

令和 3 年 2 月 3 日
三菱原子燃料株式会社

核燃料輸送物設計承認申請に関するコメント回答
(MX-6P 型核燃料輸送物)

令和 2 年 12 月 9 日の面談^{※1}(以降、前回面談)におけるコメント

- (No.1) 運搬中に予想される温度条件における圧力の評価について、口開きの影響を追記すること。
(No.2) 臨界解析について、梱包材の影響を評価すること。

上記、前回面談でのコメント等を踏まえ、安全解析書について以下のように記載を見直します。

(No.1)

口章 A.4.6 に口開きの影響について追記し、前回面談資料の付属書類-7(圧力及び温度の変動に対する容器本体の強度)に口開きの定量評価を追加します。なお、それに伴い付属書類-7 のタイトルを見直します。(別紙 1 及び別紙 2)

(No.2)

口章 E.4.2 に梱包材の影響について追記し、定量的な説明を付属書類-6 として追加します。(別紙 3 及び別紙 4)

また、付属書類の追加により、前回面談時から以下の付属書類の番号に変更が生じます。

- ・E.7.6 付属書類-6 参考文献 → E.7.7 付属書類-7 参考文献

上記のコメント回答に加え、以下の見直しを行います。

(No.3)

輸送中の振動による荷重の増幅の影響について、輸送容器胴部の健全性に加え、蓋板、蓋板締付けボルト及び底板の健全性についても評価を行うこととし、口章 A4.7 及び前回面談資料の付属書類-8(輸送中の振動による荷重の増幅の影響について)の見直しを行います。(別紙 1 及び別紙 5)

以上

^{※1} 令和 2 年 12 月 9 日 三菱原子燃料株式会社による核燃料輸送物設計承認申請(MX-6P 型核燃料輸送物)に係るヒアリング(4)

A.4.6 圧 力

本輸送物の輸送中に予想される温度の変化を包含する温度範囲として、 -40°C から一般の試験条件における最高温度 ($\square^{\circ}\text{C}$) の範囲における内圧の変化に対して、輸送容器の健全性が損なわれないことを評価する。

輸送容器の内圧と温度の関係は以下のとおりとなる。

① 内圧が最大となり外圧を上回る場合

内圧が最大となるのは最高温度 ($\square^{\circ}\text{C}$) の場合であり、常温 (20°C) を基準とした場合の最大内圧は \square MPa 絶対圧、最低温度 (-40°C) を基準とした場合の最大内圧は \square MPa 絶対圧である。外気圧に変動が生じて外圧が 60 kPa (0.060 MPa) に減少した場合、最大内外圧力差はそれぞれ \square MPa 及び \square MPa となる。

② 内圧が最小となり外圧を下回る場合

内圧が最小となるのは最低温度 (-40°C) の場合であり、常温 (20°C) を基準とした場合の最小内圧は \square MPa 絶対圧、最高温度 ($\square^{\circ}\text{C}$) を基準とした場合の最小内圧は \square MPa 絶対圧である。外圧を \square MPa (大気圧の変動を考慮) とした場合、最大内外圧力差はそれぞれ \square MPa、 \square MPa となる。

上記の条件に対する輸送容器の強度評価及び口開き変形量を付属書類-7に示す。同付属書類に示すように、これらの条件に対し、輸送容器は十分な強度を有しており、また、蓋板ガスケット取付け部における口開き変形量は、ガスケットの初期締付け代(つぶれ代)よりも十分も小さく、密封性能に影響を与えないことから、輸送容器の健全性が損なわれることはない。

したがって、輸送中の内圧の変化により輸送容器に亀裂、破損等が生じるおそれはない他、周囲の圧力が 60 kPa に低下した場合でも、放射性物質の漏えいは生じない。

A.4.7 振 動

輸送物は、(イ)一第C.1図に示すように、輸送架台に胴部を固定して輸送される。ここでは、輸送架台に固定された状態における輸送物の固有振動数を求め、輸送中の振動数と比較し、共振の可能性を検討する。

輸送物の固有振動数は、輸送架台の取付け範囲を支持条件とした解析モデルにより、解析コードABAQUSを用いて求める。

(1) 解析モデル

解析モデルは、本体及び蓋部から構成されており、衝撃吸収カバーと等価な質量を上

下端面に付加する。また、各部の質量が等価となるようにレジンの密度を調整する。

解析モデルとして、360° 3次元モデルを用いる。

内容物であるバスケット及び収納物の質量は、胴部に負荷されるように、内筒の

に等価な密度を与える。

解析モデルの寸法及び要素分割図を(□)－第A. 20 図及び(□)－第A. 21 図に示す。

(2) 境界条件

輸送架台は胴部を全周にわたって固定するように取付けられることから、その取付け範囲にあたる胴外板の変位を拘束する。境界条件を(□)－第A. 22 図に示す。

(3) 解析結果

振動の状態図として固有振動数の小さい方から2ケースを(□)－第A. 23 図に示す。

同図より、輸送物の固有振動数は以下のようになる。

解析結果	輸送物の固有振動数
	<input type="text"/> Hz 以上

よって、輸送中の振動（主として20 Hz 以下）により輸送物が共振することはない。

また、蓋板締付けボルト及びその他の締付けボルト等は、強固に締めつけられており、輸送時の振動により容易に緩むことはない。

なお、輸送容器に作用する荷重の増幅の程度（応答倍率）は軽微であり、荷重の増幅を考慮しても容器本体各部に発生する応力は評価基準(Sy)を下回っていることから、荷重の増幅が輸送容器の構造健全性に影響を与えることはない。（付属書類-8 参照）

したがって、輸送中の振動により輸送容器に亀裂、破損等が生じることはなく、輸送容器の健全性は維持される。

A. 10.7 付属書類－7 圧力及び温度の変動に対する容器本体の強度及び口開き変形量

本輸送物の輸送中に予想される温度の変化を包含する温度範囲として、 -40°C から一般の試験条件における最高温度 ($\square^{\circ}\text{C}$) の範囲における内圧の変化に対して、輸送容器の健全性が損なわれないことを評価する。

(1) 圧力及び温度条件

a. 内圧が最大となり外圧を上回る場合

輸送物の温度が最高温度 ($\square^{\circ}\text{C}$) となる場合に内圧は最大となる。最大内圧は基準温度によって異なるため、基準温度が常温 (20°C) と最低温度 (-40°C) のそれぞれの場合について評価する。

なお、輸送物の温度が 20°C から $\square^{\circ}\text{C}$ に変化する場合は、A. 5.1 熱的試験において評価されており、容器本体に発生する応力及び蓋板ガスケット部の口開き変形量はいずれも評価基準を下回ることから、輸送物の温度が -40°C から $\square^{\circ}\text{C}$ に変化する場合について以下に示す。

輸送物の温度が -40°C から $\square^{\circ}\text{C}$ に変化する場合、最大内圧 (P_{\max}) は以下のように計算される。

$$P_{\max} = P_0 \times \frac{T}{T_0} + P_v$$

ここで、 P_0 : 輸送時初期圧力 [\square MPa 絶対圧¹⁾]

T_0 : 内部気体初期温度 [233K (-40°C)]

T : 解析条件における内部気体温度 [\square K ($\square^{\circ}\text{C}$)]

P_v : 解析条件における内部気体温度の飽和水蒸気圧 (MPa)

したがって、

$$P_{\max} = \square \times \frac{\square}{233} + \square (\square^{\circ}\text{Cの飽和水蒸気圧}^{[5]}) = \square \text{ MPa 絶対圧}$$

となる。

よって、外気圧に変動が生じて外圧が 60 kPa (0.060 MPa) に減少した場合、内外圧力差 ΔP は、

$$\Delta P = \square - 0.060 = \square \text{ MPa}$$

となる。

この内外圧力差を安全側に \square MPa として、 -40°C から $\square^{\circ}\text{C}$ に変化したときに容器本体各部に発生する応力を求める。

注 1) 大気圧の変動を考慮して安全側に設定した。

また、蓋板ガスケット部の口開き変形量を求め、ガスケットの初期締付け代（つぶれ代）と比較し、密封性能への影響を評価する。

b. 内圧が最小となり外圧を下回る場合

輸送物の温度が最低温度（ -40°C ）となる場合に内圧は最小となる。最小内圧は基準温度によって異なるため、基準温度が常温（ 20°C ）と最高温度（ $\square^{\circ}\text{C}$ ）のそれぞれの場合について評価する。

輸送物の温度が低下する場合、最小内圧（ P_{\min} ）は以下のように計算される。

$$P_{\min} = P_o \times \frac{T}{T_o}$$

ここで、 P_o ： 輸送時初期圧力 [\square MPa 絶対圧¹⁾]

T_o ： 内部気体初期温度 (K)

T ： 解析条件における内部気体温度 [233K (-40°C)]

したがって、基準温度が 20°C 及び $\square^{\circ}\text{C}$ の場合の最小内圧 $P_{1\min}$ 及び $P_{2\min}$ は、

$$P_{1\min} = \square \times \frac{233}{293} = \square \text{ MPa 絶対圧}$$

$$P_{2\min} = \square \times \frac{233}{\square} = \square \text{ MPa 絶対圧}$$

となる。

よって、輸送中の大気圧を \square MPa 絶対圧¹⁾ とすると、基準温度が 20°C 及び $\square^{\circ}\text{C}$ の場合の内外圧力差 ΔP_1 及び ΔP_2 は、

$$\Delta P_1 = \square - \square = \square \text{ MPa}$$

$$\Delta P_2 = \square - \square = \square \text{ MPa}$$

となる。

これらの内外圧力差を安全側に \square MPa として、容器本体各部に発生する応力を求める。

また、蓋板ガスケット部の口開き変形量を求め、ガスケットの初期締付け代（つぶれ代）と比較し、密封性能への影響を評価する。

(2) 解析モデル

解析モデルは、A. 5. 1 熱的試験と同じモデルを用いる。

(3) 解析結果

a. 容器本体各部に発生する応力

変形図及び応力分布図を (p) - 第 A. 付 7. 1 図 ~ (p) - 第 A. 付 7. 6 図 に示す。

注 1) 大気圧の変動を考慮して安全側に設定した。

(ロ)一第A.付7.7図に示す評価位置での応力の評価結果を(ロ)一第A.付7.1表及び(ロ)一第A.付7.2表に示す。

同表に示すように容器本体各部に発生する応力はいずれも評価基準を下回っている。

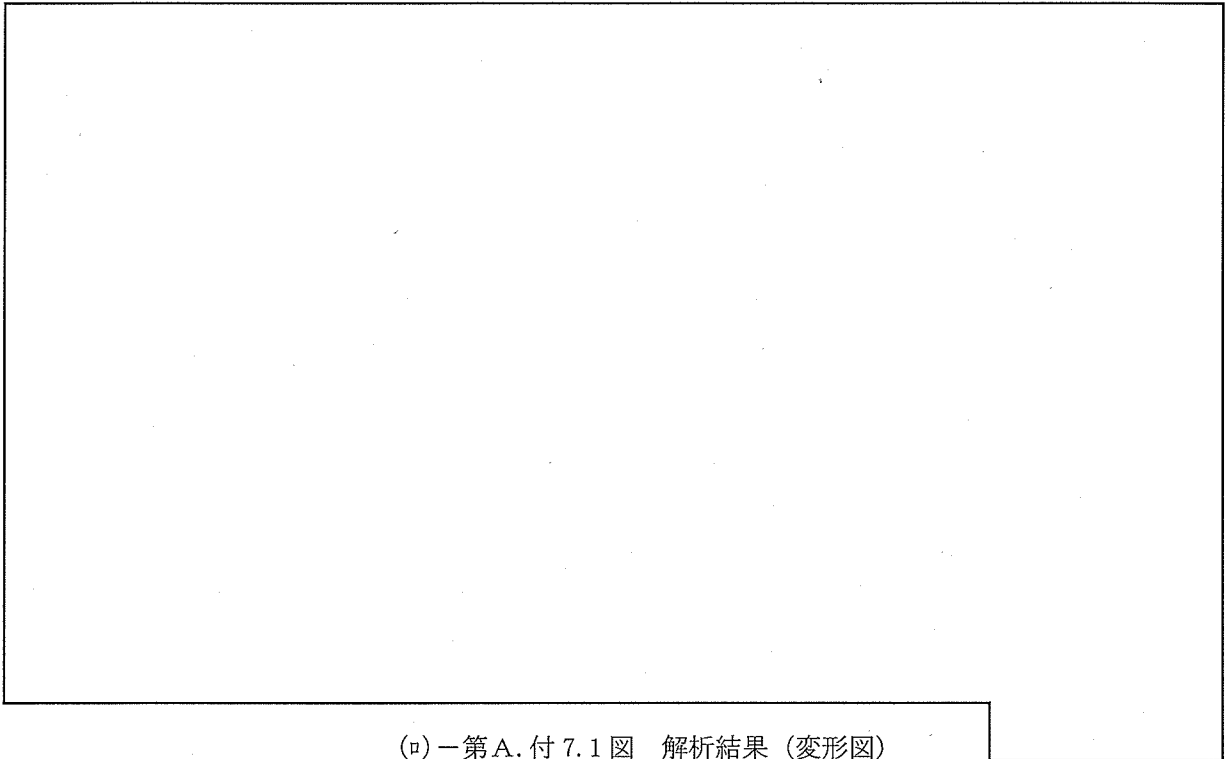
したがって、輸送中に予想される温度変化に伴う内圧の変化により、輸送容器に亀裂、破損等が生じることはない。

b. 口開き変形量

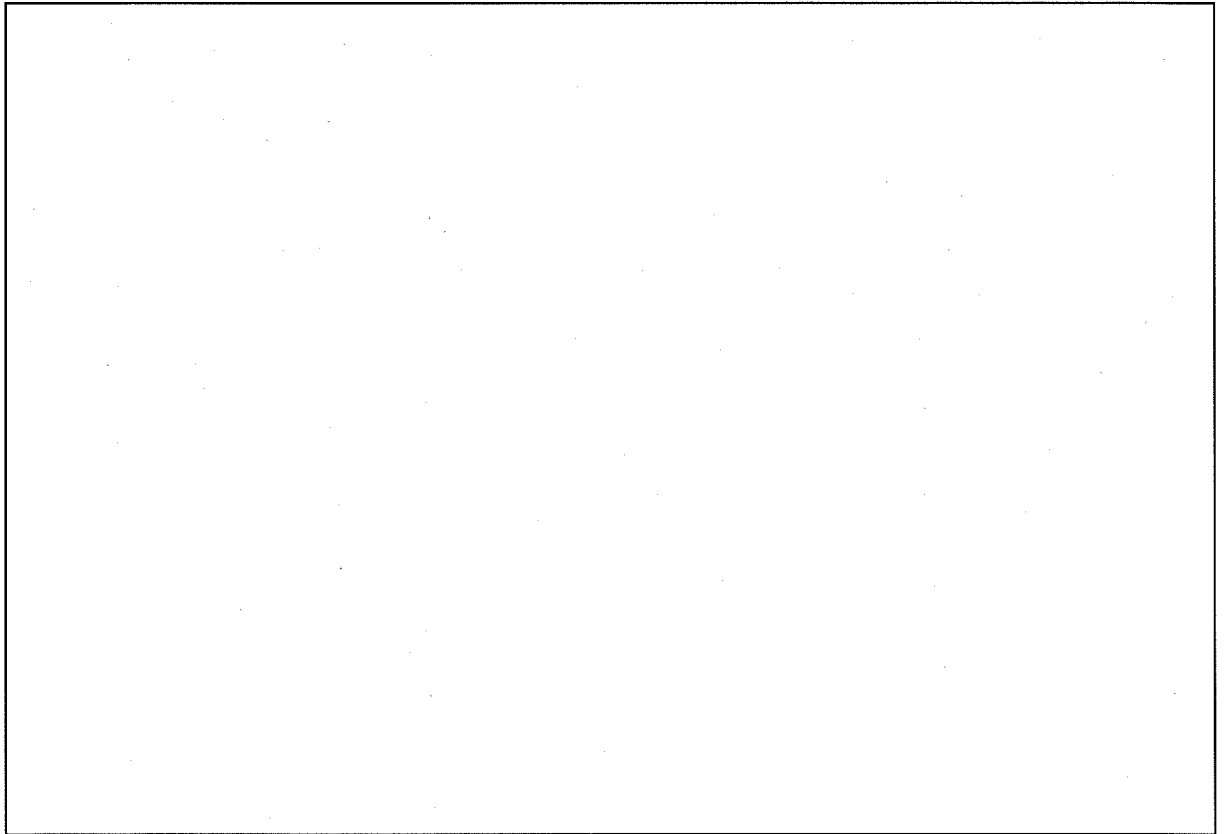
口開き変形量は、密封境界となっている蓋板のガスケット取付け部（内側）のガスケット溝底面と上部フランジ面との距離の変化によって示される。（(ロ)一第A.付7.8図参照）

口開き変形量を(ロ)一第A.付7.3表に示す。同表に示すように口開き変形量はガスケットの初期締付け代（つぶれ代）よりも十分小さく、密封性能に影響を与えない。

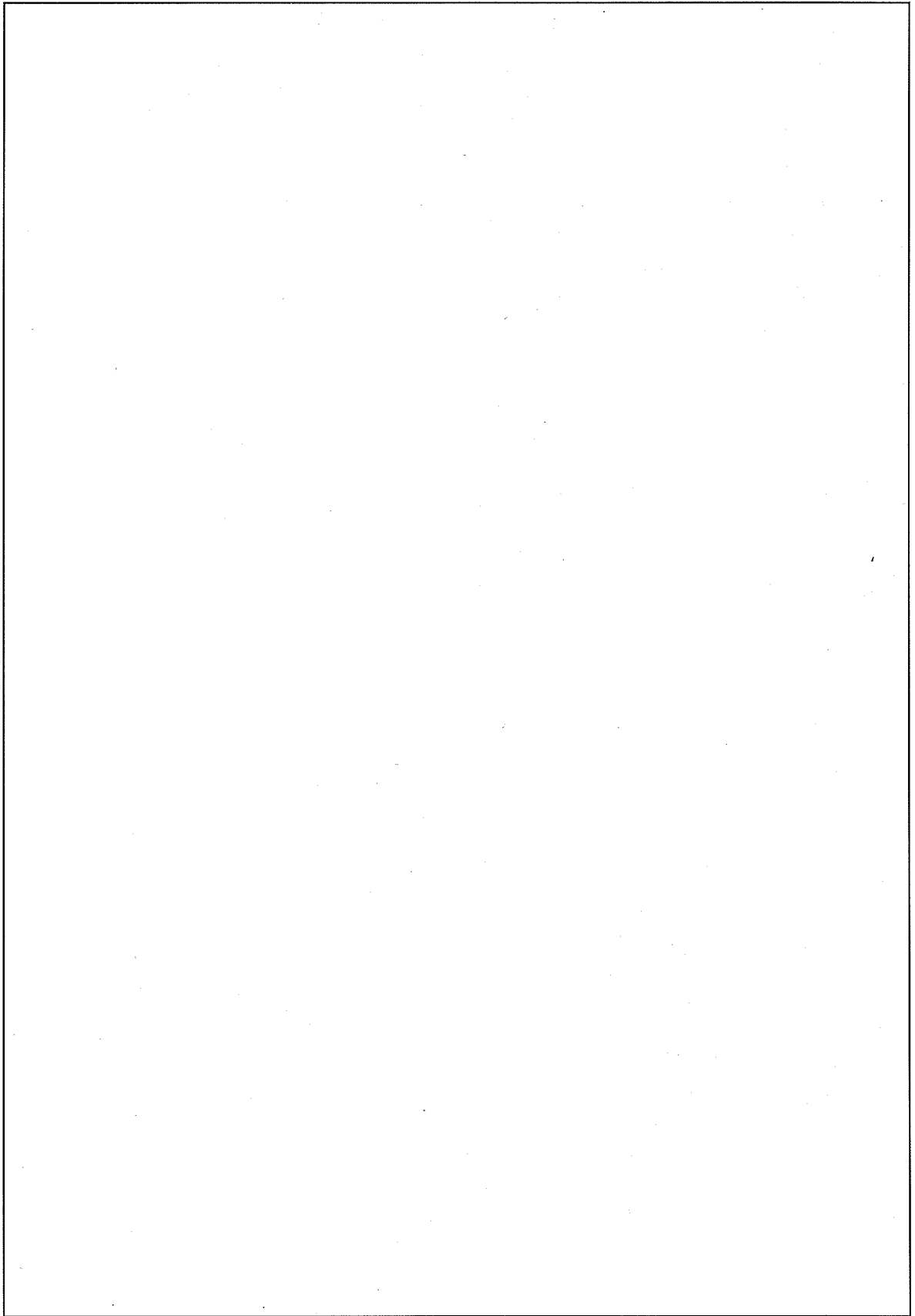
したがって、本輸送物の輸送中に予想される温度範囲における内圧の変化に対して、輸送容器の健全性が損なわれることはない。



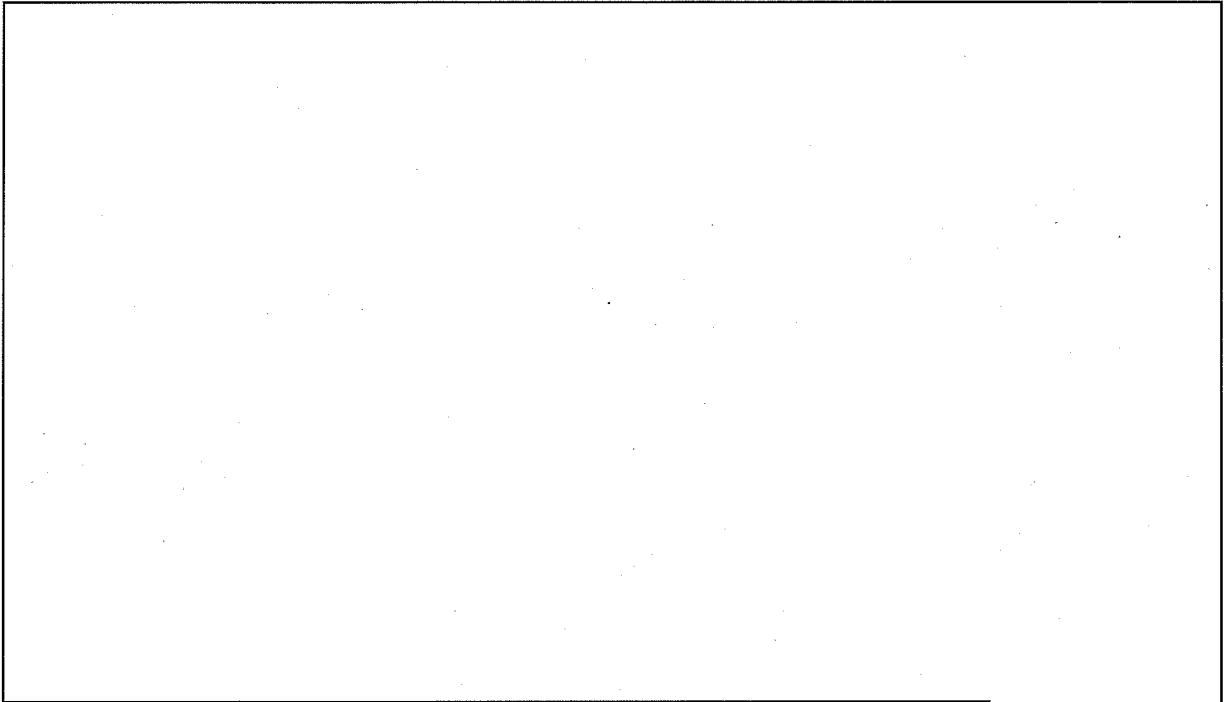
(□) - 第A. 付 7.1 図 解析結果 (変形図)
(-40°Cから □°Cに変化した場合)



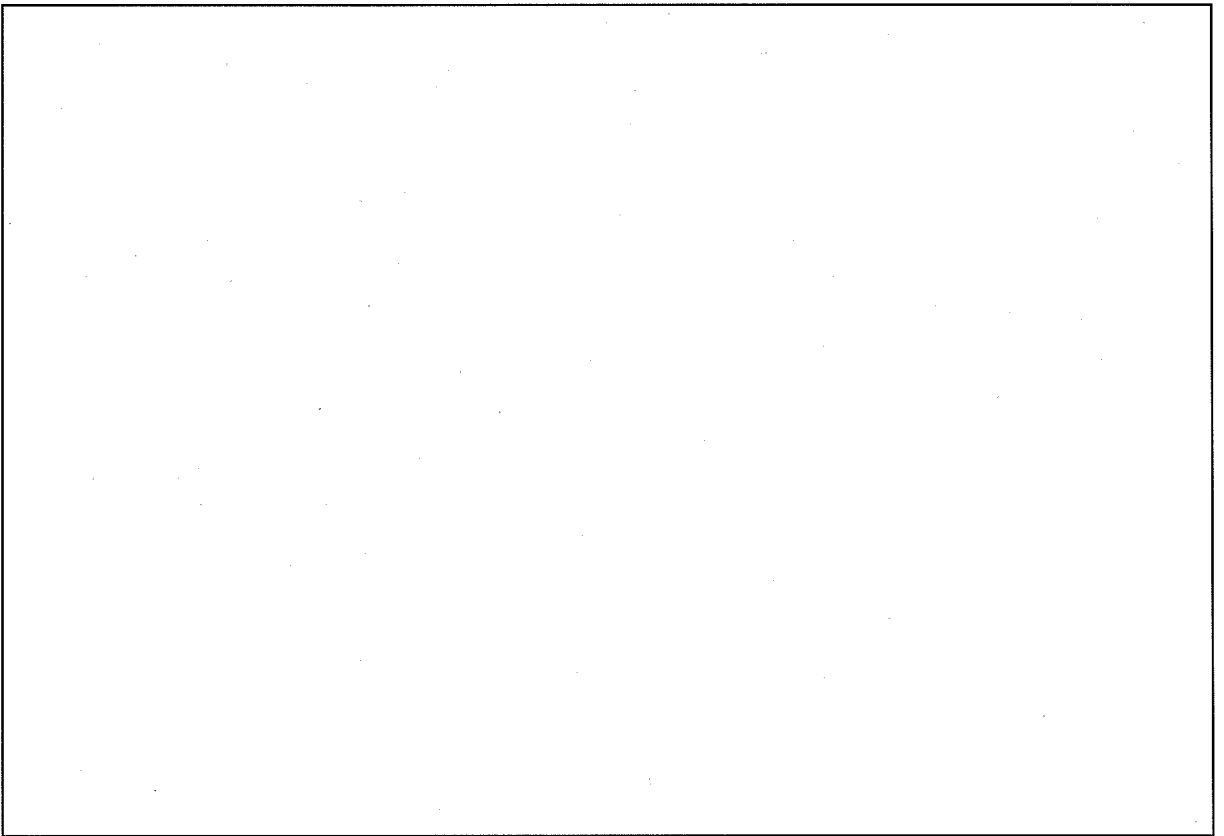
(□) - 第A. 付 7.2 図 解析結果 (応力分布図<トレスカの応力強さ>) (1/2)
(-40°Cから □°Cに変化した場合)



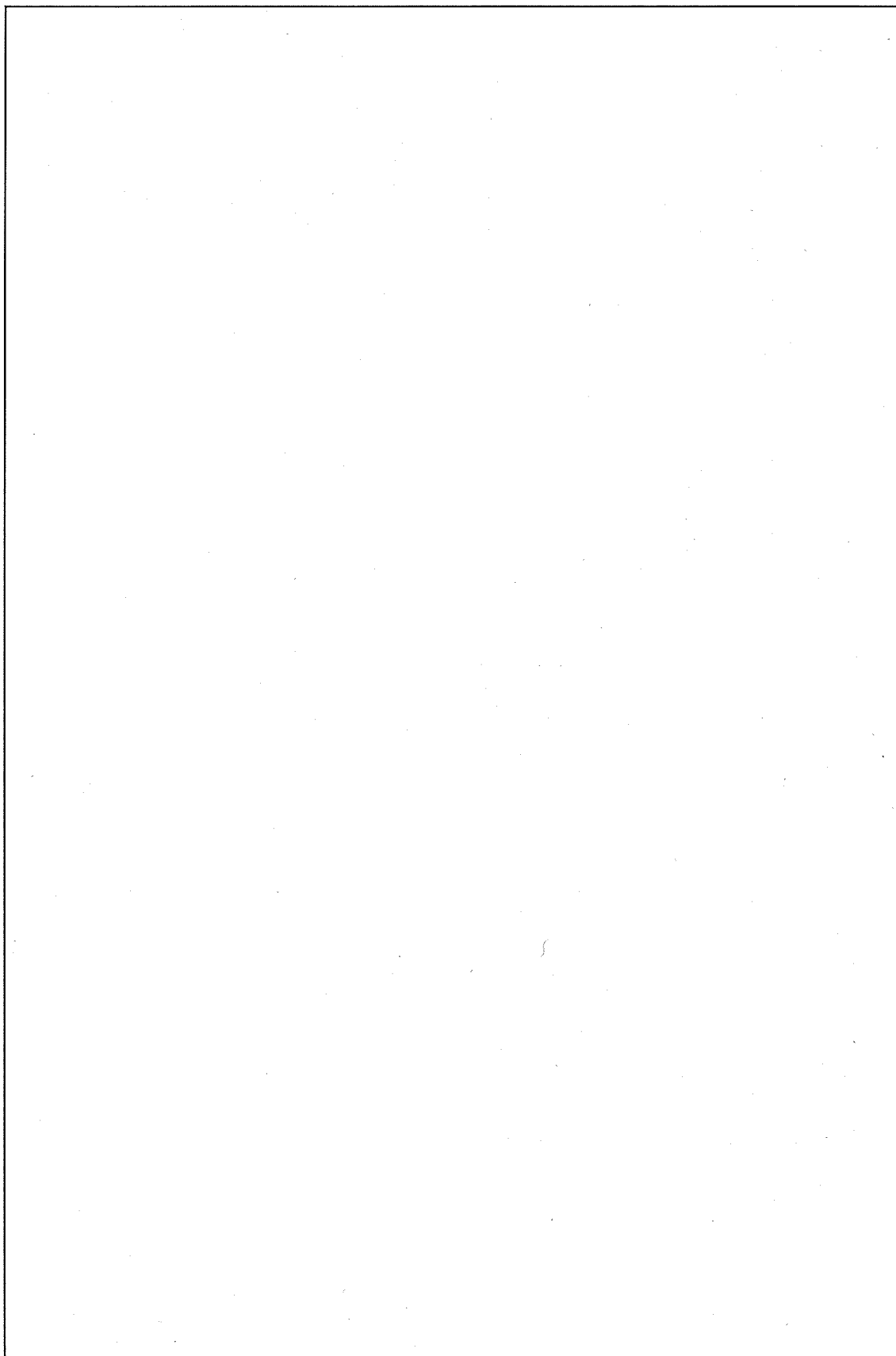
(□) - 第A. 付 7.2 図 解析結果(応力分布図<トレスカの応力強さ>) (2/2)
(-40°Cから□°Cに変化した場合)



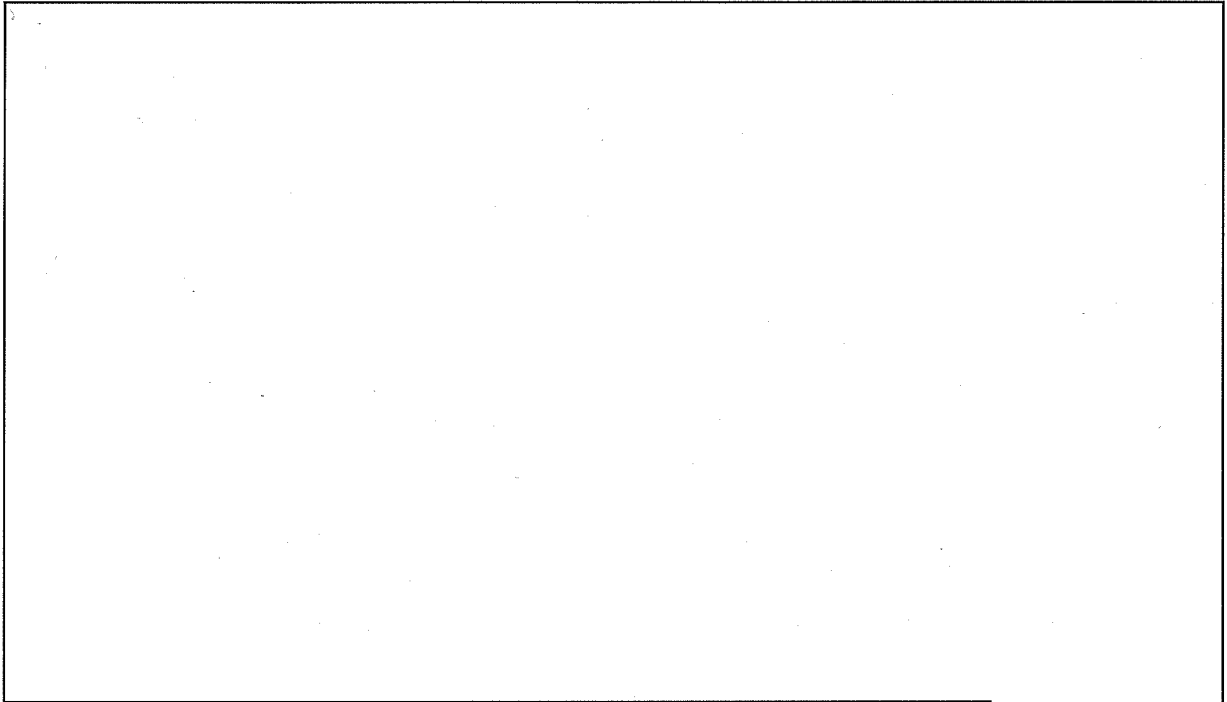
(□)－第A. 付 7.3 図 解析結果 (変形図)
(20°Cから-40°Cに変化した場合)



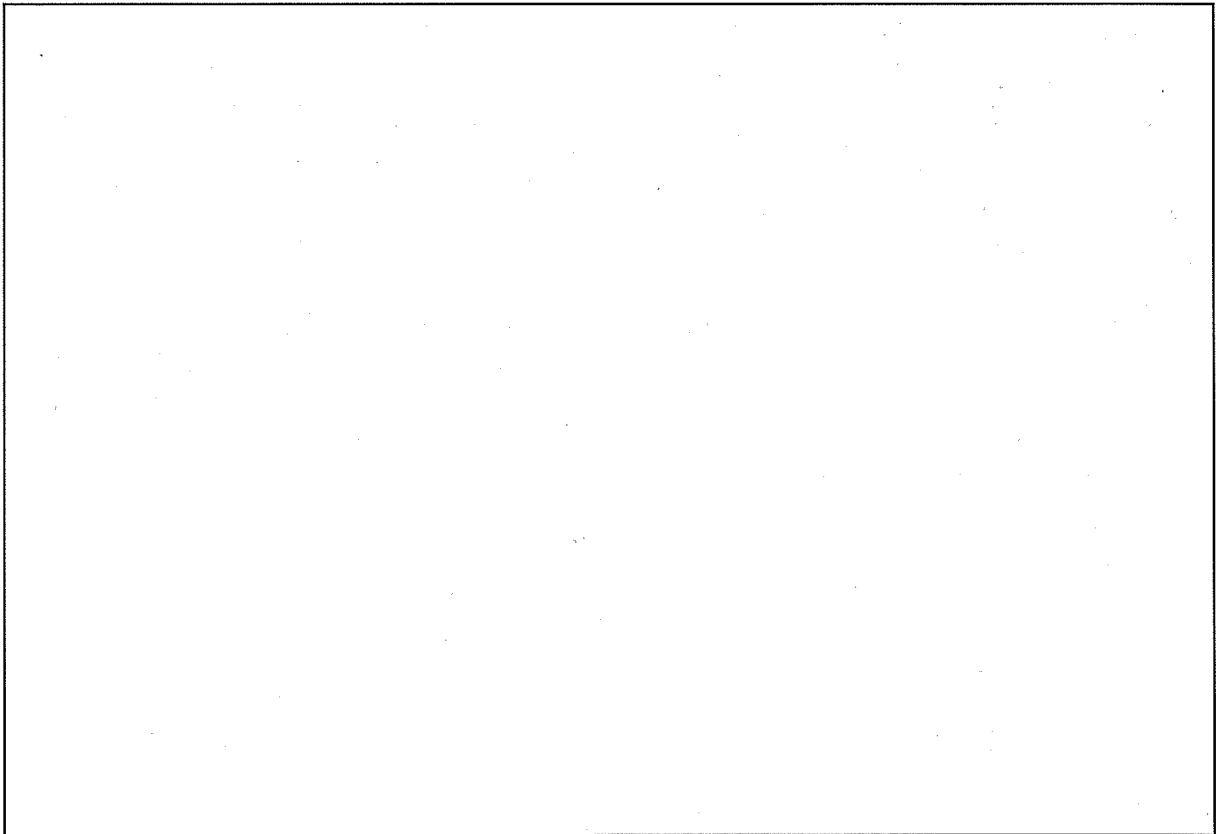
(□)－第A. 付 7.4 図 解析結果 (応力分布図<トレスカの応力強さ>) (1/2)
(20°Cから-40°Cに変化した場合)



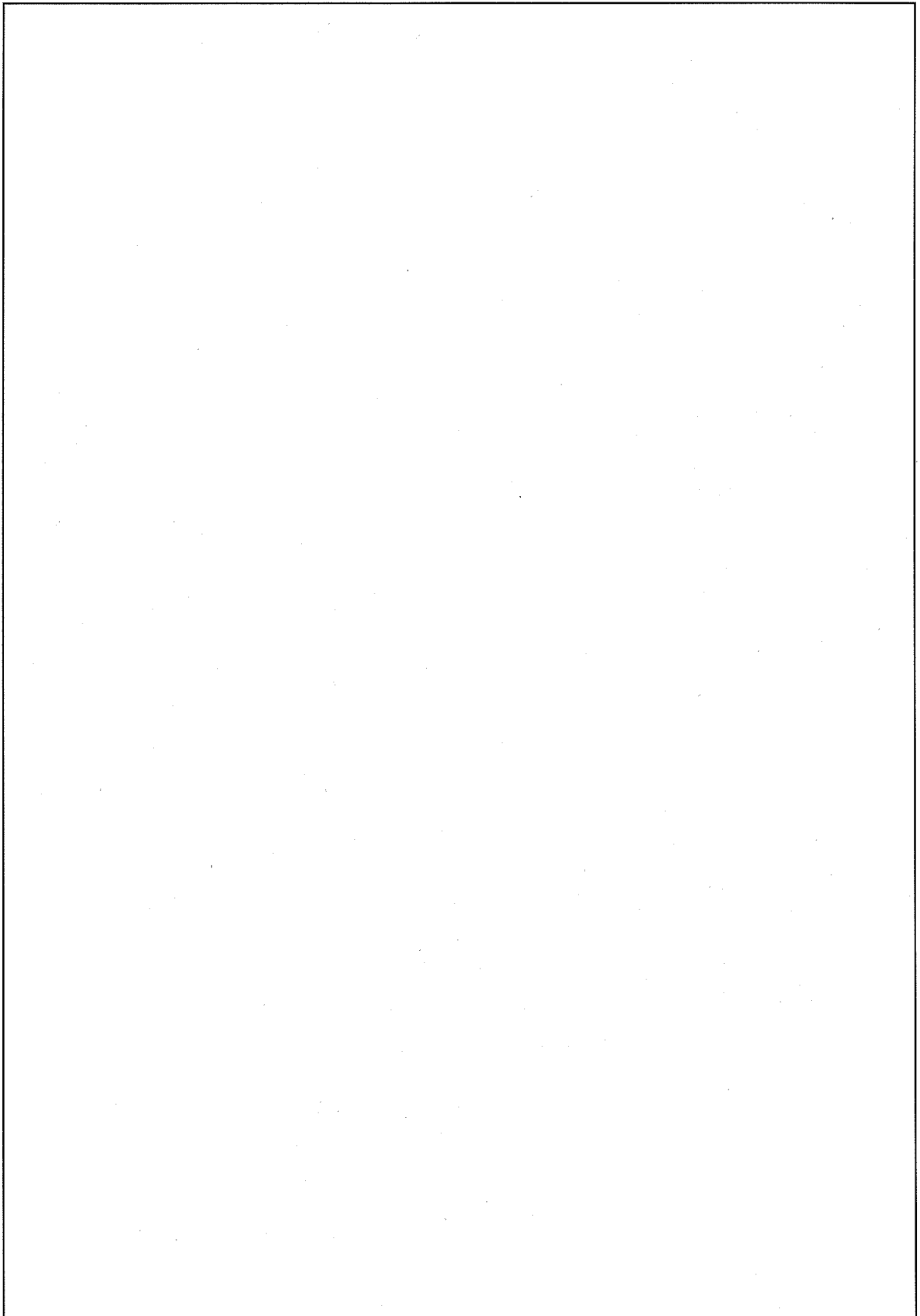
(□) - 第A. 付 7.4 図 解析結果(応力分布図<トレスカの応力強さ>) (2/2)
(20°Cから-40°Cに変化した場合)



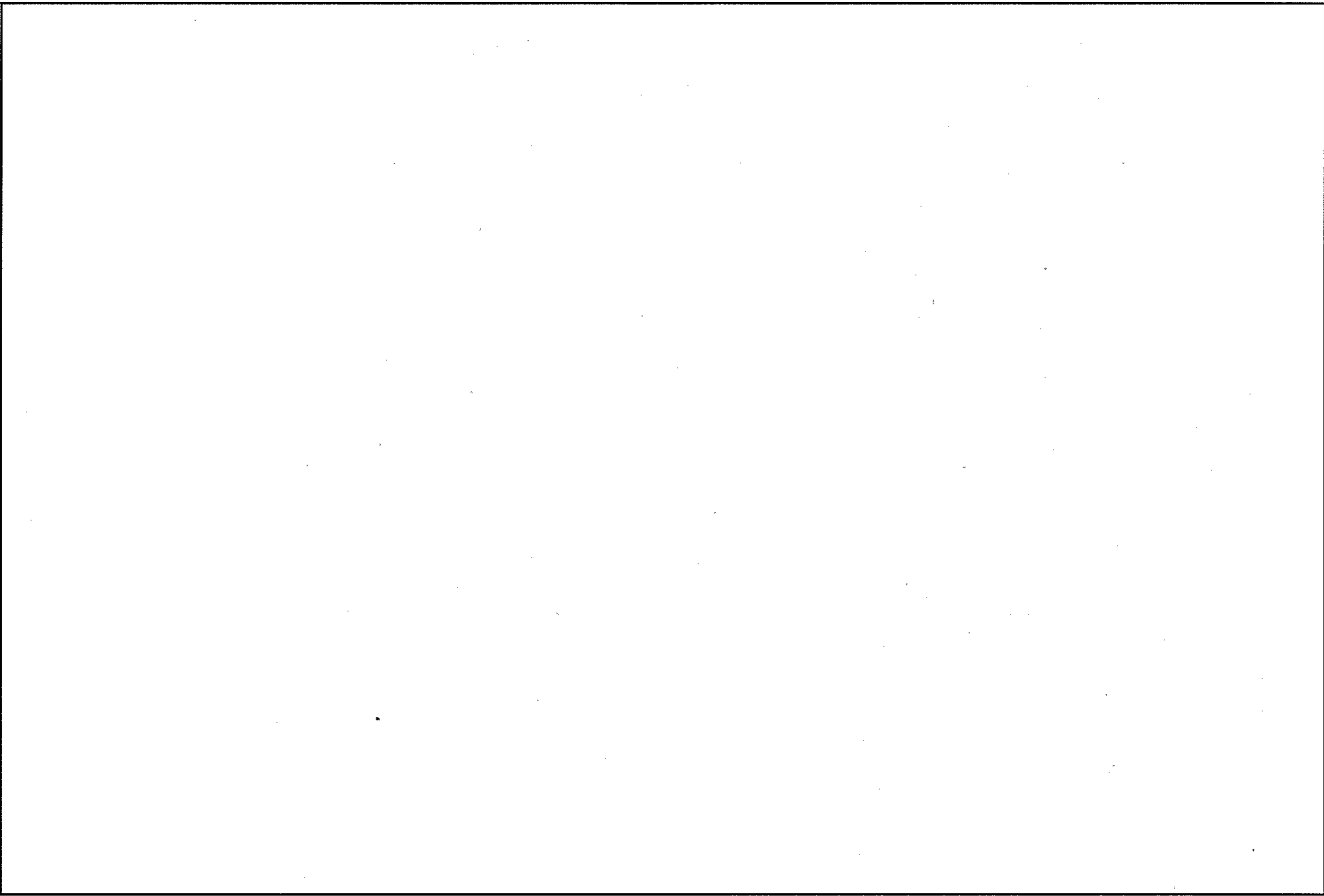
(p) - 第A. 付 7.5 図 解析結果 (変形図)
(□°Cから-40°Cに変化した場合)



(p) - 第A. 付 7.6 図 解析結果 (応力分布図<トレスカの応力強さ>) (1/2)
(□°Cから-40°Cに変化した場合)



(□) - 第A. 付 7.6 図 解析結果(応力分布図<トレスカの応力強さ>) (2/2)
(□)Cから-40°Cに変化した場合)



(Ⅱ)－第A. 付 7.7 図 応力評価位置

(ロ)一第A. 付7.1表 容器本体各部の応力 (内圧が最大となり外圧を上回る場合)

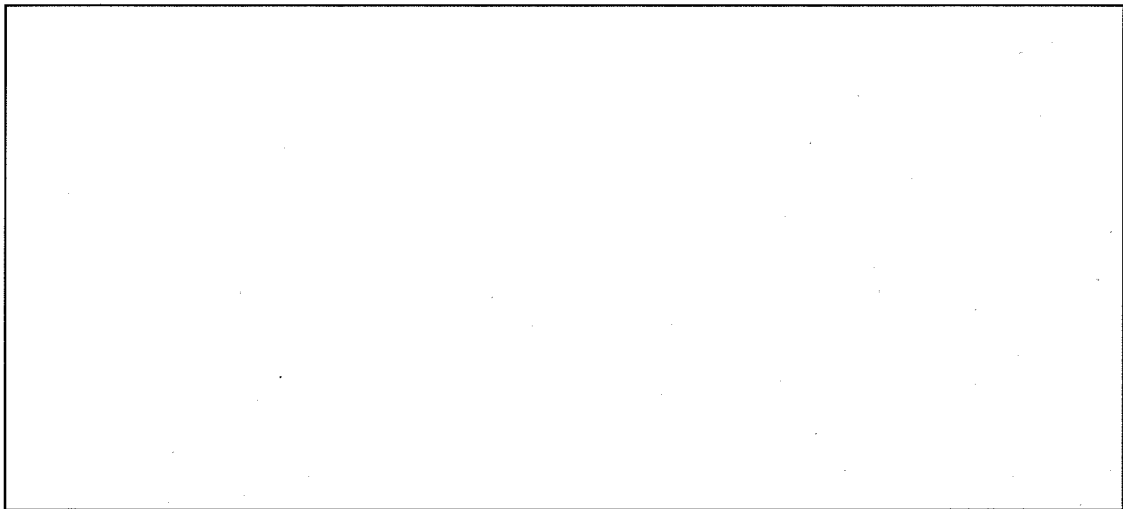
評価位置		応力強さ (MPa)		評価基準 ¹⁾ (MPa)
		20°Cから□°Cに 変化した場合	-40°Cから□°Cに 変化した場合	
蓋板	①			
	②			
胴外板	③			
	④			
	⑤			
内筒	⑥			
	⑦			
	⑧			
胴ガセット	⑨			
	⑩			
	⑪			
底板	⑫			
	⑬			
蓋板締付けボルト	σ_m			
	$\sigma_m + \sigma_b$			

注1) 評価基準は、A. 5.1 熱的試験(ロ)一第A. 11表の記載と同じ

(ロ)一第A. 付7.2表 容器本体各部の応力 (内圧が最小となり外圧を下回る場合)

評価位置		応力強さ (MPa)		評価基準 ¹⁾ (MPa)
		20°Cから-40°Cに変化した場合	<input type="checkbox"/> °Cから-40°Cに変化した場合	
蓋板	①			
	②			
胴外板	③			
	④			
	⑤			
内筒	⑥			
	⑦			
	⑧			
胴ガセット	⑨			
	⑩			
	⑪			
底板	⑫			
	⑬			
蓋板締付けボルト	σ_m			
	$\sigma_m + \sigma_b$			

注1) 評価基準は、A. 5.1 熱的試験(ロ)一第A. 11表の記載と同じ



(a) 第一A. 付 7.8 図 口開き変形量測定位置

(a) 第一A. 付 7.3 表 各条件における口開き変形量

	温度条件	口開き変形量 (mm)	ガスケット 初期締付け代 (つぶれ代) (mm)
内圧が最大となり ^{*1} 外圧を上回る場合	20℃から□℃に 変化した場合	□	□
	-40℃から□℃に 変化した場合		
内圧が最小となり 外圧を下回る場合	20℃から-40℃に 変化した場合		
	□℃から-40℃に 変化した場合		

*1 外圧が 60 kPa に減少した場合の内外圧力差を考慮したケース

*2 ガスケット径（最小値）とガスケット溝深さ（最大値）の差
ここで、ガスケット径寸法：□ mm、ガスケット溝深さ寸法：□ mm

*3 内圧が最小となり外圧を下回る場合は、蓋板のガスケット取付け部（内側）の
ガスケット溝底面と上部フランジ面との距離は初期条件よりも短くなりガスケ
ットはより圧縮される。

E.4 未臨界評価

E.4.1 計算条件

収納物、輸送容器及び中性子吸収材のモデル化の妥当性について以下に示す。

(1) 収納物

輸送物の燃料の最大収納量は8体であるため、本解析では最大収納量の場合を想定している。また、(p)－第E.2表に示す燃料に対し、安全側に燃料集合体の変形を考慮し、全スパンの燃料棒をロジメント内に均一にピッチ拡大させている。(付属書類－4 参照)

(2) 輸送容器

臨界解析では、軸方向に無限長を仮定し、胴外板、胴ガセット及び胴部レジン並びに蓋板、底板及び衝撃吸収カバーを、安全側の仮定とするため無視している。

(3) 中性子吸収材

中性子吸収材であるボロン入りステンレス鋼に含まれるボロンの含有量を、最低保証値である \square wt%としており、十分安全側の解析モデルとなっている。また、本輸送容器内の中性子束は低いいため、長時間経過しても、この中性子の捕獲によって吸収材が著しく消耗されることはない。

E.4.2 核燃料輸送物への水の浸入等

最大の実効増倍率を評価するために、輸送物内へ水が浸入するものとしている。(付属書類－2 参照)

輸送物の外側は、実効増倍率が最大となるように完全反射境界とし、容器外の空間の水密度を \square g/cm³としている。(付属書類－2 参照)

また、(i)－Dに示すように、燃料集合体を輸送容器に収納する際に、必要に応じて梱包材が使用されるが、その影響は軽微である。(付属書類－6 参照)

E.4.3 計算方法

臨界計算には、米国オークリッジ国立研究所で開発された SCALE システム^[1]を用い、実効増倍率(k_{eff})の計算にはモンテカルロ計算コード KENO-VI を用いる。

群定数の計算には共鳴計算処理コード XSPROC^[1]を用いる。核データライブラリーは SCALE システムの内蔵ライブラリーデータの一つである ENDF/B-VII 238 群ライブラリーデータを用いる。

E.7.6 付属書類-6 実効増倍率への梱包材の影響

燃料集合体は、必要に応じ、カードボード、木綿製の袋、樹脂製 (PTFE) のロジメントキャップ等の梱包材とともにロジメントに収納される。

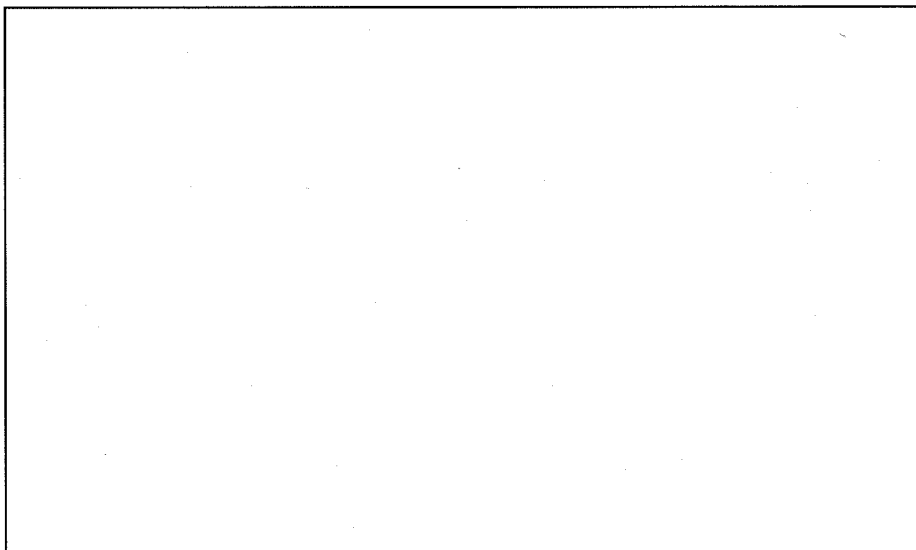
ロジメントキャップは燃料集合体上端に設置される板状の小さい部品で、成分として水素を含まず、実効増倍率には影響しないと考えられるため、ここでは、燃料集合体全長にわたって設置されるカードボード及び木綿製の袋の影響について検討する。

梱包材のモデル化として、(a) 第E. 付 6.1 図に示すように、燃料集合体とロジメントの間に厚さ□mm (厚さ□mm のカードボード及び厚さ□mm の木綿製の袋を仮定) の角管の領域を与え、材質はカードボード (紙製品) 及び木綿の主成分がセルロースであることから、セルロース 90%、水 10% を仮定し、密度については、真密度を 1.5 g/cm^3 とする。

解析モデルは、輸送容器内外部への水の浸入を考慮し、燃料棒ピッチは通常ピッチとする。(燃料棒ピッチを除き E.3 モデル仕様で述べた解析モデルと同一で、容器外の空間の水密度は、E.7.2 で実効増倍率が最大となった □ g/cm^3 とした。)

また、梱包材には容器内部水が浸透するものとして、梱包材の領域から真密度の体積を除いた体積には水の存在を仮定する。

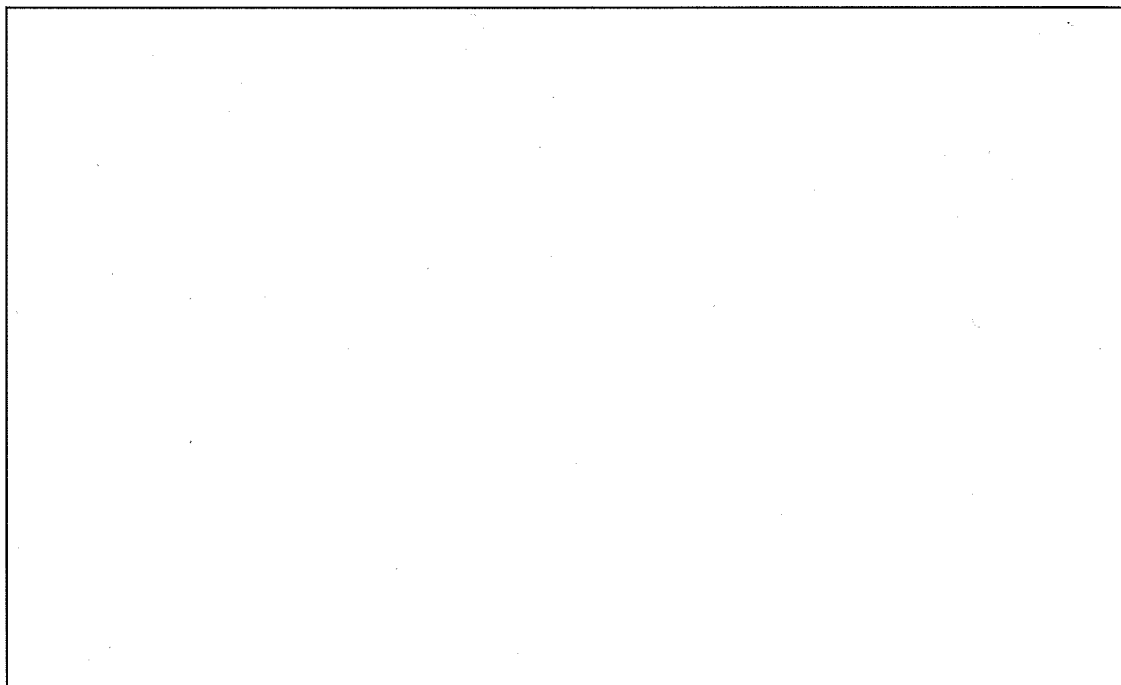
梱包材が与える影響として、梱包材のかさ密度を変化させたときの実効増倍率を (a) 第E. 付 6.1 表及び (a) 第E. 付 6.2 図に示す。検討の結果、梱包材の存在量に応じて実効増倍率が増加する傾向を示している。当該梱包材のかさ密度は 0.8 g/cm^3 程度と考えられ、その場合の実効増倍率の増加は □% 弱である。なお、かさ密度を真密度の 1.5 g/cm^3 まで上げた場合においても、実効増倍率の増加は □% 弱に留まっており、梱包材の実効増倍率への影響は軽微であることが確認された。



(a) 第E. 付 6.1 図 梱包材のモデル化

(ア) 第E.付6.1表 梱包材が与える影響の評価

かさ密度 (g/cm ³)	k_{eff}	σ	$k_{eff}+3\sigma$
(梱包材なし)			
0.2			
0.3			
0.4			
0.5			
0.6			
0.7			
0.8			
0.9			
1.0			
1.1			
1.2			
1.3			
1.4			
1.5			



(ア) 第E.付6.2図 梱包材が与える影響の評価

A. 10.8 付属書類-8 輸送中の振動による荷重の増幅の影響について

輸送中に受ける荷重が振動により増幅される現象を考慮した場合、その増幅の程度（応答倍率）は、作用する荷重の変動（振動数）と輸送物の固有振動数の比率並びに減衰定数によって決まる。ここで、荷重が正弦波状に変動すると仮定すると、応答倍率と振動数の比率の関係は、(ア) - 第A. 付 8.1 図に示すような応答倍率曲線として求めることができる。

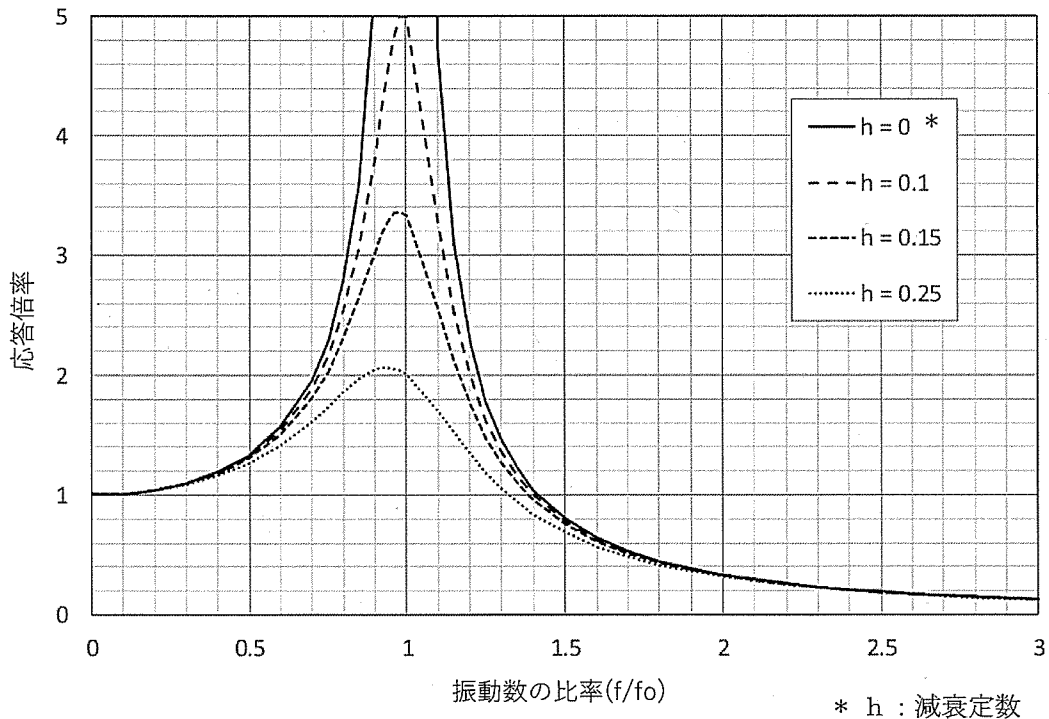
安全側に減衰がない場合（ $h = 0$ ）の線図から、本輸送物の固有振動数 f_0 を \square Hz、荷重の振動数 f を 20 Hz とすると、応答倍率は以下のように求められる。

振動数の比率 = $f/f_0 = \square$

応答倍率 < \square

一方、A. 4.5 固縛装置に示されているように、輸送物に前後方向 2 G、横方向 2 G、垂直方向 3 G（下方）の加速度が作用した場合であっても、本輸送容器は発生する応力に対して十分に大きな余裕率（許容基準（ S_y ）に対し余裕率 \square 以上）を有している。

この余裕率は上記応答倍率（< \square ）よりも十分大きく、輸送中に受ける荷重が振動によって増幅されたとしても、まだ十分な余裕が確保されることから、輸送容器の本体胴部の構造健全性に影響は生じない。



(ア) - 第A. 付 8.1 図 応答倍率曲線

以下の説明を追加

また、振動による荷重の増幅は、輸送容器の蓋部及び底部にも影響を与える可能性があるが、それぞれ十分な強度を有しており、密封性能を担保する蓋板及び蓋板締付けボルトの健全性並びに底板の健全性が損なわれるおそれのないことを以下に示す。

(1) 計算方法

蓋板については、周囲を蓋板締付けボルトにより固定されるため、周辺固定の円板として、輸送中の加速度と自重の質量による慣性力並びに内外圧力差による圧力が分布荷重として作用すると仮定して発生応力を評価する。

蓋板締付けボルトについては、初期締付けによる軸力と蓋板に作用する荷重を足し合わせて、発生する引張応力を評価する。

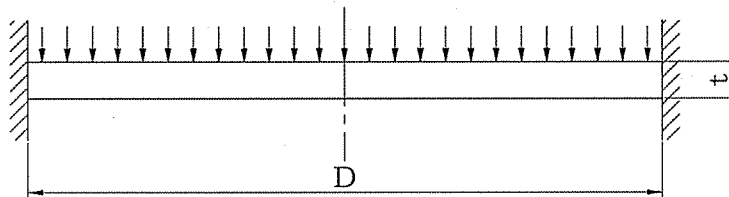
底板については、蓋板と同様に周辺固定の円板として評価する。

(2) 蓋板の計算

a. 計算モデル

蓋板の計算モデルの寸法図を(ⅳ)－第A. 付 8.2 図に示す。

円板の径は蓋板締付けボルトのピッチサークルとして、厚さはボルトの取付け部の厚さからガスケット溝高さを減じた寸法を仮定する。



D : 計算モデルの円板の径 [mm]

t : 計算モデルの板厚 [mm]

(ⅳ)－第A. 付 8.2 図 蓋板の計算モデル

b. 分布荷重

a) 慣性力による分布荷重

蓋板に作用する慣性力 F_i は、以下のように求められる。

$$F_i = \alpha \times k \times m g$$

ここで、 α : 輸送物の前後方向の加速度 [2 G]

k : 振動による応答倍率 []

m : 蓋部の質量 [kg]

g : 重力加速度 [9.81 m/s²]

したがって、

$$F_i = 1.70 \times 10^4 \text{ N}$$

よって、蓋板に作用する慣性力による分布荷重 P_i は、以下のように求められる。

$$P_i = F_i / (\pi/4 \times D^2)$$

ここで、 D : 計算モデルの円板の径 [mm]

したがって、

$$P_i = \text{ MPa}$$

b) 内外圧力差による分布荷重

蓋板には、内外圧力差により MPa の分布荷重が作用する。

以上より、蓋板に作用する分布荷重 P_T は、以下のようになる。

$$P_T = \text{} + \text{} = \text{ MPa}$$

c. 応力計算

周辺固定の円板では、固定部に最大曲げ応力及び最大せん断応力が発生し、以下のよう
に求められる。

$$\sigma_r = -(3/4) \times P_T \times (D/2)^2 / t^2$$

$$\sigma_\theta = -(3/4) \times P_T \times (D/2)^2 \times \nu / t^2$$

$$\tau = P_T \times (D/2) / (2 \times t)$$

ここで、 σ_r : 半径方向の最大曲げ応力 (MPa)

σ_θ : 周方向の最大曲げ応力 (MPa)

τ : 板厚方向の最大せん断応力 (MPa)

t : 円板の板厚 [mm]

ν : 蓋板のポアソン比 [0.3]

上記の各応力から、主応力 ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) 及び応力強さ S を次式より求める。

$$\sigma_1 = (1/2) \times \{ \sigma_r + (\sigma_r^2 + 4 \times \tau^2)^{1/2} \}$$

$$\sigma_2 = (1/2) \times \{ \sigma_r - (\sigma_r^2 + 4 \times \tau^2)^{1/2} \}$$

$$\sigma_3 = \sigma_\theta$$

$$S = \text{Max} \{ |\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_1 - \sigma_3| \}$$

以上より、蓋板に発生する最大応力強さは、以下のようになる。

$$S = \text{ MPa}$$

これに対する評価基準 (S_y) は、 MPa (°C) であり、輸送中の振動によって蓋板の健全性が損なわれるおそれはない。

(3) 蓋板締付けボルトの計算

a. 初期締付けによる軸力

初期締付けトルクによる軸力 f_1 は次式で与えられる。

$$f_1 = T \times \frac{1}{0.2d}$$

ここで、 T : 初期締付けトルク [N・mm]

d : ボルトの呼び径 [mm]

よって、 $f_1 = 2.36 \times 10^5$ N

b. 蓋板に作用する荷重による軸力

蓋板に作用する荷重による軸力 f_2 は次のように求められる。

$$f_2 = P_T \times (\pi / 4 \times D^2) / n$$

ここで、 n : ボルトの本数 []

よって、 $f_2 = 4.76 \times 10^3$ N

c. 蓋板締付けボルトに発生する引張応力

蓋板締付けボルトに発生する引張応力 σ_{bolt} は次のように求められる。

$$\sigma_{bolt} = (f_1 + f_2) / (\pi / 4 \times dr^2)$$

ここで、 dr : ボルトの最小径 [mm]

よって、 $\sigma_{bolt} =$ MPa

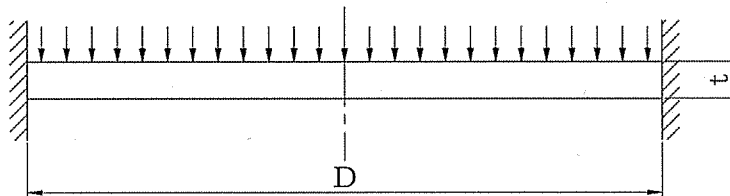
これに対する評価基準 (S_y) は、 MPa (°C) であり、輸送中の振動によって蓋板締付けボルトの健全性が損なわれるおそれはない。

(4) 底板の計算

a. 計算モデル

底板の計算モデルの寸法図を (ウ) ー第 A. 付 8.3 図 に示す。

円板の径は胴の内径として、厚さは底板本体の厚さを仮定する。



D : 計算モデルの円板の径 [mm]

t : 計算モデルの板厚 [mm]

(ウ) ー第 A. 付 8.3 図 底板の計算モデル

b. 分布荷重

a) 慣性力による分布荷重

底板に作用する慣性力 F_i は、以下のように求められる。

$$F_i = \alpha \times k \times m g$$

ここで、 α : 輸送時の蓋板方向の加速度 [2 G]

k : 振動による応答倍率 []

m : 底部の質量 [kg]

g : 重力加速度 [9.81 m/s²]

したがって、

$$F_i = 1.18 \times 10^4 \text{ N}$$

よって、底板に作用する慣性力による分布荷重 P_i は、以下のように求められる。

$$P_i = F_i / (\pi/4 \times D^2)$$

ここで、 D : 計算モデルの円板の径 [mm]

したがって、

$$P_i = \text{ MPa}$$

b) 内外圧力差による分布荷重

底板には、内外圧力差により MPa の分布荷重が作用する。

以上より、底板に作用する分布荷重 P_T は、以下ようになる。

$$P_T = \text{} + \text{} = \text{ MPa}$$

c. 応力計算

蓋板の計算と同じ方法により、底板に発生する最大応力強さを求めると以下のようになる。

$$S = \text{ MPa}$$

これに対する評価基準 (S_y) は、 MPa (°C) であり、輸送中の振動によって底板の健全性が損なわれるおそれはない。