

図 1 4 ツインパワー弁

(a) 弁本体の耐圧部

弁本体の耐圧部については、設計・建設規格の「解説 VVB-3100 弁の圧力温度基準」を適用して必要な最小厚さを算出した。その結果、次表のとおり、実機の弁箱及び弁蓋の最小厚さは必要な最小厚さを上回り、弁本体の耐圧部は破損せず漏えいは発生しないことを確認した。

評価部位	実機の最小厚さ	必要な最小厚さ
弁本体の耐圧部		1.0～7.4mm

(b) 弁耐圧部の接合部

弁耐圧部の接合部については、ボンネットボルトの内圧と熱による伸び量、及びボンネットフランジと弁箱フランジの熱による伸び量を評価した結果、ボンネットボルトの伸び量からボンネットフランジと弁箱フランジの伸び量を差し引いた伸び量は全てマイナスとなったことから、その際の評価を行った。

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

伸び量がマイナスの場合は、弁耐圧部の接合部は圧縮されることになる。弁耐圧部の接合部については、ボンネットフランジと弁箱フランジがメタルタッチしており、それ以上ガスケットが圧縮しない構造となっていることから、ボンネットナット座面の面圧とボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面の面圧を評価した。その結果、下表のとおり、発生応力は許容応力以下であり、ボンネットナット座面とボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面は破損せず漏えいは発生しないことを確認した。

評価部位	発生応力	許容応力
ボンネットナット座面	98.3～ 564.9MPa	604、632MPa
ボンネットフランジと 弁箱フランジの合わせ面	59.3～ 216.8MPa	420、427MPa (ボンネットフランジ) 420MPa (弁箱フランジ)

(c) 弁のグランド部

弁のグランド部（逆止弁を除く）については、1次冷却材系統の圧力・温度条件下においてもグランドパッキンは機能し、有意な漏えいは発生しないと考えられるが、評価にあたっては保守的にグランドパッキンの存在を無視してグランド部から漏えいするものと想定し、弁本体と弁棒の隙間部の断面積を破断面積とした。

グランド部からの漏えいが想定されるプロセス弁の破断面積を下表に示す。

弁番号	破断面積 (inch ²)	弁番号	破断面積 (inch ²)
3V-RH-005A, B	0.10	3V-RH-023A, B	0.04
3V-RH-016A, B	0.08	3V-RH-055A, B* ¹	0.05
3FCV-601, 611	0.02	3V-RH-058A, B* ¹	0.05
3HCV-603, 613	0.01	3V-RH-100* ²	0.02
3FCV-604, 614	0.01	—	—

合計 0.38 inch²

*1 3V-RH-055A, B 及び 3V-RH-058A, B は過加圧される弁ではないため漏えいは生じないと考えられるが、保守的評価となるように破断面積の考慮

対象とする。

*2 3V-RH-100 はB系統に設置されているが、保守的にA系統で ISLOCA が発生した場合にも破断面積に含める。

b. 計器入口弁

計器入口弁は ISLOCA 発生時の圧力 (15.4MPa) を上回る圧力 (32.4MPa) で耐圧試験を実施しており、破損せず漏えいは発生しないが、耐圧試験を ISLOCA 発生時の圧力を下回る圧力で実施している計器本体に 15.4MPa が加えられた場合、破損する可能性がある。なお、15.4MPa 以上で耐圧試験をしている計器本体は破損しない。ISLOCA により計器本体が破損し漏えいが起きた場合、計器入口弁の内径に応じて漏えい量が決まるため、破断面積は破損が想定される計器の入口弁の内径から算出した。計器入口弁を図 15 に示す。

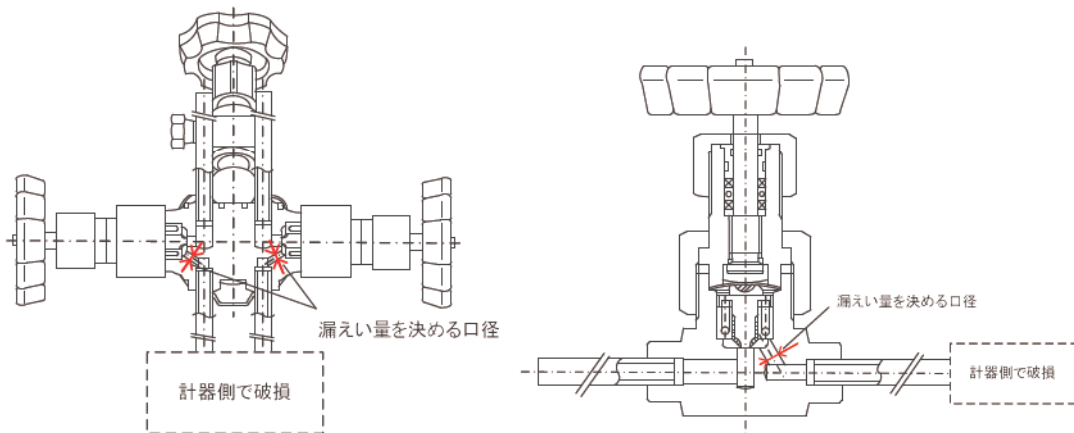


図 15 計器入口弁

漏えいが想定される計器の入口弁の破断面積を下表に示す。

弁番号	破断面積 (inch ²)
3FT-601, 611	0.02×2箇所 (弁1個あたり)
3FT-604, 614	0.02×2箇所 (弁1個あたり)
3PI-600, 610	0.03

合計 0.11 inch²

c. その他の弁

ベント弁、ドレン弁、計器隔離弁、サンプル弁及び一部のプロセス弁（3V-RH-006A, B、3V-RH-008A, B）については、ISLOCA 発生時の圧力（15.4MPa）を上回る圧力で耐圧試験を実施しており、破損せず漏えいは発生しない。

ベント弁、ドレン弁、計器隔離弁、サンプル弁、3V-RH-006A, B 及び 3V-RH-008A, B の耐圧試験圧力を下表に示す。

	ベント弁 ドレン弁	計器隔離弁	サンプル弁	3V-RH-006A, B 3V-RH-008A, B
耐圧試験 圧力	15.49 MPa 以上	46.51 MPa	15.49 MPa 以上	15.49 MPa 以上

(5) 余熱除去系統配管

配管の構成部品のうち ISLOCA 発生時に漏えいが発生すると想定される部位は、管及びフランジ部があり、それらについて評価した。

(別紙－5 参照)

a. 管

3V-RH-062A, B（R W S P / 再循環サンプ側入口逃がし弁）が設置されている区間は、同弁と余熱除去系の母管の間に逆止弁がある事、逆止弁のシートリークによる漏えい量が少ないことは出荷前の試験で確認されている事、逆止弁のシートリークが生じても逃がし弁が吹き出すことで加圧された状態は緩和されることから、設計圧力を超えることはないと考えられる。従って、R W S P / 再循環サンプ側入口逃がし弁に接続される配管は評価対象範囲から除外する。

評価対象範囲内の配管は、クラス 2 配管とクラス 3 配管（逃がし弁 3V-RH-027A, B、3V-RH-004A, B 下流の配管及び逆止弁 3V-RH-008A, B 上流の配管）から構成されている。クラス 2 配管については、「設計・建設規格」の「PPC-3530 供用状態 A および B における一次＋二次応力制限」を適用し、ISLOCA 発生時の圧力・温度条件下における一次＋二次合計応力及び許容応力を算出した。その結果、下表のとおり、最大の一次＋二次合計応力は許容応力以下であり、管は破損せず漏えいは発生しないこと

を確認した。

評価部位	一次＋二次合計応力	許容応力
管	202～295MPa	298MPa
	227～232MPa	310MPa

クラス3配管については、設計・建設規格の中でクラス2配管のように熱により発生する応力を考慮した応力計算の規定はないことから、内圧及び熱の影響が最も厳しくなる配管を選定し、一般的な評価手法を用いて内圧、自重、及び熱の影響による歪量を算出した。その結果、下表のとおり、発生歪量は日本工業規格 JIS G 3459 (2004)「配管用ステンレス鋼管」(以下、「JIS G 3459」という。)で材料に要求される引張り強さに相当する歪量(以下、「許容歪量」という。)以下であり、管は破損せず漏えいは発生しないことを確認した。

評価部位	発生歪量	許容歪量
管	5%	19%

b. フランジ部

フランジ部については、設計・建設規格の「PPC-3414 フランジ」を適用して算出したフランジ応力算定用圧力からフランジボルトの伸び量を算出した。また、フランジとフランジボルトの熱伸び量を算出した。その結果、下表のとおり、圧力と熱によるフランジボルトの伸び量から熱によるフランジ部の伸び量を差し引いた伸び量は全てマイナスとなった。伸び量がマイナスの場合は、ガスケットの圧縮量が増加することになる。ガスケットの初期圧縮量に伸び量を加えた合計圧縮量が最大圧縮量*1以下であり、フランジ部は破損せず漏えいは発生しないことを確認した。

評価部位	伸び量	ガスケットの初期圧縮量	ガスケットの合計圧縮量	ガスケットの最大圧縮量*1
フランジ部	-0.10mm			
	-0.06、 -0.12mm			
	-0.01、-0.09 -0.12、-0.22mm			
-0.02mm				

*1. ガスケットの最大圧縮量 は、ガスケットを圧縮させ、性能に影響がないことをメーカー試験によって確認した値。

以上のとおり、実機における余熱除去系統（実機）の破断面積について評価した。その結果を表2に整理する。また、漏えいが発生すると想定される機器について図16に示す。

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

表2 泊3号炉 余熱除去系統（実機）の破断面積について

		実機評価 (inch ²) (cm ²)		実機評価の整理		
破断面積	余熱除去 冷却器	0.07 (約0.45)		<ul style="list-style-type: none"> 管側胴板、鏡板、管側出入口管台、管板及び伝熱管の最小厚さは必要な最小厚さを上回っており、漏えいは発生しない。 管側出入口管台及びマンホール管台の補強に必要な面積を上回っており、漏えいは発生しない。 管側出入口管台及びマンホール管台の溶接部の負うべき荷重は予想される破断面積の強さを上回っており、漏えいは発生しない。 マンホール管台フラランジについては、1次冷却材系統の圧力・温度条件下においてガスケットは機能し、有意な漏えいは発生しないと考えられるが、余熱除去系統の中のガスケットを使ったシール構造で破損した際の影響が大きいと考えることから、評価にあたっては、ISLOCA発生時の圧力・温度条件下におけるボルト、フランジ及び蓋板の伸び量の合計分隙間が開き漏えいが発生するものと想定して、破断面積を算出した。 		
	余熱除去 ポンプ	0		<ul style="list-style-type: none"> ケーンシング、管台、ケーンシングカバールの最小厚さは必要な最小厚さを上回っており、漏えいは発生しない。 ケーンシングボルトの発生応力は許容応力以下であり、漏えいは発生しない。 ケーンシングボルトの伸び量がケーンシングカバールの伸び量を差し引いた伸び量はガスケット復元量以下であり、有意な漏えいは発生しない。 メカニカルシールの遊動環の圧縮強度、オリングの耐熱温度は ISLOCA発生時の面圧又は温度条件を上回っており、有意な漏えいは発生しない。 		
	逃がし弁	0		<ul style="list-style-type: none"> 弁座及び弁本体の耐圧部の最小厚さは必要な最小厚さを上回っており、漏えいは発生しない。 弁体の発生応力は許容応力以下であり、漏えいは発生しない。 ボンネットボルトの伸び量はガスケットの復元量以下であり、有意な漏えいは発生しない。 ボンネットボルトナット座面の面圧とボンネットフランジとペロローズの合わせ面の面圧は、許容応力以下であり、漏えいは発生しない。 		
	弁	プロセス弁**1	0.38 (約2.45)		<ul style="list-style-type: none"> 弁本体の耐圧部の最小厚さは必要な最小厚さを上回っており、漏えいは発生しない。 ボンネットボルトの伸び量はガスケットの復元量以下であり、有意な漏えいは発生しない。 ボンネットナット座面の面圧とボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面の面圧は、許容応力以下であり、漏えいは発生しない。 グラウンドパッドキンは機能し、有意な漏えいは発生しないと考えられるが、グラウンドパッドキンの存在を無視してグラウンド部から漏えいするものと想定し、弁本体と弁棒の隙間部の断面積を破断面積とした。 	
		計器入口弁 (計器本体を 含む)	0.11 (約0.71)		<ul style="list-style-type: none"> 計器入口弁は ISLOCA発生時の圧力を上回る圧力で耐圧試験を実施しており破損しない。計器本体は耐圧試験圧力が ISLOCA発生時の圧力よりも低いものがあり、それらは破損し漏えいが発生する可能性がある。このことから、破損する可能性のある計器の計器入口弁の内径から破断面積を算出した。 	
	その他の弁	0		<ul style="list-style-type: none"> ISLOCA発生時の圧力を上回る圧力で耐圧試験を実施しており、漏えいは発生しない。 		
余熱除去 系統配管	0		<ul style="list-style-type: none"> 管の発生応力は許容応力以下であり、漏えいは発生しない。 フランジ部のガスケットの合計圧縮量はガスケットの最大圧縮量以下であり、漏えいは発生しない。 			

*1. プロセス弁のうち、3V-RH-100 は余熱除去系統のB系統に設置されているが、保守的にA系統で ISLOCA が発生した場合にも破断面積に含める。

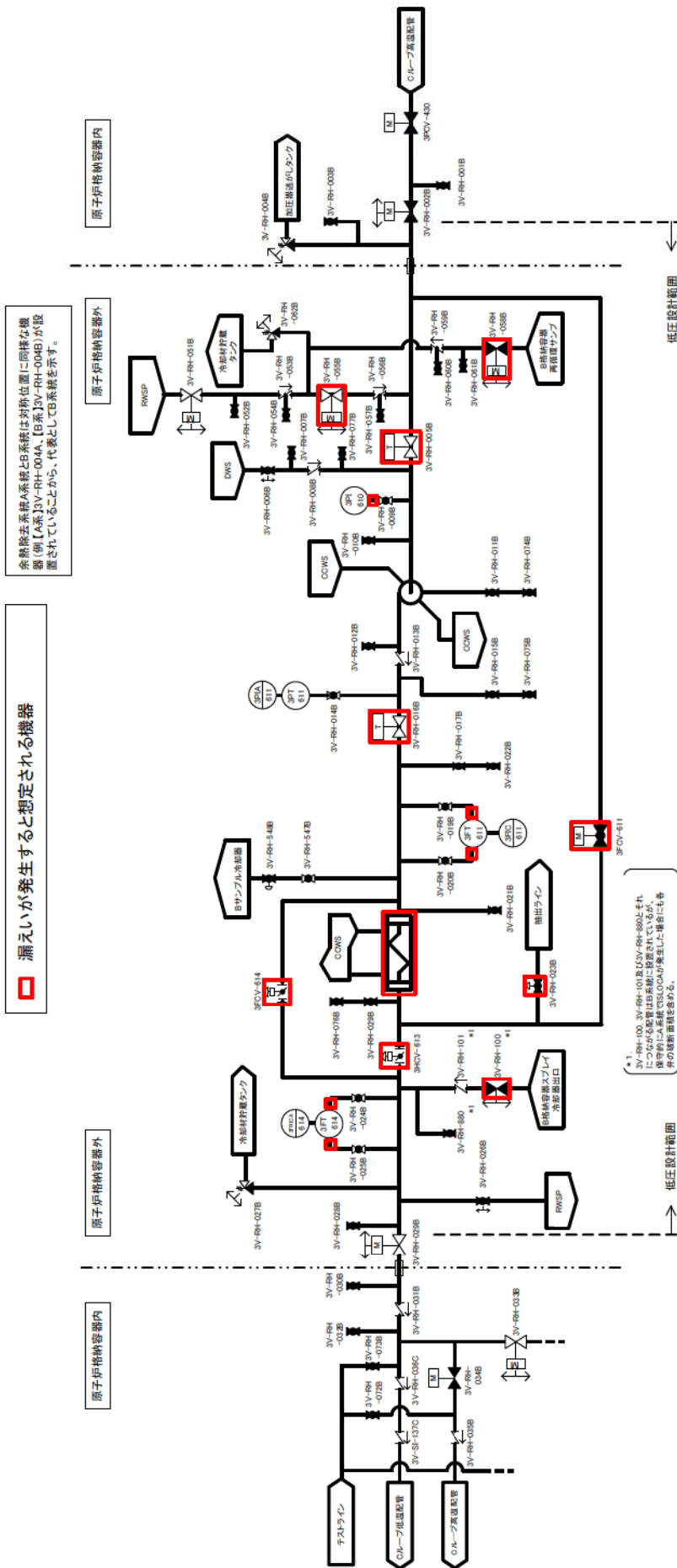


図 1.6 ISLOCA 発生時に漏えいが発生すると想定される機器

3. ISLOCA の有効性評価における解析条件について

3.1 破断口径の設定について

ISLOCA 発生時、高温・高圧の 1 次冷却材が余熱除去系統に流入し、入口逃がし弁及び出口逃がし弁から流出するとともに、余熱除去冷却器のマンホール管台フランジ部や弁のグランド部等から高温・高圧の 1 次冷却材が大気圧状態の環境に臨界流となって流出することが想定される。

ISLOCA の有効性評価に用いた解析コード M-RELAP5 において、サブクール条件の臨界流に Henry-Fauske の式を、二相条件の臨界流に Moody の式を用いている。サブクール条件の臨界流については、流量は破断面積に比例すること、及び Henry-Fauske の式を用いて算出した流量がサブクール条件各種の試験値とよく一致することが確認されている。二相条件の臨界流についても、Marviken 臨界流試験により、流量は破断面積に比例することが確認されている。(参考資料-4)

また、Moody の式で算出した流量については、二相条件の臨界流に対し、実際に生ずるとと思われる流量の 1.6~1.7 倍に相当し、保守的な評価ができるモデルとして知られている。(昭和 56 年 7 月 20 日 原子力安全委員会決定「軽水型動力炉の非常用炉心冷却系の性能評価指針について」参照)。

また、ISLOCA の有効性評価に使用した解析コード M-RELAP5 の適用性については、実機を模擬した大型試験装置である Marviken 試験装置で、様々な試験条件（原子炉容器から開口部までの距離と開口部の直径との比、サブクール度等）で臨界流試験が実施されており、サブクール条件下では、試験データの質量流量が、Henry-Fauske の式を用いて算出した流量とよく一致すること、及び二相条件では試験データの質量流量に対し Moody の式を用いて算出した流量は、保守的に評価できることが確認されている。(平成 25 年 12 月 17 日 PWR4 社審査会合資料「重大事故等対策の有効性評価に係るシビアアクシデント解析コードについて（第 1 部 M-RELAP5）」参照))

解析で用いている Henry-Fauske の式及び Moody の式においては、その流量は破断箇所の形状に依存せず、漏えいが発生する箇所の面積（以下、余熱除去冷却器のマンホール管台フランジ部や弁のグランド部の隙間部等からの漏えいが発生する箇所の面積を「破断面積」という。）に依存（比例）

する。

このことから、ISLOCA の有効性評価においては、逃がし弁を除いて、余熱除去系統の各機器の破断面積を加算した値から等価直径を算出して解析条件として設定した。

3.2 破断面積から算出した等価直径の設定について

破断面積については、ISLOCA 発生時の条件（静加圧条件）、及び過去の知見から、NUPEC 報告書の代表プラントの値を参考に設定した。

NUPEC 報告書では、余熱除去系入口第 1 隔離弁及び第 2 隔離弁が 0.1 秒で同時に開放するものと仮定しており、圧力波の影響を考慮して、機器の破断面積を算出している。本破断面積は、高圧設計の弁が瞬時に全開になるとともに、全ての余熱除去逃がし弁不作動という、発生が考えられない状況を仮定したうえで、理論的に算出した場合の最大のものであり、漏えい量を多く見積もることとなる。

2.2 で述べたとおり、実機で想定される破断面積は、NUPEC 報告書を参考に算出した弁、余熱除去ポンプ及び余熱除去冷却器の破断面積に比べ小さいが、ISLOCA の有効性評価においては、保守的に NUPEC 報告書に基づく破断面積を解析条件とした。具体的には以下のとおりである。

(1) 余熱除去系統配管

ISLOCA 発生時の温度・圧力条件下において配管に発生する応力は許容応力を下回ることから、NUPEC 報告書と同様に漏えいは想定していない。また、フランジ部についても、フランジボルトの伸び量はガスケットの復元量以下であり、漏えいは想定していない。

(2) 余熱除去系統の機器

余熱除去系統の機器の破損による漏えいについては、NUPEC 報告書において、ISLOCA の起因事象となる余熱除去系低圧配管の破断面積の特定を目的として代表 PWR プラントを対象とした検討がなされており、等価直径を 1.12inch としている。代表プラントと泊 3 号炉の余熱除去系統を比較すると、表 3 に示すとおり主配管の仕様はほぼ同じであり機器仕様

もほぼ同じであることから、NUPEC 報告書の破断面積を泊 3 号炉用に補正して適用することが可能であることから、次のとおりとした。

弁の破断面積については、実機は 0.49inch²であり、NUPEC 報告書における代表プラントでは 0.55inch²としている。ISLOCA 解析においては、保守的に代表プラントの値を丸め 0.60inch²とした。

余熱除去ポンプの破断面積については、実機では各部位は破損せず漏えいは発生しないと考えられるが、保守的に NUPEC 報告書における代表プラントの破断面積と同じ 0.05inch²とした。

余熱除去冷却器の破断面積については、実機の破断面積は 0.07 inch²であるが、保守的に NUPEC 報告書における代表プラントの破断面積と同じ 0.39inch²とした。

前述した通り、漏えいは臨界流の状態であり、流量は破断面積に比例することから、余熱除去系統の機器の破断面積を合計し、その値から等価直径を 1.15inch と算出した。

表 3 余熱除去系主配管の仕様

	NUPEC 報告書 (代表 PWR プラント)	泊 3 号炉
余熱除去ポンプ入ロライン CV 貫通部～余熱除去ポンプ 最高使用圧力 最高使用温度 厚さ 配管径 材料	4.5MPa 200℃ 10.3/12.7/11.1mm 12/16/14 インチ SUS304	4.5MPa 200℃ 10.3/12.7/11.1mm 12/16/14 インチ SUS304
余熱除去ポンプ～余熱除去冷却器 最高使用圧力 最高使用温度 厚さ 配管径 材料	4.5MPa 200℃ 10.3/9.3mm 12/10 インチ SUS304	4.5MPa 200℃ 9.3mm 10 インチ SUS304
余熱除去冷却器～格納容器外側隔離弁 最高使用圧力 最高使用温度 厚さ 配管径 材料	4.5MPa 200℃ 9.3mm 10 インチ SUS304	4.5MPa 200℃ 9.3mm 10 インチ SUS304

(3) 逃がし弁

入口逃がし弁及び出口逃がし弁の作動による流出を想定した。

NUPEC 報告書における代表プラントでは、入口逃がし弁は 4inch、出口逃がし弁は 1inch である。

一方、泊3号炉の入口逃がし弁につながる入口配管径は3inch、出口逃がし弁につながる入口配管径は1inchであり、それ以上の吹き出しは考えられないことから、実機に基づきそれぞれの逃がし弁につながる入口配管径を等価直径とした。

ISLOCAの有効性評価において用いた破断面積を、実機で想定される破断面積と合わせて表4に整理する。解析においては、口径1.15inch、3inch及び1inchの低温側配管のスプリット破断として条件設定した。

表4 ISLOCAの有効性評価で用いた破断面積

		代表プラント	解析条件	実機評価 (再掲)	
破断面積 [inch ²] (cm ²)	①弁	0.55 (約3.55)	0.60 ^{*1} (約3.87)	プロセス弁 (9個)	0.38 (約2.45)
				計器入口弁 (3個)	0.11 (約0.71)
	②余熱除去ポンプ	0.05 (約0.32)	0.05 ^{*2} (約0.32)	0	
	③余熱除去冷却器	0.39 (約2.52)	0.39 ^{*2} (約2.52)	0.07 (約0.45)	
	①, ②, ③合計	0.99 (約6.39)	1.04 (約6.71)	0.56 (約3.61)	
等価直径 ^{*3} [inch] (cm)	①, ②, ③合計	1.12 (約2.84)	1.15 (約2.92)	0.84 (約2.13)	
	入口逃がし弁	4 (約10.16)	3 (約7.62)	3 (約7.62)	
	出口逃がし弁	1 (約2.54)	1 (約2.54)	1 (約2.54)	

*1. 代表プラントで該当する弁が明確でないことから、NUPEC報告書の値に対し不確定性を考慮した数値とした。

*2. 代表プラントと泊3号炉の漏えいを想定する余熱除去ポンプ及び余熱除去冷却器の個数はそれぞれ1個であり同数である。漏えい量は保守的に代表プラントの値を使用した。

*3. 等価直径 = ((破断面積 / π)^{0.5}) × 2、又は逃がし弁につながる入口配管の径

*4. 逃がし弁の破断面積は、「0」であるが、作動設定値に応じて正常動作し実機の等価直径にて流出するものとしている。

余熱除去冷却器からの漏えいの可能性について

既工認から、設計上の裕度を算出し、裕度の低い管側胴板、管側鏡板、管側出入口管台（厚さ及び補強面積、溶接部強度）、マンホール管台（補強面積、溶接部強度）、管板、伝熱管について、ISLOCA 発生時の高温 (300℃)、高圧 (15.4MPa) の条件下で漏えいが発生しないことを以下のとおり確認した。

マンホール管台フランジ部については、余熱除去システムの中のガスケットを使ったシール構造で、破損した際の影響が大きいと考えられることから、漏えいを想定し破断面積を算出した。

1. 強度評価

1.1 評価部位の選定

既工認から、設計上の裕度を算出し、裕度が 2.0 以下の管側胴板、管側鏡板、管側出入口管台（厚さ及び補強面積、溶接部強度）、マンホール管台（補強面積、溶接部強度）、管板、伝熱管について 15.4MPa、300℃の条件で評価した。表 1 に既工認強度計算結果の設計裕度、図 1 に余熱除去冷却器の構造を示す。

表 1 既工認強度計算結果の設計裕度 (4.5MPa、200℃)

評価部位	実機の値	判定基準	裕度	備考
管側胴板	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	$\geq 33.3\text{mm}$ (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
管側鏡板	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	$\geq 33.3\text{mm}$ (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
管側出入口管台 (付根部)	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	$\geq 7.1\text{mm}$ (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
管側出入口管台 (先端部)	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	$\geq 5.4\text{mm}$ (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
マンホール管台	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	$\geq 11.3\text{mm}$ (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
管板	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	$\geq 199.3\text{mm}$ (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
伝熱管	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	$\geq 0.5\text{mm}$ (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
管側出入口管台 (補強計算)	8660mm ² (補強に有効な面積)	$\geq 8280\text{mm}^2$ (補強に必要な面積)	1.045	
管側出入口管台 (溶接部強度)	1590000N (溶接部の強さ)	$\geq 884000\text{N}$ (溶接部の負うべき荷重)	1.798	
マンホール管台 (補強計算)	13300mm ² (補強に有効な面積)	$\geq 12100\text{mm}^2$ (補強に必要な面積)	1.099	
マンホール管台 (溶接部強度)	2390000N (溶接部の強さ)	$\geq 1820000\text{N}$ (溶接部の負うべき荷重)	1.313	
マンホールフラ ンジ	46N/mm ² (発生応力)	$\leq 111\text{N/mm}^2$ (許容応力)	2.413	

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

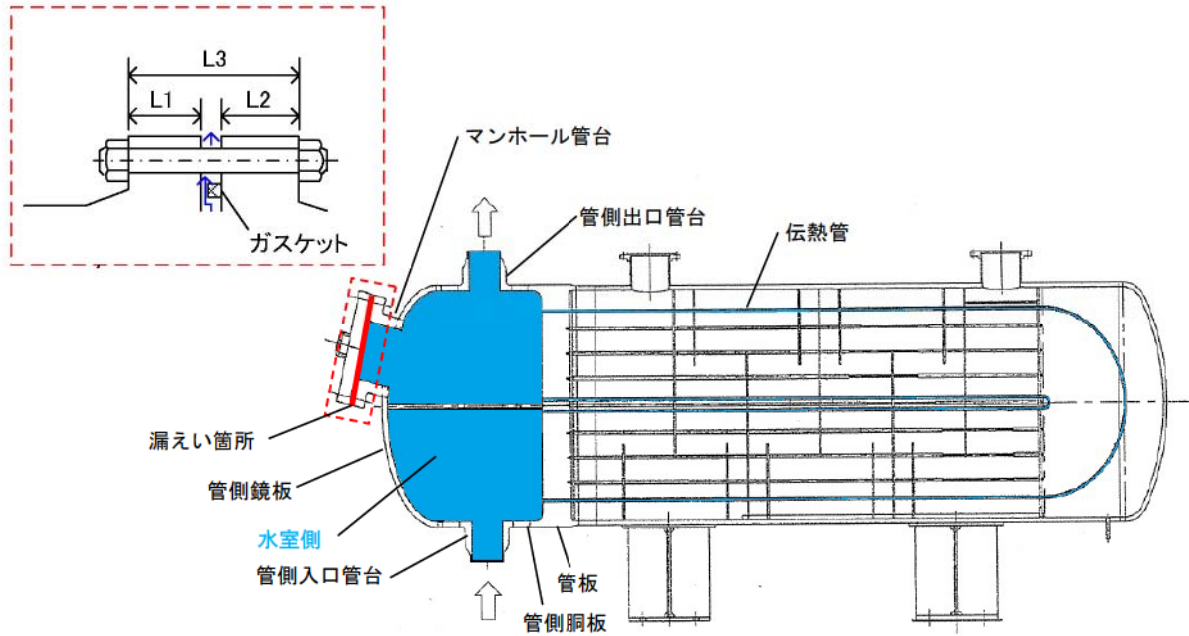


図1 余熱除去冷却器

1.2 評価方法

(1) 管側胴板の評価

設計・建設規格「PVC-3122 円筒形の胴の厚さの規定」を適用して必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{PD_i}{2S\eta - 1.2P} \quad (\text{PVC-3})$$

t : 管側胴板の必要な最小厚さ (mm)

P : 15.4 (MPa)

Di : 胴の内径 (Di=1600 (mm))

S : 設計引張強さ (Su=391 (MPa) , at300°C, SUS304)

η : 継ぎ手の効率 (η=1 (-))

(2) 管側鏡板の評価

(鏡部)

設計・建設規格「PVC-3225 半だ円形鏡板の厚さの規定1」を適用して必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{PDK}{2S\eta - 0.2P} \quad (\text{PVC-32.1})$$

t : 管側鏡板 (鏡部) の必要な最小厚さ (mm)

P : 15.4 (MPa)

D : 鏡板の内面における長径 (D=1600 (mm))

K : 半だ円鏡板の形状による係数 (K=1 (-))

$$K = \frac{1}{6} \left\{ 2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right\} \quad (\text{PVC-32.2})$$

h : 鏡板の内面における短径の 1/2 (h=400.0 (mm))

S : 設計引張強さ (Su=391 (MPa) , at300°C, SUS304)

η : 継ぎ手の効率 ($\eta=1$ (-))

(フランジ部)

設計・建設規格「PVC-3122 円筒形の胴の厚さの規定」を適用して必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{PD_i}{2S\eta - 1.2P} \quad (\text{PVC-3})$$

t : 管側鏡板 (フランジ部) の必要な最小厚さ (mm)

P : 15.4 (MPa)

Di : 胴の内径 (Di=1600 (mm))

S : 設計引張強さ (Su=391 (MPa) , at300°C, SUS304)

η : 継ぎ手の効率 ($\eta=1$ (-))

(3) 管側出入口管台 (先端部) の評価

設計・建設規格「PVC-3610 管台の厚さ規定」を適用して必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{PD_0}{2S\eta + 0.8P} \quad (\text{PVC-40})$$

t : 管側出入口管台の必要な最小厚さ (mm)

P : 15.4 (MPa)

D₀ : 管側出入口管台の外径 (D₀=267.4 (mm))

S : 設計引張強さ (Su=391 (MPa) , at300°C, SUSF304)

η : 継ぎ手の効率 ($\eta=1$ (-))

(4) 管板の評価

設計・建設規格「PVC-3510 管穴の中心間距離および管板の厚さの規定」を適用して必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{FD}{2} \sqrt{\frac{P}{S}} \quad (\text{PVC-39.1})$$

t : 管板の必要な最小厚さ (mm)

F : 管板の支え方による係数 (F=1.24 (-))

D : パッキンの中心径 (D=1600.0 (mm))

P : 15.4 (MPa)

S : 設計引張強さ (Su=391 (MPa) , at300°C, SUSF304)

(5) 伝熱管の評価

設計・建設規格「PVC-3610 管台の厚さの規定」を適用して必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{PD_0}{2S\eta + 0.8P} \quad (\text{PVC-40})$$

t : 伝熱管の必要な最小厚さ (mm)

P : 15.4 (MPa)

D₀: 伝熱管の外径 (D₀=19.0 (mm))

S : 設計引張強さ (Su=391 (MPa) , at300°C, SUS304TB)

η : 継ぎ手の効率 (η=1 (-))

(6) 管側出入口管台 (補強計算) の評価

既工認の手法を適用して補強に有効な面積及び補強に必要な面積を算出し、補強に有効な面積が補強に必要な面積を上回ることを確認した。図2に既工認の該当箇所の抜粋を示す。

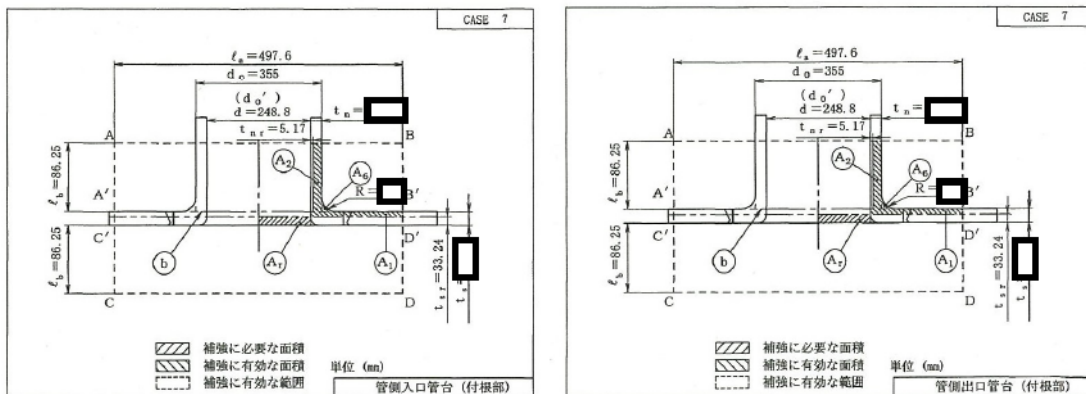


図2 既工認の抜粋

①補強に必要な面積 (Ar)

$$Ar = d \cdot tsr \cdot F = 8030 \text{ (mm}^2\text{)}$$

d: 管台の穴径 (d=248.8 (mm))

tsr : 補強計算に使用する計算必要厚さ (tsr=32.27 (mm))

$$tsr = \frac{PDi}{2S - 1.2P}$$

P : 15.4 (MPa)

Di : 胴の内径 (Di=1600 (mm))

S : 設計引張強さ (Su=391 (MPa) , at300°C, SUS304)

F : 係数 (F)

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

②補強に有効な面積 (At)

$$A_t = A_1 + A_2 + A_6 = 8933 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$A_1 = (\eta \cdot t_s - F \cdot t_{sr}) d = 554.4 \text{ (mm}^2\text{)}$$

η : 継手効率 ($\eta = 1.00$)

t_s : 胴板の実機の最小厚さ ($t_s = \square$ (mm))

F : 係数 ($F = 1$)

t_{sr} : 補強計算に使用する計算必要厚さ ($t_{sr} = 32.27$ (mm))

d : 管台の穴径 ($d = 248.8$ (mm))

$$A_2 = 2 (t_n - t_{nr}) l_b = 8207.9 \text{ (mm}^2\text{)}$$

t_n : 管台の実機の最小厚さ ($t_n = \square$ (mm))

t_{nr} : 補強計算に使用する計算必要厚さ ($t_{nr} = 5.02$ (mm))

$$t_{nr} = \frac{PD_i}{2S - 1.2P}$$

$$P = 15.4 \text{ MPa}$$

D_i : 管台の内径 ($D_i = 248.8$ (mm))

S : 設計引張強さ ($S_u = 391$ (MPa), at 300°C, SUSF304)

l_b : 補強に有効な範囲 ($l_b = 86.25$ (mm))

$$A_6 = 2R^2 \left(1 - \frac{\pi}{4}\right) = 171.7 \text{ (mm}^2\text{)}$$

R : 管台取付け部の R ($R = \square$ (mm))

(7) 管側出入口管台 (溶接部強度) の評価

既工認の手法を適用して予想される破断箇所の強さ及び溶接の負うべき荷重を算出し、予想される破断箇所の強さが溶接の負うべき荷重を上回ることを確認した。

①溶接部の負うべき荷重 (W)

$$W = d_o' \cdot t_{sr} \cdot S - (\eta \cdot t_s - F \cdot t_{sr}) (l_a - d_o') \cdot S = 2922624 \text{ (N)}$$

d_o' : 管台の穴径 ($d_o' = 248.8$ (mm))

t_{sr} : 補強計算に使用する計算必要厚さ ($t_{sr} = 32.27$ (mm))

S : 設計引張強さ ($S_u = 391$ (MPa)、at 300°C、SUS304)

η : 継手効率 ($\eta = 1.00$)

t_s : 胴板の実機の最小厚さ ($t_s = \square$ (mm))

F : 係数 ($F = 1$)

l_a : 補強に有効な範囲 ($l_a = 497.6$ (mm))

 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

②溶接部の強さ (W_1)

$W_1 = \text{㉞} = 5626402 \text{ (N)}$

㉞ : 溶接部の強さ (㉞ = 5626402)

$$\text{㉞} = \frac{1}{2} \pi d \cdot t_n \cdot \sigma_4$$

d : 管台の穴径 ($d=248.8 \text{ (mm)}$)

t_n : 管台の実機の最小厚さ ($t_n = \text{[]} \text{ (mm)}$)

σ_4 : 溶接部の単位面積当たりの強さ ($\sigma_4 = 273.7 \text{ (MPa)}$)

$$\sigma_4 = S \cdot \eta_4$$

S : 設計引張強さ ($S_u = 391 \text{ (MPa)}$, at 300°C , SUS304)

η_4 : 溶接部の強さを求める場合の係数 ($\eta_4 = 0.7$)

(8) マンホール管台 (補強計算) の評価

既工認の手法を適用して補強に有効な面積及び補強に必要な面積を算出し、補強に有効な面積が補強に必要な面積を上回ることを確認した。図3に既工認の該当箇所を抜粋を示す。

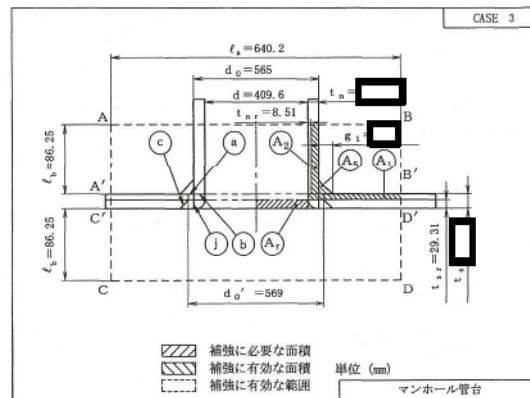


図3 既工認の抜粋

①補強に必要な面積 (A_r)

$$A_r = d \cdot t_{sr} \cdot F = 11662 \text{ (mm}^2\text{)}$$

d : 管台の穴径 ($d=409.6 \text{ (mm)}$)

t_{sr} : 補強計算に使用する計算必要厚さ ($t_{sr}=28.47 \text{ (mm)}$)

$$t_{sr} = \frac{PK_1 D}{2S - 0.2P}$$

P : 15.4 (MPa)

K_1 : 半だ円鏡板の形状による係数 ($K_1=0.9$)

D : 鏡板の内面における長径 ($D=1600 \text{ (mm)}$)

S : 設計引張強さ ($S_u = 391 \text{ (MPa)}$, at 300°C , SUS304)

F : 係数 []

②補強に有効な面積 (A_t)

[] 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

$$A_t = A_1 + A_2 + A_5 = 13682 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$A_1 = (\eta \cdot t_s - F \cdot t_{sr}) (l_a - d) = 1390.5 \text{ (mm}^2\text{)}$$

η : 継手効率 ($\eta = 1.00$)

t_s : 鏡板の実機の最小厚さ ($t_s = \square$ (mm))

F : 係数 ($F = 1$)

t_{sr} : 補強計算に使用する計算必要厚さ ($t_{sr} = 28.47$ (mm))

l_a : 補強に有効な範囲 ($l_a = 640.2$ (mm))

d : 管台の穴径 ($d = 409.6$ (mm))

$$A_2 = 2 (t_n - t_{nr}) l_b = 11891.9 \text{ (mm}^2\text{)}$$

t_n : 管台の実機の最小厚さ ($t_n = \square$ (mm))

t_{nr} : 補強計算に使用する計算必要厚さ ($t_{nr} = 8.26$ (mm))

$$t_{nr} = \frac{PD_i}{2S - 1.2P}$$

$$P = 15.4 \text{ MPa}$$

D_i : 管台の内径 ($D_i = 409.6$ (mm))

S : 設計引張強さ ($S_u = 391$ (MPa), at 300°C, SUS304)

l_b : 補強に有効な範囲 ($l_b = 86.25$ (mm))

$$A_5 = \frac{1}{2} g_1^2 N_1 = 400.0 \text{ (mm}^2\text{)}$$

g_1 : 溶接脚長 ($g_1 = \square$ (mm))

N_1 : 溶接箇所数 ($N_1 = 2$ (箇所))

(9) マンホール管台 (溶接部強度) の評価

既工認の手法を適用して予想される破断箇所の強さ及び溶接の負うべき荷重を算出し、予想される破断箇所の強さが溶接の負うべき荷重を上回ることを確認した。

① 溶接部の負うべき荷重 (W)

$$W = d_o' \cdot t_{sr} \cdot S - (\eta \cdot t_s - F \cdot t_{sr}) (l_a - d_o') \cdot S = 6166155 \text{ (N)}$$

d_o' : 管台の穴径 ($d_o' = 569.0$ (mm))

t_{sr} : 補強計算に使用する計算必要厚さ ($t_{sr} = 28.47$ (mm))

S : 設計引張強さ ($S_u = 391$ (MPa)、at 300°C、SUS304)

η : 継手効率 ($\eta = 1.00$)

t_s : 鏡板の実機の最小厚さ ($t_s = \square$ (mm))

F : 係数 ($F = 1$)

l_a : 補強に有効な範囲 ($l_a = 640.2$ (mm))

② 溶接部の強さ (W1)

$$W_1 = \text{㉑} + \text{㉒} = 16787287$$

㉑ : 溶接部の強さ (㉑ = 3192515)

 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

$$\textcircled{a} = \frac{1}{2} \pi \cdot d_o \cdot g_1 \cdot \sigma_1$$

d_o : 管台の外径 ($d=565.0$ (mm))

g_1 : 溶接脚長 ($g_1=$ (mm))

σ_1 : すみ肉溶接部の単位面積当たりのせん断強さ ($\sigma_1=179.86$)

$$\sigma_1 = S \cdot \eta_1$$

S : 設計引張強さ ($S_u=391$ (MPa)、at300°C、SUS304)

η_1 : すみ肉溶接部のせん断強さを求める場合の係数 ($\eta_1=0.46$)

⑥ : 溶接部の強さ (⑥=13594772)

$$\textcircled{b} = \frac{1}{2} \pi \cdot d \cdot t_n \cdot \sigma_4$$

d : 管台の内径 ($d=409.6$ (mm))

t_n : 管台の実機の最小厚さ ($t_n=$ (mm))

σ_4 : 管台壁の単位面積当たりのせん断強さ ($\sigma_4=273.7$)

$$\sigma_4 = S \cdot \eta_4$$

S : 設計引張強さ ($S_u=391$ (MPa)、at300°C、SUS304)

η_4 : 管台壁のせん断強さを求める場合の係数 ($\eta_4=0.70$)

$$W_2 = \textcircled{a} + \textcircled{j} = 11572866$$

① : 溶接部の強さ (①=8380351)

$$\textcircled{j} = \frac{1}{2} \pi \cdot d_o \cdot t_s \cdot \sigma_2$$

d_o : 管台の外径 ($d=565.0$ (mm))

t_s : 鏡板の実機の最小厚さ ($t_s=$ (mm))

σ_2 : 突合せ溶接部の単位面積当たりの引張強さ ($\sigma_2=273.7$)

$$\sigma_2 = S \cdot \eta_2$$

S : 設計引張強さ ($S_u=391$ (MPa)、at300°C、SUS304)

η_2 : 突合せ溶接部の引張り強さを求める場合の係数
($\eta_1=0.70$)

$$W_3 = \textcircled{c} = 8439681$$

③ : 溶接部の強さ (③=8439681)

$$\textcircled{c} = \frac{1}{2} \pi \cdot d_o' \cdot t_s \cdot \sigma_2$$

d_o' : 鏡板の穴径 ($d_o'=569.0$ (mm))

t_s : 鏡板の実機の最小厚さ ($t_s=$ (mm))

σ_2 : 突合せ溶接部の単位面積当たりの引張強さ ($\sigma_2=273.7$)

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

1.3 評価結果

余熱除去冷却器の各部位について評価した結果、表2に示すとおり実機の値は判定基準を満足し、ISLOCA発生時の高温(300℃)、高圧(15.4MPa)の条件下で破損せず、漏えいは発生しないことを確認した。

表2 評価結果

評価部位	実機の値	判定基準	裕度	備考
管側胴板	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	32.3mm (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
管側鏡板	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	32.3mm (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
管側出入口管台 (先端部)	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	5.2mm (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
管板	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	196.4mm (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
伝熱管	<input type="text"/> (実機の最小厚さ)	0.4mm (必要な最小厚さ)	<input type="text"/>	
管側出入口管台 (補強計算)	8933mm ² (補強に有効な面積)	8030mm ² (補強に必要な面積)	1.112	
管側出入口管台 (溶接部強度)	5626402N (溶接部の強さ)	2922624N (溶接部の負うべき荷重)	1.925	
マンホール管台 (補強計算)	13682mm ² (補強に有効な面積)	11662mm ² (補強に必要な面積)	1.173	
マンホール管台 (溶接部強度)	8439681N (溶接部の強さ)	6166155N (溶接部の負うべき荷重)	1.368	

各部位については、余熱除去冷却器の定期的な開放点検(1回/10C)に合わせて健全性を確認している。

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

2. 破断面積

2.1 評価部位の選定と破断面積の評価方法

マンホール管台フランジ部については、1次冷却材系統の圧力・温度条件下においてもガスケットは機能し、有意な漏えいは発生しないと考えられるが、余熱除去系統の中のガスケットを使ったシール構造で破損した際の影響が大きいと考えられることから、評価にあたっては、保守的に ISLOCA 発生時の温度・圧力条件下におけるボルト、フランジ及び蓋板の伸び量の合計分隙間が開き、漏えいが発生するものと想定して、破断面積を算出した。

2.2 破断面積の評価結果

漏えいが想定されるマンホール管台フランジ部の破断面積を表3にまとめる。なお、300℃条件下で評価したところ、伸び量がマイナスとなり、圧縮量が増加することになることから、熱伸びを考慮しない条件で評価した破断面積を余熱除去冷却器の破断面積とした。

表3 余熱除去冷却器の破断面積

設定温度：T1 (°C)	300
設置温度：T2 (°C)	21
ボルトサイズ・材質	M48×3, SNB7
ボルト本数	20
ボルト支持長さ：Lo (mm)	217.2
ボルト有効径：d (mm)	46.1
ボルトヤング率：E (MPa)	186000
フランジ・蓋板 線膨張係数： $\alpha 1$ (at T1) (mm/mm)	— (17.07)
ボルト 線膨張係数： $\alpha 2$ (at T1) (mm/mm)	— (13.00)
フランジ熱伸び対象長さ：L1 (mm)	102.0
蓋板熱伸び対象長さ：L2 (mm)	110.7
ボルト熱伸び対象長さ：L3 (mm)	217.2
ボルト締付トルクによる全締付荷重：W(N)	3690638
15.4MPa 加圧に必要な最小荷重：Wm1 (N)	4433865
不足する荷重：W0=W-Wm1 (N)	-743227
不足荷重分のボルト荷重：F= W0 /N (N/本)	37161
ボルト面積：Ab= $\pi/4 \cdot d^2$ (mm ²)	1665.59
ボルト応力： $\sigma = F/Ab$ (MPa)	22.31
ボルトひずみ： $\epsilon = \sigma/E$ (mm/mm)	0.000120
ボルト伸び量： $\Delta L1 = \epsilon \cdot Lo$ (mm)	0.03
フランジ・蓋板 熱伸び量： $\Delta L2 = \alpha 1 \cdot 10^{-6} \cdot (T1-T2) \cdot (L1+L2)$ (mm)	— (1.01)
ボルトの熱伸び量： $\Delta L3 = \alpha 2 \cdot 10^{-6} \cdot (T1-T2) \cdot L3$ (mm)	— (0.79)
伸び量： $\Delta L = \Delta L1 - \Delta L2 + \Delta L3$ (mm)	0.03 (-0.20)
フランジ部漏えい面積：A= $\pi \cdot D \cdot \Delta L$ (mm ²)	45 (-328)
漏えい量評価に用いる破断面積 (inch ²)	0.07 (-)

注：() 内の数値は、熱伸びを考慮した場合の値を示す。

余熱除去ポンプからの漏えいの可能性について

余熱除去ポンプについて、ISLOCA 発生時の高温 (300°C)、高圧 (15.4MPa) の条件下で漏えいが発生しないことを以下のとおり確認した。

1. 強度評価

1.1 評価部位の選定

評価箇所については既工認に基づきケーシング (吸込・吐出ノズル)、管台、ケーシングカバー、ケーシングボルトに関して、評価を実施した。吸込・吐出ノズルはフランジ端までケーシング最小肉厚と同じ肉厚を確保しているため、ケーシング肉厚を代表として評価した。また、ケーシングとケーシングカバーの接合部を評価した。

また、非金属製部品 (カーボン製の遊動環、フッ素ゴム製の O リング) を使用しているメカニカルシールについても評価した。

図 1 に余熱除去ポンプ本体の、図 2 及び図 3 にメカニカルシールの構造及び原理を示す。

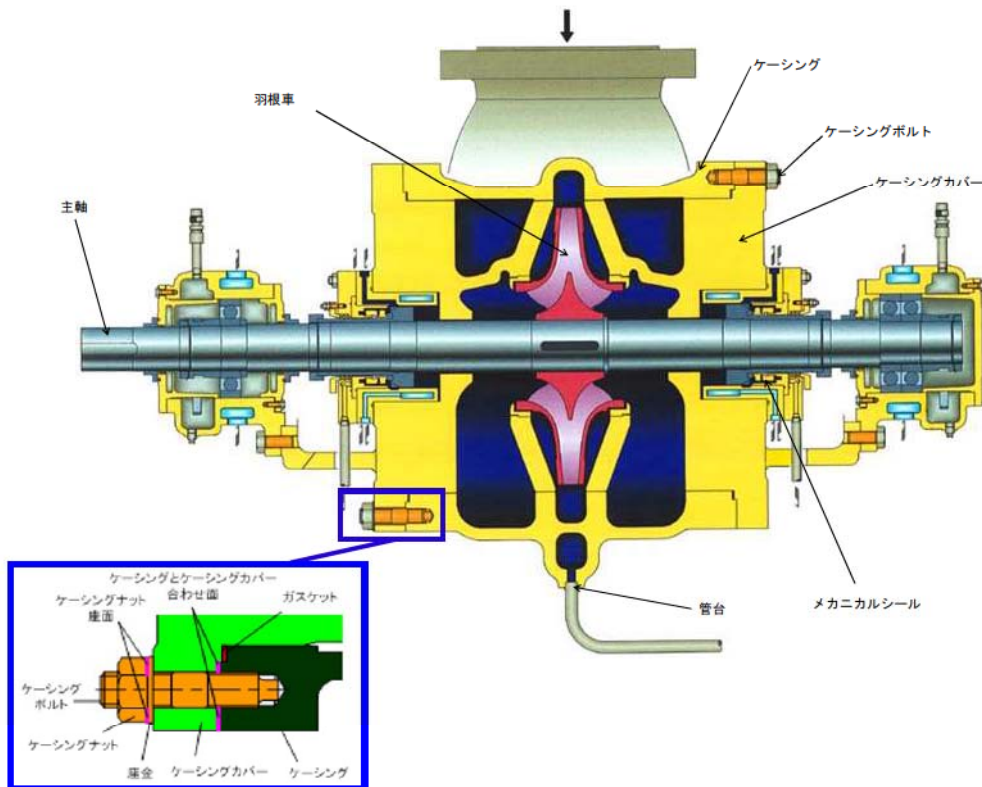


図 1 余熱除去ポンプ

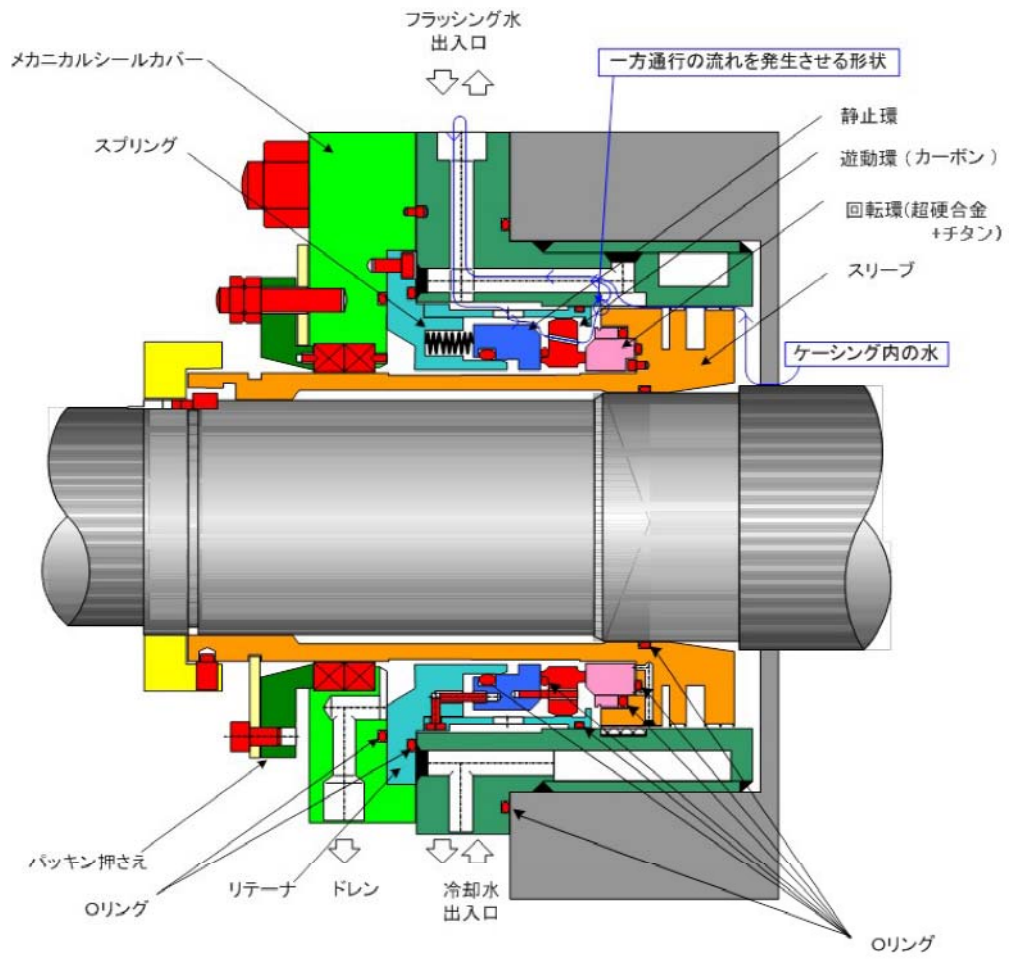
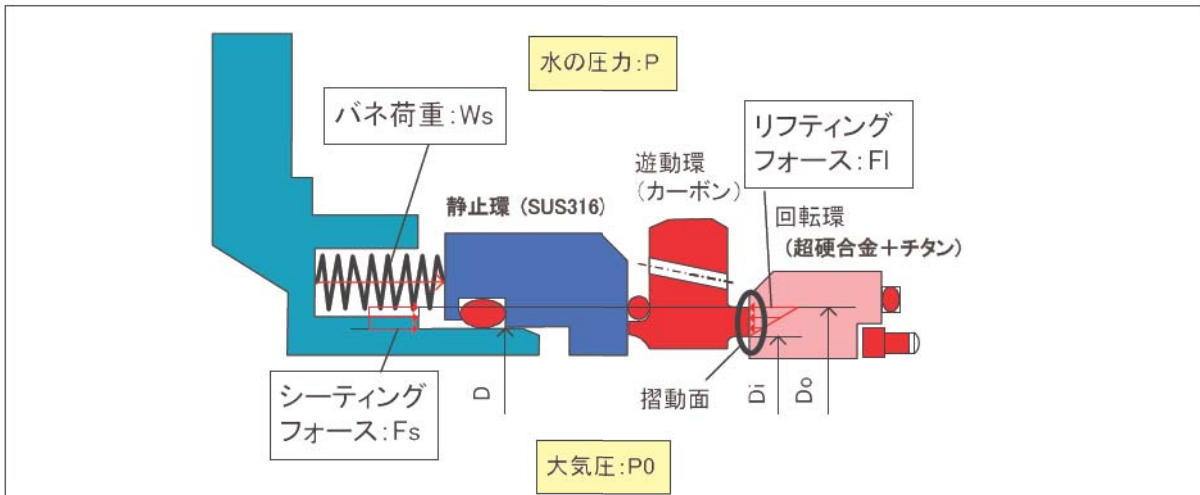


図2 メカニカルシール



図に示すように遊動環には右向きに「バネ荷重：Ws」とメカニカルシール内の「水の圧力：P」から「大気圧：P0」を引いた差圧 ΔP によって発生する「シーティングフォース：Fs」が加わっている。

一方、左向きにメカニカルシール内の「水の圧力：P」から「大気圧：P0」を引いた差圧 ΔP によって発生する「リフティングフォース：F1」が加わっている。遊動環と回転環の摺動面では、メカニカルシール内の「水の圧力：P」から「大気圧：P0」まで減圧されるため、図に示すように圧力が三角分布となる。従って、面積に差圧 ΔP をかけて2で割ったものがF1となる。F1の式を以下に示す。関係式を以下に示す。

$$F_s = (D_o^2 - D^2) / 4 \times \pi \times \Delta P$$

$$F_1 = (D_o^2 - D_i^2) / 4 \times \pi \times \Delta P / 2$$

D_o, D, D_i : 主軸を中心とした円の直径 (m)

ΔP : 差圧 (水の圧力 : P - 大気圧 : P0) (MPa)

メカニカルシールは、遊動環を「バネによる押さえ力」と（「シーティングフォース：Fs」から「リフティングフォース：F1」を引いた力）との合計の力で回転環に押し付けることにより、シールを行っている。そのため、メカニカルシールは、差圧（ $\Delta P = P - P_0$ ）の増加に相対して、シール面圧が高くなる特性を有しており、高差圧が作用した場合でも、有意に漏えい量が増加することはない。以下に、最高使用圧力（DBA）と ISLOCA 時の圧力での摺動面の面圧を示す。

	最高使用圧力(DBA)	ISLOCA 時の圧力
ΔP (MPa)	4.5	15.4
F_s (N)	枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。	
F_1 (N)		
W_s (N)		
摺動面の接触加重 $W_t = W_s + F_s - F_1$ (N)		
摺動面の面圧 $P_t = W_t / (D_o^2 - D_i^2) / 4 \times \pi$ (MPa)		

図3 メカニカルシールの原理

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

1.2 評価方法

(1) ケーシング (吸込・吐出ノズル) の評価

設計・建設規格「PMC-3320 ケーシングの厚さの規定」を適用して必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{PA}{2S} \quad (\text{PMC-3})$$

t : ケーシングの必要な最小厚さ (mm)

P : 15.4 (MPa)

A : 図 PMC-3320-1 から図 PMC-3320-6 までに示す寸法 (mm)

S : 設計引張強さ (Su=341 (MPa) , at300°C, SCS13)

(2) 管台の評価

設計・建設規格「PMC-3610 管台の構造強度の規定」を適用し必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{PD_0}{2S\eta + 0.8P} \quad (\text{PMC-14})$$

t : 管台の必要な最小厚さ (mm)

D₀ : 管台の外形 (mm)

η : 継ぎ手の効率 (η = 1 (-))

P : 15.4 (MPa)

S : 設計引張強さ (Su=391 (MPa) , at300°C, SUS304TP)

(3) ケーシングカバーの評価

設計・建設規格「PMC-3410 ケーシングカバーの構造強度の規定」を適用し必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = d \sqrt{\frac{KP}{S}} \quad (\text{PMC-10})$$

t : ケーシングカバーの必要な最小厚さ (mm)

d : 表 PMC-3410-1 の左欄に掲げるケーシングカバーの取付け方法に応じ、それぞれ同欄の図に示す当該ケーシングカバーの径または最小内のり (mm)

K : 0.17 (ケーシングカバーの取付け方法による係数)

P : 15.4 (MPa)

S : 設計引張強さ (Su=341 (MPa) , at300°C, SCS13)

(4) ケーシングボルトの評価

設計・建設規格「PMC-3510 ボルトの構造強度の規定」より、「JIS B 8265」を適用して発生応力を算出し、発生応力が許容応力 (Sy 値) を下回ることを確認した。

$$S_{bo} = W_{m1} / A_b$$

S_{bo} : 発生応力 (MPa)

W_{m1} : 使用状態でのボルト荷重 (N)

$$W_{m1} = \frac{\pi G P}{4} (G + 8bm)$$

G : ガスケット反力円の直径 ($G=600$ (mm))

$$G = D_g - 2b$$

D_g : ガスケットの外径 ($D_g=614$ (mm))

b : ガスケット座の有効幅 ($b=7.0$ (mm))

$$b = 2.52\sqrt{(N/2)} = 6.901 \approx 7.0$$

N : ガスケット幅 ($N=15$ (mm))

P : 15.4 (MPa)

A_b : 実際に使用するボルトの総有効断面積 ($A_b=21654$ (mm²))

$$A_b = n \frac{\pi}{4} db^2$$

db : ボルトねじ部の谷径 ($db=37.129$ (mm))

m : ガスケット係数 ($m=3.00$ (JIS B 8265 附属書 3 表 2 による))

$$S_{ba} = W_{m2} / A_b$$

S_{ba} : ガスケット締付時応力 (MPa)

W_{m2} : ガスケット締付時ボルト荷重 (N)

$$W_{m2} = \pi b G y$$

y : ガスケットの最小設計締付圧力 ($y=68.9$ (N/mm²) (JIS B 8265 附属書 3 表 2 による))

S_y : 設計降伏点 ($S_y=425$ (MPa) , at300°C, SNB7)

(5) ポンプ耐圧部の接合部の評価

ケーシングとケーシングカバーの接合部については、ケーシングボルトの内圧と熱による伸び量、及びケーシングカバーの熱による伸び量を評価し、ケーシングボルトの伸び量からケーシングカバーの伸び量を差し引いた伸び量がガスケット復元量 (約) *以下であり、有意な漏えいは発生しないことを確認した。

* : ガスケットメーカーにおける試験によって確認した値

① ケーシングボルトの伸び量の算出

ケーシングボルトを図 4 に示す。

 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

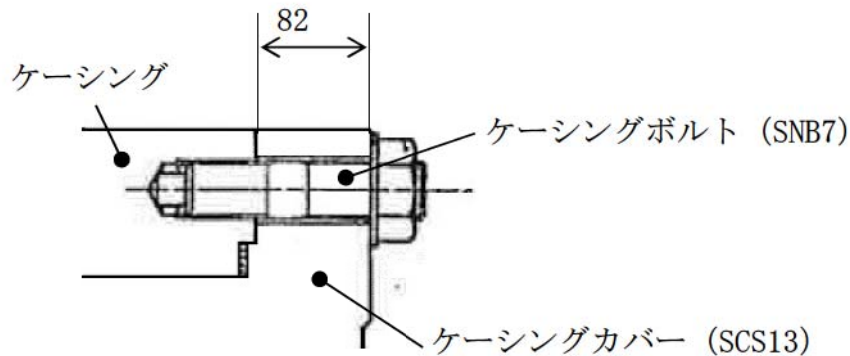


図4 ケージングボルト

a. 初期締め付けによるケージングボルトの伸び量

$$\sigma_1 = E_b \times \delta_1 / L_0$$

σ_1 : ケージングボルトの発生応力 42 (MPa)

E_b : ケージングボルト材料 (SNB7) の縦弾性係数 186000 (MPa)

δ_1 : 初期締め付けによるケージングボルトの伸び量 (mm)

L_0 : ケージングボルトのねじ部を除く長さ 82 (mm)

$$\delta_1 = 42 \times 82 / 186000 = 0.0185 \text{ (mm)}$$

b. 内圧によるケージングボルトの伸び量

$$\sigma_2 = E_b \times \delta_2 / L_0$$

σ_2 : ケージングボルトの発生応力 258 (MPa)

E_b : ケージングボルト材料 (SNB7) の縦弾性係数 186000 (MPa)

δ_2 : 内圧によるケージングボルトの伸び量 (mm)

L_0 : ケージングボルトのねじ部を除く長さ 82 (mm)

$$\delta_2 = 258 \times 82 / 186000 = 0.1138 \text{ (mm)}$$

c. 熱による伸び量

・ ケージングボルトの伸び量

$$\delta_3 = L_0 \times \alpha_b \times (300^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C})$$

δ_3 : 熱によるケージングボルトの伸び量 (mm)

L_0 : ケージングボルトのねじ部を除く長さ 82 (mm)

α_b : ケージングボルト材料 (SNB7) の線膨張係数 13.00×10^{-6} (mm/mm°C)

$$\delta_3 = 82 \times 13 \times 10^{-6} \times (300^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}) = 0.2975 \text{ (mm)}$$

- ・ ケーシングカバーの伸び量

$$\delta_4 = L_0 \times \alpha_c \times (300^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C})$$

δ_4 : 熱によるケーシングカバーの伸び量 (mm)

L_0 : ケーシングボルトのねじ部を除く長さ 82 (mm)

α_c : ケーシングカバー材料 (SCS13) の線膨張係数 17.07×10^{-6} (mm/mm $^\circ\text{C}$)

$$\delta_4 = 82 \times 17.07 \times 10^{-6} \times (300^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}) = 0.3905 \text{ (mm)}$$

- d. ケーシングボルトの伸び量

$$0.1138 - 0.0185 + 0.2975 - 0.3905 = 0.0023 \text{ (mm)}$$

(6) メカニカルシールの評価

鉄鋼部品に比べて耐熱温度が低めとなる O リング (フッ素ゴム製) について、高温条件でのシール機能維持確認のため、O リングに使用している材料の耐熱温度の確認を行った。

また、メカニカルシールの遊動環 (カーボン製) に発生するシール面圧がカーボンの圧縮強度を下回ることを確認した。(図5)

1.3 評価結果

余熱除去ポンプの各部位について評価した結果、表1及び図5に示すとおり実機の値は判定基準を満足し、ISLOCA 発生時の高温 (300 $^\circ\text{C}$)、高圧 (15.4MPa) の条件下で破損せず、漏えいは発生しないことを確認した。

表 1 評価結果 (1/2)

ケーシング (ノズル部含む)						
材料	実機の最小厚さ t_1 [mm]	強度計算上の寸法 A [mm]	圧力 P [MPa]	発生応力 σ_1^{*1} [MPa]	許容応力 $Su_{@300^\circ C}$ [MPa]	必要な最小厚さ t_c^{*2} [mm]
SCS13		786	15.4	225	341	17.8

*1 : $\sigma_1 = P \times A / (2 \times t_1)$

*2 : $t_c = P \times A / (2 \times Su)$

管台						
材料	外径 D [mm]	実機の最小厚さ t_2 [mm]	圧力 P [MPa]	発生応力 σ_2^{*1} [MPa]	許容応力 $Su_{@300^\circ C}$ [MPa]	必要な最小厚さ t_p^{*2} [mm]
SUS304TP	34.0		15.4	82	391	0.7

*1 : $\sigma_2 = (P \times D - t_2 \times 0.8 \times P) / (t_2 \times 2 \times \eta)$

*2 : $t_p = (P \times D) / (2 \times Su \times \eta + 0.8 \times P)$

η : 継ぎ手効率 ($\eta = 1.0$)

ケーシングカバー								
材料	実機の最小厚さ t_1 [mm]	ボルト ピッチ径 D_b [mm]	ガスケット 挿入部直径 D_c [mm]	圧力 P [MPa]	発生荷重 [N]	発生応力 σ_3^{*1} [MPa]	許容応力 $Su_{@300^\circ C}$ [MPa]	必要な最小厚さ t_k^{*2} [mm]
SCS13		680	616	15.4	4435128	181	341	59.6

*1 : $\sigma_3 = D_b^2 / t_3^2 \times K \times P$, ($K = 0.17$)

*2 : $t_k = D_b \times (K \times P / Su)^{1/2}$

表 1 評価結果 (2/2)

ケーシングボルト													
材料	谷径 db (mm)	本数 n	ガスケット 係数 m	最小設計 締付圧力 y (N/mm ²)	ガスケット 材料	ガスケット 幅 N (mm)	ガスケット 外径 Dg (mm)	使用圧力 P (MPa)	使用状態 での ボルト荷重 Wm1 (N)	ガスケット 締付時 ボルト荷重 Wm2 (N)	発生応力 Sbo (MPa)	ガスケット 締付時 応力 Sba (MPa)	ボルト 許容応力 Sy (MPa)
SNB7	37.129	20	3.00	68.9	SUS304+ 膨張黒鉛	15	614	15.4	5,573,437	909,115	258	42	425

$Wm1 = (\pi GP/4) \times (G+8bm)$ $b = 2.52\sqrt{(N/2)}$ $G = Dg - 2b = 600$
 $Wm2 = \pi bGy$ $= 7.0$ $Ab = \pi db^2/4 \times n = 21654(\text{mm}^2)$

ケーシングボルトとケーシングカバーの接合部の評価	
ケーシングボルトの伸び量	
(mm)	復元量 (mm)
	0.0023

メカニカルシール (Oリング)			
材料	想定温度 (°C)	遊動環(カーボン)	
		許容温度 (カタログ値) (°C)	最大シール 面圧 (MPa)
フッ素ゴム	300	315	約100

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

下図右向きに作用する荷重
 バネ荷重・・・Ws=
 高压側から作用する荷重・・・Fs=
 下図左向きに作用する荷重
 摺動面内部に作用する荷重・・・F1=
 (遊動環と回転環の摺動面では、メカニカルシール内の「水の圧力:P」から「大気圧:P0」まで減圧されるため、
 図に示すようにに圧力が三角分布となる。従って、面積に差圧ΔPをかけて2で割ったものがF1となる。)

摺動面の接触荷重
 Wt=
 摺動面の面圧
 Pt=

評価結果
 この荷重によるシール面の面圧は最大で程度であり、非金属材料であるカーボンの圧縮強度約100MPaに比べ十分低いため、メカニカルシールは破損しない。

図5 メカニカルシール摺動面の押付荷重

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

逃がし弁からの漏えいの可能性について

入口逃がし弁及び出口逃がし弁について、ISLOCA 発生時の高温 (300°C)、高圧 (15.4MPa) の条件下で漏えいが発生しないことを以下のとおり確認した。

1. 強度評価

1.1 評価部位

逃がし弁については、ISLOCA 発生時に吹き出し前に加圧される弁座、弁体、入口配管、吹き出し後に加圧される弁耐圧部、弁耐圧部の接合部、出口配管を評価した。図1に逃がし弁の構造を示す。

なお、入口配管及び出口配管（ともにフランジ部を含む）の評価については、別紙-5に記載する。

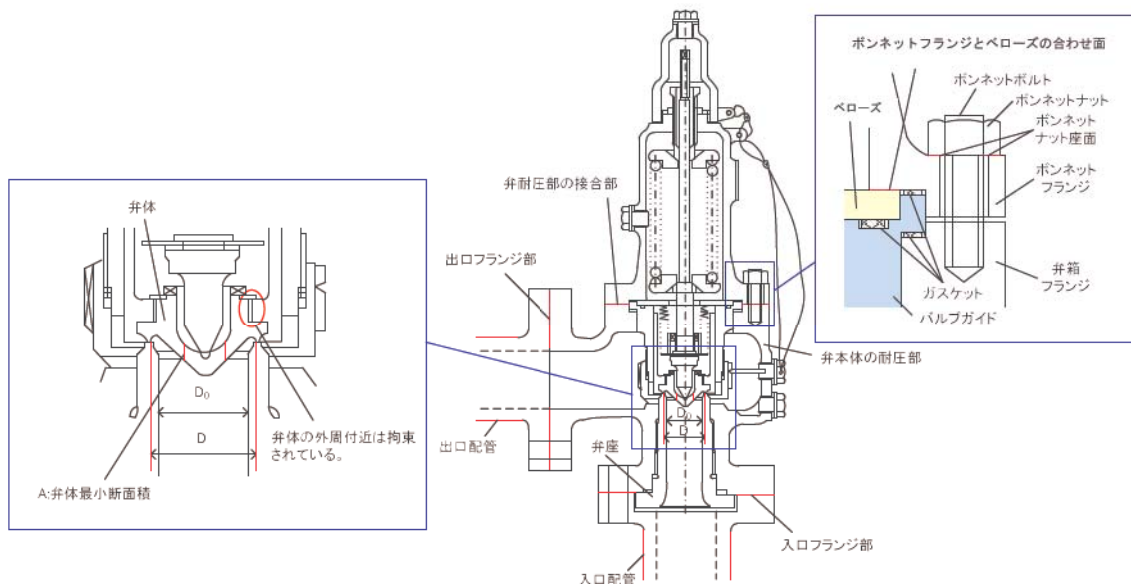


図1 逃がし弁

1.2 評価方法

入口逃がし弁及び出口逃がし弁の設定圧力は、それぞれ [] 及び [] であり、ISLOCA 発生後、15.4MPa になる以前に吹き出し、圧力は低下すると考えられるが、ここでは、逃がし弁の吹き出し前に加圧される箇所と吹き出し後に加圧される箇所の両方とも 15.4MPa、300°Cになるものとして評価する。

(1) 弁座の評価

設計・建設規格には安全弁に関する強度評価手法の記載がない。弁座は円筒型の形状であることから、設計・建設規格「VVC-3230 耐圧部に付き管台の必要最小厚さ」を準用し、必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

[] 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

$$t = \frac{PD_0}{2S\eta + 0.8P} \quad (\text{VVC-8})$$

t : 管台の計算上必要な厚さ (mm)

D₀ : 管台の外形 (mm)

S : 使用温度における許容引張応力 (MPa)

P : 15.4 (MPa)

η : 継手効率*1

*1 : 弁座は溶接を実施していないため、1.0 を使用

(2) 弁体の評価

設計・建設規格には安全弁に関する強度評価手法の記載がない。弁体の中心部は弁棒で支持されており、外周付近は構造上拘束されていることから、弁体下面にかかる圧力 (15.4MPa) が全て弁体の最小肉厚部に作用するとして発生するせん断応力を算出し、許容せん断応力を下回ることを確認した。

$$\sigma = F/A$$

$$F = 1.05^{*2} \times (\pi/4) \times D^2 \times P$$

σ : せん断応力 (MPa)

F : せん断力 (N)

A : 弁体最小断面積 (mm²)

D : 弁座口の径 (mm)

許容せん断応力 σ_B は 0.8S*3 とすると、S=219 ([] 300°C) より、

$$\sigma_B = 175.2 \text{ (MPa)}$$

*2 : メーカーの過去の実績値を参考に安全率を 1.05 とした。

*3 : ボイラー構造規格より設計の許容値として 0.8S を適用した。

(3) 弁本体の耐圧部の評価

設計・建設規格「解説 VVB-3100 弁の圧力温度基準」を適用し必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{Pd}{2S - 1.2P} \quad (\text{解説 VVB-1})$$

t : 弁箱の最小厚さ

P : 15.4 (MPa)

d : 内径 (mm)

S : 設計引張強さ (Su=420 (MPa) , at300°C, [])

(4) 弁耐圧部の接合部の評価

弁耐圧部の接合部については、ボンネットボルトの内圧と熱による伸び量、及びボンネットフランジと弁箱フランジの熱による伸び量を評価し、ボンネットボルトの伸び量からボンネットフランジと弁箱フランジの伸び量を差し引いた伸び量がプラスの場合とマイナスの場合について評価を行った。

[] 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

・伸び量がプラスの場合

ボンネットボルトの伸び量からボンネットフランジと弁箱フランジの伸び量を差し引いた伸び量がガスケットの復元量*4を下回ることを確認した。

*4: ガスケットに締付面圧を加えていくと弾性変形が生じ、更に締付面圧を加えていくと塑性変形が生じる。塑性変形したガスケットの締付面圧を緩和した場合、弾性領域分のみが復元する性質がある。弁耐圧部の接合部のシールのため、ガスケットには塑性領域まで締付面圧を加えて初期圧縮を加えており、締付面圧緩和時に弾性領域分の復元が生じ、復元量以下であればシール性は確保される。ガスケットの復元量は、メカ試験によって確認した値。

・伸び量がマイナスの場合

伸び量がマイナスの場合は、弁耐圧部の接合部は増し締めされることになる。弁耐圧部の接合部については、ボンネットフランジとベローズがメタルタッチしており、それ以上ガスケットが圧縮しない構造となっていることから、ボンネットナット座面の面圧とボンネットフランジとベローズの合わせ面の面圧が材料の許容応力を下回ることを確認した。

a. 内圧による伸び量

ボンネットボルトの発生応力 (MPa)

$$\textcircled{4}' = (1000 \times \textcircled{1}' \times \textcircled{2}') / (0.2 \times \textcircled{3}')$$

$$\textcircled{8}' = (\pi \times \textcircled{5}' \times 15.4 / 4) \times (\textcircled{5}' + 8 \times \textcircled{6}' \times \textcircled{7}')$$

$$\textcircled{9}' = \textcircled{4}' - \textcircled{8}'$$

$$\textcircled{10}' = \textcircled{9}' / \textcircled{2}'$$

$$\textcircled{12}' = \textcircled{10}' / \textcircled{11}'$$

①' : 締付けトルク値 (N・m)

②' : ボンネットボルト本数 (本)

③' : ボンネットボルト外径 (mm)

④' : ボンネットボルト締付けトルクによる全締付荷重 (N)

⑤' : ガスケット反力円の直径 (mm)

⑥' : ガスケット有効幅 (mm)

⑦' : ガスケット係数

⑧' : 15.4MPa 加圧に必要な最小荷重 (N)

⑨' : 不足する荷重 (N)

⑩' : ボンネットボルト 1 本あたりに発生する荷重 (N)

⑪' : ボンネットボルト径面積 (mm²)

$$\textcircled{12}' = \textcircled{3} \times \delta / (\textcircled{1} + \textcircled{2})$$

$$\delta = \textcircled{6}$$

① : ボンネットフランジ厚さ (ふた) (mm)

② : 弁箱フランジ厚さ (mm)

③ : ボンネットボルト材料の縦弾性係数 ((MPa), at300°C)

⑥ : ボンネットボルトの内圧による伸び量 (mm)

b. 熱による伸び量

ボンネットボルトの熱による伸び量

$$\textcircled{4} \times (\textcircled{1} + \textcircled{2}) \times (300^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}) = \textcircled{7}$$

①：ボンネットフランジ厚さ（ふた）（mm）

②：弁箱フランジ厚さ（mm）

④：線膨張係数（ボンネットボルト）（MPa）

⑦：ボンネットボルトの熱による伸び量（mm）

ボンネットフランジと弁箱フランジの熱による伸び量

$$\textcircled{5} \times (\textcircled{1} + \textcircled{2}) \times (300^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}) = \textcircled{8}$$

①：ボンネットフランジ厚さ（ふた）（mm）

②：弁箱フランジ厚さ（mm）

⑤：線膨張係数（フランジ）（MPa）

⑧：ボンネットフランジと弁箱フランジの熱による伸び量（mm）

c. 伸び量

$$\text{伸び量 (mm)} = \textcircled{6} + \textcircled{7} - \textcircled{8}$$

⑥：ボンネットボルトの内圧による伸び量（mm）

⑦：ボンネットボルトの熱による伸び量（mm）

⑧：ボンネットフランジと弁箱フランジの熱による伸び量（mm）

d. ボンネットナット座面の面圧

ボンネットボルト締付荷重として評価された W_{m1} を、ボンネットナット座面の面積 S で除し、面圧を算出する。ボンネットナット座面を図2に示す。

$$W_{m1} = \textcircled{8}' \quad (\text{N})$$

ボンネットナット座面の面積 S

$$S = ((d)^2 - (e)^2) / 4 \times \pi$$

$$= (h) \quad (\text{図2参照})$$

面圧

$$\sigma = W_{m1} / S / \text{ボンネットボルト本数} = \textcircled{8}' / (f) / (i)$$

$$\sigma = (k)$$

⑧'：15.4MPa 加圧に必要な最小荷重（N）

(d)：ボンネットナット面外径（mm）

(e)：ボンネット穴径（mm）

(f)：ボンネットナット面直径（mm）

(g)：ボンネット穴面積（ mm^2 ）

(h)：ボンネットナット面積（ mm^2 ）

(i)：ボンネットボルト本数（本）

(k) : ボンネットナット応力 (MPa)

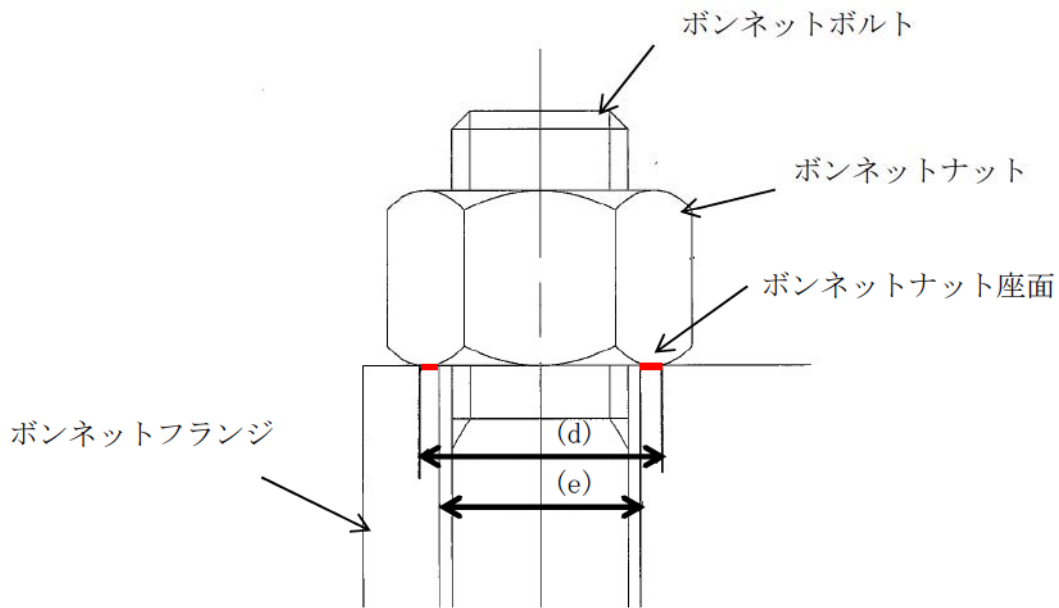


図2 ボンネットナット座面

e. ボンネットフランジとベローズの合わせ面の面圧

ボンネットボルト締付時のボンネットフランジとベローズの合わせ面の面圧を算出する。

ボンネットボルト締付荷重として評価された W_{m1} を、合わせ面の面積 S で除し、面圧を算出する。

$$W_{m1} = \textcircled{8}' \quad (\text{N})$$

$$S = ((a)^2 - (b)^2) / 4 \times \pi$$

$$= (c) \quad (\text{図2参照})$$

面圧

$$\sigma = W_{m1} / S = \textcircled{8}' / (c)$$

$$\sigma = (j)$$

$\textcircled{8}'$: 15.4MPa 加圧に必要な最小荷重 (N)

(a) : メタルタッチ部外径 (mm)

(b) : メタルタッチ部内径 (mm)

(c) : メタルタッチ部面積 (mm^2)

(j) : ボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面の応力 (MPa)

ボンネットフランジとベローズの合わせ面

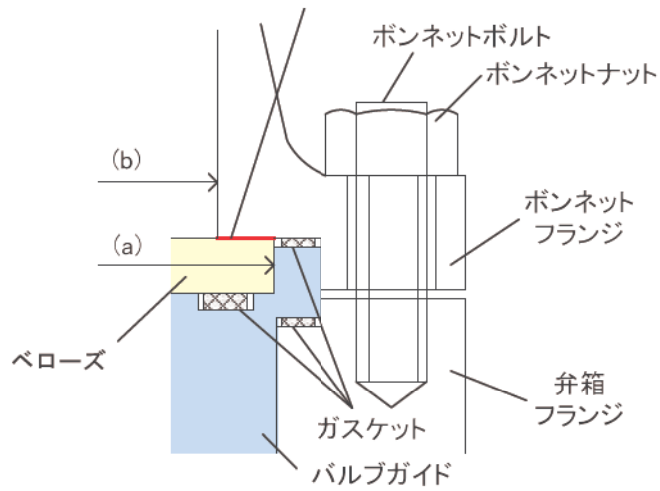


図3 ボンネットフランジとベローズの合わせ面

1.3 評価結果

入口逃がし弁及び出口逃がし弁の各部位について評価した結果、表1～5に示すとおり実機の値は判定基準を満足し、ISLOCA発生時の高温(300℃)、高圧(15.4MPa)の条件下で破損せず、漏えいは発生しないことを確認した。

表 1 評価結果 (弁座、弁本体の耐圧部)

評価部位	材料	P : 内圧 (MPa)	D ₀ : 外径 or d : 内径 (mm)	S : 設計引張強さ Su (MPa)	実機の最小厚さ (mm)	必要な最小厚さ (mm)
入口 逃がし弁	[]	15.4	[]	119	[]	4.7
		15.4		420		4.6
出口 逃がし弁	[]	15.4	[]	119	[]	2.0
		15.4		420		2.2

表 2 評価結果 (弁体)

評価部位	材料	P : 内圧 (MPa)	A : 弁体最小断面積 (mm ²)	D : 弁座口の径 (mm)	発生応力 (MPa)	許容応力* (MPa)
入口 逃がし弁	[]	15.4	417.77	[]	120.66	175.2
		15.4	115.41		63.40	175.2

* : ボイラー構造規格より設計の許容値として0.8Sを適用した。

[] 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

表3 弁耐圧部の接合部評価結果 (ボンネットボルトの伸び量)

弁番号	①ボンネットフランジ厚さ (ふた)(mm)	②弁箱フランジ厚さ(mm)	③縦断係数 (ボンネットボルト) (MPa)	④縦断係数 (ボンネットボルト) (mm/mm C)	ボンネットボルト の材料	⑤縦断係数 (フランジ)(mm/mm C)	ボンネットフランジ の材料	弁箱フランジの材 料	⑥内圧による伸び量 (mm)	⑦熱による伸び量 (mm)	⑧フランジ の伸び量(mm)	⑩' ボンネットボルトの 発生応力(MPa)	⑨' 伸び量 (mm)	⑪ガスケット厚さ (mm)
3V-RH-027AB			186000	1.300E-05		弁ふた(1.300E-05)/弁箱(1.718E-05)			0.033	0.183	0.213	122.05	0.003	
3V-RH-004AB			186000	1.300E-05		弁ふた(1.300E-05)/弁箱(1.718E-05)			0.008	0.207	0.242	27.06	-0.027	

表4 弁耐圧部の接合部評価結果 (ボンネットボルトの発生応力)

弁番号	①' 締付 トルク値 (N・m)	②' ボルト 本数 (本)	③' ボルト 外径 (mm)	④' ボルト締付 トルクによる全 締付荷重(N)	⑤' ガスケット 反力円の直径 (mm)	⑥' ガスケット の有効幅(mm)	⑦' ガスケット 係数	⑧' 157k加圧 に必要な最小 荷重(N)	⑨' 不足する 荷重W0(N)	⑩' ボルト1本 当たりに 発生する荷重 (N)	⑪' ボルト径 面積(mm ²)	⑫' ボンネットボルトの 発生応力(MPa)
3V-RH-027AB		6	10	99900				142372	-42472	-7079	58	122
3V-RH-004AB		12	16	540000				590980	-50980	-4248	157	27

表5 弁耐圧部の接合部評価結果 (ボンネットボルト座面の面圧、ボンネットフランジとベローズの合わせ面の面圧)

弁番号	ナット材質	ボンネット フランジの 材質	リフト制御 板の材料	ナット呼び径	(a)メタルタッ チ部外径 (mm)	(b)メタルタッ チ部内径 (mm)	(d)ナット面 外径 (mm)	(e)ボンネット 穴径 (mm)	(h)ナット面積 (mm ²)	(i)ボルト本数 (本)	⑧' Wm1	(j)フランジ応力 (MPa)	フランジの許容 応力Su (MPa)	ベローズの許容 応力Su (MPa)	(k)ナット締付部 の発生応力 (MPa)	ナットの許容応 力Su (MPa)
3V-RH-004AB				M16			22.5	19.0	114.1	12	590980	149.7	438	374	431.7	604

* : 伸び量がマイナスである3V-RH-004A, Bのみ評価を行った。

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

弁（逃がし弁、その他の弁を除く）からの 漏えいの可能性について

余熱除去系統のプロセス弁（3V-RH-006A, B 及び 3V-RH-008A, B を除く）の弁本体の耐圧部及び弁耐圧部の接合部について、ISLOCA 発生時の高温（300℃）、高圧（15.4MPa）の条件下で漏えいが発生しないことを以下のとおり確認した。3V-RH-006A, B 及び 3V-RH-008A, B は ISLOCA 発生時の圧力である 15.4MPa を上回る圧力で耐圧試験を実施し十分な耐圧性を確認できていることから、漏えい評価の対象外とした。また、プロセス弁のグランド部（逆止弁を除く）については、高温・高圧の条件下においてもグランドパッキンは機能し、有意な漏えいは発生しないと考えられるが、評価にあたっては保守的にグランドパッキンの存在を無視してグランド部から漏えいするものと想定し、破断面積を算出した。

計器入口弁については、計器入口弁の耐圧試験と計器本体の耐圧試験を確認した結果、計器本体の耐圧試験の圧力が ISLOCA 発生時の圧力（15.4MPa）を下回るものがあり、それらは破損する可能性があることから、破断面積の算出対象とした。

1. 強度評価

1.1 評価部位の選定

プロセス弁（3V-RH-006A, B 及び 3V-RH-008A, B を除く）の構成部品のうち、ISLOCA 発生時に漏えいが発生すると想定される部位は、弁箱及び弁蓋からなる弁本体の耐圧部、弁耐圧部の接合部及びグランド部があり、それらについて評価した。

計器入口弁については、下流側に設置している計器本体も含めて評価を行った。

1.2 評価方法

(1) 弁本体の耐圧部の評価

設計・建設規格「解説 VVB-3100 弁の圧力温度基準」を適用し必要な最小厚さを算出し、実機の最小厚さが必要な最小厚さを上回ることを確認した。

$$t = \frac{Pd}{2S - 1.2P} \quad (\text{解説 VVB-1})$$

t : 弁箱の最小厚さ

P : 15.4 (MPa)

d : 内径 (mm)

S : 設計引張強さ (Su=420 (MPa) , at 300℃)

(2) 弁耐圧部の接合部の評価

弁耐圧部の接合部については、ボンネットボルトの内圧と熱による伸び量、及びボンネットフランジと弁箱フランジの熱による伸び量を評価し、ボンネットボルトの伸び量からボンネットフランジと弁箱フランジの伸び

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

量を差し引いた伸び量がプラスの場合とマイナスの場合について評価を行った。

・伸び量がプラスの場合

ボンネットボルトの伸び量からボンネットフランジと弁箱フランジの伸び量を差し引いた伸び量がガスケットの復元量^{*1}を下回ることを確認した。

*1: ガスケットに締付面圧を加えていくと弾性変形が生じ、更に締付面圧を加えていくと塑性変形が生じる。塑性変形したガスケットの締付面圧を緩和した場合、弾性領域分のみが復元する性質がある。弁耐圧部の接合部のシールのため、ガスケットには塑性領域まで締付面圧を加えて初期圧縮を加えており、締付面圧緩和時に弾性領域分の復元が生じ、復元量以下であればシール性は確保される。ガスケットの復元量は、メカ試験によって確認した値。

・伸び量がマイナスの場合

伸び量がマイナスの場合は、弁耐圧部の接合部は増し締めされることになる。弁耐圧部の接合部については、ボンネットフランジと弁箱フランジがメタルタッチしており、それ以上ガスケットが圧縮しない構造となっていることから、ボンネットナット座面の面圧とボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面の面圧が材料の許容応力を下回ることを確認した。

a. 内圧による伸び量

ボンネットボルトの発生応力 (MPa)

$$\textcircled{4}' = (1000 \times \textcircled{1}' \times \textcircled{2}') / (0.2 \times \textcircled{3}')$$

$$\textcircled{8}' = (\pi \times \textcircled{5}' \times 15.4 / 4) \times (\textcircled{5}' + 8 \times \textcircled{6}' \times \textcircled{7}')$$

$$\textcircled{9}' = \textcircled{4}' - \textcircled{8}'$$

$$\textcircled{10}' = \textcircled{9}' / \textcircled{2}'$$

$$\textcircled{12}' = \textcircled{10}' / \textcircled{11}'$$

①' : 締付けトルク値 (N・m)

②' : ボンネットボルト本数 (本)

③' : ボンネットボルト外径 (mm)

④' : ボンネットボルト締付けトルクによる全締付荷重 (N)

⑤' : ガスケット反力円の直径 (mm)

⑥' : ガスケット有効幅 (mm)

⑦' : ガスケット係数

⑧' : 15.4MPa 加圧に必要な最小荷重 (N)

⑨' : 不足する荷重 (N)

⑩' : ボンネットボルト 1 本あたりに発生する荷重 (N)

⑪' : ボンネットボルト径面積 (mm²)

$$\textcircled{12}' = \textcircled{3}' \times \delta / (\textcircled{1}' + \textcircled{2}')$$

$$\delta = \textcircled{6}'$$

- ①：ボンネットフランジ厚さ（ふた）（mm）
- ②：弁箱フランジ厚さ（mm）
- ③：ボンネットボルト材料の縦弾性係数（MPa）, at300℃
- ⑥：ボンネットボルトの内圧による伸び量（mm）

b. 熱による伸び量

ボンネットボルトの熱による伸び量

- $④ \times (① + ②) \times (300^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}) = ⑦$
- ①：ボンネットフランジ厚さ（ふた）（mm）
- ②：弁箱フランジ厚さ（mm）
- ④：線膨張係数（ボンネットボルト）（MPa）
- ⑦：ボンネットボルトの熱による伸び量（mm）

ボンネットフランジと弁箱フランジの熱による伸び量

- $⑤ \times (① + ②) \times (300^\circ\text{C} - 21^\circ\text{C}) = ⑧$
- ①：ボンネットフランジ厚さ（ふた）（mm）
- ②：弁箱フランジ厚さ（mm）
- ⑤：線膨張係数（フランジ）（MPa）
- ⑧：ボンネットフランジと弁箱フランジの熱による伸び量（mm）

c. 伸び量

伸び量（mm） = ⑥ + ⑦ - ⑧

- ⑥：ボンネットボルトの内圧による伸び量（mm）
- ⑦：ボンネットボルトの熱による伸び量（mm）
- ⑧：ボンネットフランジと弁箱フランジの熱による伸び量（mm）

d. ボンネットナット座面の面圧

ボンネットボルト締付荷重として評価された W_{m1} を、ボンネットナット座面の面積 S で除し、面圧を算出する。ボンネットナット座面を図1、2に示す。

$$W_{m1} = ⑧' \quad (\text{N})$$

弁はボンネットナットが2種類あるため、ボンネットナット座面の面積 S で除し、面圧の算出する2パターンを下記に示す。

<パターン1>

$$S = ((d)^2 - (e)^2) / 4 \times \pi$$

$$= (h) \quad (\text{図1参照})$$

面圧

$$\sigma = W_{m1} / S / \text{ボンネットボルト本数} = ⑧' / (f) / (i)$$

$$\sigma = (k)$$

<パターン2>

$$S = (\sqrt{3}/4 \times (f)^2 \times 6) - (g)$$

$$= (h) \quad (\text{図2参照})$$

面圧

$$\sigma = Wm1/S = \textcircled{8}' / (h) / (i)$$

$$\sigma = (k)$$

⑧' : 15.4MPa 加圧に必要な最小荷重 (N)

(d) : ボンネットナット面外径 (mm)

(e) : ボンネット穴径 (mm)

(f) : ボンネットナット面直径 (mm)

(g) : ボンネット穴面積 (mm²)

(h) : ボンネットナット面積 (mm²)

(i) : ボンネットボルト本数 (本)

(k) : ボンネットナット応力 (MPa)

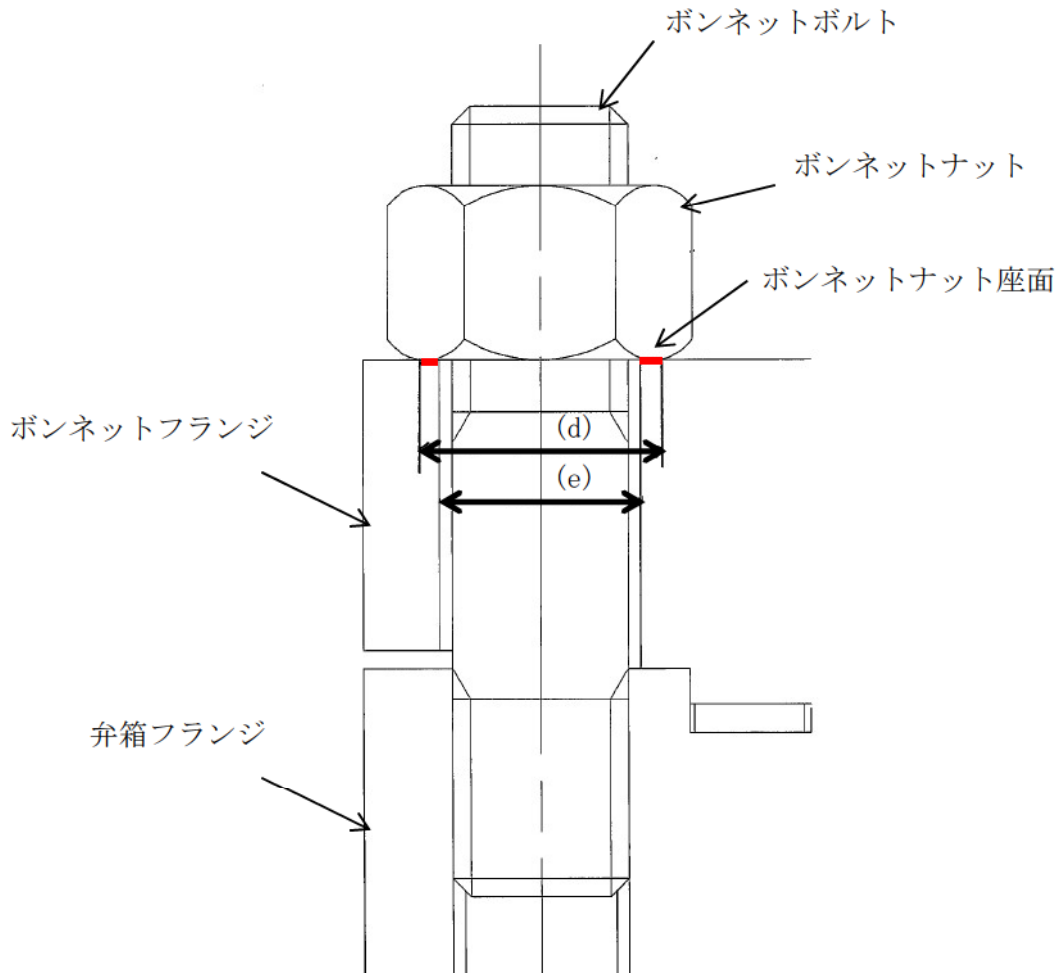


図1 ボンネットナット座面<パターン1>

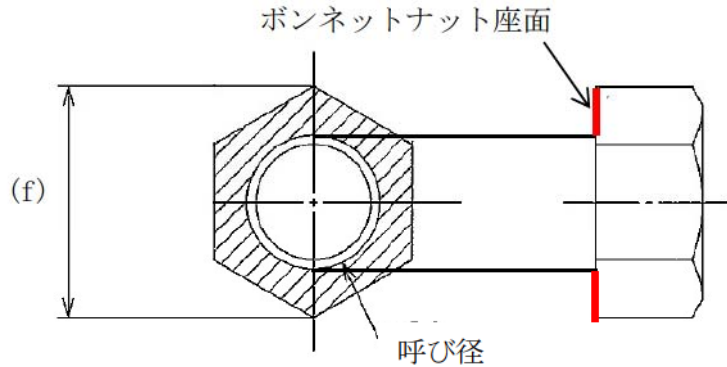


図2 ボンネットナット座面<パターン2>

e. ボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面の面圧

ボンネットボルト締付時のボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面の面圧を算出する。

ボンネットボルト締付荷重として評価された W_{m1} を、合わせ面の面積 S で除し、面圧を算出する。

$$W_{m1} = \textcircled{8}' \text{ (N)}$$

$$S = ((a)^2 - (b)^2) / 4 \times \pi$$

$$= (c) \quad (\text{図3参照})$$

面圧

$$\sigma = W_{m1} / S = \textcircled{8}' / (c)$$

$$\sigma = (j)$$

$\textcircled{8}'$: 15.4MPa 加圧に必要な最小荷重 (N)

(a) : メタルタッチ部外径 (mm)

(b) : メタルタッチ部内径 (mm)

(c) : メタルタッチ部面積 (mm^2)

(j) : ボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面の応力 (MPa)

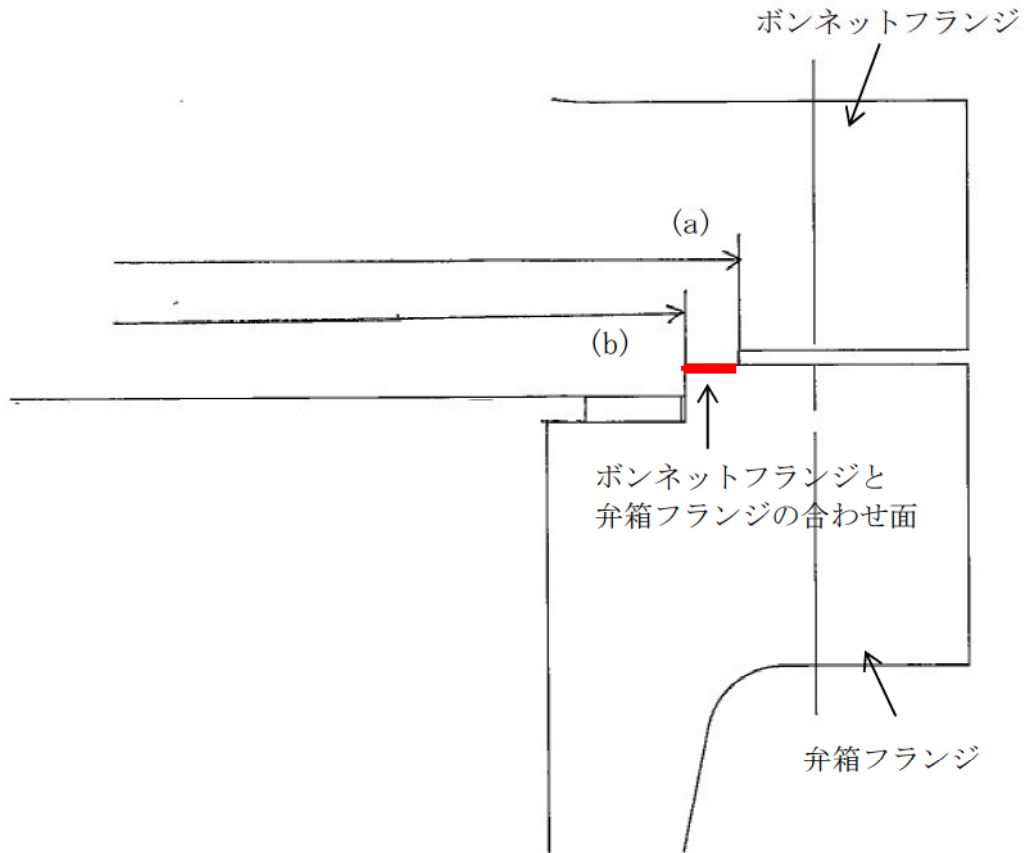


図3 ボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面

(3) 計器入口弁の評価

計器入口弁の耐圧試験と計器本体の耐圧試験を確認し、ISLOCA 発生時の圧力 (15.4MPa) と比較評価した。

1.3 評価結果

プロセス弁 (3V-RH-006A, B 及び 3V-RH-008A, B を除く) の各部位について評価した結果、表 1～4 に示すとおり実機の値は判定基準を満足し、ISLOCA 発生時の高温 (300℃)、高圧 (15.4MPa) の条件下で破損せず、漏えいは発生しないことを確認した。3V-RH-006A, B 及び 3V-RH-008A, B は、ISLOCA 発生時の圧力 (15.4MPa) を上回る圧力 (15.49MPa 以上) で耐圧試験を実施しており、破損せず漏えいは発生しない。

計器入口弁は ISLOCA 発生時の圧力 (15.4MPa) を上回る圧力 (32.4MPa) で耐圧試験を実施しており、破損せず漏えいは発生しないが、計器本体は耐圧試験圧力が 13.7MPa であるため、15.4MPa が加えられた場合、破損する可能性があることが確認された。

表1 弁本体の耐圧部評価結果

評価部位	材料	P: 内圧 (MPa)	D ₀ or d: 内径 (mm)	S: 設計引張強さ Su (MPa)	実機の最小厚さ (mm)	必要な最小厚さ (mm)
3V-RH-026A, B	[Redacted]	15.4	[Redacted]	420	[Redacted]	3.8
3FCV-604, 614		15.4		420		3.8
3HCV-603, 613		15.4		420		4.7
3V-RH-023A, B		15.4		420		1.5
3FCV-601, 611		15.4		420		1.0
3V-RH-016A, B		15.4		420		4.5
3V-RH-013A, B		15.4		420		4.7
3V-RH-005A, B		15.4		420		6.8
3V-RH-056A, B		15.4		420		7.4
3V-RH-101		15.4		420		1.9
3V-RH-100		15.4		420		1.8

[Redacted] 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

表2 弁耐圧部の接合部評価結果 (ボンネットボルトの伸び量)

弁番号	ボンネットフランジ厚さ (ふた) t_b (mm)	弁箱フランジ厚さ t_c (mm)	縦弾性係数 (ボンネットボルト) E_b (MPa)	縦弾性係数 (ボンネットボルト) α_b (mm/mm/°C)	縦弾性係数 (ボンネットボルト) α_c (mm/mm/°C)	ボンネットフランジの材料	弁箱フランジの材料	内圧によるボンネットボルト伸び量 δ_i (mm)	熱によるボンネットボルト伸び量 δ_{th} (mm)	熱によるボンネットフランジ伸び量 δ_{th} (mm)	ボンネットボルト1本あたりに発生する応力 P_b (MPa)	伸び量 (mm)	ガスケットの復元量 G (mm)
3V-RH-026A, B			186000	1.300E-05	1.718E-05			0.076	0.363	0.479	141.74	-0.040	
3FCV-604, 614			186000	1.300E-05	1.718E-05			-0.013	0.294	0.388	-28.88	-0.107	
3HCV-603, 613			186000	1.300E-05	1.718E-05			-0.013	0.301	0.398	-29.81	-0.110	
3V-RH-023A, B			176000	1.603E-05	1.718E-05			-0.036	0.273	0.292	-104.61	-0.056	
3FCV-601, 611			186000	1.300E-05	1.718E-05			-0.045	0.199	0.264	-151.96	-0.109	
3V-RH-016A, B			186000	1.300E-05	1.718E-05			0.035	0.251	0.345	91.11	-0.049	
3V-RH-013A, B			186000	1.300E-05	1.718E-05			0.054	0.348	0.460	105.13	-0.058	
3V-RH-005A, B			186000	1.300E-05	1.718E-05			0.059	0.388	0.513	103.03	-0.066	
3V-RH-056A, B			186000	1.300E-05	1.718E-05			0.055	0.548	0.724	67.46	-0.121	
3V-RH-101			186000	1.300E-05	1.718E-05			0.002	0.236	0.312	6.66	-0.073	
3V-RH-100			186000	1.300E-05	1.718E-05			0.034	0.185	0.244	123.85	-0.026	

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

表3 弁耐圧部の接合部評価結果 (ボンネットボルトの発生応力)

弁番号	① 締付トルク値 (N・m)	② ボルト本数 (本)	③ ボルト外径 (mm)	④ ボルト締付トルクによる全締付荷重 (N)	⑤ ガスケット反力円の直径 (mm)	⑥ ガスケットの有効幅 (mm)	⑦ ガスケット係数	⑧ 157k加圧に必要な最小荷重 (N)	⑨ 不足する荷重W0(N)	⑩ ボルト1本当たりに発生する荷重 (N)	⑪ ボルト径面積 (mm ²)	⑫ ボンネットボルトの発生応力 (MPa)
3V-RH-026AB		16	22	1385455				1741508	-356053	-22253	157	142
3FCV-604,614		4	20	170700				142396	28304	7076	245	-29
3HCV-603,613		4	22	210455				174327	36127	9032	303	-30
3V-RH-023AB		8	20	540000				334972	205028	25628	245	-105
3FCV-601,611		8	16	360000				169138	190862	23858	157	-152
3V-RH-016AB		20	20	1400000				1846455	-446455	-22323	245	91
3V-RH-013AB		16	22	1385455				1895125	-509671	-31854	303	105
3V-RH-005AB		16	30	2584000				3508827	-924827	-57802	561	103
3V-RH-056AB		20	30	3230000				3986851	-756851	-37843	561	67
3V-RH-101		12	16	540000				552554	-12554	-1046	157	7
3V-RH-100		8	16	360000				515555	-155555	-19444	157	124

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

表 4 弁耐圧部の接合部評価結果 (ボンネット座面の面圧、ボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面の面圧)

弁番号	ナット材質	ボンネットフランジの材質	弁箱フランジの材質	ナット呼び径	(a)メタルタップ部 外径 (mm)	(b)メタルタップ部 内径 (mm)	(c)メタルタップ部 面積 (mm ²)	(d)ナット面 外径 (mm)	(e)ボンネット 穴径 (mm)	(f)ナット面直径 (mm)	(g)ボンネット穴面積 (mm ²)	(h)ナット面積 (mm ²)	(i)ボルト本数 (本)	(j)ボンネットフランジと弁箱フランジの合わせ面の応力 (MPa)	ボンネットフランジと弁箱フランジの許容応力 Su (MPa)	弁箱フランジの許容応力 Su (MPa)	ボンネットフランジと弁箱フランジの許容応力 Su (MPa)	
3V-RH-026AB	SNB7	SCS14A	SCS14A	M22	31.4	25.0	16288.4	31.4	25.0	-	-	283.5	16	106.9	420	420	383.9	632
3FCV-004614	S45C	SUS316	SCS14A	M20	-	-	841.2	-	-	34.6	415.5	362.1	4	169.3	427	420	98.3	632
3HCY-003613	S45C	SUS316	SCS14A	M22	-	-	1382	-	-	37.0	480.9	398.3	4	126.1	427	420	109.4	632
3V-RH-023AB	SNB16	SUSF316	SCS14A	M20	29.0	23.0	1988	29.0	23.0	-	-	245.0	8	168.5	420	420	170.9	604
3FCV-001611	SNB7	SUSF316	SCS14A	M16	22.5	19.0	2650	22.5	19.0	-	-	114.1	8	59.3	420	420	185.3	632
3V-RH-016AB	SNB7	SUSF316	SCS14A	M20	27.7	23.0	10681	27.7	23.0	-	-	187.2	20	172.9	420	420	493.3	632
3V-RH-013AB	SNB7	SUSF316	SCS14A	M22	31.4	25.0	16493	31.4	25.0	-	-	283.5	16	114.9	420	420	417.8	632
3V-RH-005AB	SNB7	SUSF316	SCS14A	M30	42.8	33.0	16185	42.8	33.0	-	-	590.1	16	216.8	420	420	378.1	632
3V-RH-006AB	SNB7	SUSF316	SCS14A	M30	42.8	33.0	29914	42.8	33.0	-	-	590.1	20	133.3	420	420	343.7	632
3V-RH-101	SNB7	SUSF316	SCS14A	M16	22.5	19.0	6359	22.5	19.0	-	-	114.1	12	86.9	420	420	403.6	604
3V-RH-100	SNB7	SUSF316	SCS14A	M16	22.5	19.0	3904	22.5	19.0	-	-	114.1	8	135.5	420	420	564.9	604

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

2. 破断面積

2.1 評価部位の選定と破断面積の評価方法

(1) プロセス弁

弁のグランド部（逆止弁を除く）については、1次冷却材系統の圧力・温度条件下においてもグランドパッキンは機能し、有意な漏えいは発生しないと考えられるが、評価にあたっては保守的にグランドパッキンの存在を無視してグランド部から漏えいするものと想定し、弁本体と弁棒の隙間部の断面積を破断面積とした。

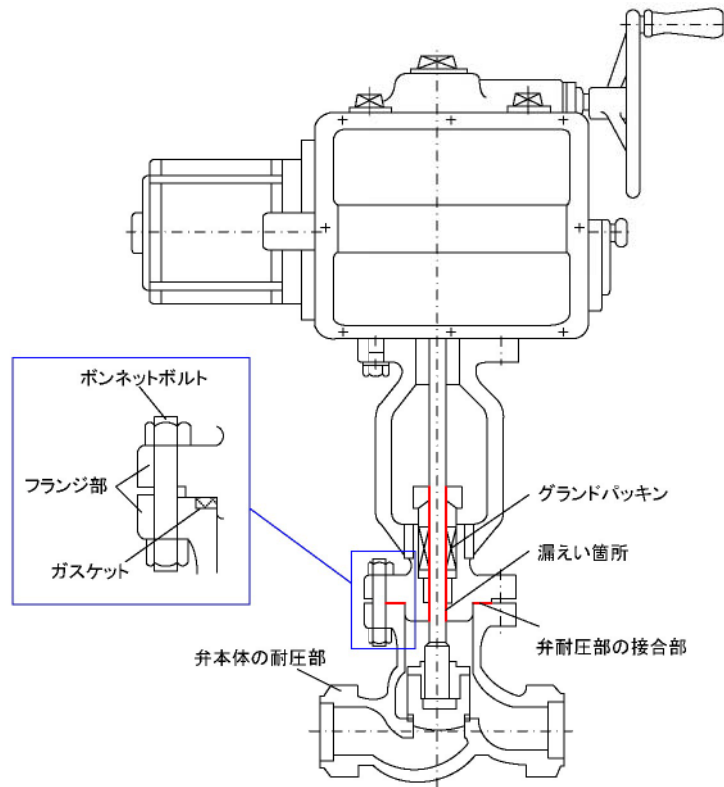
なお、3V-RH-026A, Bは通常運転時は閉止されており、ISLOCA発生時に1次冷却材系統と同一の圧力・温度が上流側よりかかる弁である。しかし、図11に示す通り、閉止状態の玉形弁の構造上弁グランド部に上流側の圧力がかかる事はない。従って、破断面積評価の対象外とした。

(2) 計器入口弁

ISLOCAにより計器本体が破損し漏えい起きた場合、計器入口弁の内径に応じて漏えい量が決まるため、破断面積は破損が想定される計器の入口弁の内径から算出した。

2.2 破断面積の評価結果

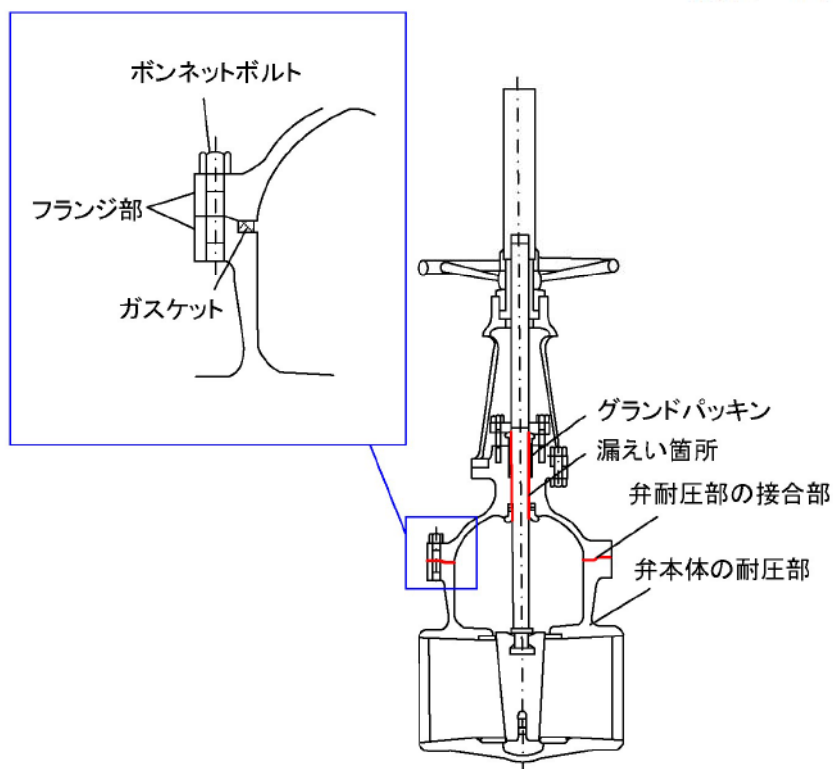
評価結果を図4～10にまとめる。



	3FCV-601, 611
呼び径 (inch) / 最高使用圧力 (MPa)	2 / 4.5
弁棒直径 : A (mm)	
弁棒貫通部の内径 : B (mm)	
隙間部の幅 : B-A (mm)	
隙間部の面積 (mm ²)	11.68
漏えい量評価に用いる 破断面積 (inch ²)	0.02

図4 電動弁

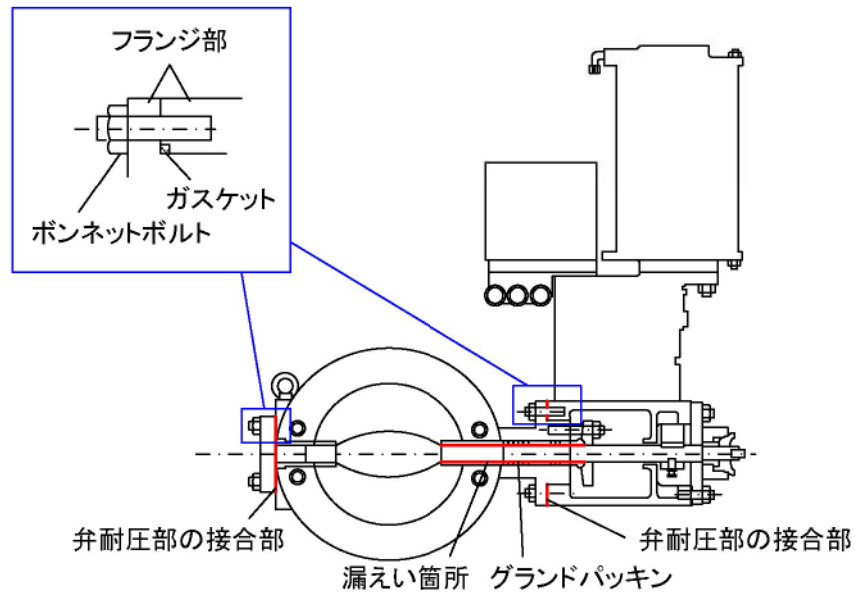
枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。



	3V-RH-055A, B	3V-RH-100
呼び径 (inch) / 最高使用圧力 (MPa)	16 / 4.5	4 / 4.5
弁棒直径 : A (mm)		
弁棒貫通部の内径 : B (mm)		
隙間部の幅 : B - A (mm)		
隙間部の面積 (mm ²)	32.43	11.68
漏えい量評価に用いる破断面積 (inch ²)	0.05	0.02
	3V-RH-058A, B	
呼び径 (inch) / 最高使用圧力 (MPa)	16 / 4.5	
弁棒直径 : A (mm)		
弁棒貫通部の内径 : B (mm)		
隙間部の幅 : B - A (mm)		
隙間部の面積 (mm ²)	32.43	
漏えい量評価に用いる破断面積 (inch ²)	0.05	

図5 仕切弁

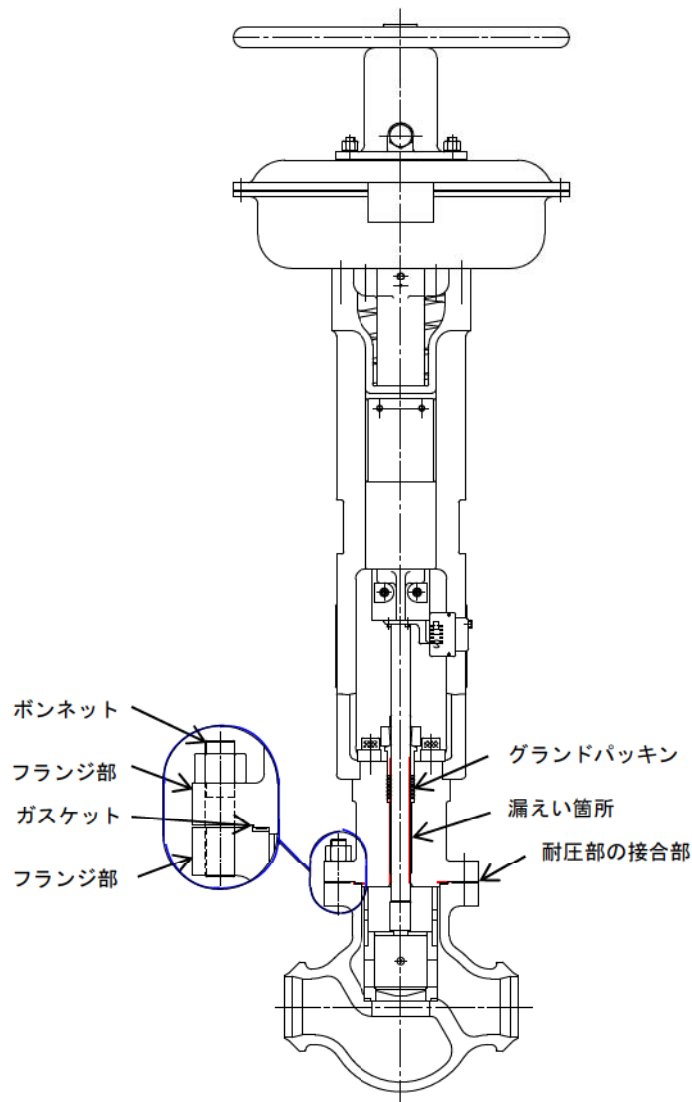
枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。



	3FCV-604, 614	3HCV-603, 613
呼び径 (inch) / 最高使用圧力 (MPa)	8 / 4.5	10 / 4.5
弁棒直径 : A (mm)		
弁棒貫通部の内径 : B (mm)		
隙間部の幅 : B-A (mm)		
隙間部の面積 (mm ²)	5.34	6.60
漏えい量評価に用いる破断面積 (inch ²)	0.01	0.01

図6 バタフライ弁

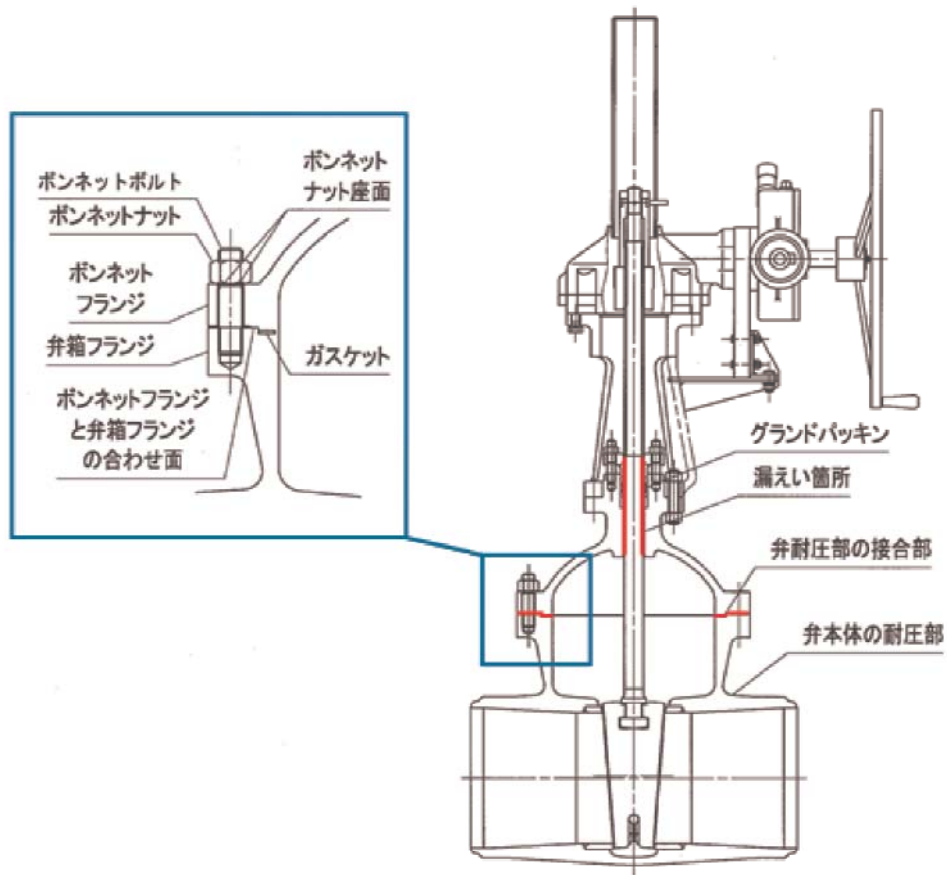
枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。



	3V-RH-023A, B
呼び径 (inch) / 最高使用圧力 (MPa)	3 / 4.5
弁棒直径 : A (mm)	<div style="border: 2px solid black; width: 40px; height: 40px; margin: 0 auto;"></div>
弁棒貫通部の内径 : B (mm)	
隙間部の幅 : B - A (mm)	
隙間部の面積 (mm ²)	28.41
漏えい量評価に用いる破断面積 (inch ²)	0.04

図7 空気作動弁

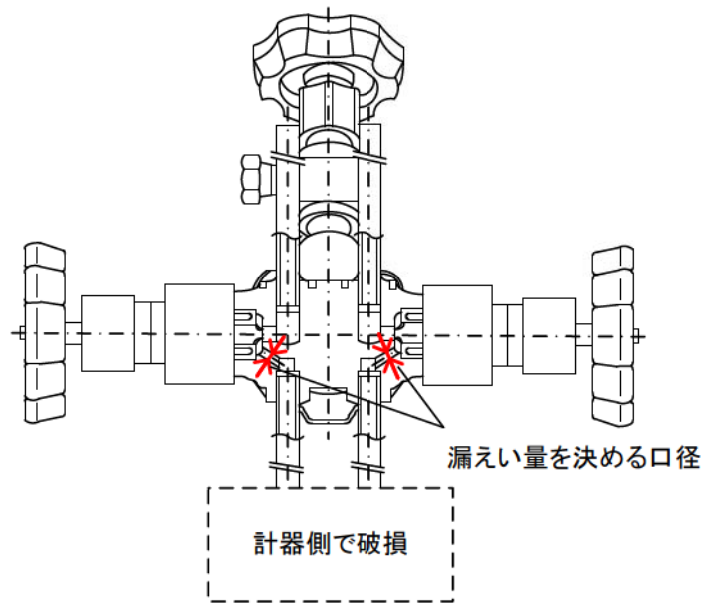
枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。



	3V-RH-016A, B	3V-RH-005A, B
呼び径 (inch) / 最高使用圧力 (MPa)	10 / 4.5	16 / 4.5
弁棒直径 : A (mm)		
弁棒貫通部の内径 : B (mm)		
隙間部の幅 : B - A (mm)		
隙間部の面積 (mm ²)	49.53	66.68
漏えい量評価に用いる破断面積 (inch ²)	0.08	0.10

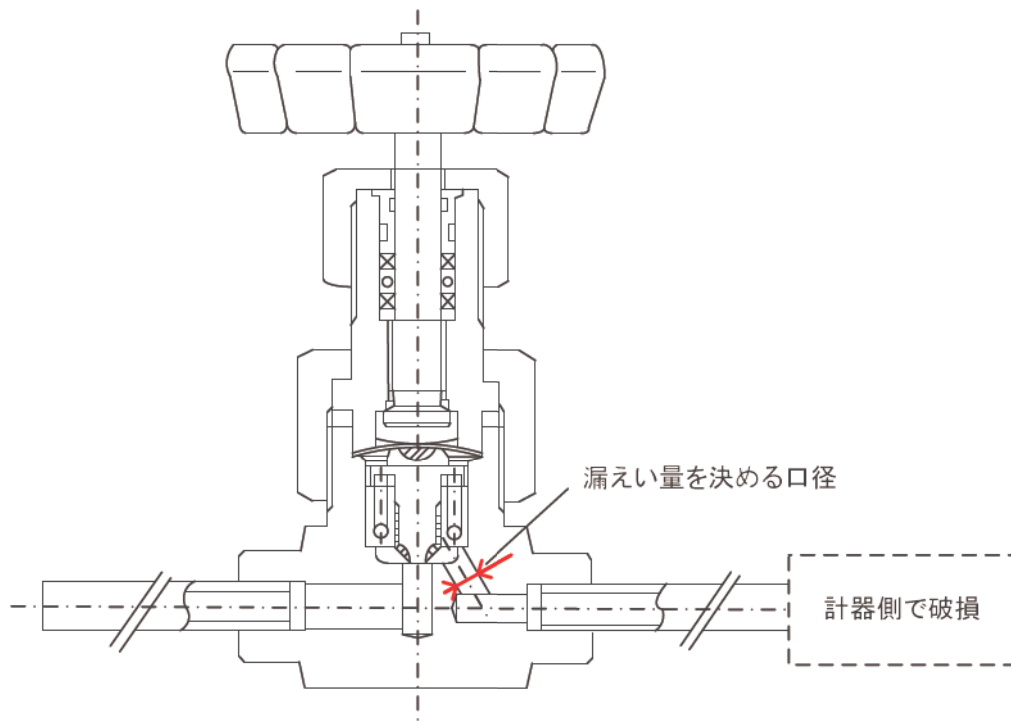
図8 ツインパワー弁

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。



		流量伝送器 3FT-601, 611	流量伝送器 3FT-604, 614
最高使用圧力 (MPa)		4.5	4.5
計器の 強度評価	計器耐圧 (MPa)	13.7	13.7
	要求耐圧 (MPa)	15.4	15.4
	評価	耐圧試験圧力が 13.7MPa であるため、15.4MPa が加えられた場合、破損する可能性がある。	
計器 入口弁の 強度評価	加圧条件 (MPa)	15.4	15.4
	耐圧試験圧力 (MPa)	32.4	32.4
	評価	ISLOCA 時の圧力を上回る圧力で耐圧試験を実施しており、破損しない。	
漏えい箇所の想定		計器入口弁は破損しないが、計器は破損する可能性がある。このため、ISLOCA により計器本体が破損し漏えい起きた場合、計器入口弁の口径に応じて漏えい量が決まる。	
漏えい量を決める口径 (mm)		4	4
漏えいを決める面積 (mm ²)		13	13
漏えい量評価に用いる 破断面積 (inch ²)		0.02×2 箇所 (弁 1 個あたり)	0.02×2 箇所 (弁 1 個あたり)

図9 計器入口弁 (1 / 2)



		圧力伝送器 3PT-601, 611	現場圧力計 3PI-600, 610
最高使用圧力 (MPa)		4.5	4.5
計器の 強度評 価	計器耐圧 (MPa)	21	6
	要求耐圧 (MPa)	15.4	15.4
	評 価	ISLOCA 時の圧力を上回る圧力 で耐圧試験を実施しており、破 損しない。	耐圧試験圧力が6MPaである ため、15.4MPa が加えられた 場合、破損する可能性がある。
計器 入口弁 の 強度評 価	加圧条件 (MPa)	15.4	15.4
	耐圧試験圧力 (MPa)	32.4	32.4
	評 価	ISLOCA 時の圧力を上回る圧力 で耐圧試験を実施しており、破 損しない。	ISLOCA 時の圧力を上回る圧 力で耐圧試験を実施して おり、破損しない。
漏えい箇所の想定		計器、計器入口弁ともに ISLOCA 時の圧力を上回る圧力で耐圧試 験を実施しており、破損しない ため、漏えいはない。	計器入口弁は破損しない が、計器は破損する可能性 がある。このため、ISLOCA により計器本体が破損し漏 えいが起きた場合、計器入 口弁の口径に応じて漏えい 量が決まる。
漏えい量を決める口径 (mm)		—	5
漏えいを決める面積 (mm ²)		—	20
漏えい量評価に用いる 破断面積 (inch ²)		—	0.03

図10 計器入口弁 (2 / 2)

図11は3V-RH-026A,Bと同じく一般的な設置状態の玉形弁を示す。
駆動方式に関わらず、閉止状態で弁グランド部に上流側の圧力がかかる事はない。

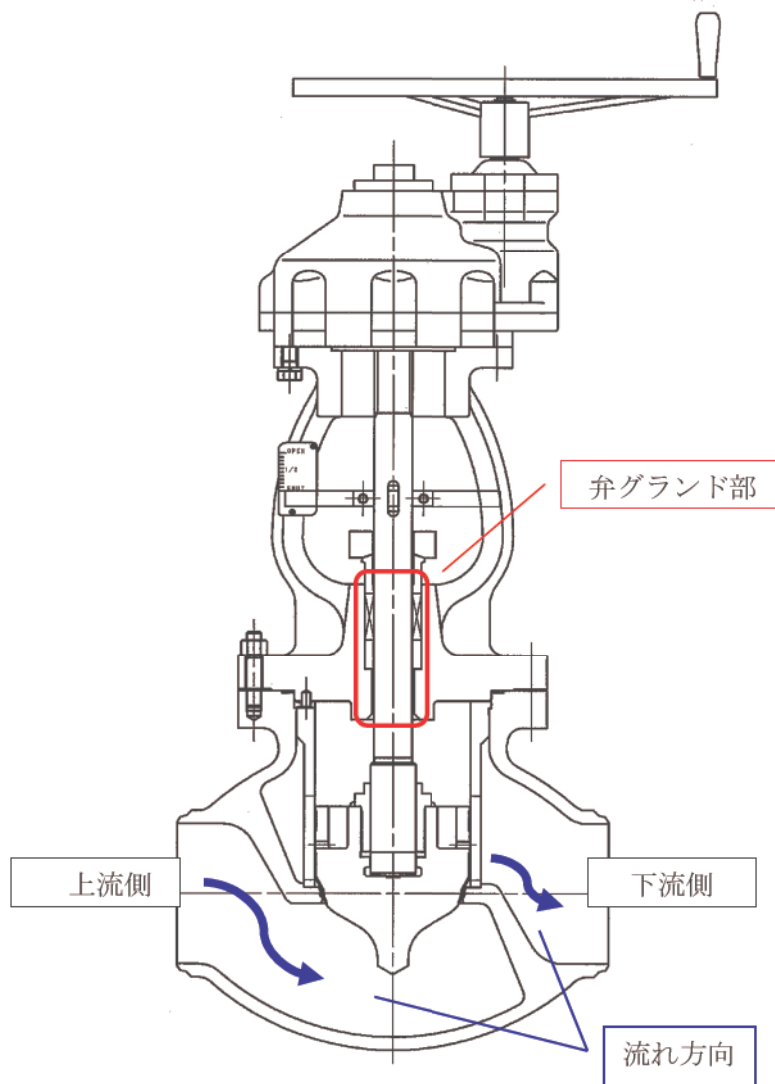


図11 玉形弁

配管からの漏えいの可能性について

配管及びフランジ部について、ISLOCA 発生時の高温 (300℃)、高圧 (15.4MPa) の条件下で漏えいが発生しないことを以下のとおり確認した。

1. 強度評価

1.1 評価部位の選定

配管の構成部品の中で漏えいが想定される部位は、高温・高圧の加わる配管と、配管と配管をつなぐフランジ部があり、それらについて評価を行った。余熱除去系統の評価対象配管を図1に示す。

1.2 評価方法

評価対象範囲内の配管は、クラス2配管とクラス3配管（逃がし弁 3V-RH-027A, B、3V-RH-004A, B 下流の配管及び逆止弁 3V-RH-008A, B 上流の配管）から構成されている。クラス2配管については、設計・建設規格「PPC-3530 供用状態 A および B*における一次+二次応力制限」を適用し、評価を行った。一方、クラス3配管については、一般的な評価手法を用いて内圧、自重、及び熱の影響を評価した。

(1) クラス2配管の評価

設計・建設規格「PPC-3530 供用状態 A および B*における一次+二次応力制限」を適用して許容応力及び一次+二次合計応力を算出し、発生応力が許容応力を下回ることを確認した。

*供用状態 A および B について

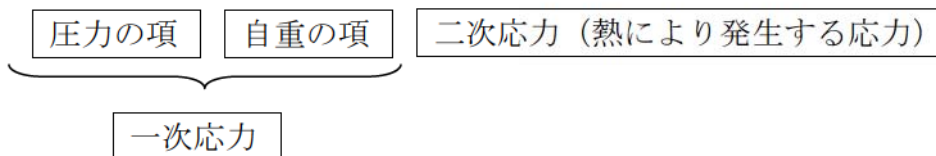
GNR-2110 機器等の供用状態に関する用語

(3) 「供用状態 A」とは、対象とする機器等がその主たる機能を満たすべき運転状態において設計仕様書等で規定された圧力および機械的荷重が負荷された条件下にある状態をいう。

(4) 「供用状態 B」とは、「対象とする機器等が損傷を受けることなく、健全性を維持しなければならない」と設計仕様書等で規定された圧力および機械的荷重が負荷された条件下にある状態をいう。

一次+二次合計応力の評価式

$$S_n = \underbrace{\frac{PD_0}{4t}}_{\text{圧力の項}} + \underbrace{\frac{0.75i_1M_a}{Z}}_{\text{自重の項}} + \underbrace{\frac{i_2M_c}{Z}}_{\text{二次応力 (熱により発生する応力)}} \quad (\text{PPC-4.5})$$



S_n : 一次応力と二次応力を加えて求めた応力 (MPa)

P : 15.4 (MPa) (ISLOCA 発生時の圧力)

D_0 : 管の外径 (mm)

自重の項は既工認の一次応力の値から設計圧力による応力を除いた値とした。また、工認の範囲外の配管については、を適用して評価を行った。

二次応力については、常温(21℃)から177℃へ温度上昇した際の一次+二次応力の解析条件下で算出している既工認の値のうち、二次応力成分の値を常温(21℃)からISLOCA発生時の300℃へ温度上昇した際の二次応力に補正して評価を行った。なお、二次応力(熱曲げモーメントによる応力)は、拘束点における熱膨張によるたわみが原因であり、熱膨張量は温度に比例することから、既工認の一次+二次応力の二次応力成分の値を温度上昇比で線形補正した。

許容応力

$$S_a = 1.25fS_c + (1 + 0.25f)S_h \quad (\text{PPC-4.7})$$

S_a : 許容応力 (MPa)

f : 許容応力低減係数で、表 PPC-3530-1 の左欄に掲げる温度変化サイクル数の区分に応じ、それぞれ同表の右欄に掲げる値

S_c : 室温における付録材料図表 Part5 表5に規定する材料の許容引張応力 (MPa)

S_h : 使用温度における付録材料図表 Part5 表5に規定する材料の許容引張応力 (MPa)

(2) クラス3配管の評価

評価対象配管は以下の考え方にに基づき、内圧及び熱の影響が最も厳しい配管を選定し、一般的な評価手法を用いて内圧、自重、及び熱の影響による歪を算出し、許容歪量を下回ることを確認した。

- ・内圧による応力について：⑰配管は、⑯配管及び⑱配管に比べて外径が小さいことから、内圧による応力は小さくなる。また、⑯配管と⑱配管については、配管の外径と板厚の関係性は同様であるため、内圧による応力は同等である。
- ・熱膨張による評価について：配管のサポート間隔を図面にて確認し、熱膨張長さに比べて、吸収代が小さく最も熱応力が厳しいと思われる配管部位を選定した結果、⑱配管となった。
これらのことから、内圧による応力、及び熱膨張による評価が厳しくなる⑱配管を選定し、評価を実施した。

なお、ここでいう⑯配管、⑰配管、⑱配管については、別紙-5 (5/9) 余熱除去系統 評価対象配管を参照のこと。

①内圧による応力

$$\sigma = 0.5 \times \frac{PD}{2t} = 110.1 \text{ (MPa)}$$

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

σ : 内圧による応力 (MPa)
 0.5 : 応力係数 0.5 は設計・建設規格「PPC-3520 設計条件における一次応力制限」に準拠
 P : 15.4MPa (ISLOCA 発生時の圧力)
 D : 配管の外径 (D=114.3 (mm))
 t : 配管の板厚 (t=4.0 (mm))

以上の応力を歪換算すると、

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \doteq 0.063\%$$

σ : 内圧による応力 (MPa)
 E : 縦弾性係数 (E=176000 (MPa) , at300°C, SUS304TP)

②自重による応力

当該配管は [] を適用した。

以上の応力を歪換算すると、

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \doteq []$$

σ : []
 E : 縦弾性係数 (E=176000 (MPa) , at300°C, SUS304TP)

③熱膨張による評価

⑱配管において、最も熱応力が厳しいと思われる配管部位について、3次元 FEM 解析を行い、最も歪の大きくなる曲がりの腹部の弾塑性歪を算出した。材料は、加工硬化を考慮しない完全弾性塑性体として解析を行った。

以上の計算の結果、熱膨張による歪は、約 5.0%となる。

(3) フランジ部の評価

設計・建設規格「PPC-3414 フランジ」を適用してフランジ応力算定用圧力からフランジボルトの伸び量を算出したところ伸び量がマイナスであった。伸び量がマイナスの場合は、フランジ部が増し締めされるため、ガスケットの合計圧縮量 (ガスケットの初期圧縮量-伸び量) がガスケットの最大圧縮量^{*1}を下回ることを確認した。フランジ部の構造を図 2 に示す。

また、熱曲げモーメントの影響については、設計・建設規格で規定されている (PPD-1.7) 式を準用し、フランジ部に作用するモーメントを圧力に換算して評価を行った。

*1 : ガスケットの最大圧縮量は、ガスケットを圧縮させ、性能に影響がないことをメーカ試験によって確認した値。

[] 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

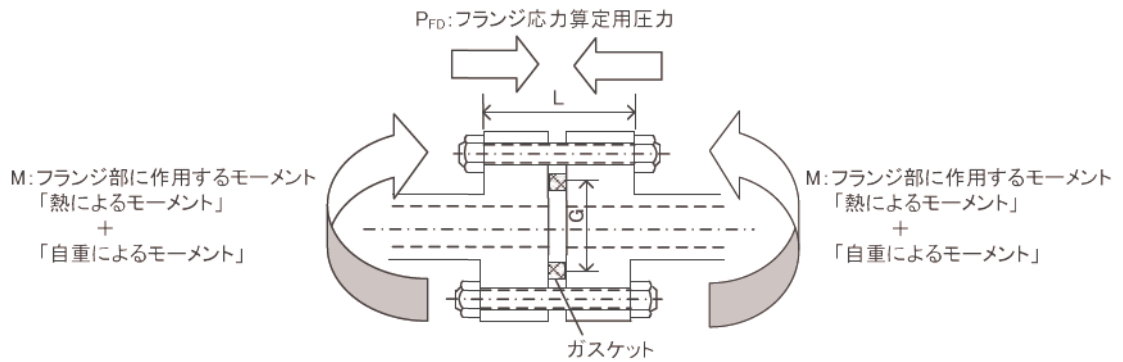


図2 フランジ部

$$P_{FD} = P + P_{eq} \quad (\text{PPD-1.6})$$

P_{FD} : フランジ応力算定用圧力 (MPa)

P : 15.4 (MPa) (ISLOCA 発生時の圧力)

P_{eq} : 管の自重およびその他機械的荷重によりフランジ部に作用する曲げモーメントを圧力に換算した等価圧力 (MPa)

$$P_{eq} = \frac{16M}{\pi G^3} \quad (\text{PPD-1.7})$$

M : フランジ部に作用するモーメント (N・mm)

「熱によるモーメント」 + 「自重によるモーメント」

G : ガスケット反力のかかる位置を通る円の直径 (mm)

二次応力については、既工認における常温(21℃)から177℃へ温度上昇した際の一次+二次応力の解析条件下で算出している値のうち、二次応力成分の値を常温(21℃)からISLOCA発生時の300℃へ温度上昇した際の二次応力に補正して評価を行った。なお、二次応力(熱曲げモーメントによる応力)は、拘束点における熱膨張によるたわみが原因であり、熱膨張量は温度に比例することから、既工認の一次+二次応力の二次応力成分の値を温度上昇比で線形補正した。なお、工認対象外のフランジについては、常温(21℃)から177℃へ温度上昇した際の二次応力を [] とし、その値を常温(21℃)からISLOCA発生時の300℃へ温度上昇した際の二次応力に補正して評価を行った。

1.3 評価結果

配管及びフランジ部について評価した結果、表1～3に示すとおり実機の値は判定基準を満足し、ISLOCA発生時の高温(300℃)、高圧(15.4MPa)の条件下で破損せず、漏えいは発生しないことを確認した。

[] 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

表1 配管評価結果 (クラス2配管)

NO	クラス区分	外径 (mm)	厚さ (mm)	材料	評価圧力 (MPa)	評価温度 (°C)	一次応力				一次・二次応力	
							圧力による応力 (MPa)	外荷重(自重)による応力 (MPa)	合計応力 (MPa)	許容応力 (MPa) Min(2.25Sm, 1.8Sy)	一次・二次合計応力 (MPa)	許容応力 (MPa) Sa
①	2	318.5	10.3	SUS304TP	15.4	300	119.1	14.2 (注1)	134	228	250 (注5)	298
②	2	318.5	25.4	SUS316TP	15.4	300	48.3	21.9 (注2)	71	235	227 (注5)	310
③	2	318.5	10.3	SUS304TP	15.4	300	119.1	49.2 (注2)	169	228	273 (注6)	298
④	2	408.4	12.7	SUS304TPY	15.4	300	123.2	40.0 (注2)	164	228	225 (注6)	298
⑤	2	355.6	11.1	SUS304TP	15.4	300	123.3	10.0 (注2)	134	228	234 (注6)	298
⑥	2	267.4	9.3	SUS304TP	15.4	300	110.7	35.7 (注3)	147	228	263 (注7)	298
⑦	2	216.3	8.2	SUS304TP	15.4	300	101.6	23.3 (注3)	125	228	226 (注7)	298
⑧	2	89.1	4.0	SUS304TP	15.4	300			116	228		298
⑨	2	60.5	3.5	SUS304TP	15.4	300			97	228		298
⑩	2	27.2	2.5	SUS304TP	15.4	300			72	228		298
⑪	2	34.0	3.0	SUS304TP	15.4	300			74	228		298
⑫	2	9.93	1.65	SUS316TB	15.4	300			53	235		310
⑬	2	114.3	6.0	SUS304TP	15.4	300			104	228		298
⑭	2	216.3	8.2	SUS304TP	15.4	300			132	228	202 (注9)	298
⑮	2	42.7	6.4	SUS304TP	15.4	300			56	228		298

評価: 一次応力及び一次・二次応力は、許容応力以下であるので強度は十分である。
 (注1) 既工事計画認可申請書分割第5次申請添付資料7-5-13「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。記載値はブロック⑥のうち今回の評価対象範囲の一次応力の最大値から通常設計時の最高使用圧力による応力を除いた値。
 (注2) 既工事計画認可申請書分割第4次申請添付資料5-6-4「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。記載値はブロック③のうち今回の評価対象範囲の一次応力の最大値から通常設計時の最高使用圧力による応力を除いた値。
 (注3) 既工事計画認可申請書分割第4次申請添付資料5-6-4「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。記載値はブロック④のうち今回の評価対象範囲の一次応力の最大値から通常設計時の最高使用圧力による応力を除いた値。
 (注4) 既工事計画認可申請書分割第5次申請添付資料7-5-13「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。記載値はブロック⑥のうち今回の評価対象範囲の一次・二次応力の最大値の二次応力成分を(300-常温)/(177-常温)倍したものである。
 (注5) 既工事計画認可申請書分割第4次申請添付資料5-6-4「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。記載値はブロック③のうち今回の評価対象範囲の一次・二次応力の最大値の二次応力成分を(300-常温)倍したものである。
 (注6) 既工事計画認可申請書分割第4次申請添付資料5-6-4「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。記載値はブロック④のうち今回の評価対象範囲の一次・二次応力の最大値の二次応力成分を(300-常温)倍したものである。
 (注7) 既工事計画認可申請書分割第4次申請添付資料5-6-4「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。記載値はブロック④のうち今回の評価対象範囲の一次・二次応力の最大値の二次応力成分を(300-常温)倍したものである。
 (注8) 既工事計画認可申請書分割第4次申請添付資料5-6-4「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。記載値はブロック④のうち今回の評価対象範囲の一次・二次応力の最大値の二次応力成分を(300-常温)倍したものである。
 (注9) 既工事計画認可申請書分割第4次申請添付資料5-6-4「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。記載値はブロック④のうち今回の評価対象範囲の一次・二次応力の最大値の二次応力成分を(300-常温)倍したものである。

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

表2 配管評価結果(クラス3配管)

NO	⑱※1
使用温度(°C)	300
使用圧力(MPa)	15.4
材質	SUS304TP
降伏点(MPa)	127
縦弾性係数(MPa)	176000
口径(熱応力が最も大きい部位)(mm)	114.3
板厚(熱応力が最も大きい部位)(mm)	4.0
内圧による応力(MPa)	110.1
上記の歪量(%)	0.063
熱膨張応力による歪(%)	5
許容歪量(%) ※2	19
<p>※1 クラス3配管(⑯配管、⑰配管、⑱配管)の中で、内圧による応力、及び熱膨張による評価が1番厳しくなる配管</p> <p>※2 JIS G 3459で材料に要求される引張強さに相当する歪量</p>	

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

表3 フランジ部評価結果(1/2)

フランジ口径		14B	12B	10B	8B
最高使用温度(°C)		300	300	300	300
最高使用圧力(MPa)		4.5	4.5	4.5	4.5
ガスケット					
ボルト仕様	ボルト材質				
	ボルトサイズ	M36	M30	M30	M30
	本数	20	20	16	12
	E (MPa)	186000	186000	186000	186000
内圧 P (MPa)		15.4	15.4	15.4	15.4
フランジに作用する自重曲げモーメント $M^{注1}$ (N・mm)		10030000	22332000	16789710	6260710
フランジに作用する熱伸び曲げモーメント $M^{注2}$ (N・mm)		108123400	27915000	70780150	29019600
曲げモーメントによる等価圧力 $Peq^{注3}$ (MPa)		10.18	5.61	16.35	11.77
内圧P+等価圧力 Peq (MPa)		25.58	21.01	31.75	27.17
G (mm)		389.6	357.3	301.0	248.1
有効断面積(mm ²) $A=\pi/4G^2$		119214.14	100266.51	71157.86	48344.09
発生荷重F (N) $F=(P+Peq)*A$		3048972	2106623	2259550	1313307
ボルト(1本)に生じる荷重 F/n(N)		152449	105331	141222	109442
ボルト断面積 A2(mm ²)		1017.88	706.86	706.86	706.86
ボルト(1本)に生じる応力 (MPa)		149.77	149.01	199.79	154.83
ボルトひずみ ϵ		0.00081	0.00080	0.00107	0.00083
ボルト長さL1 (mm)		168.8	149.0	206.2	290.4
ボルトの伸び量 $\Delta L1$ (mm)		0.14	0.12	0.22	0.24
初期締付荷重(N)		110000	72000	71000	70000
初期締付による応力 (MPa)		108.1	101.9	100.4	99.0
ボルトひずみ ϵ_0		0.00058	0.00055	0.00054	0.00053
初期締付によるボルトの伸び量 $\Delta L0$ (mm)		0.10	0.08	0.11	0.15
荷重によるボルトの伸び量 $\Delta L1-\Delta L0$ (mm)		0.04	0.04	0.11	0.09
ボルト熱膨張係数 $\alpha 1$ (mm/mm°C)		1.300E-05	1.300E-05	1.300E-05	1.300E-05
フランジ(SUS304)熱膨張係数 $\alpha 2$ (mm/mm°C)		1.707E-05	1.707E-05	1.707E-05	1.707E-05
弁(SCS14A)熱膨張係数 $\alpha 3$ (mm/mm°C)		-	-	-	1.718E-05
ボルト熱伸び対象長さL2 (mm)		168.8	149.0	206.2	290.4
フランジ(SUS304)熱伸び対象長さL3 (mm)		162.4	145.8	199.8	124.0
弁(SCS14A)熱伸び対象長さL4 (mm)		-	-	-	160.0
ボルト熱伸び量 $\Delta L2 = \alpha 1 \cdot L2$ (mm)		0.61	0.54	0.75	1.06
フランジ熱伸び量 $\Delta L3 = \alpha 2 \cdot L3 + \alpha 3 \cdot L4$ (mm)		0.78	0.70	0.95	1.36
伸び量 $\Delta L1 - \Delta L0 + \Delta L2 - \Delta L3$ (mm)		-0.12	-0.12	-0.09	-0.22
ガスケットの初期圧縮量 (mm)					
ガスケットの合計圧縮量 (mm)					
ガスケットの最大圧縮量 (mm)					

(注1)既工事計画認可申請書分割第4次申請添付資料5-6-4「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。14Bの記載値はブロック③の、12B、10B、8Bの記載値はブロック④の一次応力の最大値から通常設計時の最高使用圧力による応力を除いた値に断面係数を乗じて求めた値。

(注2)既工事計画認可申請書分割第4次申請添付資料5-6-4「配管の強度計算書(余熱除去設備)」による。14Bの記載値はブロック③の、12B、10B、8Bの記載値はブロック④の一次+二次応力の最大値から一次応力の最小値を除いた値を(300-常温)/(177-常温)倍した値に断面係数を乗じて求めた値。

(注3)JSME設計・建設規格による機械的荷重による曲げモーメントを等価圧力に換算する式 $Peq=16M/(\pi G^3)$ により算出。今回は、熱伸びによる曲げモーメントも本計算式により等価圧力換算している。

枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

表3 フランジ部評価結果(2/2)

部位		3V-RH-004AB		3V-RH-027AB	
		入口配管	出口配管	入口配管	出口配管
フランジ口径		3-1/2B	4B	1-1/4B	1-1/2B
最高使用温度(°C)		300	300	300	300
最高使用圧力(MPa)		4.5	4.5	4.5	4.5
ガスケット					
ボルト仕様	ボルト材質				
	ボルトサイズ	M22	M16	M16	M12
	本数	8	8	4	4
	E (MPa)	186000	186000	186000	186000
内圧 P (MPa)		15.4	15.4	15.4	15.4
フランジに作用する自重曲げモーメント $M^{注1}$ (N・mm)		653400	1107900	62520	138510
フランジに作用する熱伸び曲げモーメント $M^{注2}$ (N・mm)		2178000	3693000	208400	461700
曲げモーメントによる等価圧力 $Peq^{注3}$ (MPa)		7.60	9.26	8.67	12.83
内圧 $P+$ 等価圧力 Peq (MPa)		23.00	24.66	24.07	28.23
G (mm)		123.8	138.2	54.2	62.0
有効断面積(mm ²) $A=\pi/4G^2$		12037.36	15000.51	2307.22	3019.07
発生荷重F (N) $F=(P+Peq)*A$		276858	369963	55525	85217
ボルト(1本)に生じる荷重 F/n (N)		34607	46245	13881	21304
ボルト断面積 $A2$ (mm ²)		380.13	201.06	201.06	113.10
ボルト(1本)に生じる応力 (MPa)		91.04	230.01	69.04	188.37
ボルトひずみ ϵ		0.00049	0.00124	0.00037	0.00101
ボルト長さ $L1$ (mm)		95.6	51.0	62.1	38.7
ボルトの伸び量 $\Delta L1$ (mm)		0.05	0.06	0.02	0.04
初期締付荷重 (N)		36000	25000	19000	15000
初期締付による応力 (MPa)		94.7	124.3	94.5	132.6
ボルトひずみ ϵ_0		0.00051	0.00067	0.00051	0.00071
初期締付によるボルトの伸び量 $\Delta L0$ (mm)		0.05	0.03	0.03	0.03
荷重によるボルトの伸び量 $\Delta L1-\Delta L0$ (mm)		0.00	0.03	-0.01	0.01
ボルト熱膨張係数 $\alpha 1$ (mm/mm°C)		1.300E-05	1.300E-05	1.300E-05	1.300E-05
管側フランジ(SUS304)熱膨張係数 $\alpha 2$ (mm/mm°C)		1.707E-05	1.707E-05	1.707E-05	1.707E-05
弁側フランジ(SCS14A)熱膨張係数 $\alpha 3$ (mm/mm°C)		1.718E-05	1.718E-05	1.718E-05	1.718E-05
ボルト熱伸び対象長さ $L2$ (mm)		95.6	51.0	62.1	38.7
管側フランジ熱伸び対象長さ $L3$ (mm)		41.4	23.8	26.9	17.5
弁側フランジ熱伸び対象長さ $L4$ (mm)		51.0	24.0	32.0	18.0
ボルト熱伸び量 $\Delta L2 = \alpha 1 \cdot L2$ (mm)		0.35	0.19	0.23	0.14
フランジ熱伸び量 $\Delta L3 = \alpha 2 \cdot L3 + \alpha 3 \cdot L4$ (mm)		0.44	0.23	0.28	0.17
トータル隙間 $\Delta L1 - \Delta L0 + \Delta L2 - \Delta L3$ (mm)		-0.10	-0.01	-0.06	-0.02
ガスケットの初期圧縮量 (mm)					
ガスケットの合計圧縮量 (mm)					
ガスケットの最大圧縮量 (mm)					

(注1) 定ピッチスパン法による自重による応力の制限値に断面係数を乗じて求めた値。

(注2) 定ピッチスパン法による熱伸びによる応力の制限値に断面係数を乗じて求めた値。

(注3) JSME設計・建設規格による機械的荷重による曲げモーメントを等価圧力に換算する式 $Peq=16M/(\pi G^3)$ により算出。今回は、熱伸びによる曲げモーメントも本計算式により等価圧力換算している。

□ 枠囲みの内容は機密情報に属しますので公開できません。

水撃力（圧力波）と圧力波の共振について

一般に、大きな圧力差のある系統間が隔離弁の誤開放等により突然連通した場合、低圧側の系統に大きな水撃力（水撃力＝圧力×断面積）が発生することが知られている。また、弁開放により発生した高圧の圧力は管路内を圧力波として伝播する。図1に弁開放時間と水撃力（圧力波）の関係を示す。図1に示されるように、上流側の隔離弁が緩やかに開放されると、下流側に伝わる水撃力の増加も緩やかに上昇する。一方、急開放すると短時間で大きな水撃力が下流側に伝播する。

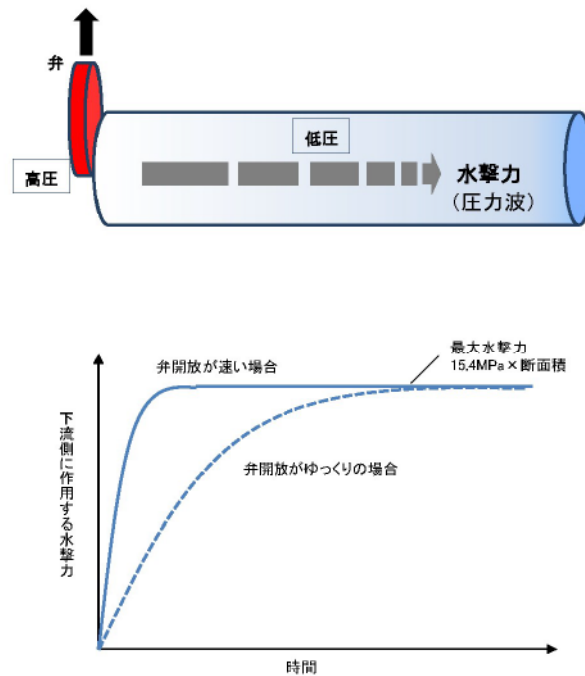


図1 弁開放時間と水撃力（圧力波）の関係

さらに、弁の開放時間が速い場合、管路内を伝播する入射方向の圧力波と反射方向の圧力波が衝突し、共振により管路内の圧力波が増幅し、大きな水撃力が起こる場合がある。図2に弁の開放時間と圧力波の関係を示す。

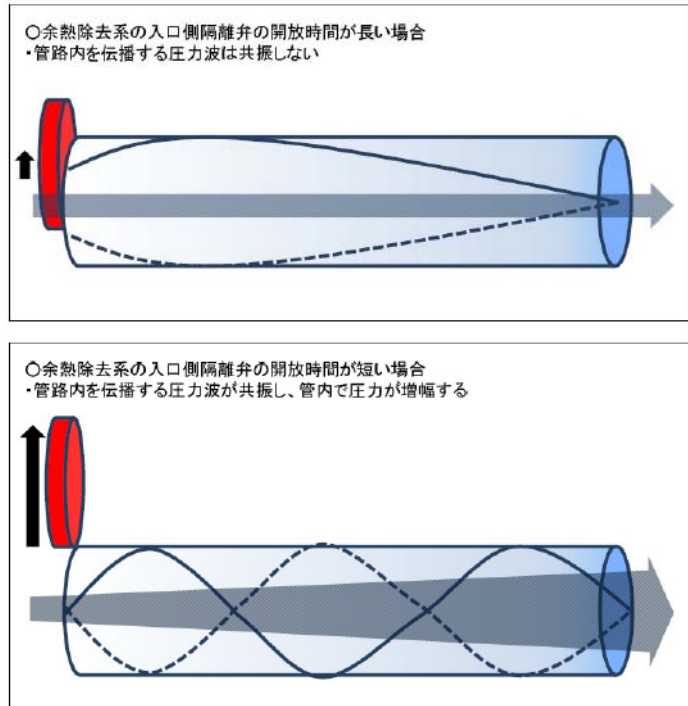


図2 弁の開放時間と圧力波の関係

圧力波は音速で管内を伝播することから、低圧側の系統に気相領域が存在する場合には伝搬速度が遅くなり、上流側隔離弁が緩やかな開動作であった場合でも圧力波の共振が発生し、大きな水撃力が起こる場合がある。しかし、余熱除去系統は満水状態で運転機状態にあるため、その懸念はない。

図3に気相領域がある場合の水撃力（圧力波）の伝播を示す。

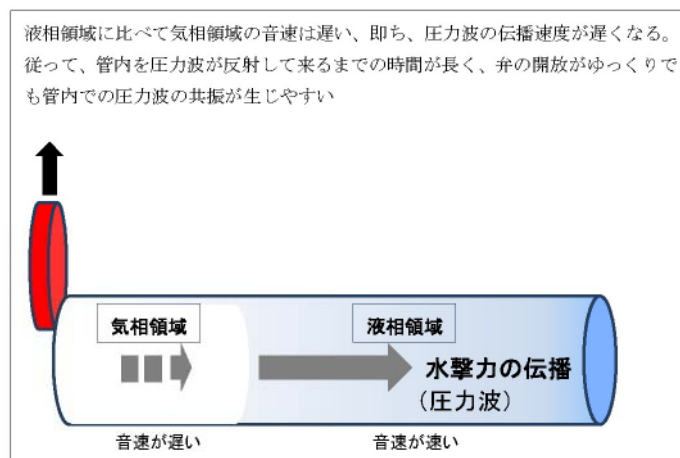


図3 気相領域がある場合の水撃力（圧力波）の伝播

(財)原子力発電技術機構原子力安全解析所「レベル2 P S A手法

の整備に関する報告書＝PWRプラント＝」

におけるISLOCA時の漏えい評価の概要

1. 余熱除去系統配管

出力運転時に余熱除去系統の高温側格納容器隔離弁が開放された場合を想定し、MELCORコードによる流体応答計算より、余熱除去系統配管の最大圧力は全ての余熱除去系統の逃がし弁が不作動のケースにおいて約32MPaの配管内最高圧力が得られている。

また、余熱除去系統配管の動的構造計算より、配管の最大塑性歪みは、余熱除去冷却器出口配管で発生し、全ての余熱除去系統の逃がし弁が不作動のケースで約0.16の最大塑性歪みが得られている。配管である304ステンレス鋼管の破断歪みは0.19となることから、格納容器隔離弁の瞬間開放（破損）で余熱除去系統の低压配管が延性破壊する可能性は小さく、“破断”はしないとしている。

2. 余熱除去系統の機器

余熱除去系統の低压配管は延性破壊する可能性は低いため、余熱除去系統の低压部から補助建屋への冷却材の流出経路として、余熱除去系統の低压部の弁、余熱除去冷却器及び余熱除去ポンプからの漏えいを想定する。

当該報告書では、以下の漏えい面積を同定している。

- ・余熱除去ポンプ：0.05inch²
- ・余熱除去冷却器：0.39inch²
- ・余熱除去系統の弁（21弁）：0.55inch²

上記より、余熱除去系統全体の漏えい面積は、約0.99inch²（等価直径約1.1inch）としている。

「NUREG/CR-5744 “Assessment of ISLOCA Risk-Methodology and Application to a Westinghouse Four-Loop Ice Condenser Plant”」

におけるISLOCA時の漏えい評価の概要

1. 熱流動解析

- ・ RELAP5を使い、余熱除去系統の熱流動解析を実施している。
- ・ 逃がし弁の開放時間は1秒、電動弁の開放時間は10秒とする。また、故障した逆止弁は10秒で開くとした。この仮定はB&WのISLOCA研究を実施するためにLERデータをレビューした結果に基づいており、このレビューで逆止弁の瞬間的な故障は見つかっていないとしている。
- ・ 余熱除去系統のコールドレグ側の隔離弁の故障を想定している。
- ・ 余熱除去系統の圧力は、逆止弁が10秒オーダーで開く場合は、1次冷却材系統の定常圧力が最大圧力となる。

2. 機器の損傷解析

- ・ 動的影響の確率は無視できるため、準静的に圧力が加わる条件で評価を行っており、下表に示す結果を得ている。

部 位	評 価 結 果
配 管	<ul style="list-style-type: none"> ・ 管の腐食による減肉の影響、温度を考慮しているが、管が破損することはない。 ・ フランジ部からの漏えいを検討しているが、漏えい量はmg/secオーダーである。
弁	<ul style="list-style-type: none"> ・ 弁箱の肉厚に対し隣接する配管の肉厚のほうが薄いため、先に配管が破損する。 ・ グランド部からの漏えいは無視できる。 ・ 余熱除去系統内の8個の弁の内、2個の弁については、ボンネットボルトによる接合部の耐圧性能が2,485psig (約17.1MPa)を下回るため、ボンネットボルトによる接合部から漏えいが発生する。(面積: 0.04inch²)
ポンプ	<ul style="list-style-type: none"> ・ ケーシング、ケーシングの接合部、メカニカルシール及び冷却水配管の耐圧性能が2500psig (約17.2MPa)を上回るため漏えいは発生しない。
余熱除去冷却器	<ul style="list-style-type: none"> ・ 胴板に破損圧力が加われば無制限な漏えいが発生する。 ・ 鏡板に非対称な座屈圧力が加われば漏えいが発生する。(面積: 0.7inch²) ・ 鏡板に塑性破損するような座屈圧力が加われば無制限な漏えいが発生する。

二相条件の臨界流について

二相条件の臨界流については、Marviken臨界流試験により、流量は破断面積に比例することが確認されている。Marviken臨界流試験の結果の一部を下図に示す。試験では同じサブクール度33℃条件で、破断面積（内径300mm、500mm）を変えて臨界流を発生させ、単位面積・単位時間あたりの質量流量を測定している。図より、どちらの二相条件の質量流束も約20,000kg/m²・sと同じ値を示していることから、二相条件の臨界流の場合、流量は破断面積に比例することが確認できる。

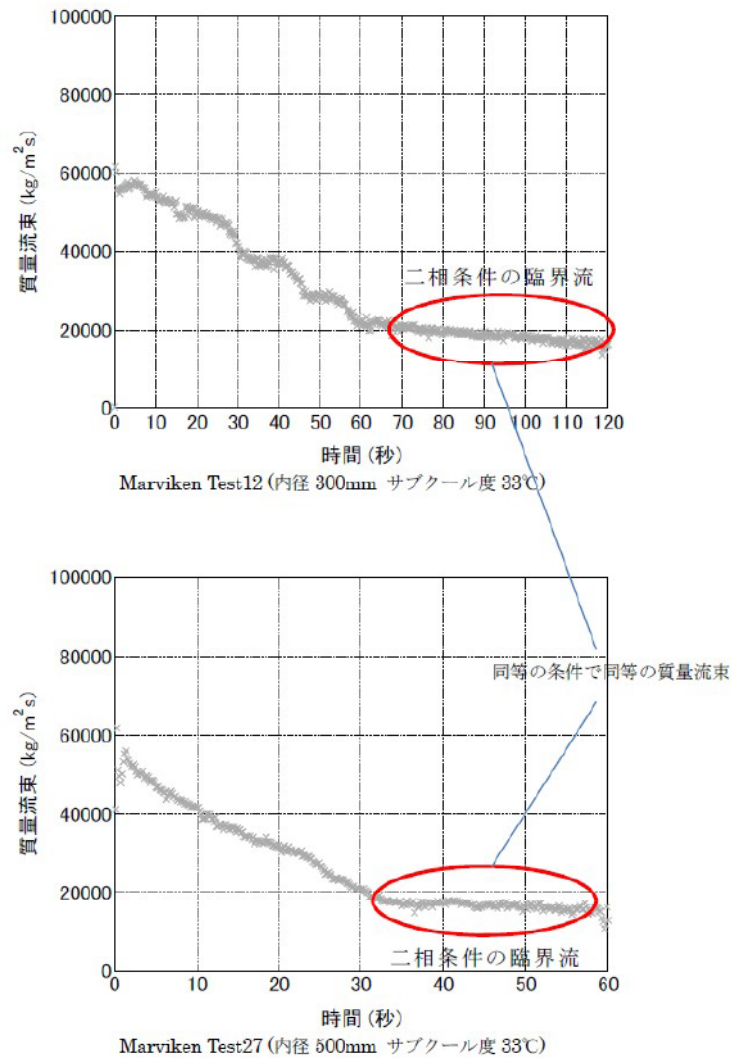


図 質量流束

※ 平成25年12月17日PWR4社審査会合資料「重大事故等対策の有効性評価に係るシビアアクシデント解析コードについて（第1部 M-RELAP5）」より引用

インターフェイスシステム LOCA 時における蓄圧タンク初期条件設定の影響

1. 有効性評価における初期条件設定

重大事故等対策の有効性評価において、蓄圧タンク圧力及び保有水量の初期条件として、蓄圧注入に期待する全ての事故シーケンスにおいて以下の設定としている。

- ・ 初期圧力（最低保持圧力）：4.04MPa [gage]
- ・ 初期保有水量（最小保有水量）：29.0 [m³/基]

2. 条件設定

LOCA 事象等の蓄圧タンク保有水全量の 1 次系注水を期待する事象及び全交流動力電源喪失事象等 1 次系自然循環冷却を阻害する窒素ガスの混入を防止するため、圧力条件で蓄圧注入を停止する事象に分類でき、それぞれ以下の考え方をもとに設定している。

a. 大破断 LOCA 事象等の蓄圧タンク保有水全量の 1 次系注水を期待する事象

(a) 初期圧力

蓄圧注入のタイミングが遅くなることに伴い、1 次系保有水の回復が遅れ、燃料被覆管温度評価の観点から余裕が小さくなる「最低保持圧力」としている。

(b) 初期保有水量

炉心への注水量が少なくなり、燃料被覆管温度評価の観点から余裕が小さくなるよう「最小保有水量」としている。

b. 全交流動力電源喪失事象等 1 次系自然循環冷却を阻害する窒素ガスの混入を防止するため、圧力条件で蓄圧注入を停止する事象

(a) 初期圧力

蓄圧注入のタイミングが遅くなることに伴い、1 次系保有水の回復が遅れ、燃料被覆管温度評価の観点から余裕が小さくなる「最低保持圧力」としている。

(b) 初期保有水量

最小保有水量とした場合、初期の気相部体積が大きくなることに伴い、蓄圧注入開始から、出口弁閉止圧力にて注入停止するまでに 1 次系へ注水される水量は、初期保有水量が多い場合よりもわずかに多くなり、厳しい条件とならないが、蓄圧タンクの最大及び最小保有水量を考慮した場合の注水量に与える影響は、別紙 1 に示すとおりであり、炉心露出又は燃料被覆管温度 1,200℃に対して十分な余裕があることから、標準的に「最小保有水量」としている。

インターフェイスシステム LOCA 時における 蓄圧タンク初期保有水量の差異による影響検討

1. はじめに

蓄圧タンクの初期条件設定として標準的に採用している「最小保有水量」とした場合、「最大保有水量」とした場合と比較すると、「最小保有水量」とした方が注水量がわずかに多くなり、「最小保有水量」の設定が必ずしも保守的とはならないことから、その影響について「インターフェイスシステム LOCA」を対象に考察した。

2. 影響確認

インターフェイスシステム LOCA が発生した場合、早期に 1 次系の圧力が低下することで「原子炉圧力異常低」ECCS 作動信号が発信し、高圧注入が開始されることで、図 1 に示すとおり事象発生後約 7 分で 1 次系保有水量が回復に転じ、炉心が露出することはない。

また、蓄圧タンクからの注水は図 2 に示すとおり、事象発生後約 14 分に開始され、蓄圧タンクの注水開始後に 1 次系保有水量は回復に転じるが、その後の蓄圧タンクからの注水がない期間においても高圧注入系により 1 次系保有水量は回復傾向を示している。

よって、蓄圧タンク初期保有水量の設定の差異が注水量に与える影響としては別紙 2 に示すとおり 3 基合計で約 10[m³]の注水量の差異が考えられるが、1 次系保有水量が最小となる期間への影響はない。

3. 確認結果

インターフェイスシステム LOCA については、蓄圧タンクの注水が開始されるまでに、ECCS により保有水量は回復に転じることができることから、蓄圧タンクの初期保有水量の設定による注水量への影響を考慮しても炉心露出に至ることはない。

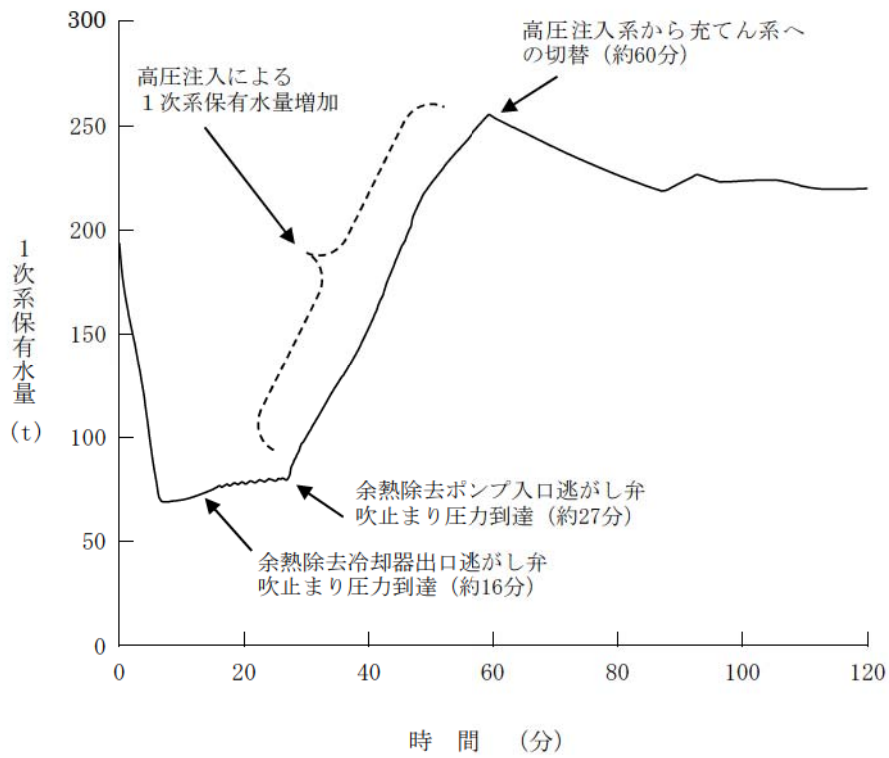


図1 1次系保有水量の推移 (インターフェイスシステムLOCA)

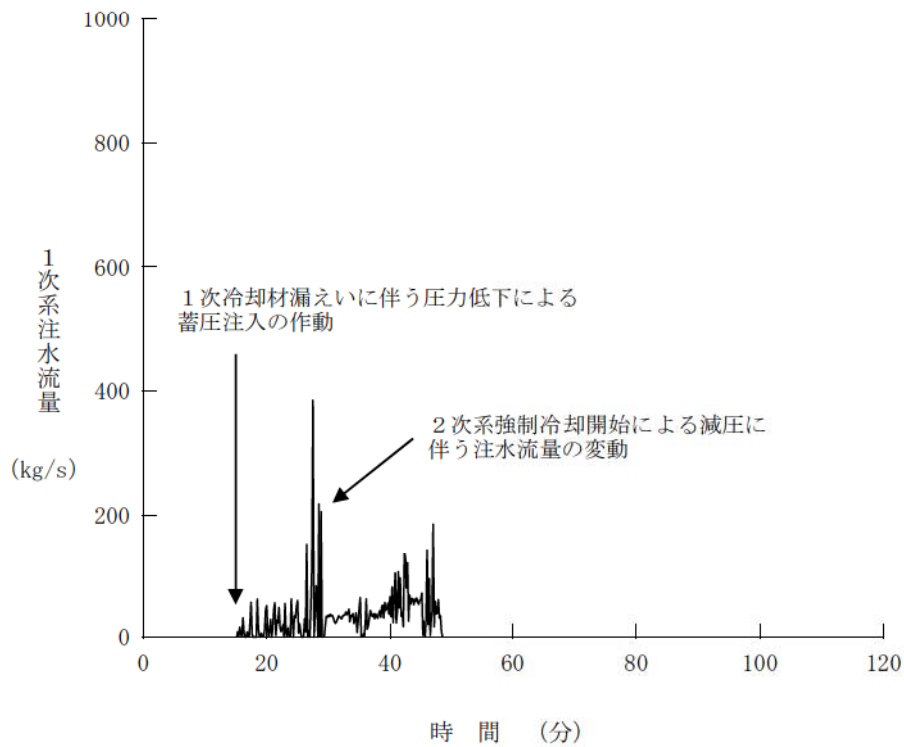


図2 1次系注水流量 (蓄圧注入) の推移 (インターフェイスシステムLOCA)

蓄圧タンク内の圧力変化に伴う注水量の差異について

蓄圧タンク内の圧力変化は、窒素ガスの膨張に伴い、以下の式で求められる。

$$P_i \times V_i^\gamma = P \times V_T^\gamma$$

ただし、

P_i : 初期圧力 (MPa[abs])

V_i : 初期気相部体積 (m³)

12.0m³ (最小保有水量 (1基あたり))

10.0m³ (最大保有水量 (1基あたり))

P : 蓄圧タンク出口弁閉止時の圧力 (MPa[abs])

V_T : 蓄圧タンク出口弁閉止時の気相体積 (m³)

γ : ポリトロープ指数

1.0 : 等温変化時

1.4 : 断熱変化時

蓄圧タンク容積 (1基あたり) : 41.0m³

最小保有水量 (1基あたり) : 29.0m³

最大保有水量 (1基あたり) : 31.0m³

初期圧力 : 4.04MPa[gage]

蓄圧タンク出口弁閉止時の圧力

: 1.7MPa[gage] (全交流動力電源喪失)

: 0.6MPa[gage] (ECCS 注水機能喪失)、格納容器バイパス (インターフェイスシステム LOCA))

とする。

上記評価式より、全交流動力電源喪失事象等、1次系自然循環冷却を阻害するガスの混入を防止するため、圧力変化で蓄圧注入を停止する事象に対して、以下の通りの注水量に対する影響がある。

①全交流動力電源喪失 (RCP シール LOCA あり)

比較的事象進展が早いことから、断熱変化として考慮しており、上記式より最小保有水量時の注水量と最大保有水量時の注水量の差異は1基あたり約1.6[m³]となり、3基合計で約5[m³]となる。

②全交流動力電源喪失 (RCP シール LOCA なし)

事象進展が遅いことから、等温変化として考慮しており、上記式より最小保有水量時の注水量と最大保有水量時の注水量の差異は1基あたり約2.6[m³]となり、3基合計で約8[m³]となる。

③ECCS 注水機能喪失

比較的事象進展が早いことから、断熱変化として考慮しており、上記式より最小保有水量時の注水量と最大保有水量時の注水量の差異は1基あたり約 3.4[m³]となり、2基合計で約7[m³]となる。

④格納容器バイパス（インターフェイスシステム LOCA）

比較的事象進展が早いことから、断熱変化として考慮しており、上記式より最小保有水量時の注水量と最大保有水量時の注水量の差異は1基あたり約 3.4[m³]となり、3基合計で約10[m³]となる。

重要事故シーケンスでの重大事故等対策の概略系統図について

「格納容器バイパス」における重要事故シーケンス「インターフェイスシステムLOCA」の重大事故等対策の概略系統図を以下に示す。

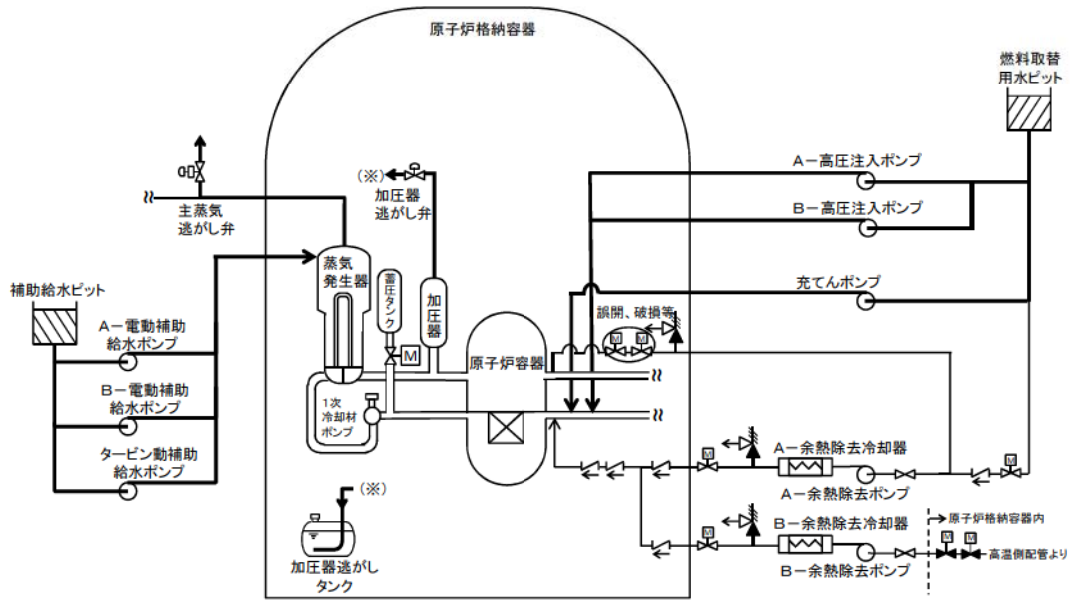


図1 「インターフェイスシステムLOCA」の重大事故等対策の概略系統図（短期対策）

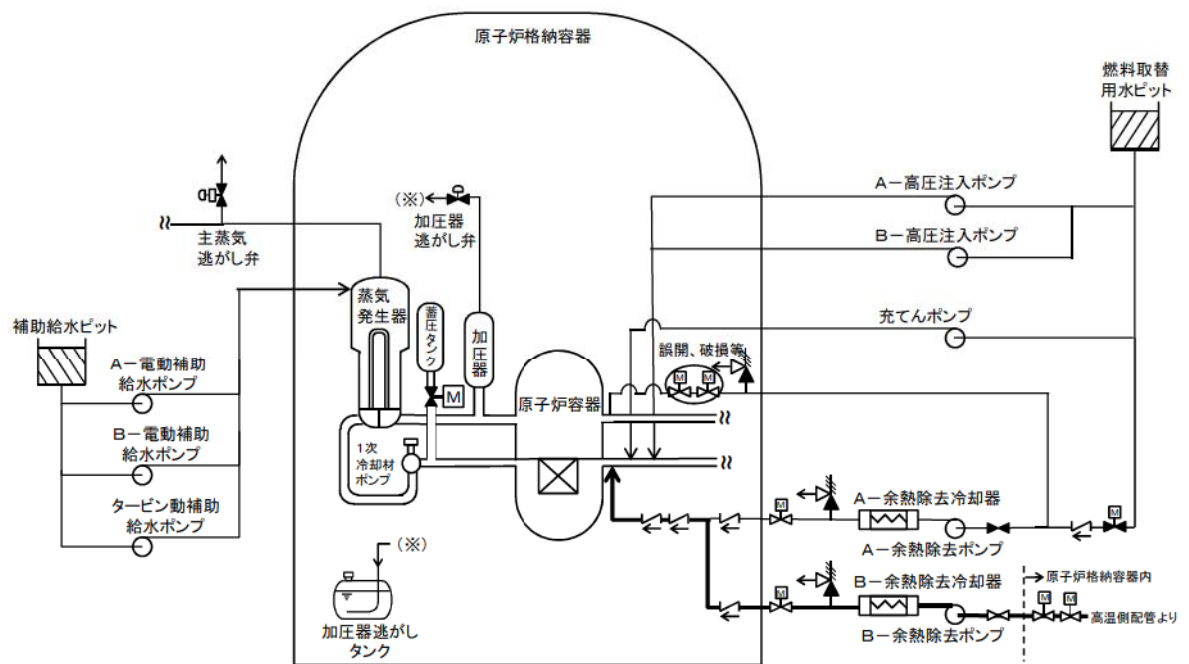


図2 「インターフェイスシステムLOCA」の重大事故等対策の概略系統図（長期対策）（原子炉安定以降の対策）

また、重要事故シーケンス「蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故」の重大事故等対策の概略系統図を以下に示す。

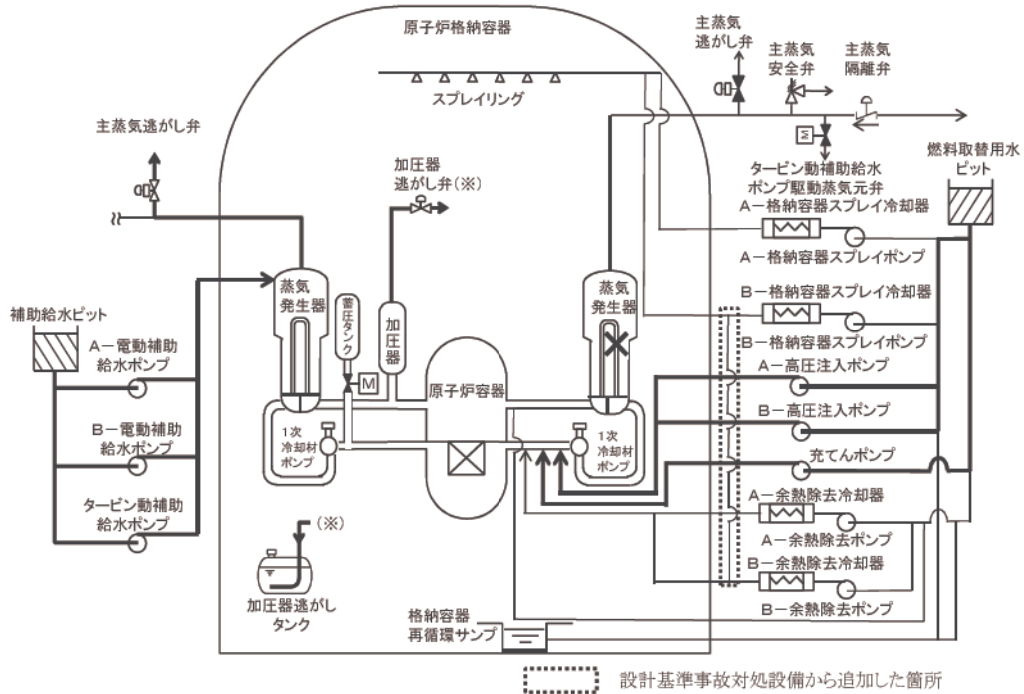


図3 「蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故」の重大事故等対策の概略系統図（短期対策）（事象発生～余熱除去系統接続）

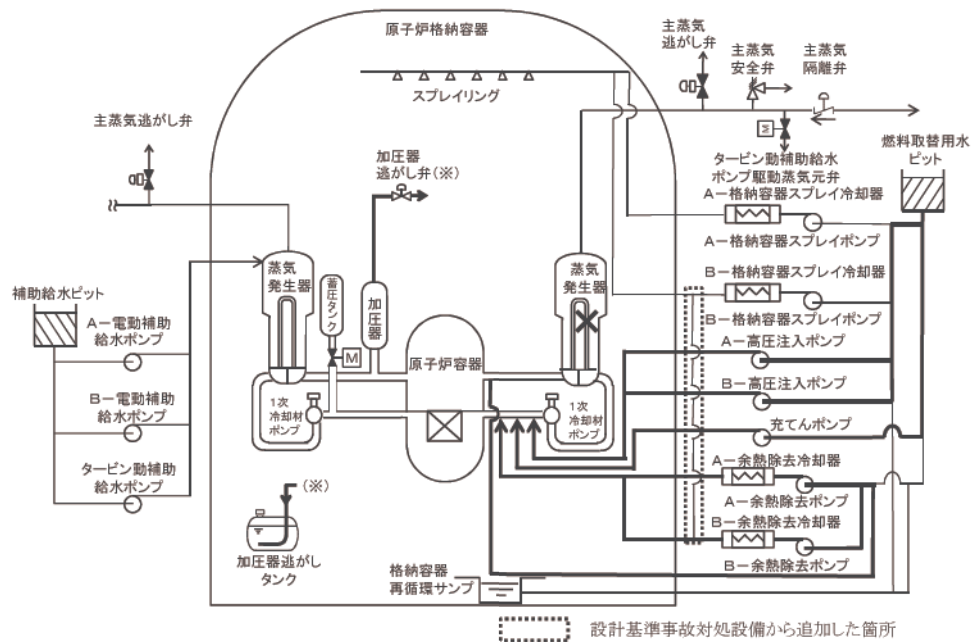


図4 「蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故」の重大事故等対策の概略系統図（短期対策）（余熱除去系統接続以降）

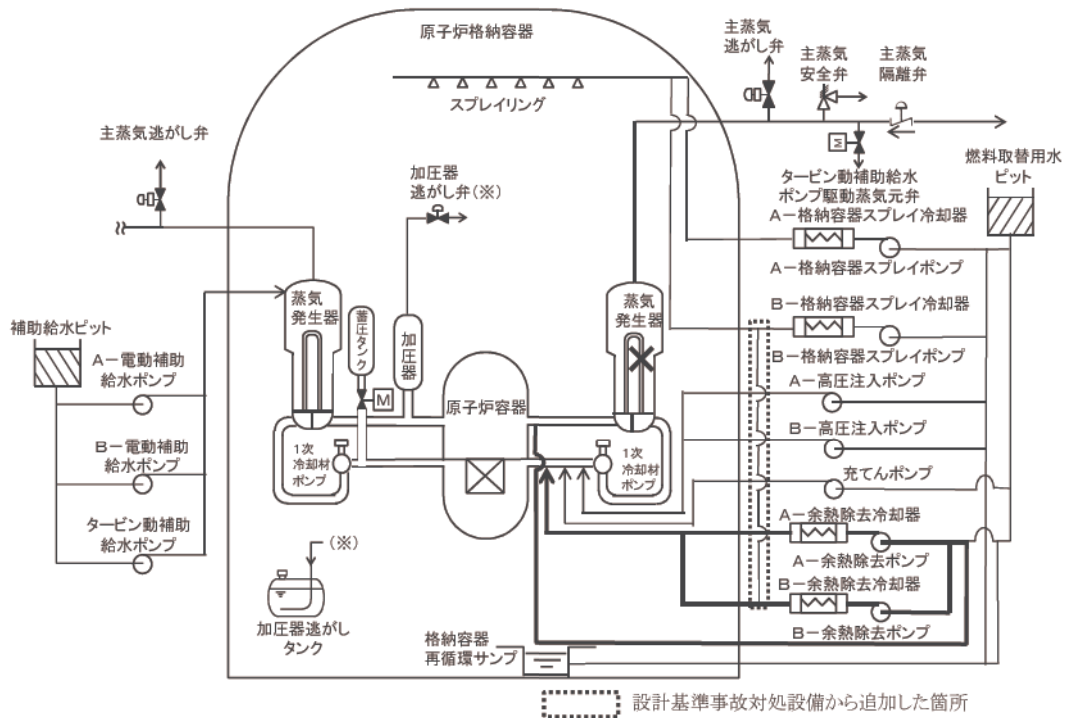


図5 「蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故」の重大事故等対策の概略系統図（長期対策）（原子炉安定以降の対策（余熱除去運転時））

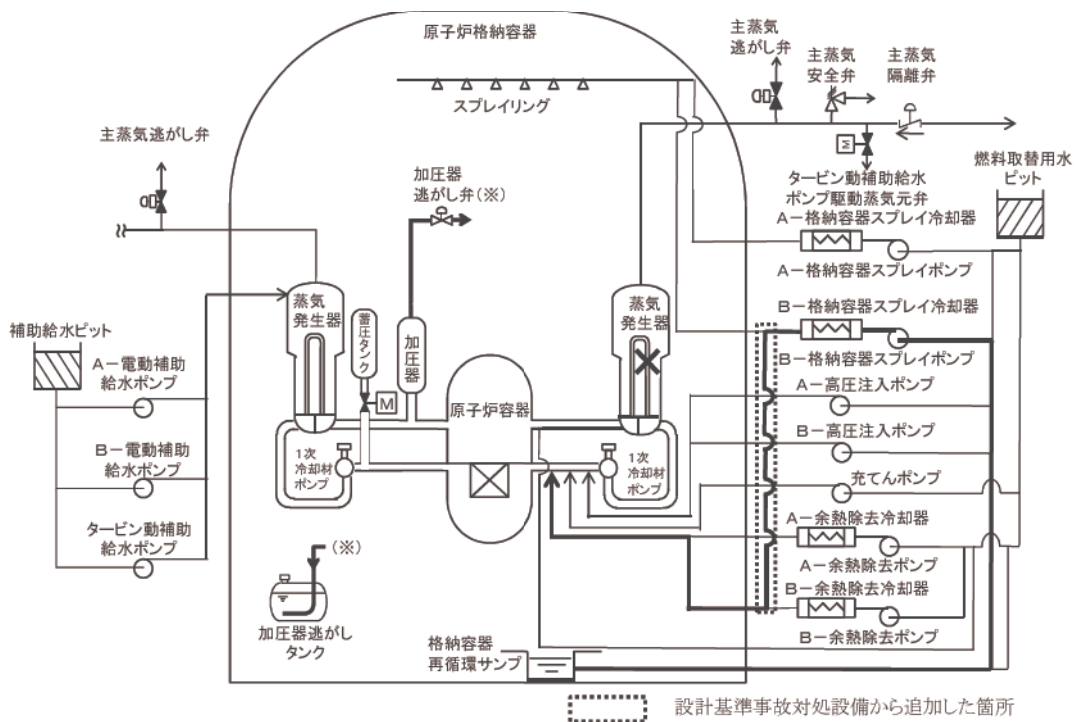


図6 「蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故」の重大事故等対策の概略系統図（長期対策）（原子炉安定以降の対策（余熱除去運転失敗時））

安定停止状態について①

格納容器バイパス（インターフェイスシステムLOCA）時の安定停止状態については以下のとおり。

原子炉安定停止状態：漏えいが停止し、1次冷却材温度（広域－高温側）が93℃以下に維持されている状態

原子炉安定停止状態の確立について

事象発生の約64分後に、1次冷却材圧力が2.7MPa[gage]及び1次冷却材温度が177℃未満となり、蒸気発生器による冷却から余熱除去系による炉心冷却に切替える。余熱除去系による炉心冷却について、定検時の実績より、余熱除去系ウォーミングに約2時間、加圧器気相消滅操作に約4時間、及び1次冷却材温度（広域－高温側）が176℃から93℃までの冷却に余熱除去系統両系統を使用して約6.5時間かかる。インターフェイスシステムLOCAでは余熱除去系統入口隔離弁の誤開又は破損が発生した側の余熱除去系統が機能喪失し、余熱除去系統1系統での冷却となるため、1次冷却材温度（広域－高温側）が176℃から93℃までの冷却には定検時の実績の2倍の時間を要するものとし、約13時間かかるものとする。また、その間に余熱除去ポンプ入口弁を異なるフロアから遠隔操作により閉止することで、1次冷却材の漏えいは停止することができる。よって、余熱除去系が使用可能となる時間（事象発生の約64分後）に1次冷却材温度（広域－高温側）を93℃以下とするために要する時間（約19時間：定検実績より算出）を足した事象発生の約20時間後を原子炉安定停止状態とする。

・余熱除去系統を使用した長期冷却について

余熱除去系にて長期にわたり炉心の冷却が可能である。また、1次系の冷却に必要な外部電源等のサポート系は使用可能であることから、原子炉の安定停止状態を長期にわたり維持可能である。

【1次系からの漏えい量の低減及び漏えい停止】

充てん注入系による注水と圧力調整について

2次系強制冷却と加圧器逃がし弁による1次系の減圧により、安全注入停止条件が成立すれば、高圧注入ポンプから充てんポンプへの注入に切り替え、1次系の圧力調整を行い漏えい量を抑制する。

余熱除去系統からの漏えい停止について

事象発生の約1時間後に、余熱除去ポンプ入口弁を閉止することで、1次冷却材配管からの漏えいが停止する。

漏えい停止確認は、余熱除去ポンプ出口圧力、1次冷却材圧力、充てん流量、原子炉水位、燃料取替用水ピット水位及び加圧器水位の挙動から総合的に判断する。

蒸気発生器伝熱管破損時における長期炉心冷却について

1. 蒸気発生器伝熱管破損時における炉心冷却手段

蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器隔離に失敗する事故が発生した場合の炉心冷却手段としては、ECCS による炉心注水及び健全側蒸気発生器につながる主蒸気逃がし弁による冷却及び加圧器逃がし弁による 1 次系の減圧を実施することで漏えい量を抑制し、余熱除去系による炉心冷却に切替えることで長期的な炉心冷却を行う。

また、余熱除去系による冷却に失敗した場合は、充てん系によるフィードアンドブリード運転を実施するとともに、再循環運転及び燃料取替用水ピット水源補給操作を行うことで長期的な炉心冷却を行う。

2. 余熱除去系による冷却に失敗した場合の時間余裕について

余熱除去運転に失敗した場合、燃料取替用水ピットを水源とする炉心注水を継続するとともに、充てん系によるフィードアンドブリード操作を継続することから、燃料取替用水ピットが枯渇するまでの時間を評価した結果、以下のとおり、約 9.9 時間の時間余裕がある。

・ 水源

燃料取替用水ピット：約 1,450[m³]
(通常水位低警報～水位低警報値までの水量)

・ 既注水量

ECCS 注入開始から余熱除去系の接続までの注水量：約 174[m³]
(充てん系による注入：0分～約 10分、約 37分～約 2.0時間、高圧注入系による注入：約 10分～約 37分、低圧注入はなし)

・ 注水手段

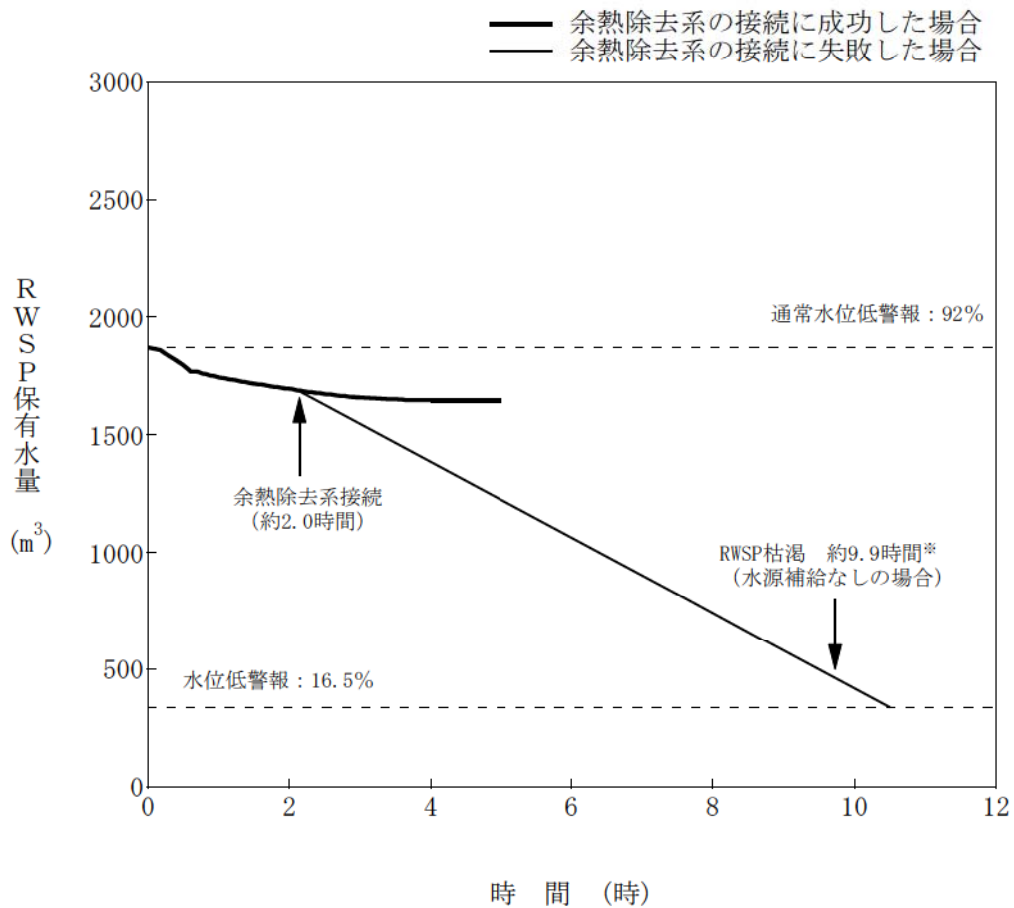
充てんポンプ（2台運転時の最大流量）：約 160[m³/h]

・ 余熱除去系による冷却開始までの時間：約 2.0[時間]

・ 燃料取替用水ピット枯渇時間評価

$$\frac{\text{燃料取替用水ピット水量 (1,450[m}^3\text{])} - \text{既注水量 (174[m}^3\text{])}}{\text{充てんポンプ (2台) による炉心注水流量 (160[m}^3\text{/h])}} + \text{約 2.0[時間]}$$

= 約 9.9 時間



※ 評価において想定した「通常水位以下警報～水位低警報までの水量に余裕を考慮した少なめの水量」分、初期から減少した時点。

図 燃料取替用水ピット保有水量の推移

3. まとめ

事象発生後約9.9時間までに、1次系純水タンク、ほう酸タンク等の水源により燃料取替用水ピットへの補給を実施することで長期的に炉心注水が可能である。また、再循環サンプに十分な水位があれば、再循環運転に移行することでさらに長期的な炉心冷却が可能である。

蒸気発生器伝熱管破損＋破損蒸気発生器隔離失敗時の放射性物質の放出について

1. 蒸気発生器伝熱管破損＋破損蒸気発生器隔離失敗時の放射性物質の放出量の推定

設計基準事故と比較した、1次系から2次系への漏えい量及び大気中に放出される蒸気量の比較を表1に示す。設計基準事故と比較すると、1次系から2次系への漏えい量は約2倍、大気中に放出される蒸気量は約4倍となる。

表1 1次系から2次系への漏えい量及び大気中に放出される蒸気量の比較

	1次系から2次系への漏えい量	大気中に放出される蒸気量	希ガス放出量※ ¹	よう素放出量※ ²
SGTR (DBA)	95 t	35 t	約 3.4×10^{15} Bq	約 3.9×10^{12} Bq(合計) 約 1.9×10^{12} Bq(無機) 約 2.0×10^{12} Bq(有機)
SGTR+ 隔離失敗	171 t (約2倍)	140 t (約4倍)	—	—

※1 ガンマ線エネルギー0.5MeV換算

※2 I-131等価量 - 成人実効線量係数換算

希ガス及び有機よう素の放出量は1次系から2次系への漏えい量に比例し、蒸気に含まれる無機よう素の放出量は、1次系から2次系への漏えい量及び大気中に放出される蒸気量に比例する。そのため、ソースタームが同じ場合は、希ガス及び有機よう素の放出量は約2倍、無機よう素の放出量は約8倍(漏えい量約2倍×蒸気放出量約4倍)となる。

一方、設計基準事故は燃料被覆管欠陥率1%で評価している。現実的な1次冷却材濃度は、表2に示すように燃料被覆管欠陥率0.1%を十分下回っていることから、設計基準事故のソースタームと比較すると10倍以上の余裕がある。これを考慮すれば、蒸気発生器伝熱管破損＋破損蒸気発生器隔離失敗時の大気への放射性物質放出量は設計基準事故の評価値を下回ると考えられる。

表2 泊3号炉 通常運転中の1次冷却材中I-131濃度(サイクル毎最大値)実績

運転サイクル	I-131濃度 (Bq/cc)
第1サイクル	1.2E-1
第2サイクル	1.3E-1

注) 燃料被覆管欠陥率0.1%に相当するI-131濃度は約 3.2×10^3 Bq/cm³

2. 蒸気発生器伝熱管破損＋破損蒸気発生器隔離失敗時の中央制御室居住性に係る被ばく評価の推定

大気への放射性物質の放出量の推定に基づき、蒸気発生器伝熱管破損＋破損蒸気発生器隔離失敗時の中央制御室の居住性に係る被ばく評価の推定した結果は表3のとおりであり、中央制御室の居住性に影響がないことを確認した。

表3 中央制御室の居住性に係る被ばく評価の比較

	SGTR (DBA)	SGTR＋隔離失敗
実効線量	約6.0mSv	約2.2mSv

破損SG の違いによる事象収束の違いについて

破損SG の違いにより事象収束に影響を与える可能性がある要因として、破損SG を有するループにおける加圧器の有無及びRHR 入口ラインへの接続の有無が考えられる。

図 1 に 1 次冷却材系統及び余熱除去系統の概要図を示す。また、図 2 及び図 3 に 1 次冷却材圧力及び 1 次冷却材高温側温度の推移をそれぞれ示す。

<加圧器による影響>

SGTR+破損SG 隔離失敗の場合、事象初期において加圧器内の高温水が、接続する高温側配管に流入するため、加圧器が接続するループの 1 次冷却材高温側温度はわずかに上昇する。しかしながら、破損SGでは主蒸気安全弁開固着、健全SGでは主蒸気逃がし弁開操作による強制冷却が行われるため、加圧器の有無によらず高温側配管温度のわずかな差は打ち消される。また、図 2 及び図 3 においても、加圧器の有無による有意な差は生じておらず、事象収束への影響は無いと考えられる。

<RHRS による影響>

図 3 に示す通り、いずれのループにおいても有意な差は生じることなく冷却が行われていることが確認できる。これはRHR入口ラインが接続するループでは循環流量が確保され冷却が維持されていること、破損SGが接続するループにおいては、主蒸気安全弁開固着による 2 次系冷却が継続することで自然循環流量が確保されることから、RHRの接続の有無によらず冷却機能は維持されると考えられる。

以上から、本解析におけるRHR入口ラインへの接続の有無による 1 次冷却材高温側温度の挙動に有意な差はなく、事象収束に有意な影響はないと考えられる。

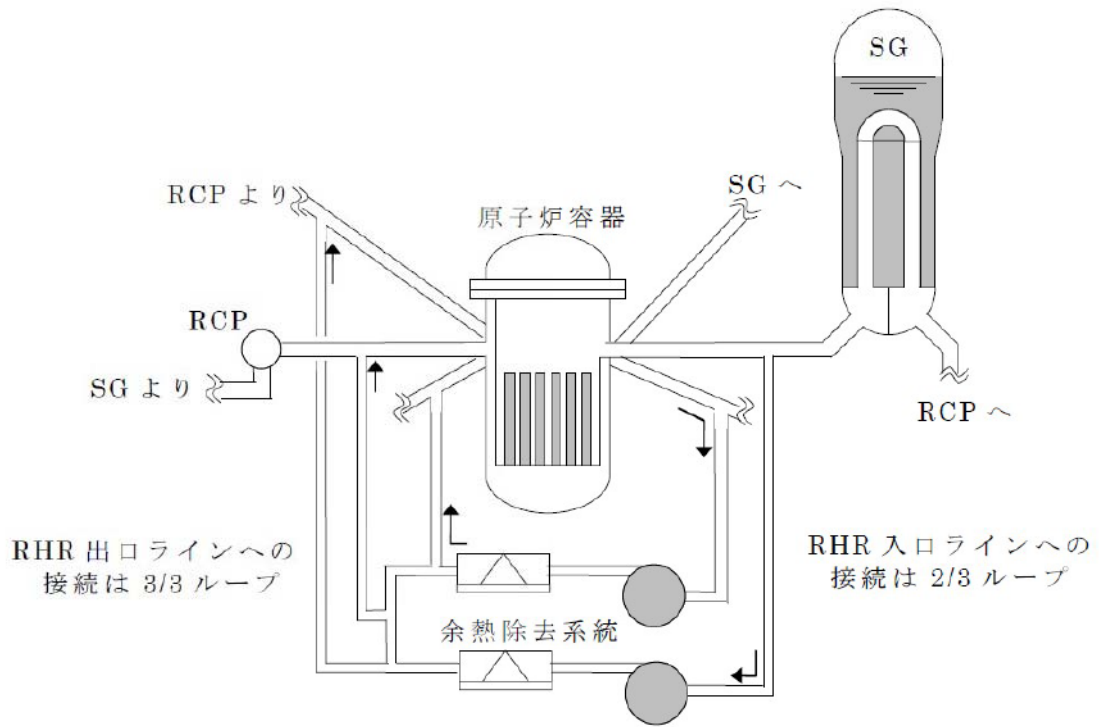


図 1 1次冷却材系統及び余熱除去系統の概要図

加圧器非設置ループの SG 伝熱管が破損した場合の各ループの 1 次冷却材圧力の推移

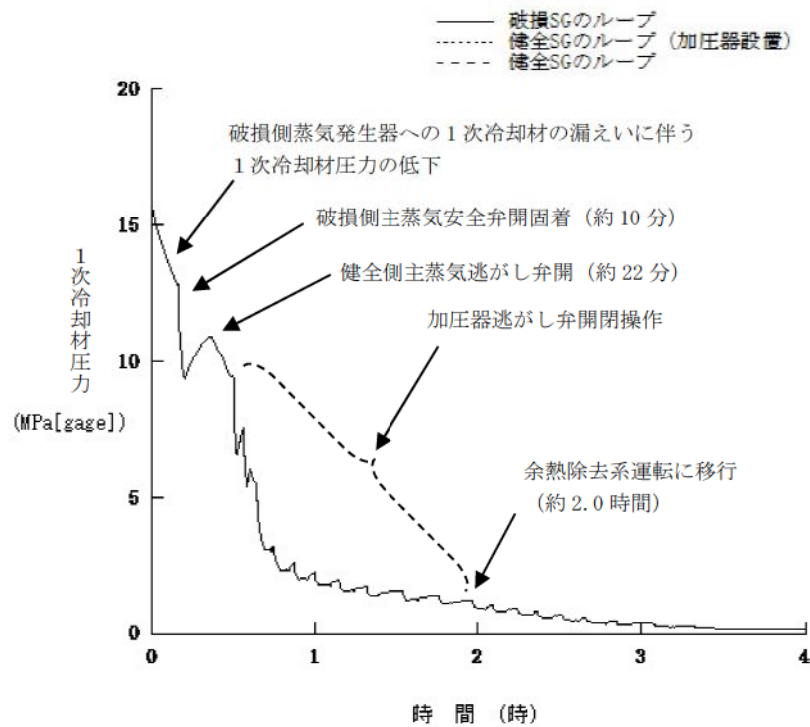


図 2 1 次冷却材圧力の推移

加圧器非設置ループの SG 伝熱管が破損した場合の各ループの 1 次系高温側温度の推移

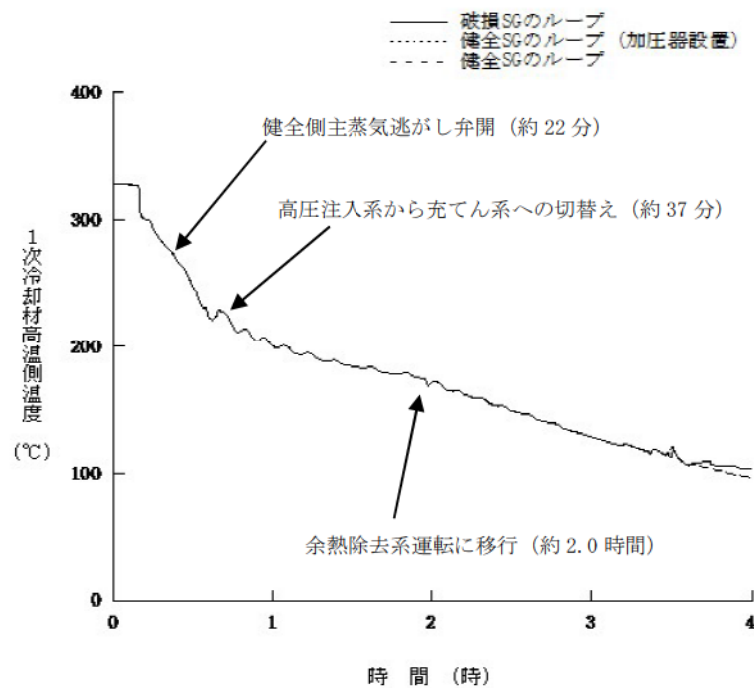


図 3 高温側配管温度の推移

安定停止状態について②

格納容器バイパス（蒸気発生器伝熱管破損＋破損側蒸気発生器隔離失敗）時の安定停止状態については以下のとおり。

原子炉安定停止状態：漏えいが停止（1次系と2次系が均圧）し、1次冷却材温度93℃以下

【余熱除去系が使用可能な場合】

原子炉安定停止状態の確立について

事象発生約2.0時間後に、1次冷却材圧力2.7MPa[gage]、1次冷却材温度177℃となり、蒸気発生器による冷却から余熱除去系に切り替える。余熱除去系に切替え、減圧を行うことで1次系と2次系を均圧でき、漏えいを停止することができる。

余熱除去系が使用可能となる時間（約2.0時間）に、余熱除去系ウォーミング（約2時間：定検実績より算出）、加圧器気相消滅操作（約4時間：定検実績より算出）及び177℃から93℃までの冷却時間（約6.5時間：定検実績より算出）を足した時間である、事象発生の約14.5時間後を原子炉安定停止状態とした。

余熱除去系による長期停止状態の維持について

1次系の冷却に必要な外部電源等のサポート系は使用可能であり、余熱除去系により長期にわたり炉心の冷却が可能であることから、原子炉の安定停止状態を長期にわたり維持可能である。

【余熱除去系が使用不能の場合】

原子炉安定停止状態の確立について

余熱除去系による冷却ができない場合、加圧器逃がし弁を全基全開とし、燃料取替用水ピットをサクションとする充てん注入による1次系のフィードアンドブリード運転に移行する。

この場合、2台の充てんポンプにより約160m³/hで注水し、加圧器逃がし弁から格納容器内にブリードすることで、格納容器再循環サンプに十分なほう酸水を貯留し、その後、代替再循環運転による冷却を行う。

格納容器再循環サンプ水位が代替再循環可能水位（76%）に到達する時間は、2台の充てんポンプにより約160m³/hで注水し、1次系から2次系へ約30m³/hで漏えいが継続すると仮定して算出した場合、事象発生約14.5時間後に到達する。この時間に、代替再循環運転への切替えに要する時間（30分）と、代替再循環運転により177℃から93℃までの冷却にかかる約17.9時間*を足した時間（約32.9時間）を原子炉安定停止状態とした。

*余熱除去系の冷却能力から代替再循環時の冷却率を推定して算出

代替再循環運転による長期停止状態の維持について

添付資料7.1.8.8より、燃料取替用水ピットを水源とした充てんポンプによる1次系のフィードアンドブリード運転は、事象発生から約9.9時間可能である。さらに、この時間内に1次系純水タンクやほう酸タンク等を水源として、燃料取替用水ピットへ補給を実施することで長期的に炉心への注水が可能である。その後、格納容器再循環サンプに十分な水位があることを確認すれば、格納容器再循環サンプを水源とする格納容器スプレイポンプによる代替再循環による炉心冷却に切替えることで、長期にわたる炉心の冷却が可能である。

また、1次系の冷却に必要な外部電源等のサポート系は使用可能であることから、原子炉安定停止状態を長期にわたり維持可能である。

「蒸気発生器伝熱管破損＋破損蒸気発生器隔離失敗」における格納容器スプレイの作動について

蒸気発生器伝熱管破損時に破損蒸気発生器の隔離に失敗した場合は、余熱除去系を接続して1次系の冷却を実施し、1次系及び2次系を均圧状態に移行させるが、余熱除去系の接続に失敗した場合、充てんポンプを使用した充てん系によるフィードアンドブリード操作を実施し、その後代替再循環（格納容器再循環サンプ水位 76%：事象発生後約 14.5 時間後に到達）にて冷却を継続することとしている。

充てんポンプを使用した充てん系によるフィードアンドブリード実施の際は、原子炉格納容器内に1次冷却水が加圧器逃がし弁から流出することとなるが、代替再循環までに格納容器スプレイは作動しないことを以下のとおり確認している。

○原子炉格納容器内圧評価

格納容器再循環サンプ水位が76%に到達する時間である約14.5時間までの原子炉格納容器内への放出エネルギー量と原子炉格納容器スプレイ作動設定値（0.127MPa[gage]）の圧力到達時に相当する放出エネルギー量を比較した結果、フィードアンドブリードによる原子炉格納容器内への放出エネルギー量は原子炉格納容器スプレイ作動設定値の圧力到達時に相当する放出エネルギー量を下回っているため、格納容器スプレイは作動することはないと考えられる。

	格納容器再循環サンプ 76%到達時 (約 14.5 時間)	原子炉格納容器スプレイ 作動設定値 (0.127MPa[gage])
放出エネルギー量	約 1.1×10^9 kJ	約 1.7×10^9 kJ

(参考) 格納容器再循環サンプ水位の再循環運転切替可能水位到達時間評価

再循環運転に移行可能となる必要水量に到達するまでの時間を評価した。

- ・必要水量 格納容器再循環サンプ水位 (広域) 76% : 約1,620m³
- ・流出量 1次系から2次系へ漏えい (格納容器バイパス) する水量 : 約30m³/h
- ・注水量 充てんポンプ : 約160m³/h (充てん系2台運転時の最大流量)

格納容器再循環サンプ水位76%までの到達時間

$$\begin{aligned} &= \text{余熱除去運転成立時間} + (\text{格納容器再循環サンプ水位76\%の必要水量} / (\text{注水量} - \text{流出量})) \\ &= \text{約}2.0\text{時間} + (\text{約}1,620\text{m}^3 / (\text{約}160\text{m}^3/\text{h} - \text{約}30\text{m}^3/\text{h})) \\ &= \text{約}14.5\text{時間} \end{aligned}$$

以上のことから、格納容器再循環サンプの水位は、約14.5時間後に再循環運転への切替が可能な水位となり、再循環運転に移行することでさらに長期間の炉心冷却が可能である。

解析コード及び解析条件の不確かさの影響評価について
(格納容器バイパス)

重要事故シーケンス「インターフェイスシステムLOCA」及び「蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故」の解析コード及び解析条件の不確かさの影響評価を表 1 から表 3 に示す。

表 1 解析コードにおける重要現象の不確かさが運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータとなるパラメータに与える影響
(インターフェイスシステムLOCA 1/2)

分類	重要現象	解析モデル	不確かさ	運転員等操作時間に与える影響	評価項目となるパラメータに与える影響
炉心	崩壊熱	崩壊熱モデル	入力値に含まれる	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。
	燃料棒表面熱伝達	燃料棒表面熱伝達モデル	0%~40%	解析コードにおいては、燃料棒表面熱伝達は最大で40%程度小さく評価する可能性があることから、実際の燃料棒表面での熱伝達は大きくなり燃料棒覆管温度は低くなるが、燃料棒覆管温度を起点としている運転員等操作時間には与える影響はない。	解析コードにおいては、燃料棒表面熱伝達は最大で40%程度小さく評価する可能性があることから、実際の燃料棒表面での熱伝達は大きくなり燃料棒覆管温度は低くなるが、燃料棒覆管温度を起点としている運転員等操作時間には与える影響はない。
		沸騰・ポイド率変化 気液分離(水位変化)・対向流	ポイドモデル 流動様式	炉心水位: 0m~-0.3m コードでは、炉心水位低下を数百秒早く評価する可能性あり	解析コードにおいては、炉心水位を最大で0.3m低く評価する可能性があるが、実際の炉心水位は高くなることから、1次系保有水量の減少が抑制されることで、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
	冷却材流量変化 (自然循環時) 圧力損失	壁面熱伝達モデル 運動量保存則	約20%過大評価	解析コードにおいては、自然循環流量を約20%過大に評価する可能性があるが、自然循環の発生は流量の大小に係らず炉心に発生した崩壊熱を蒸気発生器で除熱できていることを示しており、1次冷却材流量を起点としている運転員等操作時間には与える影響はない。	解析コードにおいては、自然循環流量を約20%過大に評価する可能性があるが、自然循環の発生は流量の大小に係らず炉心に発生した崩壊熱を蒸気発生器で除熱できていることを示しており、1次冷却材流量を起点としている運転員等操作時間には与える影響はない。
1次冷却系	冷却材放出 (臨界流・差圧流)	破断流モデル	サブクール臨界流 : $\pm 10\%$ 二相臨界流 : $-10\% \sim +50\%$	1次冷却系における冷却材放出の不確かさとして、解析コードの臨界流モデルの試験解析では、主配管につながる枝管の下流側にある弁等からの流出を仮定するインターフェイスLOCAに対して、枝管からの形状圧損及び摩擦圧損が概算されず、破断流量を実際より多く予測することになる。また、二相臨界流での漏えい流量は、実験データより多めに評価する。よって、実際の漏えい率は小さくなり、1次系の減圧が遅くなるため、1次冷却材圧力の低下が抑制される。よって、非常用炉心冷却設備作動信号の発信を起点としている2次系強制冷却材の開始が遅くなる。一方、1次系の減圧が遅くなることで1次冷却材の飽和温度の低下も遅くなり、1次系温度及び圧力(サブクール条件)を起点としている加圧器逃がし弁の開閉操作、ECCSから充てん系への切替操作の開始が早くなる。	1次冷却系における冷却材放出の不確かさとして、解析コードの臨界流モデルの試験解析では、主配管につながる枝管の下流側にある弁等からの流出を仮定するインターフェイスLOCAに対して、枝管からの形状圧損及び摩擦圧損が概算されず、破断流量を実際より多く予測することになる。また、二相臨界流での漏えい流量は、実験データより多めに評価する。よって、実際の漏えい率は小さくなり、1次系の減圧が遅くなるため、1次冷却材圧力の低下が抑制される。よって、非常用炉心冷却設備作動信号の発信を起点としている2次系強制冷却材の開始が遅くなる。一方、1次系の減圧が遅くなることで1次冷却材の飽和温度の低下も遅くなり、1次系温度及び圧力(サブクール条件)を起点としている加圧器逃がし弁の開閉操作、ECCSから充てん系への切替操作の開始が早くなる。
	沸騰・凝縮・ポイド率変化	2流体モデル 壁面熱伝達モデル	1次冷却材圧力 : $0 \sim +0.5\text{MPa}$	解析コードにおいては、2次系強制冷却操作による減圧時に1次冷却材圧力が高い領域では1次冷却材圧力を最大で0.5MPa高めに評価する可能性があることから、実際の1次系温度及び圧力(サブクール条件)の減温、減圧が早くなることで、1次系温度及び圧力(サブクール条件)を起点としている加圧器逃がし弁の開閉操作、ECCSから充てん系への切替操作の開始が早くなる。	解析コードにおいては、2次系強制冷却操作による減圧時に1次冷却材圧力が高い領域では1次冷却材圧力を最大で0.5MPa高めに評価する可能性がある。よって、実際の1次系の減温、減圧が早くなることで1次系温度及び圧力は低くなることから、漏えい量が少なくなることによって1次系保有水量の減少が抑制され、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
	気液分離・対向流	流動様式	1次冷却材圧力 : $0 \sim +0.5\text{MPa}$ (凝縮量又は熱伝達の不確かさについて、1次冷却材圧力で定量化)	解析コードにおいては、リフラックス凝縮時の蒸気発生器での伝熱が実際よりも小さくなることにより、最も過大評価となる場合で1次冷却材圧力に対して0.5MPa高く評価する可能性がある。よって、実際の蒸気発生器での伝熱・凝縮量は多くなり、1次系の減温が早くなるため、1次系温度及び圧力(サブクール条件)を起点としている加圧器逃がし弁の開閉操作、ECCSから充てん系への切替操作の開始が早くなる。	解析コードにおいては、リフラックス凝縮時の蒸気発生器での伝熱が実際よりも小さくなることにより、最も過大評価となる場合で1次冷却材圧力に対して0.5MPa高く評価する可能性がある。よって、実際の1次冷却材圧力は低くなり、漏えい量が少なくなることによって1次系保有水量の減少が抑制され、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
	ECCS 強制注入 (充てん系含む)	ポンプ特性モデル	入力値に含まれる	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。
ECCS 蓄圧タンク注入	蓄圧タンクの非凝縮性ガス	入力値に含まれる	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	

表 1 解析コードにおける重要現象の不確かさが運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響
(インターフェースシステムLOCA 2/2)

分類	重要現象	解析モデル	不確かさ	運転員等操作時間に与える影響	評価項目となるパラメータに与える影響
加圧器	冷却材放出 (臨界流・差圧流)	臨界流モデル	1次冷却材温度：±2℃ 1次冷却材圧力：±0.2MPa	インターフェースシステムLOCAでは、加圧器逃がし弁からの放出は蒸気相であり、不確かさは小さく、適切に模擬できている。よって、運転員等操作時間に与える影響はない。	インターフェースシステムLOCAでは、加圧器逃がし弁からの放出は蒸気相であり、不確かさは小さく、適切に模擬できている。よって、評価項目となるパラメータに与える影響はない。
	1次側・2次側の熱伝達	壁面熱伝達モデル	・減圧時 1次冷却材圧力：0～+0.5MPa ・加圧時 1次冷却材温度：±2℃ 1次冷却材圧力：±0.2MPa	解析コードにおいては、2次系強制冷却操作による減圧時に1次冷却材圧力が高い領域では1次冷却材圧力を最大で0.5MPa高めに評価する可能性があり、実際の1次側・2次側の熱伝達は大きくなり、1次系の減温、減圧が早くなる。よって、1次系温度及び圧力(サブクール条件)を起点としている加圧器逃がし弁の開閉操作、ECCSから充てん系への切替操作の開始が早くなる。	解析コードにおいては、2次系強制冷却操作による減圧時に1次冷却材圧力が高い領域では1次冷却材圧力を最大で0.5MPa高めに評価する可能性があり、実際の1次側・2次側の熱伝達は大きくなり、1次系の減温、減圧が早くなる。よって、1次系の減温、減圧が早くなることと、漏えい量が少なくなることとで1次系保有水量の減少が抑制され、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
蒸気発生器	冷却材放出 (臨界流・差圧流)	臨界流モデル	入力値に含まれる	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。
	2次側給水 (主給水・補助給水)	ポンプ特性モデル	入力値に含まれる	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。

表 1 解析コードにおける重要現象の不確かさが運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータとなるパラメータに与える影響
(蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故)

分類	重要現象	解析モデル	不確かさ	運転員等操作時間に与える影響	評価項目となるパラメータに与える影響
炉心	崩壊熱	崩壊熱モデル	入力値に含まれる	解析条件を最悪条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	解析条件を最悪条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。
	燃料棒表面熱伝達	燃料棒表面熱伝達モデル	0%～40%	解析コードにおいては、燃料棒表面熱伝達は最大で40%程度小さく評価する可能性があるが、実際の燃料棒表面での熱伝達は大きく異なる燃料棒覆管温度は低くなるが、燃料棒覆管温度を起点とする運転員等操作時間はないことから、運転員等操作時間に与える影響はない。	解析コードにおいては、燃料棒表面熱伝達は最大で40%程度小さく評価する可能性があるが、実際の燃料棒表面での熱伝達は大きく異なる燃料棒覆管温度は低くなることから、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
	沸騰・ポイド率変化	ポイドモデル 流動様式	炉心水位：0m～-0.3m コードでは、炉心水位低下を数百秒早く評価する可能性あり	解析コードにおいては、炉心水位を最大で0.3m低く評価する可能性があるが、実際の炉心水位は高くなることから、1次系保有水量の減少が抑制されることで、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	解析コードにおいては、炉心水位を最大で0.3m低く評価する可能性があるが、実際の炉心水位は高くなることから、1次系保有水量の減少が抑制されることで、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
	気液分離（水位変化）・対向流			解析コードにおいては、自然循環流量を約20%過大に評価する可能性があるが、自然循環の発生は流量の大小に係らず炉心で発生した崩壊熱を蒸気発生器で除熱できていることを示しており、1次冷却材流量を起点としている運転員等操作時間はないことから、運転員等操作時間に与える影響はない。	解析コードにおいては、自然循環流量を約20%過大に評価する可能性があるが、自然循環の発生は流量の大小に係らず炉心で発生した崩壊熱を蒸気発生器で除熱できていることを示していることから、評価項目となるパラメータに与える影響はない。
1次冷却系	冷却材流量変化（自然循環時） 圧力損失	壁面熱伝達モデル 運動量保存則	約20%過大評価	解析コードにおいては、自然循環流量を約20%過大に評価する可能性があるが、自然循環の発生は流量の大小に係らず炉心で発生した崩壊熱を蒸気発生器で除熱できていることを示しており、1次冷却材流量を起点としている運転員等操作時間はないことから、運転員等操作時間に与える影響はない。	解析コードにおいては、自然循環流量を約20%過大に評価する可能性があるが、自然循環の発生は流量の大小に係らず炉心で発生した崩壊熱を蒸気発生器で除熱できていることを示していることから、評価項目となるパラメータに与える影響はない。
	冷却材放出 (臨界流・差圧流)	破断流モデル	サブクール臨界流 ：±10% 二相臨界流 ：-10%～+50%	蒸気発生器伝熱管破損のような1次系から2次系への冷却材の放出について、実機における事故時解析により加圧器圧力の推移、破断側蒸気発生器水位の上昇挙動及び1次冷却材圧力挙動は解析コードと実機データでよく一致しており、破断流量は適切に評価されている。よって、運転員等操作時間に与える影響はない。	蒸気発生器伝熱管破損のような1次系から2次系への冷却材の放出について、実機における事故時解析により加圧器圧力の推移及び破断側蒸気発生器水位の上昇挙動及び1次冷却材圧力挙動は解析コードと実機データでよく一致しており、破断流量は適切に評価されている。よって、評価項目となるパラメータに与える影響はない。
加圧器	ECCS 強制注入 (充てん系含む)	ポンプ特性モデル	入力値に含まれる	解析条件を最悪条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	解析条件を最悪条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。
	冷却材放出 (臨界流・差圧流)	臨界流モデル	1次冷却材温度：±2℃ 1次冷却材圧力：±0.2MPa	蒸気発生器伝熱管破損では、加圧器逃がし弁からの放出は蒸気単相であり、不確かさは小さく、適切に模擬できている。よって、運転員等操作時間に与える影響はない。	蒸気発生器伝熱管破損では、加圧器逃がし弁からの放出は蒸気単相であり、不確かさは小さく、適切に模擬できている。よって、評価項目となるパラメータに与える影響はない。
蒸気発生器	1次側・2次側の熱伝達	壁面熱伝達モデル	減圧時 1次冷却材圧力 ：0～+0.5MPa ・加圧時 1次冷却材温度 ：±2℃ 1次冷却材圧力 ：±0.2MPa	解析コードにおいては、2次系強制冷却操作による減圧時に1次冷却材圧力が高い領域では1次冷却材圧力を最大で0.5MPa高めに評価する可能性があることから、実際の1次側・2次側の熱伝達は大きく異なるが、1次系の減温、減圧が早くなること、1次系温度及び圧力（サブクール条件）を起点としている加圧器逃がし弁の開閉操作、ECCSから充てん系への切替操作の開始が早くなる。	解析コードにおいては、2次系強制冷却操作による減圧時に1次冷却材圧力が高い領域では1次冷却材圧力を最大で0.5MPa高めに評価する可能性があることから、実際の1次側・2次側の熱伝達は大きく異なるが、1次系の減温、減圧が早くなること、1次系温度及び圧力（サブクール条件）を起点としている加圧器逃がし弁の開閉操作、ECCSから充てん系への切替操作の開始が早くなる。
	冷却材放出 (臨界流・差圧流)	臨界流モデル	入力値に含まれる	解析条件を最悪条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	解析条件を最悪条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。
	2次側給水 (主給水・補助給水)	ポンプ特性モデル	入力値に含まれる	解析条件を最悪条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。	解析条件を最悪条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響にて確認。

表2 解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータを与える影響
(インターフェイスシステムLOCA 1/4)

項目	解析条件 (初期条件、事故条件) の不確かさ		条件設定の考え方	運転員等操作時間を与える影響	評価項目となるパラメータを与える影響
	解析条件	最確条件			
炉心熱出力	100% (2,652MWt) × 1.02	100% (2,652MWt)	評価結果を厳しくするよう、定常誤差を考慮した上限値として設定。 炉心熱出力が大きいと崩壊熱が大きくなり、1次冷却材の蒸発量及び燃料被覆管温度評価の観点から厳しい設定。	解析条件で設定している炉心熱出力より小さくなるため、崩壊熱及び炉心保有熱が小さくなり、1次系温度及び炉心保有熱が減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	解析条件で設定している炉心熱出力より小さくなるため、崩壊熱及び炉心保有熱が減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
1次冷却材圧力	15.41+0.2MPa [gage]	15.41MPa [gage]	評価結果を厳しくするよう、定常誤差を考慮した上限値として設定。 1次冷却材圧力が高いと、2次系強制冷却による1次系の減温、減圧が遅くなり、非常用炉心冷却設備注水のタイミングが遅くなることに伴い、比較的低温の冷却水が注水されるタイミングも遅くなることから厳しい設定。	解析条件で設定している初期の1次冷却材圧力より低くなるため、1次系温度及び炉心保有熱が少なくなる。よって、非常用炉心冷却設備作動信号の発信が早くなる。一方、1次冷却材圧力の低下が早くなることで、飽和温度の低下も早くなり、1次系温度及び炉心保有熱の減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	解析条件で設定している初期の1次冷却材圧力より低くなるため、1次系温度及び炉心保有熱が少なくなる。よって、非常用炉心冷却設備作動信号の発信が早くなる。一方、1次冷却材圧力の低下が早くなることで、飽和温度の低下も早くなり、1次系温度及び炉心保有熱の減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
1次冷却材平均温度	306.6+2.2℃	306.6℃	評価結果を厳しくするよう、定常誤差を考慮した上限値として設定。 1次冷却材平均温度が高いと2次系強制冷却による1次系の減温、減圧が遅くなり、非常用炉心冷却設備注水のタイミングが遅くなることに伴い、比較的低温の冷却水が注水されるタイミングも遅くなることから厳しい設定。	解析条件で設定している初期の1次冷却材温度より低くなるため、1次系温度及び炉心保有熱が少なくなる。よって、非常用炉心冷却設備作動信号の発信が早くなる。よって、1次系温度及び炉心保有熱の減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	解析条件で設定している初期の1次冷却材温度より低くなるため、1次系温度及び炉心保有熱が少なくなる。よって、非常用炉心冷却設備作動信号の発信が早くなる。よって、1次系温度及び炉心保有熱の減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
炉心崩壊熱	FP：日本原子力学会推奨値 アクチニド：ORIGEN2 (サイクル末期を仮定)	装荷炉心毎	サイクル末期炉心の保守的な値を設定。燃焼度が高いと高次のアクチニドの蓄積が多くなるため、長期冷却時の崩壊熱は大きくなる。このため、燃焼度が高くなるサイクル末期時点を対象に崩壊熱を設定。また、使用する崩壊熱はMOX燃料の装荷を考慮。	解析条件で設定している崩壊熱より小さくなるため、1次冷却材の蒸発率が低下し、1次系保有水量の減少が抑制され、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	解析条件で設定している崩壊熱より小さくなるため、1次冷却材の蒸発率が低下し、1次系保有水量の減少が抑制され、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
蒸気発生器2次側保有水量	50t (1基当たり)	50t (1基当たり)	蒸気発生器2次側保有水量の設計値として設定。	解析条件と同様であることから、運転員等操作時間を与える影響はない。	解析条件と同様であることから、評価項目となるパラメータに対する影響はない。

表2 解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響
(インターフェースシステムLOCA 2/4)

項目	解析条件 (初期条件、事故条件) の不確かさ		条件設定の考え方	運転員等操作時間に与える影響	評価項目となるパラメータに与える影響	
	解析条件	最確条件				
起因事象	余熱除去系入口隔離弁の開又は破損	余熱除去系入口隔離弁の開又は破損	余熱除去系入口隔離弁の開又は破損による余熱除去系の圧力上昇により、余熱除去系からの漏えいが発生するものとして設定。	解析条件と最確条件が同様であることから、事象進展に影響はない。運転員等操作時間に与える影響はない。	解析条件と最確条件が同様であることから、事象進展に影響はなく、評価項目となるパラメータに与える影響はない。	
		破断箇所				破断口径
		原子炉格納容器内の余熱除去冷却器出口逃がし弁				約 2.5cm (1インチ)
		原子炉格納容器内の余熱除去ポンプ入口逃がし弁	約 7.6cm (3インチ)	解析条件で設定している破断口径より小さくなるため、破断箇所からの漏えい量が少なくなること、1次系の圧力の低下が遅くなり、非常用炉心冷却設備動作の開始が遅くなる。一方、1次系の強制冷却動作の開始が遅くなる。1次系の圧力低下が遅くなることで1次冷却材の飽和温度の低下も遅くなり、1次系温度及び圧力(サブクール条件)を起点としている加圧器逃がし弁の開閉操作、ECCSから充てん系への切替操作の開始が早くなる。	解析条件で設定している破断箇所からの漏えい流量が低下するため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	
		原子炉格納容器内の余熱除去系機器等	約 2.9cm (1.15インチ)			
		余熱除去系入口隔離弁の開又は破損が生じた側の余熱除去機能喪失				
安全機能の喪失に対する仮定		余熱除去系入口隔離弁の開又は破損が生じた側の余熱除去機能喪失	余熱除去系入口隔離弁の開又は破損が生じた側の余熱除去機能喪失設定。	解析条件と最確条件が同様であることから、事象進展に影響はない。運転員等操作時間に与える影響はない。	解析条件と最確条件が同様であることから、事象進展に影響はない。	
外部電源		外部電源なし	外部電源がない場合、常用系機器の機能喪失及び工学的安全施設の作動遅れの観点から炉心冷却上厳しい設定。	常用系機器の機能が喪失せず、工学的安全施設の作動遅れがないことから、炉心の冷却が促進され、1次系温度及び圧力の低下が早くなる。よって、1次系温度及び圧力(サブクール条件)を起点としている加圧器逃がし弁開閉操作等及び非常用炉心冷却設備作動信号の発信を起点としている2次系強制冷却操作の開始が早くなる。	常用系機器の機能が喪失せず、工学的安全施設の作動遅れがないことから、早期から炉心へ注水されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	

表2 解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータを与える影響
(インターフェースシステムLOCA 3/4)

項目	解析条件 (機器条件) の不確かさ		条件設定の考え方	運転員等操作時間を与える影響	評価項目となるパラメータを与える影響
	解析条件	最確条件			
原子炉トリップ 信号	原子炉圧力低 (1.73MPa[gage]) (応答時間2.0秒)	原子炉圧力低 (12.87MPa[gage]) (応答時間2.0秒以下)	トリップ設定値に計装誤差を考慮した低めの値として、解析に用いるトリップ限界値を設定。検出遅れや信号発信遅れ時間等を考慮した遅めの値として、応答時間を設定。	解析条件で設定している原子炉トリップ時間より早く早くなるため、1次系温度及び圧力の低下が早くなり、1次系からの漏えい流量が少なくなる。よって、1次系保有水量の減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	解析条件で設定している原子炉トリップ時間より早く早くなるため、1次系温度及び圧力の低下が早くなり、1次系からの漏えい流量が少なくなる。よって、1次系保有水量の減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
非常用炉心冷却 設備作動信号	原子炉圧力異常低 (1.36MPa[gage]) (応答時間2.0秒)	原子炉圧力異常低 (11.48MPa[gage]) (応答時間2.0秒以下)	非常用炉心冷却設備作動設定値に計装誤差を考慮した低めの値として、解析に用いる非常用炉心冷却設備作動限界値を設定。検出遅れや信号発信遅れ時間を考慮した遅めの値として、応答時間を設定。	解析条件で設定している非常用炉心冷却設備作動時間より早くなるため、1次系温度及び圧力の低下が早くなる。よって、1次系温度及び圧力 (サブクール条件) を起点としている加圧器迷がし弁閉閉条件等及び非常用炉心冷却設備作動信号の発信を起点としている2次系強制冷却操作の開始が早くなる。	解析条件で設定している非常用炉心冷却設備作動時間より早くなるため、1次系温度及び圧力の低下が早くなり、1次系からの漏えい流量が少なくなる。よって、1次系保有水量の減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。
高圧注入 ポンプ	最大注入特性	定格注入特性	高圧注入ポンプ2台を使用するものとし、漏えい量を増加させる観点から、設計値に注入配管の流路抵抗等を考慮した最大注入特性を設定。	解析条件で設定している1次系への注水流量より少なくなるため、1次系保有水量の回復が遅くなる。よって、1次系保有水量は確保されていることから、評価項目となるパラメータに対する余裕は小さい。	解析条件で設定している1次系への注水流量より少なくなるため、1次系保有水量の回復が遅くなる。よって、1次系保有水量は確保されていることから、評価項目となるパラメータに対する余裕は小さい。
補助給水ポンプ	非常用炉心冷却設備作動 限界値到達から60秒後に 注水開始	非常用炉心冷却設備作動 限界値到達から39秒後に 注水開始	補助給水ポンプの作動時間は、信号遅れとポンプの定速達成時間に余裕を考慮して設定。	解析条件で設定している補助給水ポンプの作動時間より早くなるため、蒸気発生器水位の回復が早くなり、蒸気発生器水位を操作開始の起点としている操作の開始が早くなる。	解析条件で設定している補助給水ポンプの作動時間より早くなるため、蒸気発生器水位の回復が早くなる。よって、1次系保有水量の回復が早くなる。よって、1次系保有水量は確保されていることから、評価項目となるパラメータに対する余裕は小さい。
蓄圧タンク 保持圧力	4.0MPa[gage] (最低保持圧力)	約4.0MPa[gage] (通常運転時管理値中央)	電動補助給水ポンプ2台及びタービン動補助給水ポンプ1台の補助給水全台運転時 (ポンプ容量は設計値 (ミニフロー流量除く) を想定) に3基の蒸気発生器へ注水される場合の注水流量から設定。	解析条件と同様であることから、事象進展に影響はない。	解析条件と同様であることから、事象進展に影響はない。
蓄圧タンク 保有水量	29.0m ³ (1基当たり) (最小保有水量)	約30.0m ³ (1基当たり) (通常運転時管理値中央)	炉心への注水のタイミングを遅くする最低の圧力として設定。	解析条件で設定している蓄圧タンクの初期保持圧力より高くなるため、蓄圧注入開始が早くなる。よって、評価項目となるパラメータに対する余裕は小さい。	解析条件で設定している蓄圧タンクの初期保持圧力より高くなるため、蓄圧注入開始が早くなる。よって、評価項目となるパラメータに対する余裕は小さい。

(添付資料7.1.8.3)

表2 解析条件を最確条件とした場合の運転員等操作時間及び評価項目となるパラメータに与える影響
(インターフェイスシステムLOCA 4/4)

項目	解析条件 (機器条件) の不確かさ		条件設定の考え方	運転員等操作時間に与える影響	評価項目となるパラメータに与える影響
	解析条件	最確条件			
機器条件	主蒸気速がし弁	定格ループ流量の約10%/個 (定格運転時)	定格運転時において、設計値として各ループに設置している主蒸気速がし弁1個当たり定格主蒸気流量 (ループ当たり) の10%を処理できる流量として設定。	運転員等操作時間に与える影響はない。	解析条件と設計値が同様であることから、事象進展に影響はなく、評価項目となるパラメータに与える影響はない。
	余熱除去系速がし弁 吹止まり圧力	余熱除去冷却器出口速がし弁及び余熱除去ポンプ入口速がし弁の設計値	余熱除去系速がし弁は設計値にて閉止するものとして設定。	運転員等操作時間に与える影響はない。	解析条件と設計値が同様であることから、事象進展に影響はなく、評価項目となるパラメータに与える影響はない。

表3 操作条件が要員の配置による他の操作に与える影響、評価項目となるパラメータとなるパラメータに与える影響及び操作時間余裕
(インターフェースシステムLOCA 1/2)

項目	解析条件 (操作条件) の不確かさ			条件設定の考え方	要員の配置による他の操作に与える影響	評価項目となるパラメータに与える影響	操作時間余裕
	解析上の操作開始時間と実際に見込まれる操作開始時間の差異等	解析条件 (操作条件) の不確かさ	解析コードの不確かさ				
2次系強制冷却開始 (主蒸気逃がし弁開) 操作条件	解析上の操作開始時間	安全注入信号 発信から25分後	-	運転員等操作時間として、事象判断に10分、安全注入信号のリセット操作、余熱除去ポンプ停止操作、余熱除去系統の中央制御室からの隔離操作等に14分、主蒸気逃がし弁開操作に1分を想定し、必要な時間を積み上げて設定。	当該操作を実施する運転員1名は、その前後に他の操作がないことから、要員の配置による他の操作に与える影響はない。	炉心崩壊熱の不確かさ等により1次系温度及び圧力の低下が早くなることで、非常用炉心冷却設備動作開始が早くなり、これに伴い操作開始が早くなる。このように操作開始が早くなる場合には、1次系からの漏えい量が少なくなるため、1次系保有水量の減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。臨界流モデルの不確かさ等により、1次系からの漏えい量が少なくなり、1次冷却材圧力の低下が遅くなり、非常用炉心冷却設備動作開始が遅くなる。このように、操作開始が遅くなる場合は、1次系からの漏えい量と操作開始時間との差により燃料被覆管温度上昇に対する余裕は小さくなる。高圧注入系からの注水により1次系保有水量は確保されていることから、評価項目となるパラメータに与える影響は小さい。	2次系強制冷却操作の時間余裕としては、水源となる燃料取扱用水ピット枯渇までの時間として、2次系強制冷却開始までの最大注水流量が継続するものとして概算した。その結果、操作時間余裕として3時間程度は確保できる。(添付資料7.1.8.14)
	解析条件に見込まれる操作開始時間	安全注入信号 発信から25分後 (判断10分+操作15分)	炉心崩壊熱等の不確かさにより操作開始時間が早くなる。				

表3 操作条件が要員の配置による他の操作に与える影響、評価項目となるパラメータとなるパラメータに与える影響及び操作時間余裕
(インタラフフェイスシステムLOCA 2/2)

項目	解析条件 (操作条件) の不確かさ			条件設定の考え方	要員の配置による他の操作に与える影響	評価項目となるパラメータに与える影響	操作時間余裕
	解析上の操作開始時間 見込まれる操作開始時間	解析条件 (操作条件) の不確かさ 見込まれる操作開始時間 実際の見込まれる操作開始時間	解析条件 (操作条件) の不確かさ 見込まれる操作開始時間 実際の見込まれる操作開始時間				
非常用炉心冷却設備 から充てん系への切替	非常用炉心冷却設備 停止条件成立 から2分後	非常用炉心冷却設備 停止条件成立 操作開始時間	蒸気発生器1側の熱伝達の不確かさにより切替操作開始時間が早くなる。 1次冷却系に放出等による切替操作開始時間が早くなる。	運転員等操作時間として、高圧注入ポンプから充てんポンプへの切替操作に2分を想定して設定。	当該操作は、別の運転員1名がが中央制御御室で行う操作であるとともに、現象進展上重複する操作はないことかから、要員の配置による他の操作に与える影響はない。	炉心崩壊熱の不確かさ等により1次系温度及び圧力の低下が早くなることで、操作開始が早くなる。このように操作開始が早くなる場合には、1次系からの漏えい量が少なくなるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。高圧注入ポンプの注入特性の不確かさ等により操作開始が遅くなる。高圧注入系からの注水が継続するため、1次系保有水量の観点で有利となり、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	非常用炉心冷却設備から充てん系への切替操作の時間余裕として、水源となる燃料取替用水ピット枯渇までの時間として、主蒸気速がし弁開きとして、1次系の減温、減圧操作を考慮し、大気圧時点での高圧注入流量が継続するものとして概算した。その結果、操作時間余裕として3時間程度は確保できる。 (添付資料7.1.8.14)
	操作条件	加圧器逃がし弁 開閉操作条件 成立から10秒後	加圧器逃がし弁 開閉操作条件 成立から10秒後	蒸気発生器1側の熱伝達の不確かさにより開閉操作開始時間が早くなる。 1次冷却系に放出等による切替操作開始時間が早くなる。	運転員等操作として、加圧器逃がし弁の開閉操作に余裕が成立すれば適宜開閉するよう設定。	炉心崩壊熱の不確かさ等により1次系温度及び圧力の低下が早くなることで、操作開始が早くなる。このように操作開始が早くなる場合には、1次系からの漏えい量が少なくなるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。高圧注入ポンプのおよび高圧注入ポンプの注入特性の不確かさ等により操作開始が遅くなる。高圧注入系からの注水が継続するため、1次系保有水量の観点で有利となり、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	加圧器逃がし弁開閉操作の時間余裕となる燃料取替用水ピット枯渇までの時間として、主蒸気速がし弁開きとして、1次系の減温、減圧操作を考慮し、大気圧時点での高圧注入流量が継続するものとして概算した。その結果、操作時間余裕として3時間程度は確保できる。 (添付資料7.1.8.14)

表3 操作条件が要員の配置による他の操作に与える影響、評価項目となるパラメータとなるパラメータに与える影響及び操作時間余裕
(蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故 1/2)

項目	解析条件(操作条件)の不確かさ			条件設定の考え方	要員の配置による他の操作に与える影響	評価項目となるパラメータに与える影響	操作時間余裕
	解析上の操作開始時間と実際に見込まれる操作開始時間の差異等	解析コードの不確かさによる影響	解析条件(操作条件)の不確かさによる影響				
①破損SGへの補助給水停止 ②破損SGからのタービン補助給水ポンプ駆動蒸気元弁閉止 ③破損SG主蒸気隔離弁閉止	解析上の操作開始時間 原子炉トリップ後10分で開始し、約2分で完了	—	1次冷却材圧力等の不確かさにより、隔離操作開始時間が早くなる。	運転員等操作時間として、破損SGの検知及び判断に10分、①、②及び③の操作に約2分を想定し、必要な時間を積み上げて設定。	当該操作は、運転員1名が中央制御室で行う操作であるとともに、現象進展上重複する操作はないことから、要員の配置による他の操作に与える影響はない。	1次冷却材圧力等の不確かさにより1次系温度及び圧力の低下が早くなることとなり、原子炉トリップ信号の発信が早くなる。これに伴い、操作開始が早くなる。このように、操作開始が早くなる場合には、1次系からの漏えい量が少なくなり、1次系保有水量の減少が抑制されることとなり、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	破損側蒸気発生器の隔離操作の時間余裕としては、水源となる燃料取替用水ピット枯渇なる燃料取替用水ピット枯渇までの時間として、2次系強制冷却操作開始までの最大注水流量が継続するものとして概算した。その結果、操作時間余裕として5時間程度は確保できる。 (添付資料7.1.8.14)
	解析上の操作開始時間 原子炉トリップ後10分で開始し、約2分で完了	—	1次冷却材平均温度等による不確かさにより、隔離操作開始が遅くなる。				
健全側主蒸気速がし弁開	破損SG隔離操作完了後1分で開始	—	1次冷却材平均温度等による不確かさにより、隔離操作開始が遅くなる。	運転員等操作時間として、破損SG隔離操作完了後、主蒸気速がし弁の中央制御室開操作に1分を想定し、必要な時間を積み上げて設定。	当該操作は、運転員1名が中央制御室で行う操作であるとともに、現象進展上重複する操作はないことから、要員の配置による他の操作に与える影響はない。	1次冷却材圧力等の不確かさにより1次系温度及び圧力の低下が早くなることとなり、原子炉トリップ信号の発信が早くなる。このように、操作開始が早くなる場合には、1次系からの漏えい量が少なくなり、1次系保有水量の減少が抑制されるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	2次系強制冷却操作の時間余裕としては、水源となる燃料取替用水ピット枯渇までの時間として、2次系強制冷却操作開始までの最大注水流量が継続するものとして概算した。その結果、操作時間余裕として5時間程度は確保できる。 (添付資料7.1.8.14)

表3 操作条件が要員の配置による他の操作に与える影響、評価項目となるパラメータとなるパラメータに与える影響及び操作時間余裕
(蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故 2/2)

項目	解析条件 (操作条件) の不確かさ			条件設定の考え方	要員の配置による他の操作に与える影響	評価項目となるパラメータに与える影響	操作時間余裕
	解析上の操作開始時間と実際に見込まれる操作開始時間の差異等	解析コードの不確かさによる影響	解析条件 (操作条件) の不確かさによる影響				
非常用炉心冷却設備から充てん系への切替	解析上の操作開始時間と実際に見込まれる操作開始時間の差異等	解析コードの不確かさによる影響	解析条件 (操作条件) の不確かさによる影響	運転員等操作時間として、高圧注入ポンプへの切替操作に2分を想定して設定。	当該操作は、別の運転室で1名が中央制御室で行う操作であることとことから、事象進展上重複する操作はないこととから、要員の配置による他の操作に与える影響はない。	炉心崩壊熱の不確かさ等により1次系温度及び圧力の低下が早くなること、操作開始が遅くなること、操作開始が早くなること、このように操作開始が遅くなる場合、1次系からの漏えい量が少なくなるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。高圧注入ポンプの注入特性の不確かさ等系からの注入が継続するため、1次系保有水量の観点で有利となり、評価項目となるパラメータに対する余裕が大きくなる。	非常用炉心冷却設備から充てん系への切替操作の時間余裕としては、水源となる燃料取替用水ピット枯渇までの時間として、主蒸気逃がし弁開閉により、1次系の減温、減圧操作を考慮し、大気圧時点の高圧注入流量が継続するものとして概算した。その結果、操作時間余裕として3時間程度は確保できる。(添付資料7.1.8.14)
	解析上の操作開始時間	解析コードの不確かさによる影響	解析条件 (操作条件) の不確かさによる影響				
加圧器逃がし弁の開閉操作	解析上の操作開始時間と実際に見込まれる操作開始時間の差異等	解析コードの不確かさによる影響	解析条件 (操作条件) の不確かさによる影響	運転員等操作として、加圧器逃がし弁の開閉操作に係る条件が成立すれば適宜開閉するよう設定。	炉心崩壊熱の不確かさ等により1次系温度及び圧力の低下が早くなること、操作開始が遅くなること、このように操作開始が遅くなる場合、1次系からの漏えい量が少なくなるため、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。高圧注入ポンプの注入特性の不確かさ等により操作開始が遅くなると、加圧器水位回復が遅くなるため、1次系保有水量の観点で有利となり、評価項目となるパラメータに対する余裕は大きくなる。	加圧器逃がし弁開閉操作の時間余裕としては、水源となる燃料取替用水ピット枯渇までの時間として、主蒸気逃がし弁開閉により、1次系の減温、減圧操作を考慮し、大気圧時点の高圧注入流量が継続するものとして概算した。その結果、操作時間余裕として3時間程度は確保できる。(添付資料7.1.8.14)	
	解析上の操作開始時間	解析コードの不確かさによる影響	解析条件 (操作条件) の不確かさによる影響				

クールダウンアンドリサーキュレーション操作の時間余裕について

1. はじめに

事故シーケンスグループ「格納容器バイパス」時においては、ECCS 等により 1 次系への注水を確保しつつ、主蒸気逃がし弁を用いた蒸気発生器による除熱及び加圧器逃がし弁による 1 次系の減圧を実施することで漏えい量を抑制し、余熱除去系による炉心冷却を行う、クールダウンアンドリサーキュレーションの操作を行う。本資料は、クールダウンアンドリサーキュレーション操作を実施するにあたっての各操作の時間余裕を確認した。

2. 影響確認

クールダウンアンドリサーキュレーション操作を行わない場合、1 次系の減温・減圧がなされないことから事象が収束することなく、ECCS による注水が継続されるため、1 次系圧力は高圧で維持され、漏えい量が抑制されず、燃料取替用水ピットの枯渇が早くなる。よって、クールダウンアンドリサーキュレーション操作としての 2 次系強制冷却操作及び ECCS から充てん系への切替操作それぞれの余裕時間確認として燃料取替用水ピット枯渇までに事象を収束させるための時間評価を実施した。

また、燃料取替用水ピットの水量を約 1,450m³として、運転手順に従いクールダウンアンドリサーキュレーション操作を実施した際の事象収束までに 1 次系に注水される水量の差により時間余裕を確認した。

	IS-LOCA	SGTR
38℃時の密度	約 993 (kg/m ³)	同左
2 次系強制冷却開始までの最大注水流量	約 315 (m ³ /h) $\frac{87(\text{kg}/\text{s}) \cdot 3600(\text{s}/\text{h})}{993(\text{kg}/\text{m}^3)} = 315(\text{m}^3/\text{h})$	約 214 (m ³ /h) $\frac{59(\text{kg}/\text{s}) \cdot 3600(\text{s}/\text{h})}{993(\text{kg}/\text{m}^3)} = 214(\text{m}^3/\text{h})$
大気圧時点での ECCS 注水流量	約 352 (m ³ /h) $\frac{97(\text{kg}/\text{s}) \cdot 3600(\text{s}/\text{h})}{993(\text{kg}/\text{m}^3)} = 352(\text{m}^3/\text{h})$	約 352 (m ³ /h) $\frac{97(\text{kg}/\text{s}) \cdot 3600(\text{s}/\text{h})}{993(\text{kg}/\text{m}^3)} = 352(\text{m}^3/\text{h})$
注水流量積分値	漏えい停止 (1 時間後) までの注水量積分値 : 約 302 (m ³) $\frac{300000(\text{kg})}{993(\text{kg}/\text{m}^3)} = 302(\text{m}^3)$	1, 2 次系均圧 (約 3.6 時間後) までの注水流量積算値 : 約 222 (m ³) $\frac{220000(\text{kg})}{993(\text{kg}/\text{m}^3)} = 222(\text{m}^3)$

a. インターフェイスシステム LOCA

図 1 及び図 2 に示す、インターフェイスシステム LOCA 発生時における 1 次系注水量及び 1 次系注水流量の応答から確認できるとおり、クールダウンアンドリサーキュレーション操作として、ECCS 注水流量と燃料取替用水ピットの水量から概算した結果、以下の時間余裕があること確認した。

- ① 2 次系強制冷却操作の時間余裕として、2 次系強制冷却操作開始までの最大注水流量が継続するものとして概算した。その結果、燃料取替用水ピット枯渇までに事象を収束させるための操作時間余裕として 3 時間程度は確保できる。

$$(1,450(\text{m}^3) - 302(\text{m}^3)) / 315(\text{m}^3/\text{h}) \approx \text{約 } 3 (\text{h})$$

- ② 加圧器逃がし弁開操作の時間余裕として、主蒸気逃がし弁開による 1 次系の減温・減圧操作を考慮し、大気圧時点での ECCS 注水流量が継続するものとして概算した。その結果、燃料取替用水ピット枯渇までに事象を収束させるための操作時間余裕として 3 時間程度は確保できる。

$$(1,450(\text{m}^3) - 302(\text{m}^3)) / 352(\text{m}^3/\text{h}) \approx \text{約 } 3 (\text{h})$$

- ③ ECCS から充てん系への切替操作の時間余裕として、主蒸気逃がし弁開による 1 次系の減温・減圧操作を考慮し、大気圧時点での ECCS 注水流量が継続するものとして概算した。その結果、燃料取替用水ピット枯渇までに事象を収束させるための操作時間余裕として 3 時間程度は確保できる。

$$(1,450(\text{m}^3) - 302(\text{m}^3)) / 352(\text{m}^3/\text{h}) \approx \text{約 } 3 (\text{h})$$

b. 蒸気発生器伝熱管破損

図 3 及び図 4 に示す、蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故における 1 次系注水量及び 1 次系注水流量の応答から確認できるとおり、クールダウンアンドリサーキュレーション操作として ECCS 注水流量と燃料取替用水ピット水量から概算した結果、以下の時間余裕があること確認した。

- ① 破損側蒸気発生器隔離操作及び健全側蒸気発生器による 2 次系強制冷却操作の時間余裕として、2 次系強制冷却操作開始までの最大注水流量が継続するものとして概算した。その結果、燃料取替用水ピット枯渇までに事象を収束させるための操作時間余裕として 5 時間程度は確保できる。

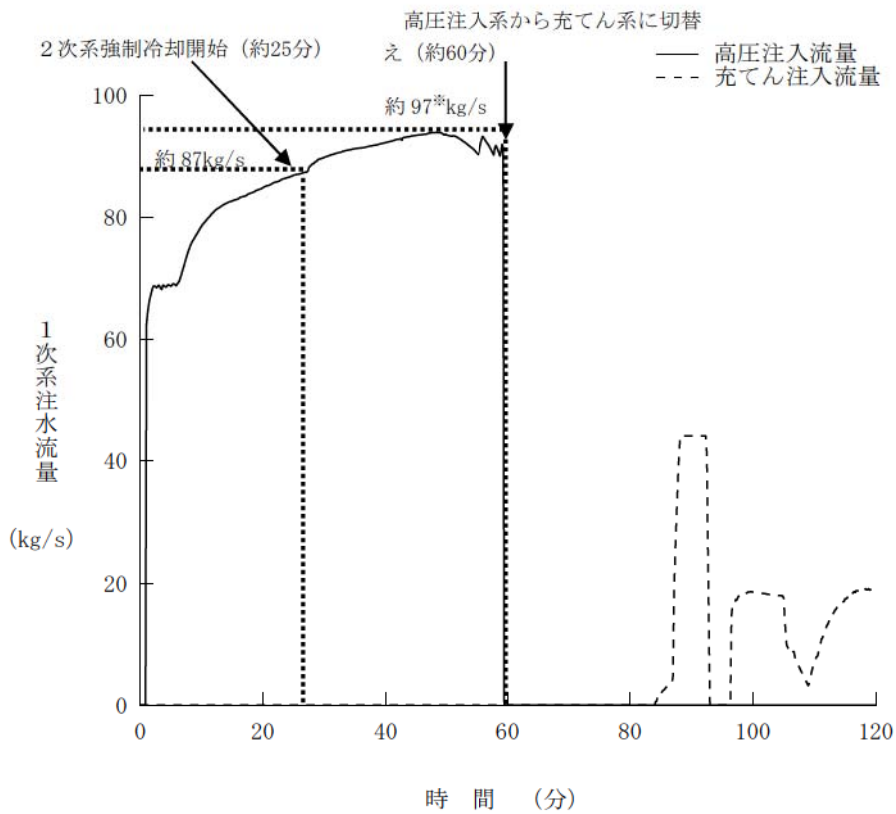
$$(1,450(\text{m}^3) - 222(\text{m}^3)) / 214(\text{m}^3/\text{h}) \approx \text{約 } 5 \text{ (h)}$$

- ② 加圧器逃がし弁開操作の時間余裕として、健全側主蒸気逃がし弁開による 1 次系の減温・減圧操作を考慮し、大気圧時点での ECCS 注水流量が継続するものとして概算した。その結果、燃料取替用水ピット枯渇までに事象を収束させるための操作時間余裕として 3 時間程度は確保できる。

$$(1,450(\text{m}^3) - 222(\text{m}^3)) / 352(\text{m}^3/\text{h}) \approx \text{約 } 3 \text{ (h)}$$

- ③ ECCS から充てん系への切替操作の時間余裕として、健全側主蒸気逃がし弁開による 1 次系の減温・減圧操作を考慮し、大気圧時点での ECCS 注水流量が継続するものとして概算した。その結果、燃料取替用水ピット枯渇までに事象を収束させるための操作時間余裕として 3 時間程度は確保できる。

$$(1,450(\text{m}^3) - 222(\text{m}^3)) / 352(\text{m}^3/\text{h}) \approx \text{約 } 3 \text{ (h)}$$



※：主蒸気逃がし弁開による1次系の減温、減圧を考慮し、1次系が大気圧時点の注水流量を想定

図1 1次系注水流量（高圧及び充てん）の推移（インターフェイスシステムLOCA）

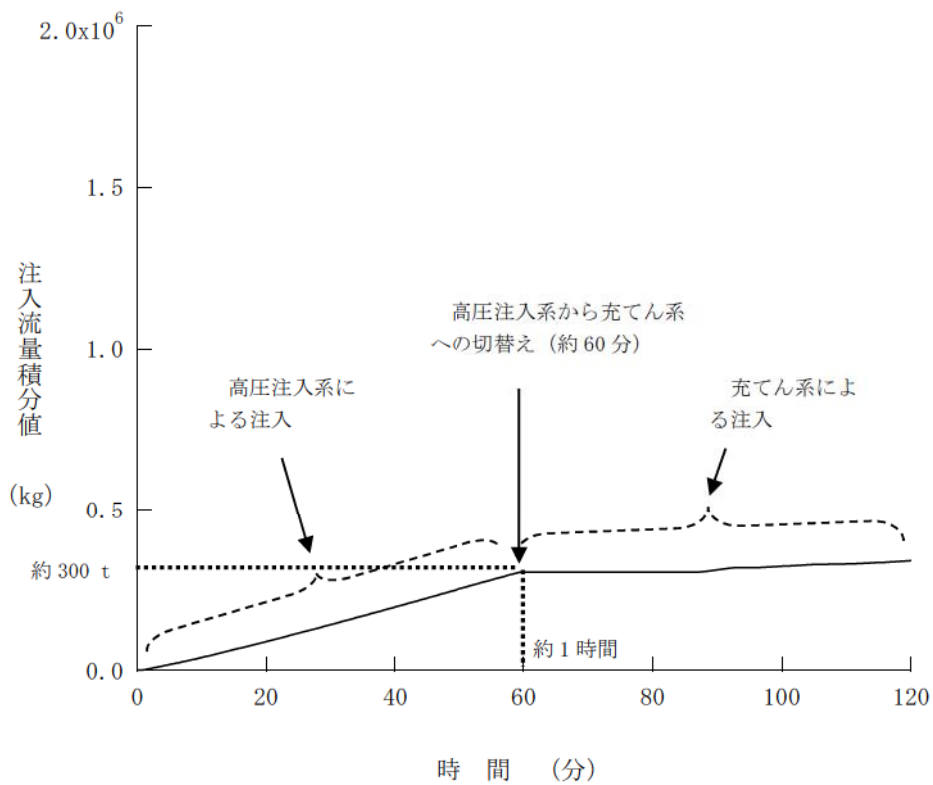
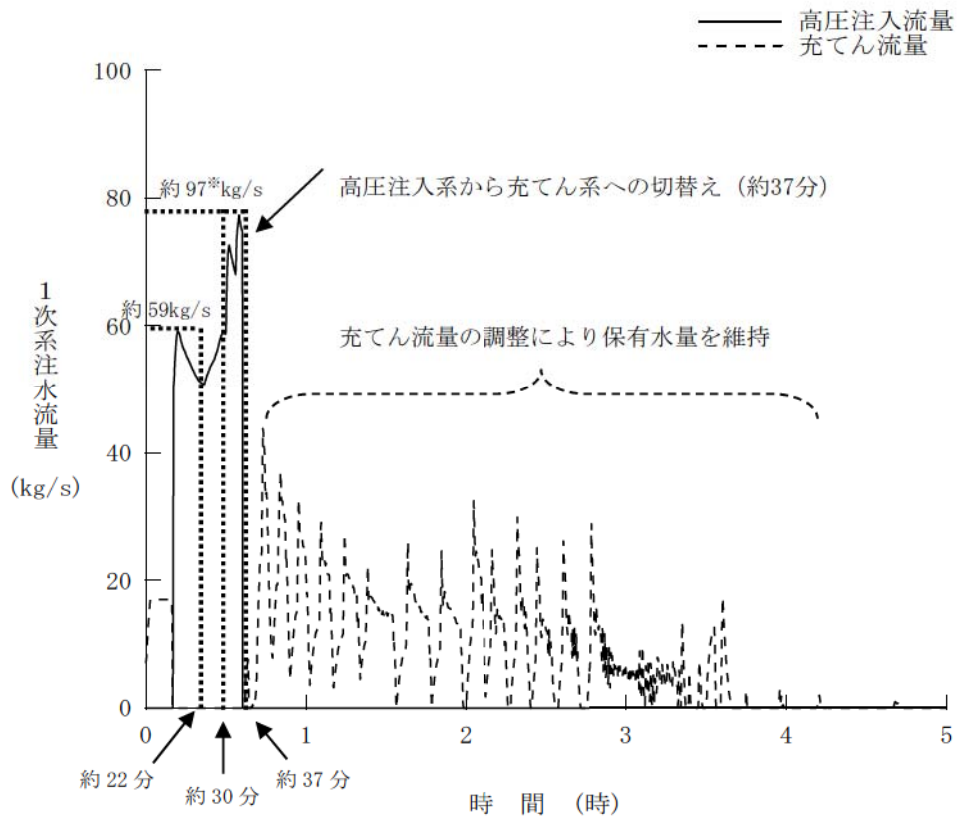


図2 1次系注入量の推移（インターフェイスシステムLOCA）



※：健全側主蒸気逃がし弁開による1次系の減温、減圧を考慮し、1次系が大気圧時点の注水流量を想定

図3 1次系注水流量の推移（蒸気発生器伝熱管破損+破損側蒸気発生器隔離失敗）

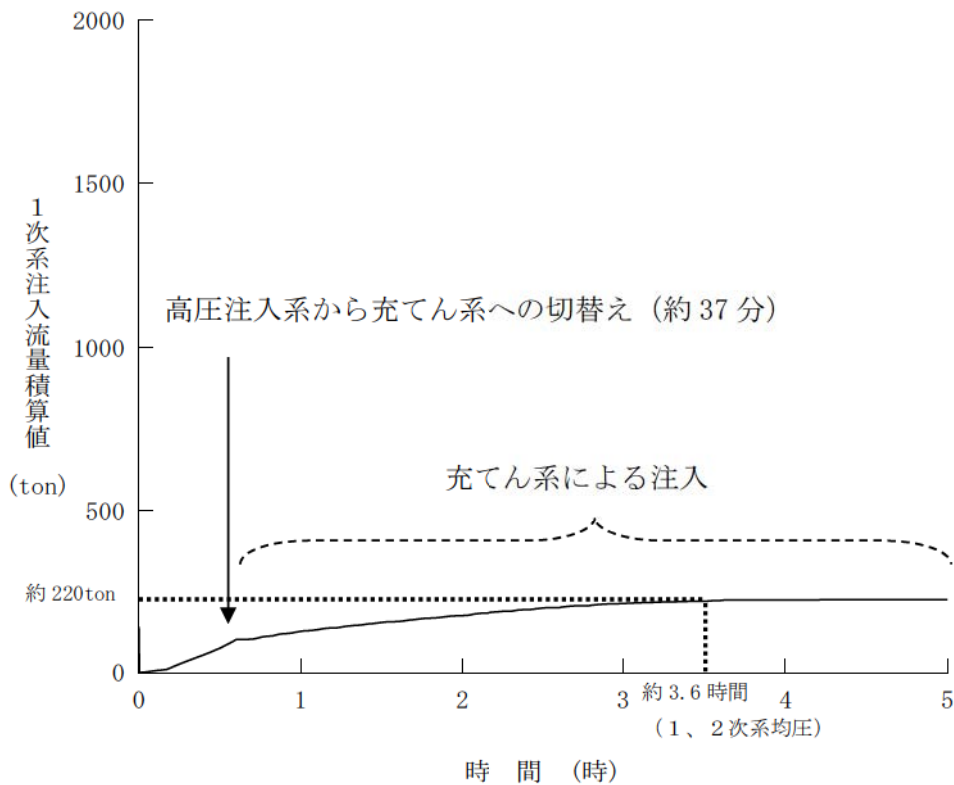


図4 1次系注入流量積算値の推移（蒸気発生器伝熱管破損+破損側蒸気発生器隔離失敗）

「蒸気発生器伝熱管破損＋破損蒸気発生器隔離失敗」における1次系保有水量と加圧器水位について

蒸気発生器伝熱管破損＋破損蒸気発生器隔離失敗時における1次系保有水量と加圧器水位の推移を図1、図2に示す。事象初期は蒸気発生器2次側への漏えいに伴い、1次系保有水量は減少しているが、非常用炉心冷却設備の作動に伴い、1次系保有水量は増加している。高圧注入系から充てん系への切替え後（約37分）、高圧注入系から充てん系への切替えによる1次系保有水量の一時的な減少はあるものの、加圧器水位は、無負荷水位を維持するように、充てん流量が調整され、1次系に注水されている。

図1及び図2中の①～⑥の各時間における1次冷却材圧力、1次冷却材平均温度、比容積、加圧器水位及び1次系保有水量を下表に示す。下表のとおり、1次冷却材圧力及び1次冷却材平均温度の低下により、比容積は低下傾向となる。このため、加圧器水位は事象初期から低下傾向となるものの、1次系保有水量（液相質量）は、事象初期から増加傾向となる。

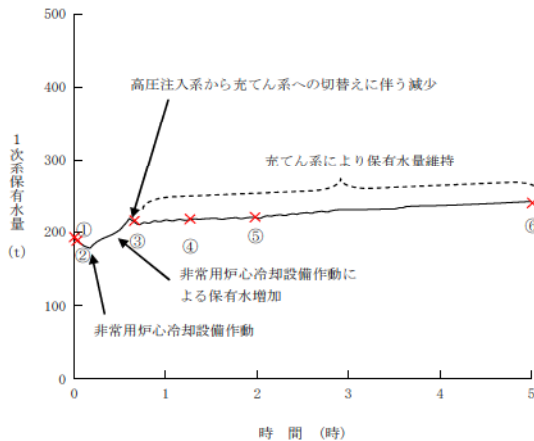


図1 1次系保有水量の推移

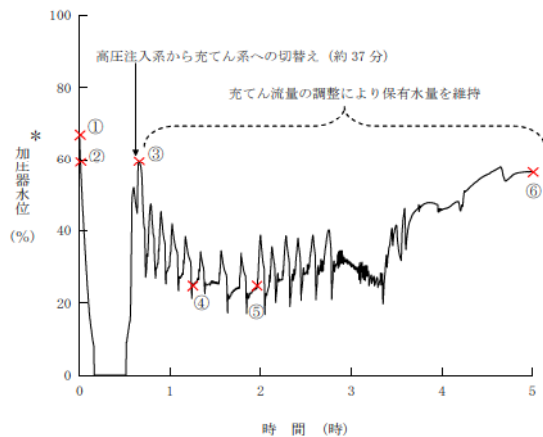


図2 加圧器水位の推移

*：コラプス水位を表示
 (コラプス水位とは、液相中に存在するボイドを集約して、仮想的に気液完全分離とした状態での水位を記載しているもの)

	単位	①初期状態	②約40秒	③約39分	④約1.2時間	⑤約2.0時間	⑥約5時間
加圧器水位 ^{※1} 【図2】	%	約67	約60	約60	約24	約24	約56
(加圧器水位に対応した1次系体積 ^{※2})	(m ³)	(約273)	(約270)	(約270)	(約258)	(約258)	(約269)
1次系保有水量(液相質量) ^{※3} 【図1】	×10 ⁵ kg	約193	約190	約214	約217	約220	約242
1次冷却材圧力	MPa[gage]	約15.71	約15.34	約4.0	約1.6	約1.2	約0.1
1次冷却材平均温度	℃	約308.8	約309.0	約214.1	約181.4	約164.8	約92.5
比容積 ^{※4}	m ³ /kg	約0.001413	約0.001415	約0.001177	約0.001129	約0.001107	約0.001038
1次系保有水量(液相体積) ^{※5}	m ³	約273	約269	約252	約245	約244	約251

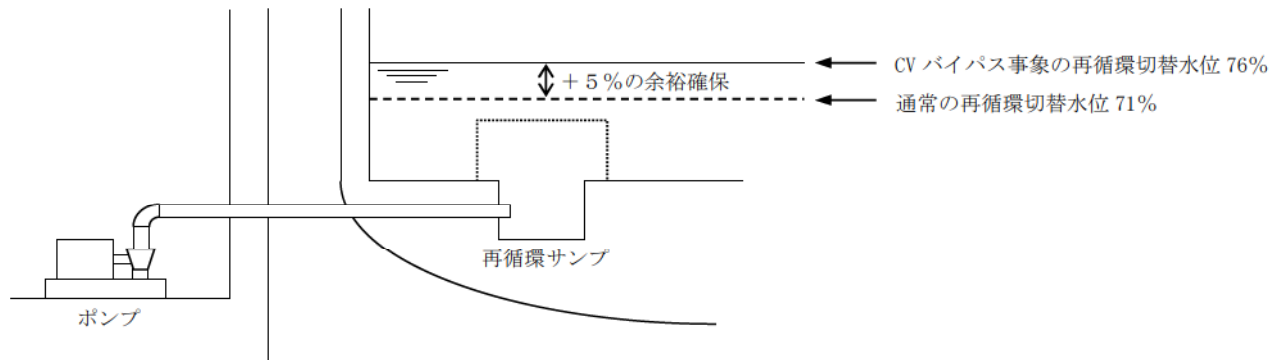
※1：「加圧器水位」は、解析コードから出てきた加圧器のコラプス水位を示している。
 ※2：「加圧器水位に対応した1次系体積」は、加圧器水位における加圧器の体積と1次系ループの体積を合算した体積を示している。
 ※3：「1次系保有水量(液相質量)」は、解析コードから計算された1次系の液相質量を示している。
 ※4：「比容積」は、1次冷却材圧力及び1次冷却材平均温度から算出している。
 ※5：「1次系保有水量(液相体積)」は、1次系保有水量(液相質量)と比容積から算出している。

格納容器バイパス事象における再循環運転開始水位について

格納容器バイパス事象では、余熱除去系統が使用不能の場合、加圧器逃がし弁の開放及び充てん注入によるフィードアンドブリードを行い、長期対策として再循環運転による継続的な炉心冷却を実施する。

格納容器再循環サンプの再循環運転可能水位は 71%以上（広域）であるが、格納容器バイパス事象は格納容器外へ燃料取替用水ピット又は再循環サンプの水が流出する事象であることから、再循環運転開始後の水位低下の可能性を考慮し、再循環切替水位に+5%の余裕を確保した再循環サンプ水位 76%以上（広域）となれば、再循環運転への切替操作を実施する。

なお、再循環運転中は燃料取替用水ピットへの補給、加圧器逃がし弁の開放及び充てんポンプによる燃料取替用水ピット水の注水を継続して行い、再循環サンプ水位の維持に努める。



燃料評価結果について

1. 燃料消費に関する評価（格納容器バイパス）

重要事故シーケンス【インターフェイスシステム LOCA】

【蒸気発生器伝熱管破損時に破損側蒸気発生器の隔離に失敗する事故】

燃料種別		軽油
時系列	事象発生直後～7日間 (=168h)	ディーゼル発電機 (事象発生後、自動起動、燃費については定格出力にて、事象発生後～7日間を想定) $V = \frac{N \times c \times H}{\gamma} \times 2 \text{ 台}$ $= \frac{5,600 \times 0.2311 \times 168}{825} \times 2 \text{ 台}$ $= \text{約 } 527.1 \text{ k}\ell$
	事象発生直後～7日間 (=168h)	緊急時対策所用発電機（指揮所用及び待機所用各1台の計2台）起動（保守的に事象発生後すぐの起動を想定） 燃費約(24.4ℓ/h×1台+19.3ℓ/h×1台)×24h×7日間=7,342 ℓ = 約7.4kℓ
合計		7日間で消費する軽油量の合計 約 534.5kℓ
結果		ディーゼル発電機燃料油貯油槽の油量（540kℓ）にて供給可能

※ ディーゼル発電機重油消費量計算式

$$V = \frac{N \times c \times H}{\gamma}$$

V : 重油必要容量 (kℓ)	
N : 発電機定格出力 (kW) = 5,600	
H : 運転時間 (h) = 168 (7日間)	
γ : 燃料油の密度 (kg/kℓ) = 825	
c : 燃料消費率 (kg/kW・h) = 0.2311	