条件を与えた。かしめ工具・ニップルは変形が微小なため、剛体として定義した。そして、かしめ工具によってかしめスリーブに半径方向の強制変位(第一かしめ部は d_1 mm, 第二かしめ部は d_2 mm) が与えられるものとした。評価方法は、シール性能に影響する要因として、ホースとニップル外面との間に生じる垂直応力に注目する。かしめホースに使用される金具には、図3(a), (b), (c)に示すような、溝なしの金具、溝4個の金具、溝8個の金具があり、これらをモデル化して、それぞれ解析を行い、溝のシール性への影響の解明を試みる。溝番号は図3のように溝8個モデルの金具根元側から順に番号をつける。

2・2 へたり後のシール効果の解析方法 図4(a)に実際にへたりが生じているホース形状を示す。

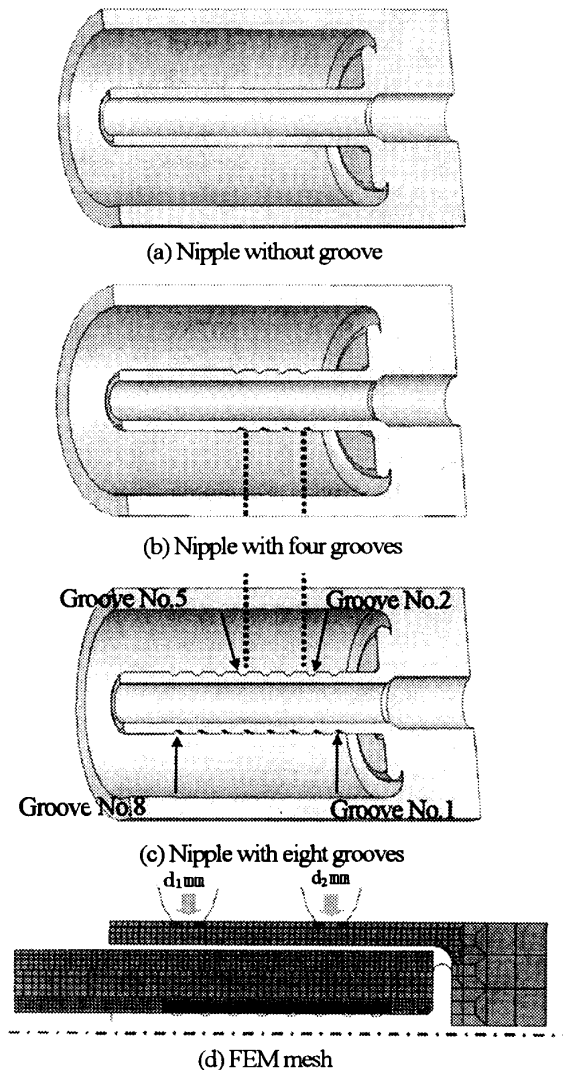


Fig.3 FEM model for crimping

また、図 4 (b) にその形状を FEM 上で作成した形状 (内面ゴム・補強層・外面ゴム) を示す。へたりが生じたときのシール性能への効果は、このような形状を再度かしめることにより、内面ゴムとニップル間で生じる垂直応力で評価する。なお、へたり後のゴムは初期のゴム物性値とは異なるが、本解析では劣化材料物性が未知であったため、表 1 で示す通り初期のゴム物性値を用いて解析を行う。

図 5(a), (b) は JIS K 6262 に基づく内面ゴムと外面ゴムの圧縮永久歪試験結果である。JIS K 6262 に基づく圧縮永久歪試験とは、JIS 規格に基づく試験片に試験片の厚みの 25% にあたるひずみを加え、一定時間経過

後除去し、30 分間放置した後にひずみを測定する試験であり、圧縮永久歪率は次の (1) 式で算出される。

$$Cs = \frac{t_0 - t_2}{t_0 - t_1} \times 100 \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、Cs は圧縮永久歪率 (%)、 t_0 は試験片の元の厚さ (mm)、 t_1 はスペーサーの厚さ (mm)、 t_2 は試験片を圧縮装置から取り外し、30 分後の厚さ (mm) を示す。例えば、Cs=100% の場合は復元率 0% であり、ゴムの弾性が完全に失われているため、シール効果は期待できないことになる。また、図 5 に示すように、各試験温度において圧縮永久歪率 Cs は時間の対数に対してほぼ比例している。

Table 1 Material data used in FEM analysis

	Material	Young's modulus [MPa]	Poisson's ratio
Outer rubber	EPDM	Use of Fig.2 data	Use of Fig.2 data
Inner rubber	EPDM	Use of Fig.2 data	Use of Fig.2 data
Fiber reinforcement in the r-direction	PVA	40 (See Table2)	0.2 (See Table2)
Fiber reinforcement in the θ - and z-directions	PVA	100 (See Table2)	0.2 (See Table2)
Sleeve	S10C	207000	0.29
Nipple and Crimping tool	Rigid body		

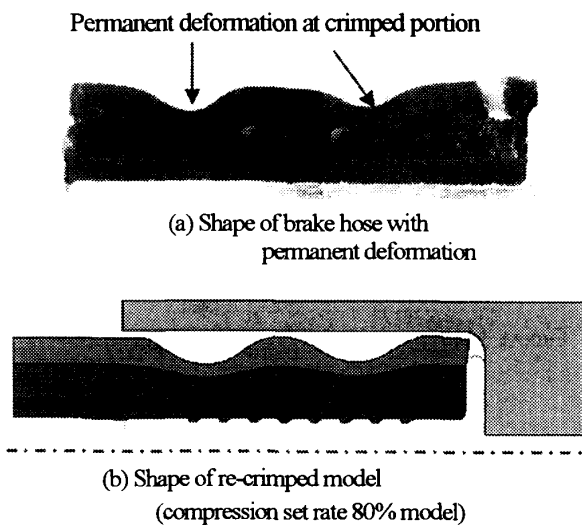


Fig.4 Actual shape and re-crimped model

3. かしめ部に生じる垂直応力

図 6(a) に溝 8 個のモデルのかしめ後の断面形状を示す。また、図 6(b) に第一かしめ部 A-A' 断面、(c) 第二かしめ部 B-B' 断面の断面写真を示す。表 2 に補強層の材料定数を種々に変化させ、図 6(a) のようにかしめたとき、解析によって得られた内面ゴム、補強層、外面ゴムの肉厚と、図 6(b), (c) の写真に対する誤差を示す。図 6(b), (c) の肉厚は補強層の編み込み具合で大きく変化しているの、円周方向に 36 等分して測定した肉厚の平均値を使用した。

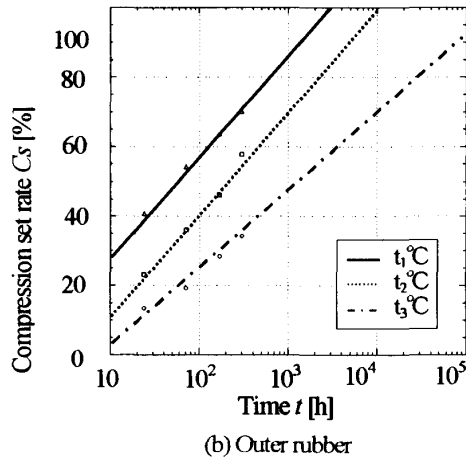
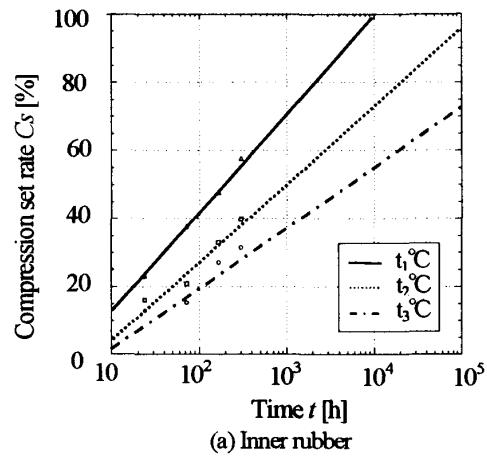


Fig.5 Results of compression set experiment

表 2 より，補強層の材料定数は $E_r=40[\text{MPa}]$ ， $E_\theta=E_z=100[\text{MPa}]$ の時に内ゴム，補強層，外ゴムの第一かしめ部，第二かしめ部の誤差が最大でも 10.1%以下となり最小となることが分かる．そこで補強層を異方性弾性体としてこの材料定数を使用する．なお，ポアソン比を種々に変化させても，形状・応力共に，影響は小さいことが分かったので， $\nu_{\theta\theta}=\nu_{\theta z}=\nu_{z\theta}=0.2$ とした．

尚，図 6 のかしめ断面写真は，図 6(b)が第一かしのニップル非溝部の断面写真，図 6(c)が第二かしのニップル溝部の断面写真であるが，解析結果と実際の部品の誤差は，各々ニップル溝部，すなわち解析結果は図 6(a)A-A'の点線部，実際の部品は図 6(b)で各層の肉厚を測定して求めた．

図 7(a)(b)(c)にかしめ完了時に，溝なしモデル，溝 4 個モデル，溝 8 個モデルに生じた主ひずみを示す．溝なし・溝 4 個モデルでは外面ゴムと補強層間で約 60%の主ひずみを生じているのに対し，溝 8 個モデルでは第 8 溝左端付近で最大主ひずみ約 100%を生じているのがわかる．この理由としては，第 8 溝は第一かしめ部真下に位置し，最も溝内に押し込まれ，さらに，かしめにより押し出される内面ゴムにより溝側面に押さえつけられたために生じたと考えられる．

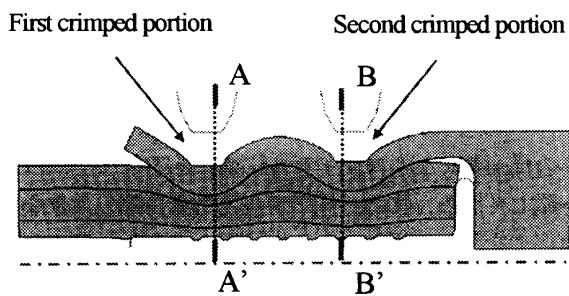
Table 2 Thickness of three layers

(a) First crimped portion

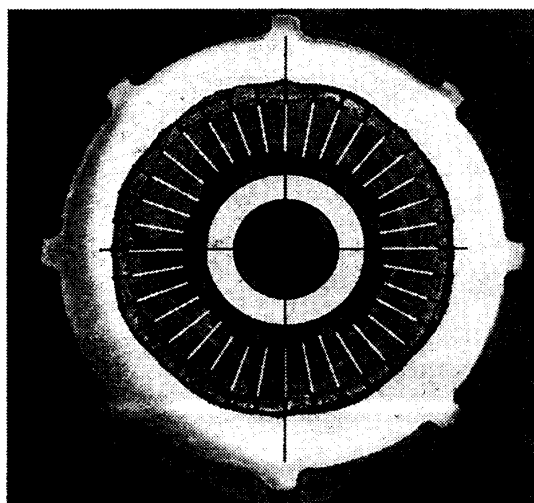
E_r [MPa]	$E_\theta=E_z$ [MPa]		Inner rubber	Reinforcement	Outer rubber
40	100	Thickness [mm]	0.436	1.044	0.461
		Error [%]	4.80	3.96	-6.71
40	80	Thickness [mm]	0.43	1.03	0.483
		Error [%]	6.11	5.24	-11.8
60	100	Thickness [mm]	0.404	1.103	0.437
		Error [%]	11.79	-1.47	-1.16
40	120	Thickness [mm]	0.444	1.055	0.445
		Error [%]	3.06	2.94	-3.01
60	120	Thickness [mm]	0.415	1.11	0.421
		Error [%]	9.39	-2.12	2.55
Experiment		Thickness [mm]	0.458	1.087	0.432

(b) Second crimped portion

E_r [MPa]	$E_\theta=E_z$ [MPa]		Inner rubber	Reinforcement	Outer rubber
40	100	Thickness [mm]	0.657	1.147	0.506
		Error [%]	10.1	-9.87	0.20
40	80	Thickness [mm]	0.66	1.133	0.531
		Error [%]	9.71	-8.52	-4.73
60	100	Thickness [mm]	0.635	1.201	0.483
		Error [%]	13.13	-15.0	4.73
40	120	Thickness [mm]	0.66	1.16	0.487
		Error [%]	9.71	-11.1	3.94
60	120	Thickness [mm]	0.646	1.207	0.468
		Error [%]	11.63	-15.6	7.69
Experiment		Thickness [mm]	0.731	1.044	0.507

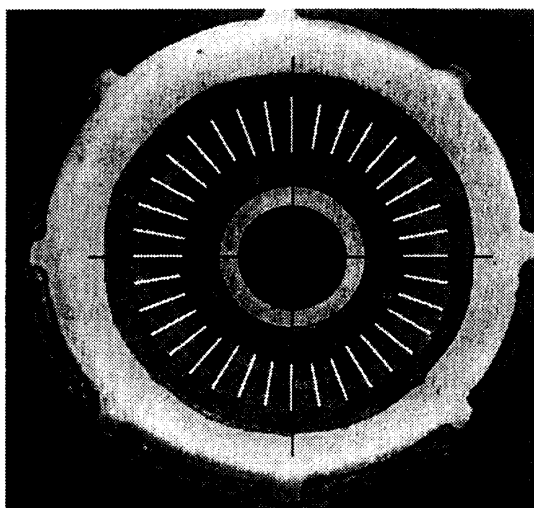


(a) Positions of cross section



1 mm

(b) Picture of first crimped portion A-A'



1 mm

(c) Picture of second crimped portion B-B'

Fig.6 Cross section at crimped portions

図8にかしめ完了時における内面ゴムとニップル外面の接触面における垂直応力 σ_n を示す。太線は溝なしのモデル、点線は溝4個のモデル、薄線は溝8個のモデルの結果を示している。これを見ると、溝8個モデルと溝4個モデルは両モデルに溝がある箇所ではほぼ一致しており、また、両モデルとも溝角部の大きな垂直応力を除いて滑らかに点を結ぶと溝なしモデルとほぼ一致する。このため、溝8個のモデルでの解析結果を見れば、溝なし・溝4個のモデルでの解析結果も推測することが可能といえる。また、溝両端で溝なしモデルより大きな垂直応力を生じていることから、溝があることによりシール性が向上することが示唆される。また、溝8個モデルが溝4個モデルより最大垂直応力が大きいことから、ニップルに設ける溝は4個より8個の方が、シール性に優れているということが示唆される。これは、実際に実験で得られている、ニップルに設ける溝は4個より8個の方がシール性が良い、という経験上の知見と等しい。

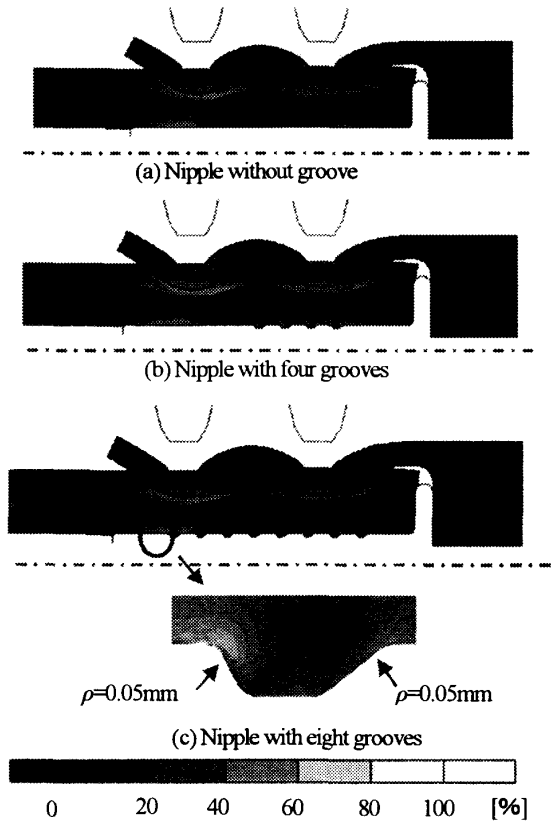


Fig.7 Principal strain distributions

また、本解析モデルにおける溝形状は、溝両端に加工誤差等を考慮した 0.05mm 曲率半径を持たせた構造となっている。実際の溝は転造により加工され、ダイスの使用に伴って曲率半径が大となるようである。

*ここでの安全率とは、寿命時間に対する意味で使用されている。

4. へたりの生じた後のシール効果と寿命推定

ブレーキホースかしめ部シール性に及ぼす要因は複数考えられるが、本研究では、熱老化によるゴムのへたりが、ニップルと内面ゴム間のシール性に最も寄与が高いものと考え、熱老化後の内面ゴム圧縮永久歪よりブレーキホースかしめ部のシール性寿命推定を試みた。図9は全かしめ量に対する圧縮永久歪率が内面ゴム・補強層・外面ゴムともに 0・40・80%にあたる形状を、溝8個ホース初期形状にして再かしめし、内面ゴムとニップル間で生じた垂直応力を示している。点線が0%、太線が40%、太薄線が80%の解析結果を示している。これを見ると、圧縮永久歪率40%では初期に生じた垂直応力の69%、圧縮永久歪率80%になると初期に生じた垂直応力の25%まで低下している。

図10は図5(a)の内面ゴム圧縮永久歪試験結果から算出されたアルレニウス式で、点線が安全率1、実線が安全率10の解析結果を示す。ここで、アルレニウス式⁶⁾とは本来、化学反応速度式であり、ゴムなどの劣化挙動に応用されている式である。このことから圧縮永久歪試験の結果において、圧縮永久歪の増加の時間に対して単純に減少している場合、寿命に至るまでの時間の対数が、絶対温度の逆数に比例することから、次の式(2)で与えられる。

$$\log(\alpha \times t) = a\left(\frac{1}{T} \times 10^3\right) - b \dots\dots\dots (2)$$

ここで α は安全率⁷⁾、 t は寿命時間 (h)、 T は絶対温度 (K)、 $a \cdot b$ は圧縮永久歪試験結果より算出される定数である。また、本解析での寿命は、図8において内面ゴムとニップル間に生じる垂直応力が大きく低下する圧縮永久歪80% (復元率20%) とする。ここで、本解析では内面ゴム・補強層・外面ゴムに生じる圧縮永久歪は常に同じ割合で生じるものとしてモデルを作成した。そして、このときの内面ゴム圧縮永久歪率に注目し、寿命推定を行う。

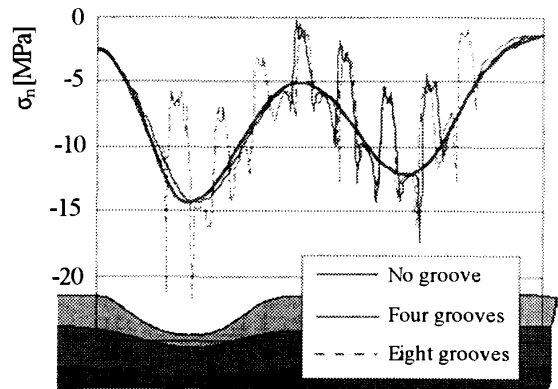


Fig.8 Stress distributions between inner rubber and nipple

表 3 は図 10 のアルレニウス式から算出された、ブレーキホース平均温度が 20~120°C 間での 20°C 刻みの時の寿命時間を安全率 $\alpha=1$ と $\alpha=10$ の場合に示す。実機試験におけるブレーキホースの寿命時間は 120°C で約 70 時間であるので、安全率 $\alpha=1$ のとき 275 時間の約 1/4 である。よって、 $\alpha=4\sim 5$ 程度とすることで、使用温度における寿命を評価できる。

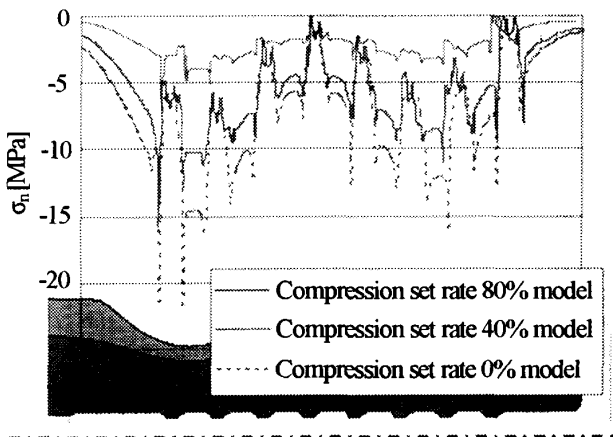


Fig.9 Results of re-crimped models

Table 3 Life estimation of brake hose

Hose life (Safety rate 1)		
average hose temperature (°C)	Life time (h)	Life time (year)
120	275	0.031
100	2104	0.240
80	28023	3.199
60	509330	58.143
40	13410273	1530.853
20	551814398	62992.511

Hose life (Safety rate 10)		
average hose temperature (°C)	Life time (h)	Life time (year)
120	28	0.003
100	210	0.024
80	2802	0.320
60	50933	5.814
40	1341027	153.085
20	55181440	6299.251

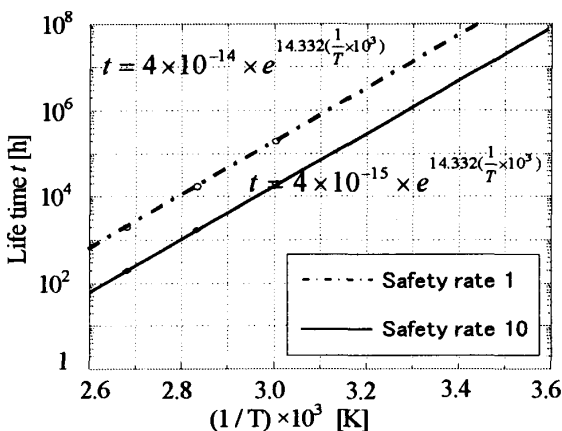


Fig.10 Arrhenius plot of inner rubber

5. 結 言

高圧ホースのかしめ構造は、従来実験で設計されていた。本研究では耐久信頼性向上、開発効率向上に寄与するため、これを FEM で定量的に解析する手法を検討した。そして、溝の有無によるシール性能への影響、ホースを構成するゴムに圧縮永久歪が生じた場合のシール性能への影響を考察し、ブレーキホースの寿命を推定した。結果をまとめると以下ようになった。

- (1) 補強層を異方性弾性体とし、弾性定数を変化させてそれを求めた。最終的なかしめ部の状況は、実際のゴムホース断面と誤差 10%程度ではほぼ一致しており、このようなモデルによる解析は実際のかしめの状況を良好に反映しているものと言えた。
- (2) ニップルに溝を設けることにより、各溝の両端で大きな垂直応力が発生し、シール性能に良好な影響を及ぼすと考えられる。
- (3) 内面ゴムとニップル間で生じる垂直応力は溝 4 個モデルより溝 8 個モデルの方が大きい。これは、ニップルに設ける溝は 4 個より 8 個の方がシール性が良い、という経験上の知見と一致した。
- (4) 内面ゴムとニップル間に生じる垂直応力は、ゴムの経年劣化により、圧縮永久歪率 80%(復元率 20%)に達すると、初期に生じた垂直応力の 25%にまで低下する。これにより、シール性能への悪影響が示唆された。
- (5) 内面ゴム圧縮永久歪試験よりアルレニウス式を用いて寿命推定を行った。安全率 $\alpha=4\sim 5$ 程度として各使用温度におけるホース寿命を評価できる。

謝 辞

ブレーキホースに関する貴重なデータを御提供下さり、研究全般に終始熱心なご指導を賜った、三菱自動車工業株式会社ならびに、株式会社メイジフローシステム関係各位に心からお礼申し上げます。また、解析に際し、ご助言を賜った熊谷雄一郎氏、ならびに卒業研究として協力頂いた西村健司氏に深く感謝致します。

文 献

- (1) Ishikawa, T., Hagiwara, H., Uno, A., Brake Hose with High Durability and Low-cost, Hitachi Cable, No.20 (2001), pp.137-142.
- (2) Ono, M., Mizutani, S., Highly-Durable Brake Hose with Low Expansion, Technical Report of Toyoda Gosei, Vol.48, No.1, (2006), pp.30-31.
- (3) Ishii, K., FEM Analysis for Crimp of Hydraulic Brake Hose, Technical Report of Meiji Rubber & Chemical, Vol.44 (2003), pp.3-6.
- (4) http://www.onk-net.co.jp/products/pdf/rjgp_life.pdf