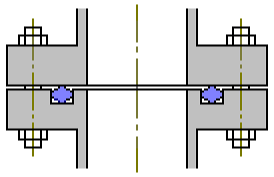
整番 EE-03-TM-011	【標題】O リングのはみ出し現象について	
分類：環境(シール)／種別：技術メモ	作成年月：H23.8／改訂：Ver0.0 (H23.9)	作成者：N.Miyamoto

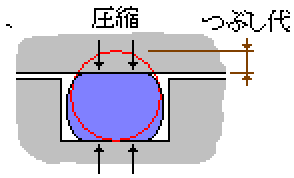
全 10 枚

合成ゴム製 O リングは、真空用から高圧用まで、余り温度の高くない機器･配管類のシール材として広く使用されている。この O リングを用いたシール構造は、シール機能の指標としての初期締付圧力及びガスケット係数が零になるため、単にある程度のつぶし代を与えるだけでシールできるという先入観があって、構造的な検討がないがしろにされる傾向がある。然るに圧力荷重が反復するようなケースでは、O リングの損傷や漏洩に連なるような問題が残されている。以下、その要点を記して、設計上の認識を喚起しておきたい。

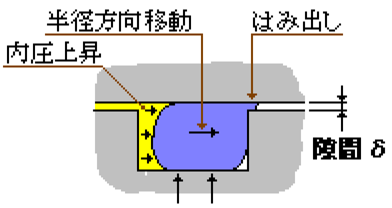
［この TS は、かって TS 作成者が担当した｢高圧アキュムレータの疲労解析｣の際に使用した資料によっている。情報としては少し古びているかも知れないが、敢えて…］



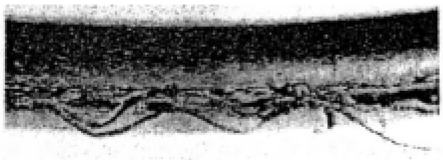
(a) Oリング取付け状態



(b) Oリング初期状態



(c) Oリング運転状態



(d) はみ出し損傷例

1 .O リングの使用上の問題点(1)(3)(4)

(1)　固定用の O リングは、大半のアプリケーションで、パッキン溝に装着されてボルト締めによって、かなり大きな弾性変形(つぶし代)が与えられる。そして

低圧のとき➞リング自身の復元弾性(初期反力)による面圧

高圧のとき➞パッキン溝外周壁への押し付けによる面圧増加

によってフランジ接面をシールする。このシール構造では次のような場合にリークの恐れがある。

- 初期反力が弱く吹き抜けが起きるとき (口径が大きいと止まらないことも)
- パッキン溝の平坦度が悪く接触面圧が不均一のとき(ボルト締込みが難しい)
- 内圧変動や短期圧力上昇で弾力低下や塑性変形を起こし接触面圧が低下するとき

従って、シ－ル機能を維持する上では、

- 多少裕度をもって O リングのつぶし代(圧縮代)を設定する(通常、径の 20～30%程度)、
- できるだけ径を大きくして、つぶし代の絶対値を大きくする、
- パッキン溝底や相フランジ面の平坦度やセット時の平行度をアップする、また

・フランジとＯリングの膨張差を考慮してパッキン溝の幅寸法を決める(リングの膨張が拘束されると座屈蛇行する)

などの措置が必要である。

(2) 以上のシール機能上の課題に随伴して、高圧設備のＯリング構造には **はみ出し損傷**という問題がある。図(c)に示すように対フランジの接面の隙間が大きすぎると、高圧運転時にこの隙間に変形したＯリングの一部が食い込み、運転のくり返しによって、図(d)のように食い込み部分が紐状に剥がれてシール性の低下や材料損傷を引き起こす恐れがある。

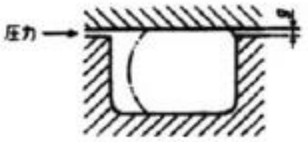
これに関連して JISB2406「Ｏリング取り付け溝部の形状寸法」には下記のような**許容隙間**が規定され、多くのアプリケーションで適用されている。これによれば使用状態の隙間がこの許容隙間を越えるときには、バックアップリングを併用しなければならない。

この JIS 許容隙間は、米国 **Parker 社**が運動用０リングについて実験的に求めた**はみ出し限界線**(**図 1**)を参考にして設定されたようだが、運動用Ｏリングを対象とした厳しい圧力サイクルテストから得られた結果をシール面が固定された容器や配管の継手に適用するのは、多分に過酷であって実際的でないと言われてきた。事実バックアップリングを併用するとなると手間もコストもかかる(因みにバックアップリングはテフロン材の切削加工品)。

JIS B2406−1991 の該当規定内容

2.1.2 すきま 使用状態において，すきま (2g) が表1の値以下の場合はバックアップリングを使用しなくてもよいが，表1の値を超える場合はバックアップリングを併用する。

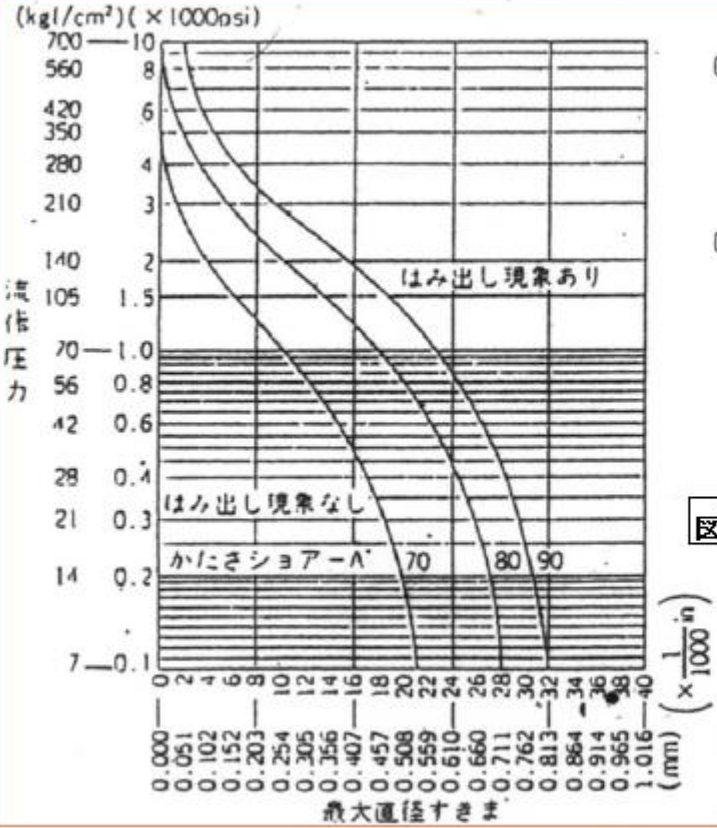
表1 バックアップリングを使用しない場合のすきま (2 g) の最大値



単位 mm

Ｏリングの硬さ (スプリング硬さ Hs) [1]	すきま (2g) 使用圧力 (MPa) {kgf/cm²}				
	4.0 {41} 以下	4.0 {41} を超え 6.3 {64} 以下	6.3 {64} を超え 10.0 {102} 以下	10.0 {102} を超え 16.0 {163} 以下	16.0 {163} を超え 25.0 {255} 以下
70	0.35	0.30	0.15	0.07	0.03
90	0.65	0.60	0.50	0.30	0.17

注 [1] スプリング硬さは，JIS K 6301の5.2.2のA形 (JIS A) による。



(注1) 試験条件
1) バックアップリングは使用していない。
2) 流体圧力によるシリンダのふくらみは、0とする。
3) 大気圧力から、図示圧力まで150回/分のサイクルで10万回後の結果である。
(注2) 流体圧力によるシリンダのふくらみが予想される場合には、図の値の75%以下のすきまにしなければならない。

図1 Oリングの硬さ、圧力及び隙間の関係

文献(1)より引用

2. はみ出し損傷に関するデータ(1)~(3)

(1) 一方、文献(1)(2)は、固定用Oリングの**はみ出し損傷限界**について次の限界圧力式を提案している。

$$P_{cr}=8.35\delta^{-0.45}\exp(0.037Hs) \quad \text{---(a)}$$

ここで P_{cr}＝損傷限界圧力(kg/cm²)、δ＝接面の隙間(mm)、Hs＝Oリングのスプリング硬さ(-)

この式は下限界の式であって安全率0である(注意のこと)。当然ではあるが、隙間δが小さいほど、Oリングの製品硬度Hsが高いほど限界圧力はアップする。

(a)式は、**図3**の実験データによっている。損傷の有無は、**残留変形が明らかに目視確認できるか否か**で判断している。試験時間は**10分保持**と短い。長時間保持(**260hr**)の場合、限界圧力 P_{cr} は(a)式の値に比べて最大20%程度まで低下している(これについては次項で述べる)。

またくり返し負荷の影響について、文献(1)(2)は残留変形がない場合、**疲労破損への進展**あるいは転動による**皮むけ現象(補1参照)**は起きないと考えている。

(2) JISでは、隙間δが許容値を越える場合、バックアップリング(以下**BR**)の使用を規定しているから、実際の圧力が(a)式で計算される P_{cr} を越える時は、BRを設ける必要がある。BRを設けると**O**リング外周のはみ出しはなくなって、殆ど**Oリングのはみ出し問題は解消する**。然るに、このBRもOリングを介して内圧によって押し出されるので、類似した形ではみ出しが起きる。

文献(1)は、BRについても はみ出し試験を実施して、図10の右上にその下限界(実線)を与えている。

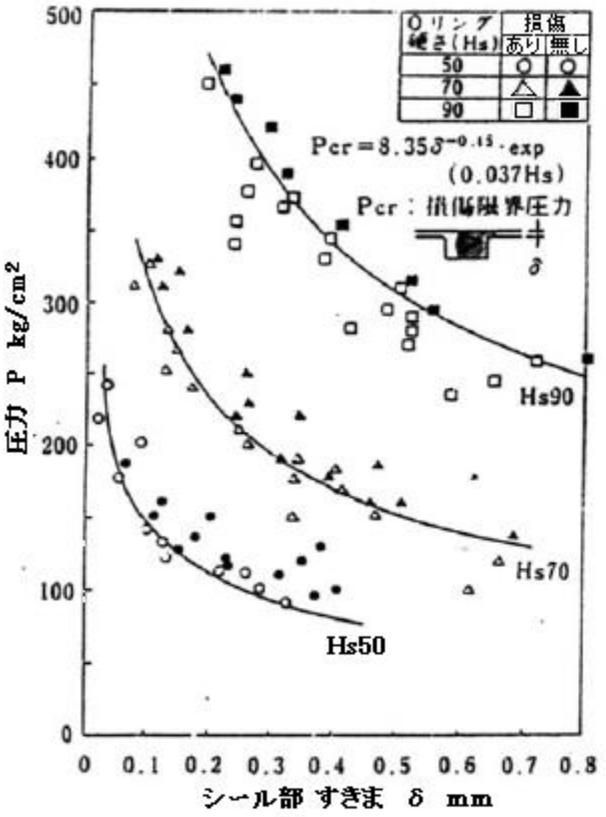


図3 Oリングはみ出し損傷実験結果
［文献(1)より引用］

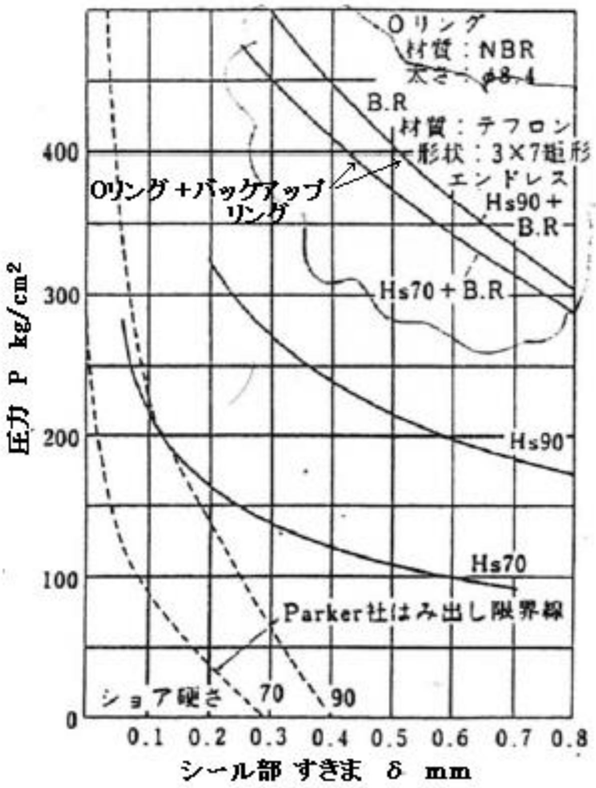


図10 Oリング＆バックアップリングの使用限界
［文献(1)より引用］

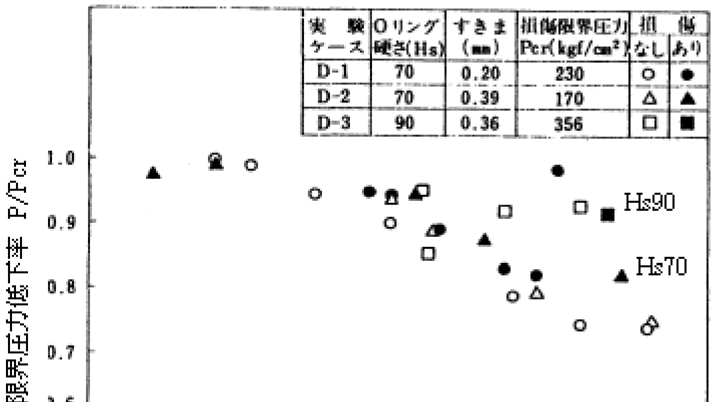


図5 損傷限界圧力に及ぼす圧力保持時間の影響

(3) 文献(1)は、以上の結果を総括する形で、**図10**に**設計用の判定線図**を提案している。この場合、

① Oリングについては、Pcrの低下率を30%としてHs70, Hs90の下限界を切り下げている。

② 右上のBRについては、はみ出し試験で得た下限界ラインをそのまま採用している。

文献(1)の長期保持試験結果を**図5**に示す。Hs70で20%程度(at 200hr)、Hs90で10%程度(at 160hr)のP_{cr}の低下率であるから、①の措置はこれに裕度を持たせたものになっている。データでは200hr程度で飽和している印象があるので妥当なところかもしれないが、根拠としてはやや薄弱な印象が残る(関連して文献(1)では、保持時間10分以降の可塑性変形の進行は極めて遅いとした文献を引用している)。また、Hs90についてはHs70よりも変形の進行が小さいので、これをHs70の場合と同様に

30%の低下率で括るのはもったいない気がする。

②についても疑問が残る。なぜなら、BR のはみ出し試験の圧力保持時間が明記されておらず、これを長時間保持のデータとみていいのか？不明が残る。ただ BR の場合、[補 1]のような除荷時のくわえ込みが弱く、露骨な皮むき現象は起きないと考えているのかもしれない。

3. はみ出し損傷データの運用

文献(1)で提案された、設計用の判定線図(図 10)は、多少の疑問は残るものの、概ね受け入れられる。そこで、これをベースにして、**ボルト締結のフランジ継手について判定基準**を考えてみる。なお

(1) 図 10 のような判定図でもよいが、せっかく(a)式のような近似式が与えられているので、これをベースにして、以下のように O リングに関する判定式を提案する。

$P < P_{cr}$ → O リング損傷なし

$P_{cr} = 8.35 f_1 f_2 \delta^{-0.45} \exp(0.037Hs)$ ---------------------------------------(b)

ここで P_{cr}＝損傷限界圧力(kg/cm²)、 δ ＝接面の隙間(mm)、Hs＝O リングのスプリング硬さ(-)

f_1＝データのばらつき等を考慮した補正係数(基準として 0.9)、

f_2＝長時間保持(≧0.5ｈr)の場合の補正係数(下記)。0.5hr 未満の保持時間の場合、全て 1.0

Hs90 → 0.8、Hs70 → 0.7、Hs50 → 0.5(デフォルト)

f_1 はデータのバラツキおよび長時間保持の不確実性を補うもの。f_2 は硬度による違いを補うもので、Hs50 についてはデータがないので f_2＝0.5 としたが、メーカに確認する必要がある。

なお、**O リング材質は NBR 相当材、サイズはφ8～10mm 程度とする。耐久度に応じて補正するものとする。**これよりかなり逸脱するときはメーカ等と相談する。

テフロン製 BR に関しては、次の判定式を提案する。

$P < f_3 P_{cr}$ → BR 損傷なし --(c)

ここで P_{cr} ＝損傷限界圧力（ 図 10 読み取り値）(kg/cm²)、f_3＝保持時間に関する補正係数

P_{cr} については図 10 から読み取るが、その場合の横軸の δ 値は、上記の O リングの場合の δ 値とは異なるので注意する(後述(3)項を参照)。

係数 f_3 については現状、不明であるが、参考値として下記が考えられる。

0.5hr 未満の保持時間に対し **1.25**、0.5hr 以上の保持時間に対し **1.0**

なお対象テフロン材は通常品と思われる。硬度(強度)の高いものであればメーカと相談して P_{cr} 値を調整すべきある。

(2) 図(e)の接面隙間 δ は当然、据付時のそれではなく圧力負荷時の隙間である。これは次式で求める。

$\delta = \delta_o + \triangle\delta_b + \triangle\delta_{c1} + \triangle\delta_{c2} = \boldsymbol{\delta_o + \triangle\delta_b + h_g(\theta_1 + \theta_2)}$ -------------------------(d)

ここで、 δ_o＝初期隙間(mm)、$\triangle\delta_b$＝圧力負荷によるボルトの伸び(増分)(mm)

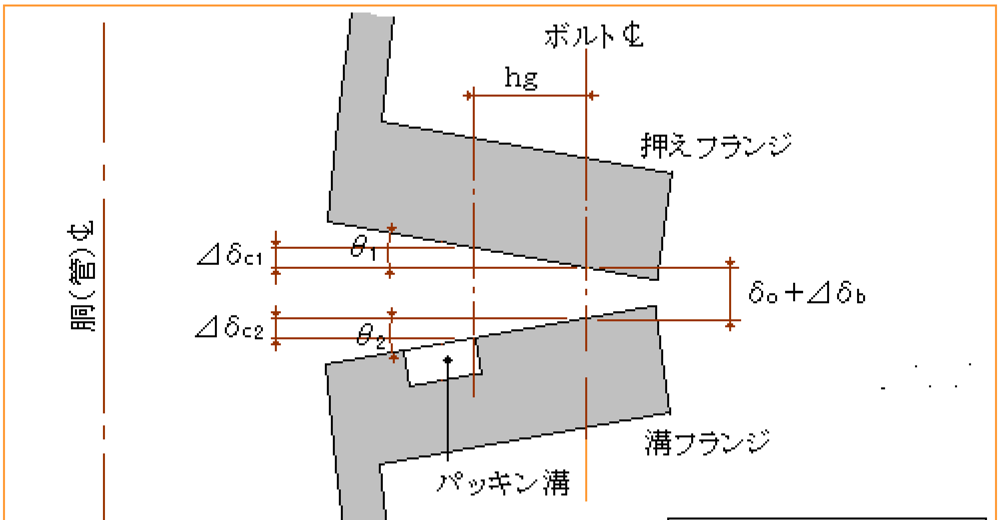
$\triangle\delta_{c1}, \triangle\delta_{c2}$＝圧力負荷によるそれぞれのフランジの傾きによる隙間増分(mm)

h_g＝ボルト軸～パッキン溝外縁の距離(mm)→溝外縁をチェックポイントにする。

θ_1, θ_2＝圧力負荷によるフランジリングのそれぞれの傾角(radian)

図(e)に変形図を示す。判り易くするためにかなりデフォルメして描いているが、実際は微少変形である(念為)。この図を参考に各パラメータについて議論してみる。

まず**初期隙間δ**$_o$**について**。配管や圧力容器の継手では、この隙間は零にでもできる。しかし実際はフランジ面の密着を嫌うこともある(推定)。またフランジ加工/組立て精度(例えば面の平行度、傾き、溶接収縮等)によって部分的に隙間がでることが考えられる。従って設計段階である程度の初期値を見込む必要があると思う(TS 作成者の感覚では Min.0.2mm程度は必要ではないか？)。



(e) フランジ変形状態

ボルトの伸び増分⊿δ$_b$**について**。内圧負荷時、内圧推力(軸力)F_sによって締付ボルトが軸方向に引っ張られ伸びる。その増分は、

$$⊿\delta_b = F_s l/(A_bE_b) = \{(\pi/4)G^2P\}\{l_b/(A_bE_b)\} \quad \text{(mm)} \quad \text{------------------------------(e)}$$

ここで、l_b＝ボルトのナット座面間長さ(mm)、A_b＝ボルトの平均断面積(mm^2)、
E_b＝ボルト材の縦弾性係数(kgf/mm^2)、P＝内圧(kg f/mm^{2}G)
G＝ガスケット中心径(mm)、F_s＝内圧軸力(kgf)

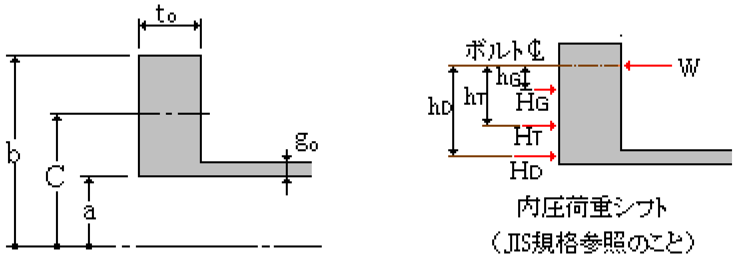
距離 h_g **について**。この寸法はボルト軸から O リングはみ出し位置までの距離で、フランジリングの傾角θに乗じて接面すきまδ$_o$からの拡がりをカウントするもの。

フランジリングの傾角θについて。これについては、例えばチモシェンコの材力テキスト(5)より

$$\theta = \{1/(2\pi C)\}\{1/(2\beta D)[1+\beta t_o/2+\{(1-\nu^2)/(2\beta a)\}(t_o/g_o)^3 \ln(b/a)]^{-1}M \text{ --------------(d)}$$

ここで、θ＝フランジの傾角(rad.)、C＝フランジリング平均径(mm)、g_o＝円筒胴厚さ(mm)
t_o＝フランジリング厚さ(mm)、a＝フランジリング内半径(mm)、
b＝フランジリング外半径(mm)、D＝板剛性(kgf・mm)＝$E_f g_o^3/\{12(1-\nu^2)\}$、
β＝シェル定数(mm^{-1})＝$[3(1-\nu^2)/\{(a+0.5g_o)^2 g_o^2\}]^{0.25}$、
E_f＝フランジ/胴材のヤング率(kg f/mm^2)、ν＝フランジ/胴材のポアソン比(-)
M＝リングモーメント(kgf-mm)＝$H_G h_G + H_T h_T + H_D h_D$ →JIS フランジ規定に同じ。
H_G＝ガスケット荷重(kgf) (O リングの場合、殆ど 0→無視してよい)

H_T＝ガスケット中心径～フランジリング内径間に作用する内圧フォース(kgf)、
H_D＝フランジ内径面に作用する内圧フォース(kgf)
h_G, h_T, h_D＝各フォースの作用距離(mm)　→JIS フランジ規定に同じ。



[フランジの傾きについては、他に板シェル理論によるものがある。上式は FEM 解析や板シェル理論に対し簡易的な解になる。念為]

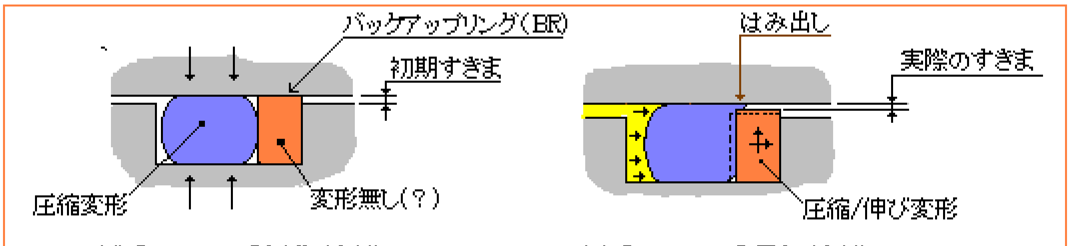
なお、熱膨張のある配管では全体的に管が曲げモーメントによって曲げ変形するので、曲げによるボルトの伸び及び角変位を考慮する必要がある(本来、温度の高い配管にはゴム製の O リングはフィットしないが…)。なお圧力荷重の場合と変形の形態が異なるので注意する。

(3)　**BR の判別式で使用する隙間 δ は、上記(2)で得られる δ とは異なる。**これについて以下。

TS 作成者は BR のアプリケーションに詳しくないので考え過ぎかも知れないが、仮に O リング設定時に隙間が零近くであっても、図(e)のように内圧負荷時に隙間が拡がる際に、次の理由で BR が追従できなければ、BR が殆ど効かない状態になるのではないかと思う。

① BR が、O リングのようなプレ圧縮を受けていない場合
② 冷間クリープによって面圧や復元力が失われている場合

おそらく①&/or②の可能性は高い。しかし仮にそうであっても、内圧負荷時に BR 内側に O リングが密着して**内側から圧縮されため BR は上方向に伸びて内圧負荷で拡がった隙間が少し戻ることが**期待される。その場合、確実ではないが、O リングのはみ出し現象は緩和されると思う。ただ BR のはみ出しについては上部はせん断変形するので判定が難しい。この BR によるはみ出し緩和については**[補 2]**で検討してみる。



(f) [OR＋BR]初期状態　　(g) [OR＋BR]運転状態

BR の有効性は周知の事実である。ただ、発生頻度の限られた衝撃圧/脈動圧について、やみくもに BR を適用するというのもどうかと思われる。その場合、疲労問題に用いる SN 曲線のような**圧力－破損回数データが**あれば、設計/施工/運転は合理化できる(残念ながら現状調査不足…)。

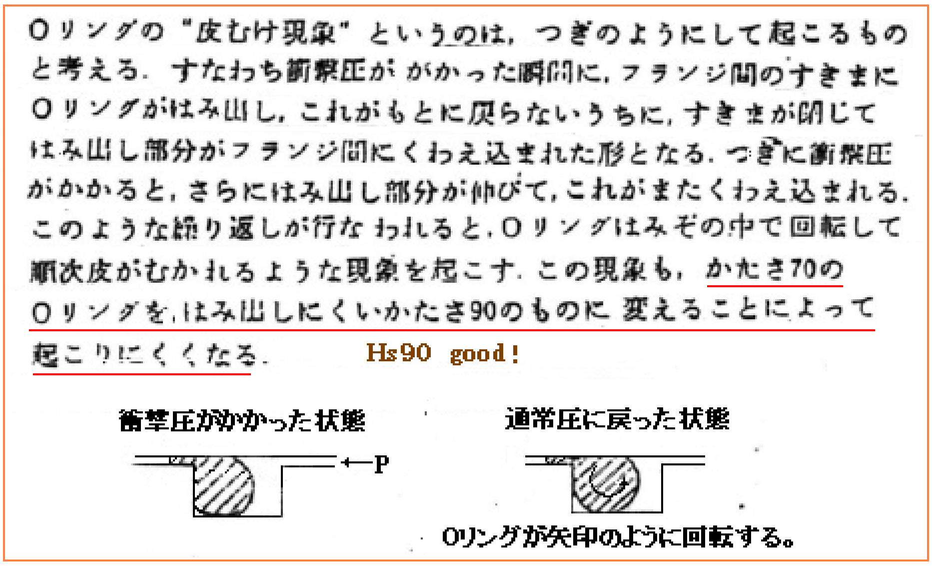
(4)　O リングを用いたシール構造は、粘弾性材料の変形に主導されるので扱いが難しいが、シール構造部分を FEM モデルにして、内圧を与えて解析すれば、ある種の傾向がつかめるのではないかと思う。

既にそのようなデータはあるのかもしれない。ただ、はみ出し→皮むきの履歴を FEM で追うのは難しい思う。実験との照合が必須になるだろう。なお、長時間圧力保持についてはロングラン試験が必要と思う。

[補足説明]

補 1) 皮むけ現象について[(3)(4)]

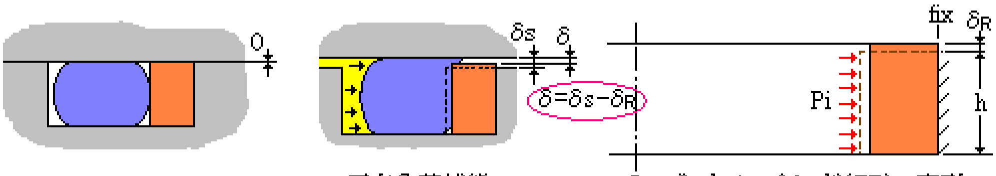
O リングには衝撃圧(例えば水撃圧)がひんぱんに繰り返されると、いわゆる**皮むけ現象**が起こる。これについては文献(4)に下記のように説明されている。おそらく大きな脈動圧が加わると、これと同じ現象がおきる。衝撃圧が多発する系統あるいは脈動流が潜在するレシプロ系統ではこの現象は要注意である。シールが損なわれて漏洩事故につながる。


Oリングの"皮むけ現象"というのは，つぎのようにして起こるものと考える．すなわち衝撃圧がかかった瞬間に，フランジ間のすきまにOリングがはみ出し，これがもとに戻らないうちに，すきまが閉じてはみ出し部分がフランジ間にくわえ込まれた形となる．つぎに衝撃圧がかかると，さらにはみ出し部分が伸びて，これがまたくわえ込まれる．このような繰り返しが行なわれると，Oリングはみぞの中で回転して順次皮がむかれるような現象を起こす．この現象も，かたさ70のOリングを，はみ出しにくいかたさ90のものに変えることによって起こりにくくなる．　Hs90 good！

この場合、ごく短期の衝撃圧(例えば水撃圧)や、共鳴状態になる恐れのある脈動圧のピーク値が、(a)式の限界圧力以下であれば、皮むけ現象は回避できるはずである。

補 2）バックアップリング(BR)の効果について

(1) ここでは単純化のため、O リング(OR)取付後の初期隙間が零の場合を考える。最大圧が加わった時の隙間は、$\delta s = \varDelta\delta b + hg(\theta_1 + \theta_2)$であるが、実際は BR の伸び$\delta_R$が発生するので、これを差し引いた、$\delta = \delta s - \delta_R$ が OR のはみ出しに係わることになる。



初期取付け状態　　圧力負荷状態　　℄ バックアップリング(BR)の変形

内圧が加わると BR の内側には柔らかい OR が密着して BR をプッシュし、短円筒形の BR の内周面に接触圧(P_i)が作用する。この状態では、次の Lume の変位式が適合する[(6)]。

$$u = C_1 r + C_2/r \qquad (C_1, C_2 = 積分定数)$$

半径方向変位(u)は r＝b の時、u＝0 であるから、$C_2 = -C_1 b^2$になる。従って

$u=(r-b^2/r)C_1 \rightarrow du/dr=(1+b^2/r^2)C_1$

これを半径方向の応力－ひずみ関係に代入して、

$\sigma_r=E/(1-\nu^2)\{du/dr+\nu(u/r)\}$

$=E/(1-\nu^2)[(1+b^2/r^2)+\nu\{(r^2-b^2)/r^2\}]C_1$

微小変形で $r=a$ で $\sigma_r=-P_i$ であるから、積分定数 C_1 は、

$C_1=-\{E/(1-\nu^2)\}^{-1}[(1+b^2/r^2)+\nu\{(r^2-b^2)/r^2\}]^{-1}P_i$

これを変位式に代入して

$u=-(r-b^2/r)\{E/(1-\nu^2)\}^{-1}[(1+b^2/r^2)+\nu\{(r^2-b^2)/r^2\}]^{-1}P_i$

$r=a$ 即ち内周における変位は、

$u_{r=a}=-(1-\nu^2)(P_i/E)[a(a^2-b^2)/\{(a^2+b^2)+\nu(a^2-b^2)\}]$ （＞0） ----------------------(ｉ)

ここで P_i＝OR－BR の接触面圧(㎏/mm²)、E＝BR 材の縦弾性係数(㎏ f/mm²)、

ν＝BR 材のポアソン比(0.44)、a＝BR 内径(mm)、b＝BR 外径(mm)、

[接触面圧 P_i は、OR が柔らかいので内圧 P_{max} に近いと思われるが、OR の剛性が全く無視できるわけではないので、OR と BR の変形をマッチングさせ P_i を導く必要がある。ただこの P_i 式の導入はかなり煩雑になるので、ここでは割愛する。]

この半径方向の圧縮によって BR は上方向に伸びが生じる。等方性材料を仮定すると、

$\pi\{b^2-(a+u)^2\}(h+\triangle h)=\pi(b^2-a^2)h \rightarrow \triangle h=[(u^2+2ua)/\{b^2-(a+u)^2\}]h$

ここで $\triangle h$＝BR 高さの伸び分、u＝内周(r＝a)における変位である。

実際はポアソン効果があるので、$\delta_r=\nu\triangle h=\nu[(u^2+2ua)/\{b^2-(a+u)^2\}]h$ となる。

以上より BR 天端の隙間は次のようになる。

$\delta=\triangle\delta_b+h_g(\theta_1+\theta_2)-\delta_r=\triangle\delta_b+h_g(\theta_1+\theta_2)-\nu[(u^2+2ua)/\{b^2-(a+u)^2\}]h$-------(ⅱ)

ここで u＝BR 内周における半径方向変位($u_{r=a}$)、δ_b＝ボルトの伸び(mm)、δ_r＝BR の伸び(mm)

θ_1, θ_2＝各フランジ面の傾き(rad.)、h_g＝ボルト軸心～BR 内周までの距離(mm)

h＝BR 高さ(mm)、

(2) 次のような事例があるので、その天端の隙間と限界圧力を求めてみる。

E_b＝21000 ㎏ f/mm²、A_b＝0.785x68.05²x16＝58163mm², l_b＝460mm, G＝478mm

$\theta_1+\theta_2$＝0.0008rad.、h_g＝142、a＝249.3mm、b＝252.3mm、E＝33kgf/mm²、Hs=90

h＝8.7mm、P_{max}＝4.70 ㎏/mm²(G)、P_{max} 回数＝5 回、P_i＝0.8P＝3.76 ㎏/mm²(推定)、

＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊＊

$\delta_b=\{(\pi/4)G^2P_{max}\}\{l_b/(A_bE_b)\}$＝0.785x478²x4.70x460/58163/21000＝0.3175mm

$u_{r=a}=-(1-\nu^2)(P_i/E)[a(a^2-b^2)/\{(a^2+b^2)+\nu(a^2-b^2)\}]$

＝－(1－0.44²) (3.76/33)[249.3x(249.3²－252.3²)/{(249.3²＋252.3²)＋0.44x(249.3²－252.3²)}]

＝－0.0919x－2.998＝0.275mm

$\delta_r=\nu[(u^2+2ua)/\{b^2-(a+u)^2\}]h$＝0.44x[(0.275²+2x0.275x249.3)/{252.3²－(249.3+0.275)²}]x8.7

＝0.44x(137.2/1367.6)x8.7＝0.384mm

$\delta=\triangle\delta_b+h_g(\theta_1+\theta_2)-\nu[(u^2+2ua)/\{b^2-(a+u)^2\}]h$

$= 0.3175 + 142 \mathrm{x} 0.0008 - 0.384 = 0.047\mathrm{mm}$

よって、限界圧力 P_{cr} は、

$$P_{cr} = 8.35 f_1 f_2 \delta^{-0.45} \exp(0.037Hs) = 8.35 \mathrm{x} 0.9 \mathrm{x} 0.8 \mathrm{x} 0.047^{-0.45} \exp(0.037 \mathrm{x} 90) = 665\ \mathrm{kg/cm^2}$$

最大圧力が 470 kg/cm² なので、OR のはみ出し損傷に対して十分裕度がある。

また BR のはみ出しについては、BR の伸び 0.384 を δ にとると図 10 より P_{cr}=460 kg/mm² 程度。

P_{max} 470 kg/mm² を少し下回るが、負荷のくり返しが少ないので OK とする。

(3) 前(1)項で得た(ｉ)(ⅱ)式の成立は、OR と BR がそのままの状態で同時に変形することを前提としている。もし BR の変形が OR の変形よりかなり遅れると OR がフランジ面と BR の間にはさみ込まれて、実質的な P_{cr} の低下が考えられる。実験的な検討が必要と思う。

引用文献）

(1)「ゴム製 O リングのシール性及び損傷特性について」徳永,伊藤　(バルカーレビューVol.28 No.7)

(2)「ゴム製 O リングを用いた圧力容器シール部の特性に関する実験的研究」　徳永,早川,伊藤
[圧力技術 Vol.20 No.6 (1982)]

(3)「固定シールとしての O リング」　目功　(バルカーレビューVol.38 No.8)

(4)「実際例でみた O リングのトラブルと対策」中出、横井　(油空圧化設計 Vol.17No.6)

(5)　チモシェンコ「材料力学(中巻)」（東京図書）§28 P126～P127

(6)　同上 §40　P189