

第7章 ミッション部冷却システム

この章のまとめ

SPICA 冷却系は、液体ヘリウムなどの冷媒を用いず、放射冷却と機械式冷凍機の組み合わせにより、4.5K という極低温を達成しようとする画期的なシステムである。

まず、このシステムの冷却の大半を担う放射冷却システムについて、詳細な数値モデルを構築し、その成立性を調べた。その結果、熱的にも機械的にも要求を満たす解を得ることができた。ただし、重量が要求値を上回っていることと、初期の冷却に長い時間が必要であることが、フェーズ A において解決されるべき課題である。

次に、機械式冷凍機について議論する。機械式冷凍機は、ASTRO-F での開発実績を基に、戦略的に開発に取り組んできた。その結果、すでに現時点において、BBM 以上のレベルで要求値を満たすことができている。しかしながら、5 年以上の長期運用を考慮すると、一層の長寿命化、高信頼性化にとりくむことが、フェーズ A における最重要課題となる。

最後に、冷凍機用の排熱システムについて議論する。従来の実績のあるヒートパイプと、艱装性および重量の面でメリットのあるループヒートパイプとのトレードオフを行ない、どちらのシステムでも成立する解が得られた。フェーズ A では、方式を決定し、最適化を行なう。

7.1 冷却方式の革命

これまで、IRTS、ASTRO-F といった衛星搭載望遠鏡を極低温に冷却するミッションでは、液体ヘリウム・クライオスタットが用いられてきた。また、その軌道も多くが太陽同期軌道などの低軌道であった。しかしながら、従来型のクライオスタットと低軌道の組み合わせで大口径の衛星搭載望遠鏡を 5 K 以下に冷却するためには、多くの技術的困難がともなう。代表的な問題点を挙げると、以下のようなになる。

1. 望遠鏡の口径がクライオスタットの液体ヘリウムタンクや真空槽のサイズによって制限される。(直径 3.5m の主鏡に対してフェアリング衛星包絡域の直径が 4.6m と小さく、ヘリウムタンクの入る余地が無い。)
2. ミッション寿命が寒剤(液体ヘリウム)の搭載量によって決定される。
3. 太陽や地球からの入熱低減のための衛星の姿勢制御に伴って、同一の対象の観測に対して時間的制約が生じる。

そこで太陽 - 地球の L2 点 (Halo 軌道を想定) で長期観測を行う SPICA では、大口径望遠鏡を冷却するための新しいコンセプトとして、原則的に寒剤を使用せずに、断熱・放射冷却構造と機械式冷凍機だけを用いた画期的な冷却システムを採用する。L2 点近傍では、太陽と地球がほぼ同一方向に位置し、かつ視直径が小さい ($\sim 30'$)。そのため、地球近傍の場合と比べて衛星への入熱を低減し、時間的かつ空間的に一定にできるという利点がある。

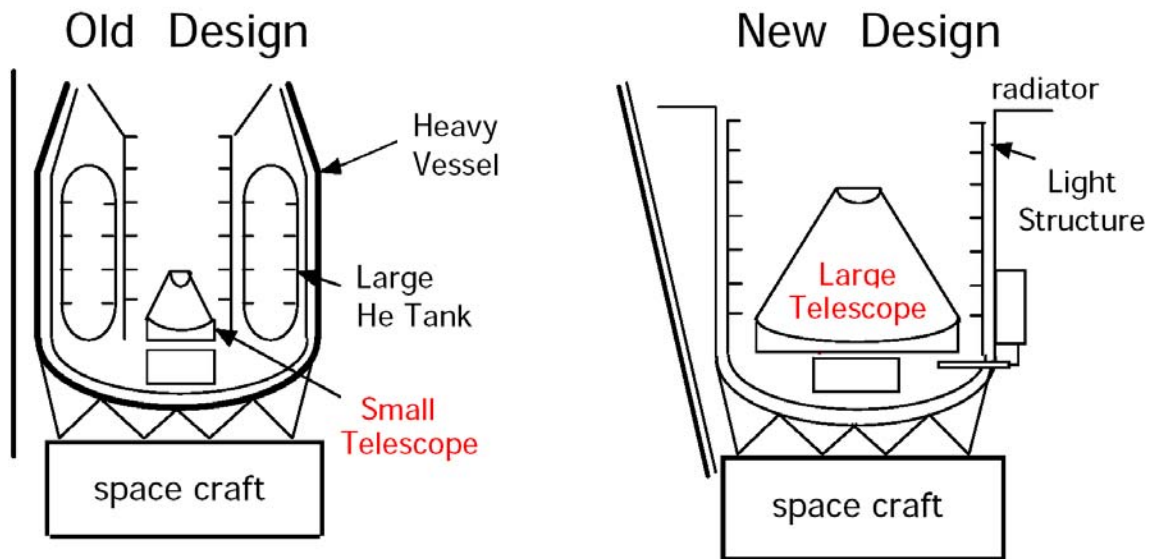


図 7.1: SPICA の冷却コンセプト：従来の冷却望遠鏡衛星では、冷媒タンクおよびクライオスタットが、大きな重量、体積を占めていた (左)。SPICA では放射冷却、機械式冷凍機の利用、warm launch を実現することで、冷媒タンク、クライオスタットを不要にする (冷却方式の革命)。その結果、搭載可能な望遠鏡は画期的に大型になる。

図 7.1 は、SPICA で想定している冷却方式を、従来型のものとあわせて示した模式図である。冷媒を用いる従来の冷却方式では (左図)、ミッション部のうち冷媒タンクおよびクライオスタットの占める重量、体積の割合が大きく、そのため望遠鏡の大きさがリミットされていた (左側)。SPICA では、放射冷却と機械式冷凍機を用いることで、冷媒および冷媒タンクを不要とする (右側)。さらに、SPICA 衛星は打ち上げ時は常温であり、冷却は軌道上で行う warm launch 方式を採用することで、真空断熱容器も不要とする (従来型の冷却望遠鏡は、打ち上げ以前から極低温に冷却されている)。これは 冷却方式の革命といっても良い、画期的に大型の冷却望遠鏡の打ち上げ/運用を可能にする、まったく新しい方式である。

7.2 ミッション要求

ミッション部冷却システムに要求される性能および衛星との熱境界条件、軌道入熱条件を表 7.1 に、冷却システムに対する強度および剛性の要求を表 7.2 に示す。さらに、衛星バス部との機械的インタフェース点を図 7.2 に示す。H-IIA ロケット・フェアリング収納時の衛星許容包絡域については 4.2 を参照されたい。本章における検討では SiC 望遠鏡の搭載を暫定的に想定し、表 7.3 に示す機械特性諸元を仮定する。以降、本章においては、これらの条件のもとで冷却システムの成立性を議論し、概念設計を行うこととする。

7.3 冷却システムの構成

ミッション部の全体構成を図 7.3 に示す。本章での検討対象である冷却システムは、主に「断熱/放射冷却構造」、「機械式冷凍機」、「冷凍機用排熱システム」から構成される。

表 7.1: 冷却システムの熱設計条件

			仕様
要求性能	冷却温度	望遠鏡	< 5 K
		Si:As 検出器	~ 4 K
		Ge:Ga 検出器	~ 2.5 K
		Stressed Ge:Ga 検出器	~ 1.7 K
	冷却寿命	望遠鏡	> 5 年
境界条件	発熱条件	Si:As 検出器	< 15 mW
		Ge:Ga 検出器	< 10 mW
		Stressed Ge:Ga 検出器	< 5 mW
	温度条件	バス部伝導インタフェース境界	253 K
		深宇宙	3 K
軌道入熱	太陽光強度	1376 W/m ²	

表 7.2: 冷却システムの機械設計条件

			仕様
強度要求	準静的加速度	各軸	12 G
剛性要求	正弦波振動	機軸方向	1 Go-p
		機軸直角方向	0.5 Go-p
	1次固有振動数	機軸方向	> 36 Hz
		機軸直角方向	> 18 Hz

表 7.3: 望遠鏡の機械特性諸元 (SiC の場合)

	寸法	質量 (kg)	材質
主鏡	口径 : 3500 mm	306	SiC
副鏡	口径 : 792 mm	11	SiC
光学ベンチ	約 2800×2800 mm	200	SiC
焦点調整機構	TBD	8	Al
構造部材	N/A	123	SiC, Ti, Invar
主鏡/副鏡間距離	2986 mm	N/A	N/A
合計	N/A	648	N/A

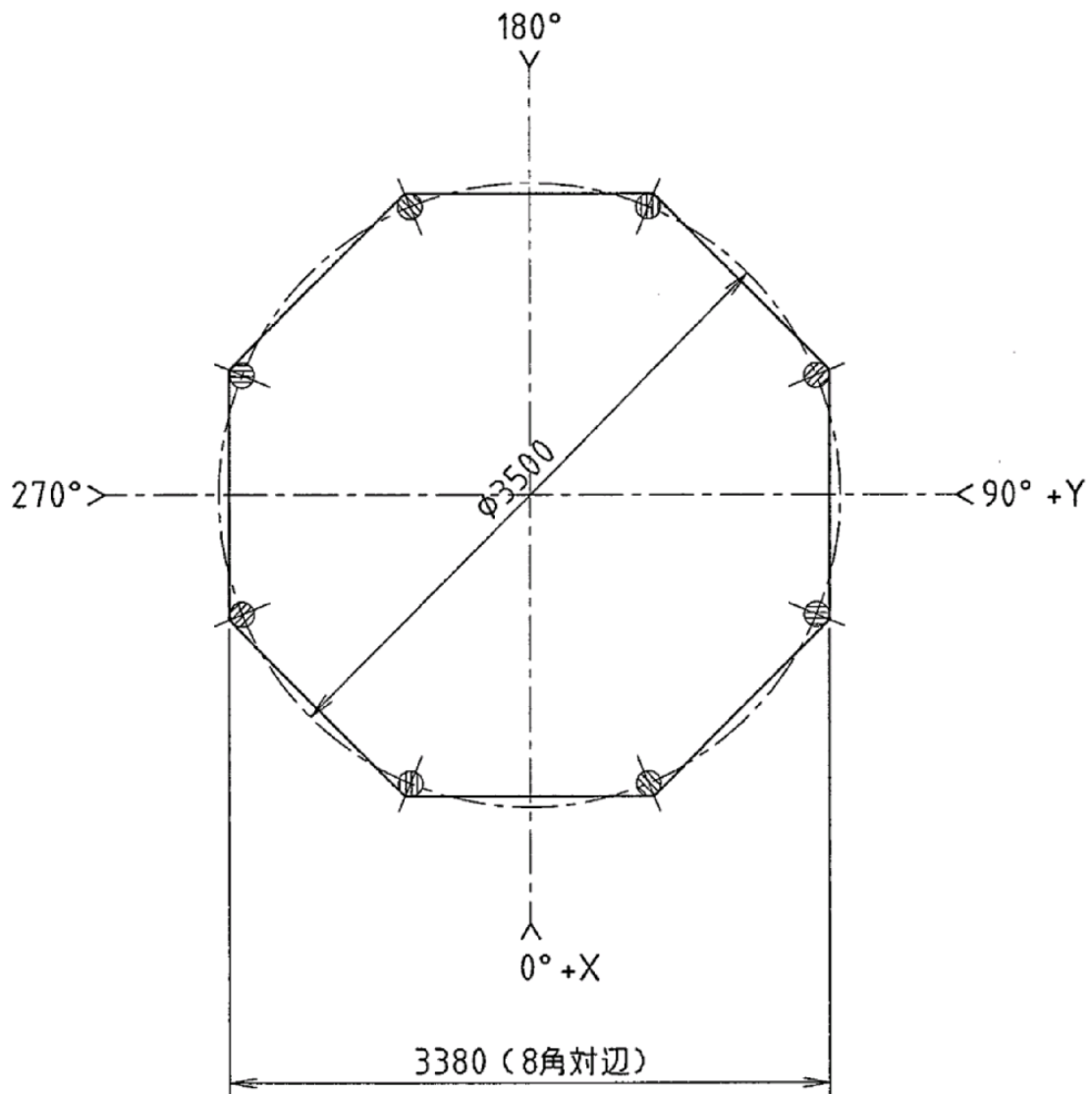


図 7.2: 衛星バス部との機械的インタフェース点

表 7.4: ミッション部の構成および質量

No.	構成品	部材	材質	形状等 (mm)	質量 (kg)
1	支持構造トラス	上段支持トラス	CFRP	$\phi 40 \times t 2.3$	3
		中段支持トラス	CFRP	$\phi 50 \times t 2.3$	7
		下段支持トラス	CFRP	$\phi 50 \times t 10$	20
		ジョイント	-	-	69
		(小計)			99
2	シールド	パネル (シールド# 3)	アルミ	t0.5	76
		フレーム	アルミ	上部: $\phi 20 \times t 1.0$ 中部: $\phi 30 \times t 1.0$ 下部: $\phi 20 \times t 1.0$	15 16 8 (小計: 39kg)
		MLI	-	30層	29
		サポート	CFRP	横サポート: $\phi 20 \times t 1.0$ (上部、中部) 縦サポート: $\phi 50 \times t 3.0$ (下部)	1 9 (小計: 10kg)
		パネル (シールド #1, シールド#2)	アルミ箔	t25(μm)	10
		(小計)			164
3	サンシールド	パネル	アルミ	t0.5	59
		フレーム	アルミ	$\phi 30 \times t 1.5$	48
		サポート	CFRP	$\phi 40 \times t 2.3$	2.8
				$\phi 25 \times t 1.5$	1.4
				$\phi 10 \times t 1.5$	0.3 (小計: 4.5kg)
		ジョイント	アルミ	-	6
		ブラケット	アルミ	-	5
		MLI(太陽側)	-	30層	38
		MLI(シールド側)	-	30層	20
(小計)			180.5		
4	鏡筒	鏡筒	アルミ	t=1.0mm	145
		支持リング	アルミ	t5.0	86
		スティフナ	アルミ	t1.5	4
		リブ	アルミ	t1.0	10
		下部シールド	アルミ	t0.1	2
		(小計)			247
5	バッフル	バッフル	アルミ	t1.0	(鏡筒と一体化)
		(小計)			0
6	望遠鏡 (IRT)	SiC 鏡	SiC	-	448
		光学ベンチ	-	-	200
		(小計)			648
7	冷凍機	冷凍機	-	4式 (TBD)	120
		ドライバ	-	4式 (TBD)	80
		台座	アルミ	t12	40
		支持トラス	CFRP	-	3
		(小計)			243
8	観測系 (FPI)	FPI	-	-	200
		(小計)			200
9	冷凍機用排熱システム	ラジエータ	アルミ	-	10
		LHP	-	-	10
		(小計)			20
合計					1801.5

また、SPICA 衛星の外観図を図 7.4 に示す。ミッション部は、8 角形形状のバス構体より CFRP 製支持構造トラスにより支持され、バス構体パネルとは図 7.2 に示す 8 点の結合インタフェースを有する。衛星システムの一部である太陽電池パドル (SAP) も同様にバス構体より支持され、打ち上げ後、図 7.4 に示すサンシールド外側位置に伸展 / 展開する。

以下に、SiC 望遠鏡を仮定した場合のミッション部の概要を示す。

1. 支持構造トラス：鏡筒、望遠鏡、シールド板をバス構体より支持
2. シールド板：望遠鏡、観測機器への熱侵入低減
 - ・シールド #1, #2 は薄膜構造 (TBD)
 - ・シールド #3 はバス構体から CFRP トラスで断熱支持
 - ・シールド #3 は表面に MLI を施工し、外部からの放射入熱を低減
 - ・宇宙露出面は黒色塗装 (TBD) とし宇宙空間へ放熱
3. サンシールド：太陽光入射の防止
 - ・バス構体から CFRP トラスで断熱支持
 - ・内外表面に MLI を施工し、外部からの放射入熱を低減
 - ・端部に遮蔽板 (幅 100mm) を設置し SAP からシールド #1 ~ #3 への入熱を防止
4. 鏡筒：シールド #3 から CFRP トラスで断熱支持
 - ・宇宙露出面は黒色塗装 (TBD) とし宇宙空間へ放熱
5. バッフル：鏡筒から CFRP フランジで断熱支持、もしくは鏡筒と一体構造 (TBD)
6. 望遠鏡 (IRT)：鏡筒より CFRP トラスで断熱支持
7. 観測系 (FPI)：IRT の光学ベンチより支持
8. 機械式冷凍機：1K 級、2K 級、4K 級および予冷用 20K 級冷凍機 (計 4 式:TBD)。
 - ・バス構体パネル上面の台座に設置。台座はバス構体から断熱支持
9. 冷凍機ドライバ：1K 級用、2K 級用、4K 級用および予冷用 20K 級冷凍機用 (計 4 式:TBD)
10. 冷凍機用排熱システム：ラジエータおよびループヒートパイプ (LHP) による構成 (TBD)。
 - ・冷凍機台座 ~ ラジエータ間を LHP にて接続する構成 (TBD)
11. 計装 / 計器関連用配線： $\phi 0.1\text{mm}$ マンガニン線 $\times 200$ 本 (TBD)

7.4 断熱 / 放射冷却構造

7.4.1 前提条件

SPICA においては質量低減および望遠鏡搭載能力拡大を図るため、液体ヘリウムおよびクライオスタットを使用せず、常温で打ち上げを行い、軌道上で効率的な放射冷却と機械式冷凍機により冷却を行う "Warm-launch" 方式を採用する。

図 7.5 に軌道上での熱経路概念図を示す。主鏡および観測系 (FPI) は鏡筒内に設置される光学ベンチにより支持され、望遠鏡 (IRT) 全体が 4K 級冷凍機により 5 K 以下に冷却される。現有の 4K 級冷凍機 (ISS/JEM/SMILES 用の既開発品) の冷却能力が 30 mW 程度であることから、4.5K ステージへの侵入熱量を 30 mW 以下とする必要がある (検出器の発熱量を含む)。

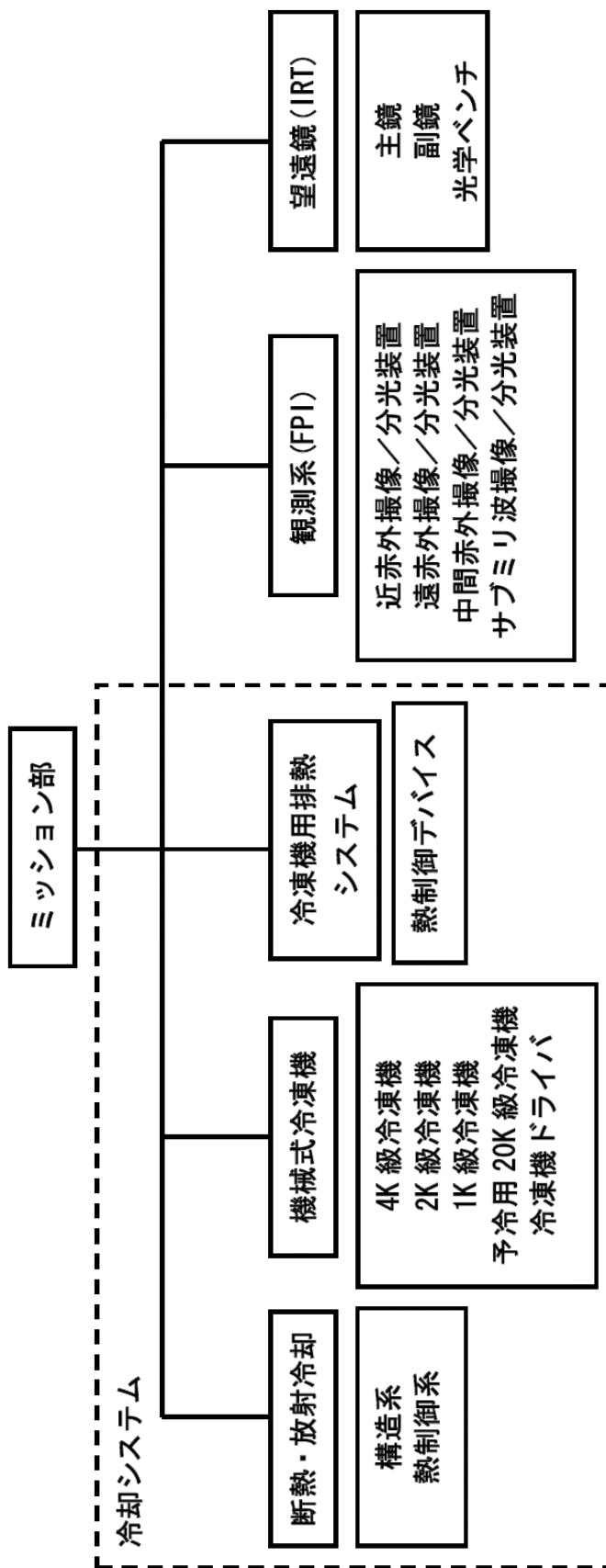


図 7.3: SPICA ミッション部の全体構成

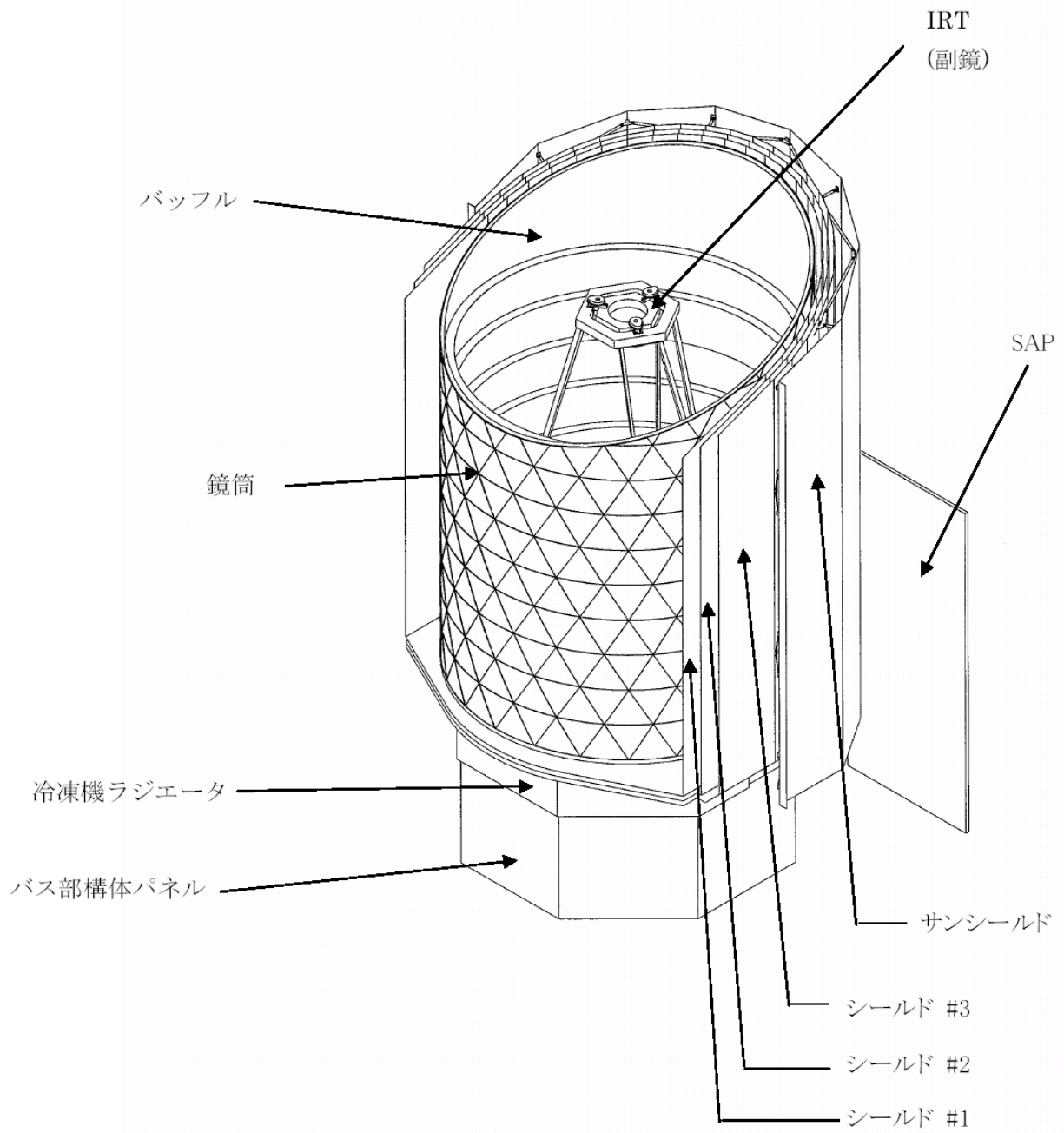


図 7.4: SPICA 衛星 (外観図)

さらに FPI のうちの一部の観測機器は 2K 級および 1K 級冷凍機によりそれぞれ所定の温度に冷却される。光学ベンチは CFRP トラスにより鏡筒より断熱支持され、鏡筒およびバツフルは CFRP トラスにより #3 シールドより断熱支持される。さらに #3 シールドは CFRP トラスによりバス部構体より断熱支持される。

鏡筒およびバツフルは望遠鏡（主鏡、副鏡、光学ベンチ）を囲むように設置され望遠鏡への熱侵入を低減すると共に、深宇宙への放射冷却により 20K レベルに維持される。また、鏡筒 / バツフルへの熱侵入を低減するため、鏡筒外部には 3 層の放射シールド（#1 ~ #3 シールド）が設置される。各シールドは側面部の一部を宇宙空間への放熱面としており、深宇宙への放射冷却が行われる。

#3 シールド外部には侵入熱低減のため 30 層の MLI が施工され、さらに太陽光入射面にはサンシールドが設置される。サンシールド内側は侵入熱低減のため 30 層の MLI が施工され、さらに外側には銀蒸着 PEI を貼付した 30 層の MLI が施工される。また側面部（太陽光が入射しない面）は宇宙空間への放熱面としており、深宇宙への放射冷却が行われる。

予備的な検討として、図 7.6 および図 7.7 に示すような太陽電池パドル (SAP) の位置および形状について、4.5K ステージへの侵入熱量を調べた。その結果、図 7.6 のサンシールド外側で横方向に展開した場合（「Front SAP-I」型）の侵入熱量が 28.4 mW、図 7.7 の SAP をサンシールド外側で縦方向に展開した場合（Front SAP-H 型）の侵入熱量が 27.0 mW となり、両者とも設計要求を満たした。しかしながら、SAP の平均温度がそれぞれ 396 K、395 K とやや高めの値になっており、SAP の低温化の必要性が示唆された。図 7.6 の「Front SAP-I」型の場合、SAP 裏面（反太陽面）の内側 1/4 を放熱仕様とすると、SAP 温度が 378 K と温度が下がった。また、内側 1/2 と外側 1/4 を放熱仕様とすると、輻射熱がミッション部の低温放熱面へ直接入射するため、侵入熱量が 15 mW を大幅に超過し、熱的に不成立となる結果が得られた。

これらの検討の結果、SAP の展開位置は、低温放熱面からの視野に入らないようサンシールド外側で縦方向に展開しつつ、SAP 裏面から深宇宙への放熱視野が確保できるような図 7.8 や図 7.9 の位置が最適であることが明らかになった。

さらに、機械式冷凍機の運用時には、冷凍機圧縮部等での発生熱を放熱面まで輸送し、深宇宙に排熱する必要がある。現在、LHP(ループヒートパイプ)等の能動型熱制御デバイスとラジエータを組み合わせた冷凍機用排熱システムの検討が進められている。冷凍機用排熱システムに関する検討については、7.6 節で述べる。

7.4.2 熱解析

3次元多節点の熱数学モデルを作成し、定常熱解析により要求仕様（4.5K ステージ侵入熱：30 mW 以下）に対する成立性の確認を行った。また、非定常解析により常温から冷却定常状態に到達するまでの所要時間についても検討した。ただし、本節の解析ではバツフルは鏡筒から分離（断熱支持）されていると仮定している。

(1) 熱解析条件

表 7.5 に示す熱解析条件を用いて定常解析を行い、主鏡 / 光学ベンチ / 観測系 (FPI) の温度を 4.5K 一定とした場合の侵入熱量を求めた。

また、同様に表 7.5 の解析条件において非定常解析を行った。主鏡 / 光学ベンチ / 観測系 (FPI) を冷凍機と以下のように熱パスで結合させ、表 7.9 に示す 4K 級冷凍機の冷却能力を使用し、冷却定常状態になるまでの時間を求めるものとした。

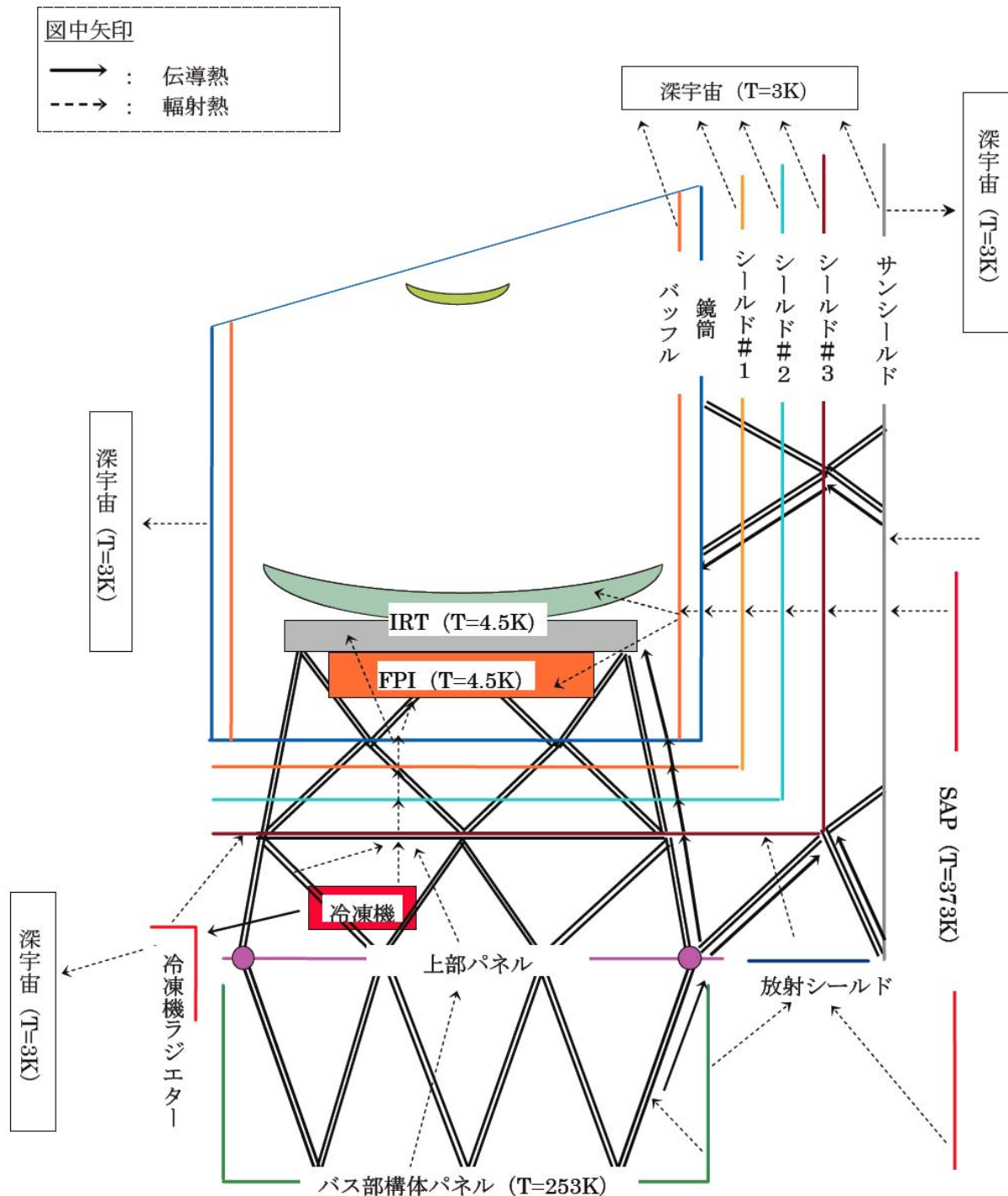


図 7.5: 軌道上での熱経路概念図

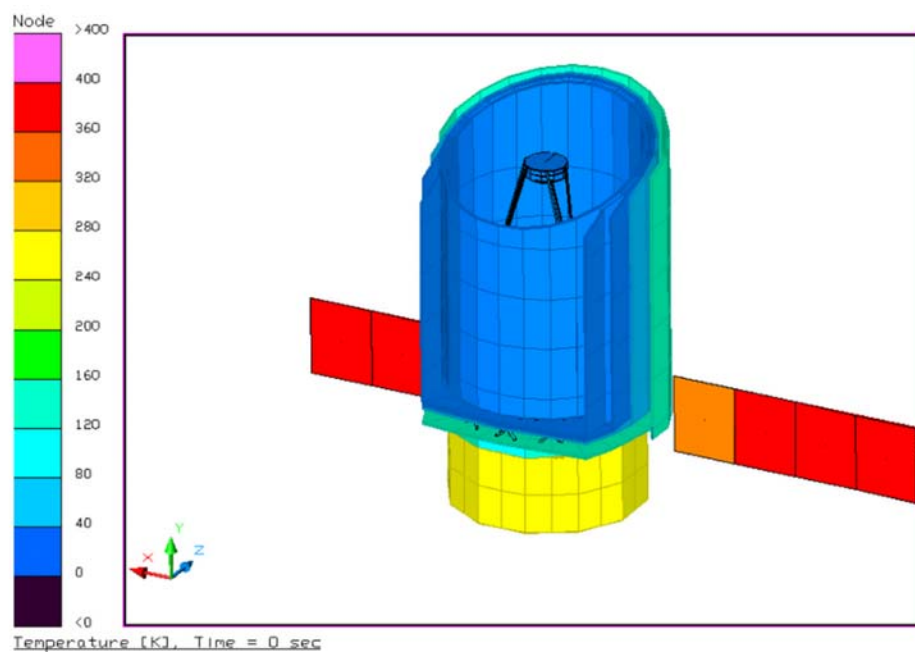


図 7.6: SAP をサンシールド外側で横方向に展開した場合 (Front SAP-I 型)

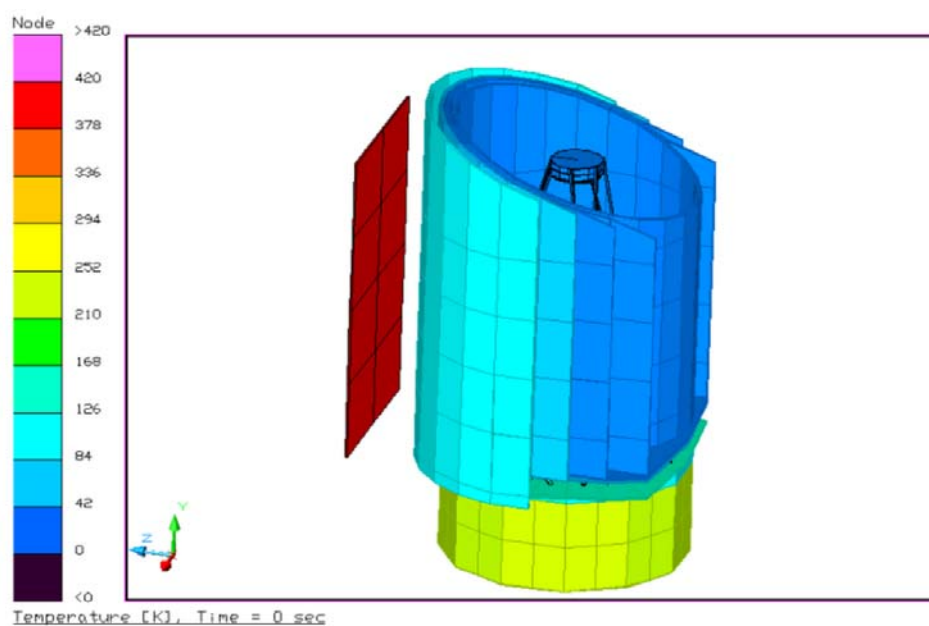


図 7.7: SAP をサンシールド外側で縦方向に展開した場合 (Front SAP-H 型)

- 冷凍機～光学ベンチ／観測系 (FPI): 50mm × 0.5mm(t) × 1500mm(L) × 4 本、銅
 - 光学ベンチ／観測系 (FPI)～主鏡: 50mm × 0.5mm(t) × 200mm(L) × 4 本、銅
- また、ミッション部各部の初期温度は 300 K とした。

表 7.5: 熱解析条件

分類	項目	条件 / 仕様	備考
深宇宙	環境温度	3 K	
	輻射率	1.0	
バス構体	形状	1400 mm(W)×8 辺 ×1300 mm(H)	
	温度	253 K	バス部最低温度を想定
	輻射率	0.70 (宇宙側)	
	伝導 / 放射結合	表 7.6 および表 7.7 に示す	
SAP	形状	1700 mm×1300 mm×3 枚 ×2 翼 (展開型)	
	温度	373 K	
	裏面輻射率	0.05	
太陽光	強度	1376 W/m ²	公差最大側で評価
	入射角	YZ 平面内 : 0 deg XY 平面内 : 90 deg	サンシールドに垂直入射
機械式冷凍機	発熱量	表 7.8 に示す	
LHP	設置位置	冷凍機台座～冷凍機ラジエータ (バス構体とミッション部の間)	
	排熱能力	100 W/30 K×4 式	冷凍機台座～ラジエータ間に 4 式設置を想定
観測系 (FPI)	発熱量	15 mW	

表 7.6: バス構体の熱伝導結合係数

ノード i	ノード j	伝導結合 (W/K)
上部パネル	冷却システム支持点	1.117
冷却システム支持点	バス部トラス	0.640

(2) 熱数学モデル

図 7.2 に示したミッション部全体構造に対し、汎用解析ツールである「FEMAP Thermal(TMG8.0.164)」を用いて、3次元多節点の熱数学モデルを作成した。以下、図表に熱数学モデル詳細を示す。

- 図 7.5 : 主要熱結合関係
- 図 7.8 ~ 図 7.11 : モデル全体形状

表 7.7: 放射結合係数

ノード i	ノード j	放射結合 (m ²)
放射シールド冷却外	放射シールドバス外	面積 × 0.01
放射シールド冷却内	上部パネル	0.039198
上部パネル	バス構体パネル	0.1960
バス部トラス	バス構体パネル	6.6031

表 7.8: 冷凍機発熱量

		冷凍機温度				
		100K	150K	200K	293K	300K
1K 級冷凍機 発熱量	2 段スターリング冷凍機	25.58W	38.40W	51.23W	75.00W	76.80W
	JT 系圧縮機 (高圧側)	17.05W	25.60W	34.15W	50.00W	51.2W
	JT 系圧縮機 (低圧側)	10.23W	15.36W	20.49W	30.00W	30.72W
	コールドヘッド	11.94W	17.92W	23.91W	35.00W	35.84W
2K 級冷凍機 発熱量	2 段スターリング冷凍機	25.58W	38.40W	51.23W	75.00W	76.80W
	JT 系圧縮機 (高圧側)	17.05W	25.60W	34.15W	50.00W	51.2W
	JT 系圧縮機 (低圧側)	10.23W	15.36W	20.49W	30.00W	30.72W
	コールドヘッド	11.94W	17.92W	23.91W	35.00W	35.84W
4K 級冷凍機 発熱量	2 段スターリング冷凍機	25.58W	38.40W	51.23W	75.00W	76.80W
	JT 系圧縮機 (高圧側)	10.23W	15.36W	20.49W	30.00W	30.72W
	JT 系圧縮機 (低圧側)	10.23W	15.36W	20.49W	30.00W	30.72W
	コールドヘッド	11.94W	17.92W	23.91W	35.00W	35.84W

表 7.9: 4K 級冷凍機の冷却能力

冷却モード	温度 (K)	冷却能力 (mW)
予冷時 () (常温 ~ 20K)	280.0	900.0
	80.0	660.0
	20.0	205.0
冷却時 (20K ~ 4.5K)	20.0	5.0
	10.0	15.0
	4.5	30.0

() 予冷用 20K 級冷凍機と併用

- 表 7.10～表 7.12：熱モデル各部詳細
- 表 7.13～表 7.15：部材熱伝導率

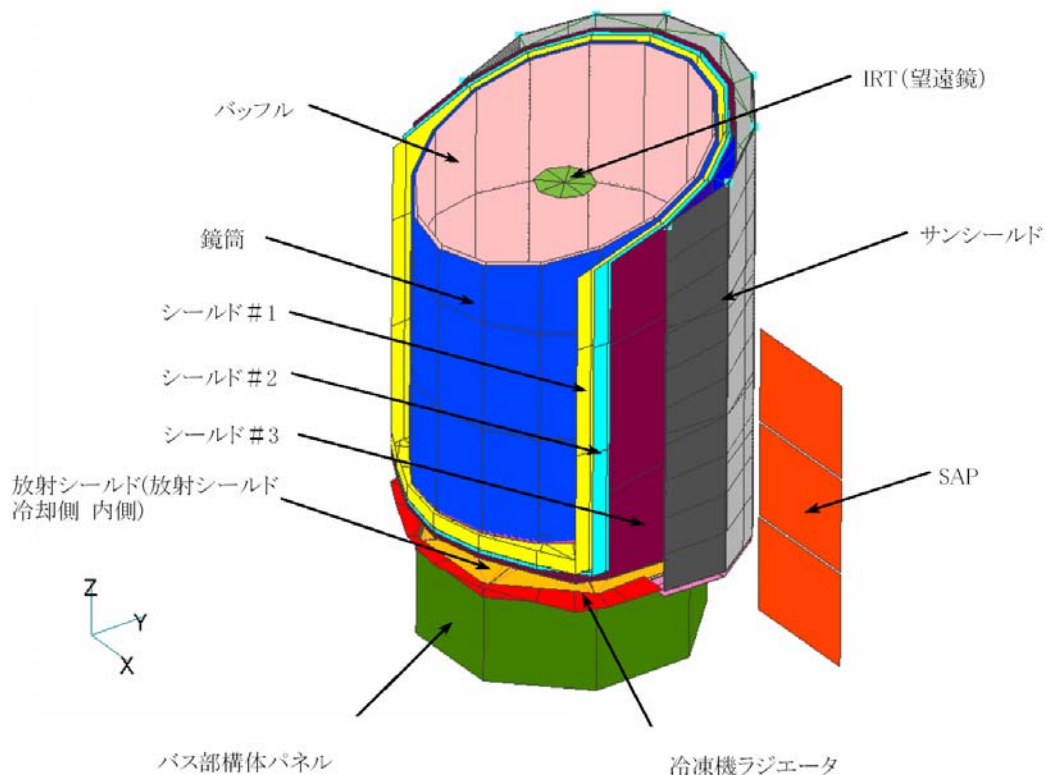


図 7.8: モデル全体形状 (1/4)

(3) 熱解析結果

定常熱解析結果

熱解析結果を表 7.16 に示す。また、熱フロー図を図 7.12 に示す。図表においては各部温度を平均温度として示している。これらより、4.5K ステージへの侵入熱は 29.98mW となり、目標値である 30mW 以下となっていることが分かる。しかしながら、現状目標値に対してほとんどマージンがないため、今後さらに侵入熱を低減するため、以下の項目について引き続き検討を実施する必要がある。

1. 機械式冷凍機的能力向上

4.5K ステージ (IRT) への侵入熱量の目標値は、4K 級冷凍機の冷却能力によって決まっている。よって、現状の能力 (30mW@4.5K) を向上させることによって、より大きなマージンを確保できる。

2. 観測系 (FPI) 発熱量の低減化

現状、観測系 (FPI) の発熱量は暫定値として 15mW と見積もられているが、侵入熱量目標値 30mW の半分を占める数値となっている。今後、この発熱量について詳細な検討を

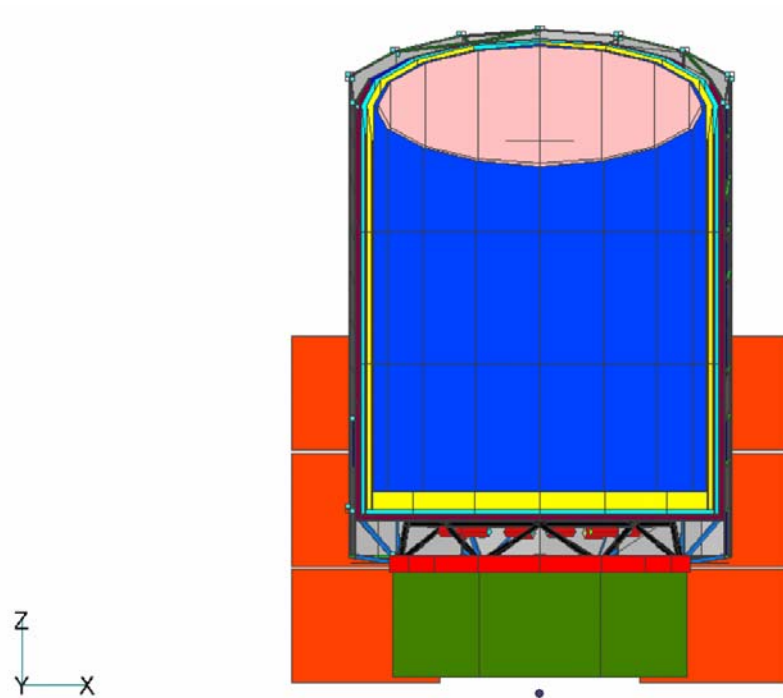


図 7.9: モデル全体形状 (2/4)

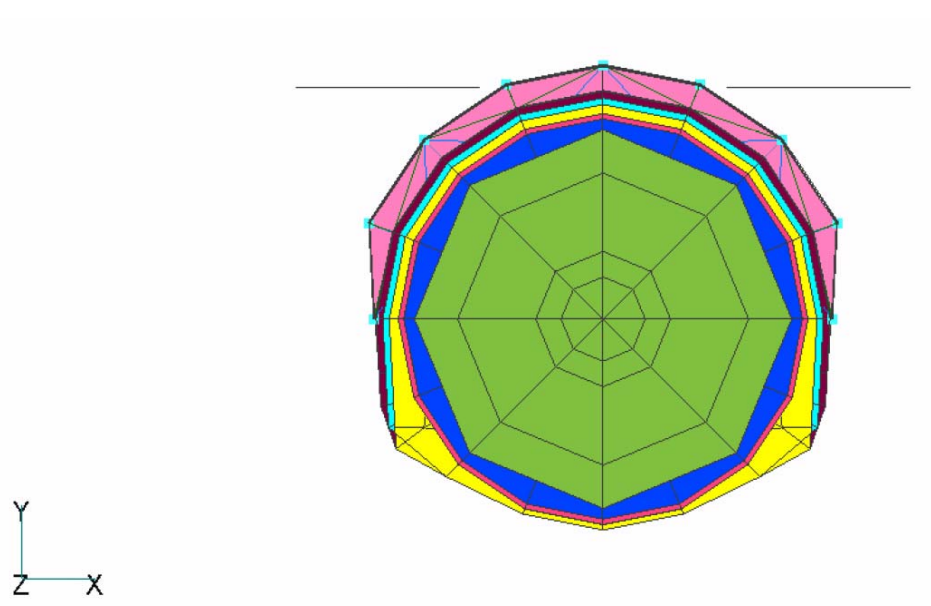


図 7.10: モデル全体形状 (3/4)

表 7.10: 熱モデル各部詳細 (1/3)

部位	寸法 (mm)/面積	材質	A/L(mm)	熱伝導率	表面熱特性	
					輻射率	太陽光吸収率
SAP	W1700 × H1300 総面積 : 13.26 m ²				表面: 0.70 裏面: 0.05	N/A
バス構体パネル	W1400 × H1300 × 8枚				0.70	N/A
バス部トラス					N/A	N/A
冷却システム支持点					N/A	N/A
上部パネル					N/A	N/A
放射シールド外 (バス側)	総面積 : 3.3 m ²				0.76	N/A
放射シールド外 (冷却側)	総面積 : 3.3 m ²				0.05	N/A
放射シールド内 (冷却側)	総面積 : 9.1m ²				0.05	N/A
サンシールド MLI (太陽側)	総面積 : 32.0 m ²				0.82	0.2
パネル	t0.5	A6061		表 7.13 参照	深宇宙面側 : 0.82 その他の面 : 0.02	N/A
サンシールド	総面積 : 41.0 m ²	A6061		表 7.13 参照	N/A	N/A
下部サポート	φ 30 × t1.5 φ 40 × t2.3 × L497	低熱伝導型 CFRP	12.05	表 7.14 参照	N/A	N/A
中部サポート	φ 10 × t1.5 × L159	低熱伝導型 CFRP	2.20	表 7.14 参照	N/A	N/A
上部サポート	φ 25 × t1.5 × L290	低熱伝導型 CFRP	3.12	表 7.14 参照	N/A	N/A
サンシールド MLI (反太陽側)	総面積 : 32.0 m ²				0.03	N/A
冷凍機本体	総面積 : 1.5 m ²				深宇宙面側 : 0.82 その他の面 : 0.03	N/A
冷凍機台座	t12	A6061		表 7.13 参照	0.03	N/A
冷凍機ラジエータ	H200 総面積 : 3.08 m ²	A6061		表 7.13 参照	深宇宙面側 : 0.82 その他の面 : 0.03	N/A

表 7.11: 熱モデル各部詳細 (2/3)

部位	寸法 (mm)/面積	材質	A/L (mm)	熱伝導率	表面熱特性	
					輻射率	太陽光吸収率
冷凍機ラジエータ MLI	総面積 : 3.08 m ²				0.03	N/A
支持構造トラス	下段部トラス	低熱伝導型 CFRP	36.80	表 7.14 参照	0.03	N/A
	中段部トラス	低熱伝導型 CFRP	11.20	表 7.14 参照	0.03	N/A
	上段部トラス	低熱伝導型 CFRP	12.40	表 7.14 参照	0.03	N/A
シールド # 3MLI	総面積 : 48.0 m ²				0.03	N/A
シールド # 3	パネル	A6061		表 7.13 参照	深宇宙面側 : 0.82 その他の面 : 0.02	N/A
	パイプ	A6061		表 7.13 参照	N/A	N/A
	横サポート (下部)	低熱伝導型 CFRP		表 7.14 参照	N/A	N/A
	横サポート (中部)	低熱伝導型 CFRP		表 7.14 参照	N/A	N/A
	横サポート (上部)	低熱伝導型 CFRP		表 7.14 参照	N/A	N/A
	シールド # 2	t0.025 総面積 : 55.1 m ²	A1050		表 7.13 参照	深宇宙面側 : 0.82 その他の面 : 0.02
シールド # 1	t0.025 総面積 : 54.8 m ²	A1050		表 7.13 参照	深宇宙面側 : 0.82 その他の面 : 0.02	N/A

表 7.12: 熱モデル各部詳細 (3/3)

部位	寸法 (mm)/面積	材質	A/L(mm)	熱伝導率	表面熱特性	
					輻射率	太陽光吸収率
鏡筒	シエル	A6061	t1.0	表 7.13 参照	深宇宙側 : 0.82 その他の面 : 0.02	N/A
	支持リング	A6061	t5.0 総面積 : 6.3 m ²	表 7.13 参照	0.02	N/A
	下部シールド	A6061	t0.1 総面積 : 6.2 m ²	表 7.13 参照	0.02	N/A
バックフル		A6061	t1.0	表 7.13 参照	外側 0.82 内側 0.82	N/A
主鏡					0.02	N/A
FPI					0.02	N/A
計装線	冷却システム支持点 ~シールド# 3	マンガンニ線	$\phi 0.1 \times L500 \times 200$ 本	表 7.15 参照	N/A	N/A
	シールド# 3~シールド# 2	マンガンニ線	$\phi 0.1 \times L60 \times 200$ 本	表 7.15 参照	N/A	N/A
	シールド# 2~シールド# 1	マンガンニ線	$\phi 0.1 \times L60 \times 200$ 本	表 7.15 参照	N/A	N/A
	シールド# 1~鏡筒	マンガンニ線	$\phi 0.1 \times L250 \times 200$ 本	表 7.15 参照	N/A	N/A
	鏡筒~FPI	マンガンニ線	$\phi 0.1 \times L100 \times 200$ 本	表 7.15 参照	N/A	N/A

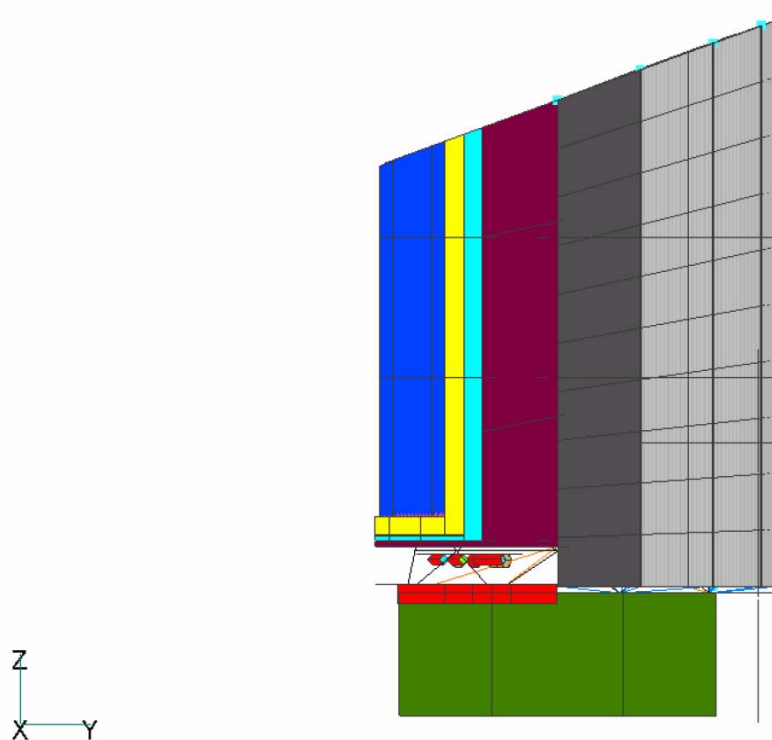


図 7.11: モデル全体形状 (4/4)

表 7.13: A6061 熱伝導率

温度 (K)	熱伝導率 (W/m/K)
4	34
20	170
35	260
50	280
70	250
90	220
140	200
300	200

表 7.14: 低熱伝導型 CFRP 熱伝導率

温度 (K)	熱伝導率 (W/m/K)
4.2	0.025
77	0.25
100	0.30
200	1.00
300	2.17

表 7.15: マンガニン線熱伝導率

温度 (K)	熱伝導率 (W/m/K)
4	0.46
10	1.45
20	3.22
50	8.20
100	13.30
200	17.20
300	22.20

施し、低減化の検討を行う。

3. 鏡筒温度の低減化（鏡筒とバッフルの一体構造化）

図 7.12 より、4.5K ステージへの侵入熱は鏡筒からの支持構造トラス (CFRP サポート) による伝導が支配的となっており、この侵入熱量をさらに低減する必要がある。これについては現状構造上の制約（剛性、強度）によりサポート形状 / 材質の変更は困難であるため、鏡筒およびバッフルを一体構造とし、鏡筒温度を低減することにより侵入熱量を低減する方法も有効と考えられる（ミッション部の質量削減にも有効）。この構造変更によって約 1.6mW の侵入熱低減が期待できるが、一方で、鏡筒と一体化したバッフル温度が約 18K と上昇するため、検出器に与える影響も考慮し検討を進める必要がある。鏡筒 / バッフル一体化に関する熱解析の検討結果については 7.4.4 項で述べる。

非定常熱解析結果

非定常熱解析結果を図 7.13 と図 7.14 に示す。現状では各部が温度定常になるまでの時間は約 284 日と見積もられる。

すなわち FPI はこの温度定常状態より動作可能となり観測が可能となるが、この温度定常になるまでの時間は打上げ後 L2 軌道に投入されるまでの所要時間（約 2ヶ月：60 日程度）と比較し約 224 日も長く、この期間については観測が不可能となる。この状況を容認するかどうかについては検討・判断が必要であるが、ここでは冷却システムとして定常到達時間をさらに短縮するための対策案について検討を行った。

定常到達時間を短縮するためには現状では以下の案が考えられる。

1. 鏡筒 / バッフルの一体構造化

4.5K ステージ侵入熱を低減することにより冷凍機への負荷を軽減する。

2. 4K 級冷凍機の 2 式運用

予冷用 20K 級冷凍機を使用せず、4K 級冷凍機 2 式による運用に変更することで、低温領域での冷却能力を増強し、定常到達時間を短縮する。

表 7.16: 定常熱解析結果

各部名称	温度 (K)
10. FPI	4.5 (固定)
20. 主鏡	4.5 (固定)
22. 副鏡	4.5 (固定)
25. バッフル	9.4
30. 鏡筒	22.4
50. シールド#1	41.5
60. シールド#2	60.6
70. シールド#3	85.3
71. シールド#3MLI	135.5
75. CFRP トラス中間	201.7
90'. 冷凍機ラジエータ MLI	193.5
90. 冷凍機ラジエータ	243.7
85. 冷凍機	284.4
81'. サンシールド MLI(反太陽側)	113.2
80. サンシールド	135.5
81. サンシールド MLI(太陽側)	217.1
911. 放射シールド冷却システム内側	193.0
910. 放射シールド冷却システム外側	153.1
912. 放射シールドバス外側	197.7
921. 上部パネル	244.1
931. 冷却システム支持点	242.8
941. バス部トラス	252.6
951. バス構体パネル	253.2 (固定)
900. SAP	373.0 (固定)
冷凍機発熱	529 W
4.5K ステージ (IRT) 侵入熱	29.98 mW
4.5K ステージ (IRT) 侵入熱目標値	< 30 mW

各部温度は平均温度を示す

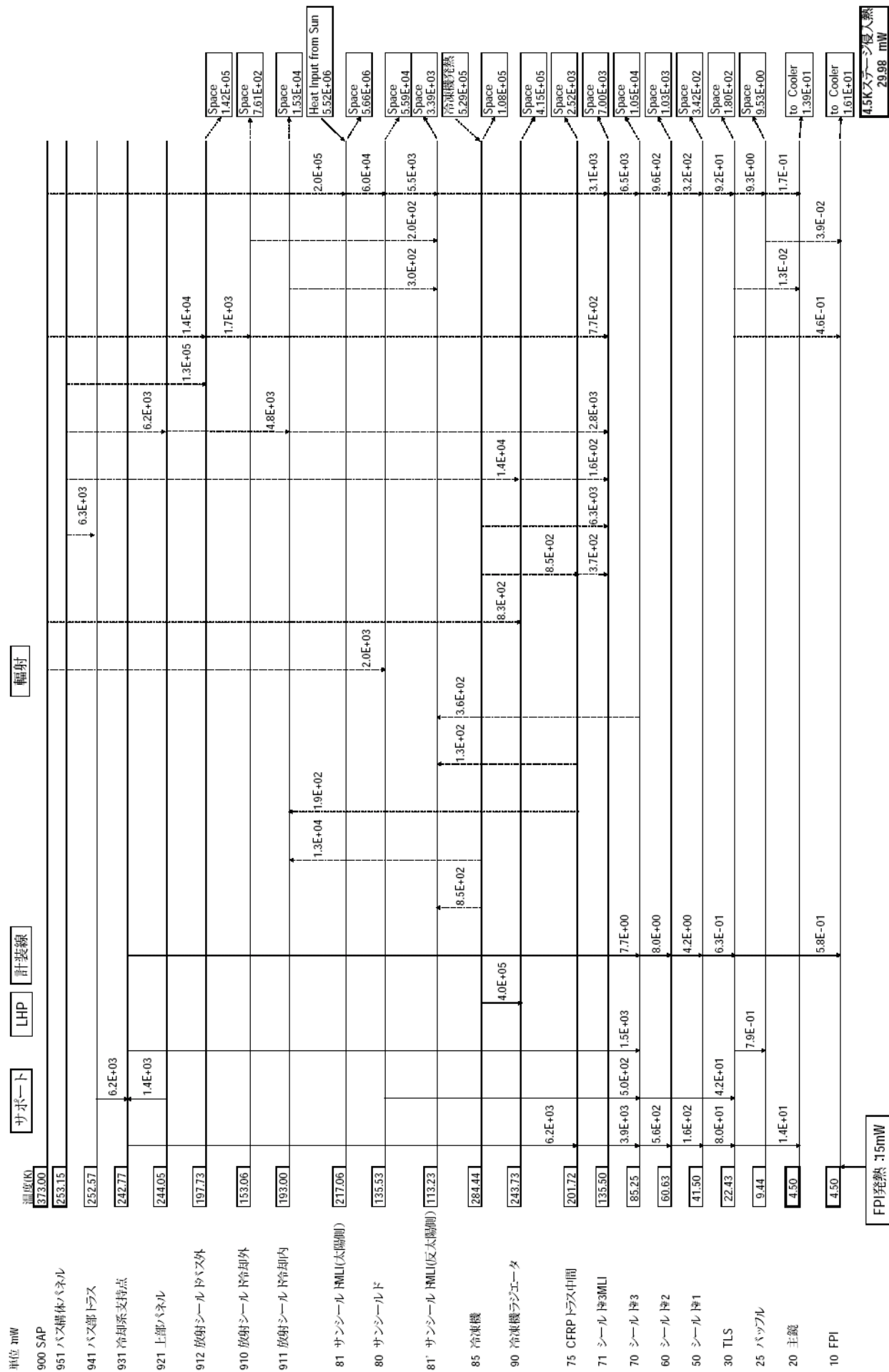


図 7.12: 熱フロー図

上記 1. の鏡筒 / バッフルを一体化した場合での非定常熱解析結果を図 7.15 と図 7.16 に示す。図に示す通り定常到達時間は 188 日となり、一体化しない場合と比較して約 96 日の短縮が可能となる。また、上記 2. の 4K 級冷凍機 2 式による運用を行った場合での非定常熱解析結果を図 7.17 と図 7.18 に示す。図に示す通り定常到達時間は 168 日となり、冷凍機 1 式による運用の場合と比較して約 116 日の短縮が可能となる。これらの変更を実施した場合の定常到達時間を従来案と比較し図 7.19 に示す。

以上の対策を実施することにより定常到達時間の短縮は可能と考えるが、これらについては運用要求および方法の検討と平行して、今後より詳細な検討を実施する必要がある。

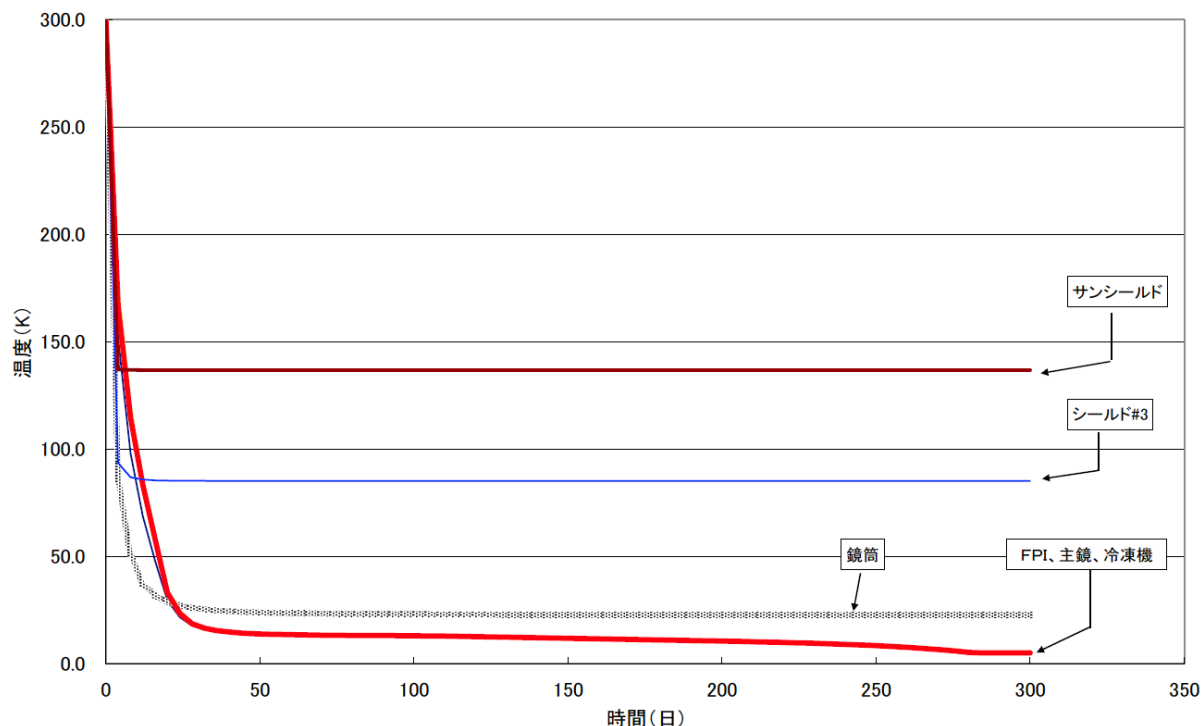


図 7.13: 非定常熱解析結果 (1/2)

7.4.3 構造解析

構造数学モデルを作成し構造解析を実施し、要求仕様に対する成立性の確認を行った。ただし、本節の解析では、バッフルは鏡筒から分離（断熱支持）されていると仮定している。

剛性

最小固有振動数は、バス構体とのインタフェース点と回転フリーで結合した状態で以下を満足すること。

- 1次固有値 : (横) 18.0Hz 以上、(縦) 36.0Hz 以上

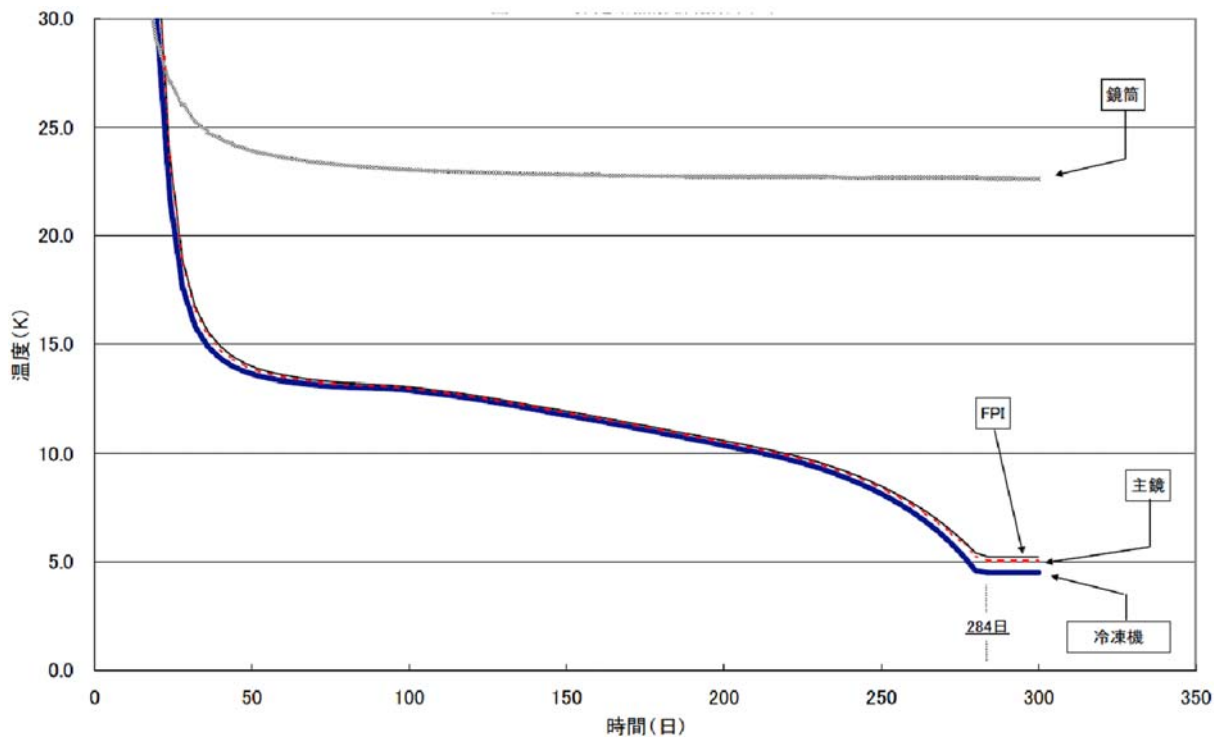


図 7.14: 非定常熱解析結果 (2/2) : 30 K 以下詳細

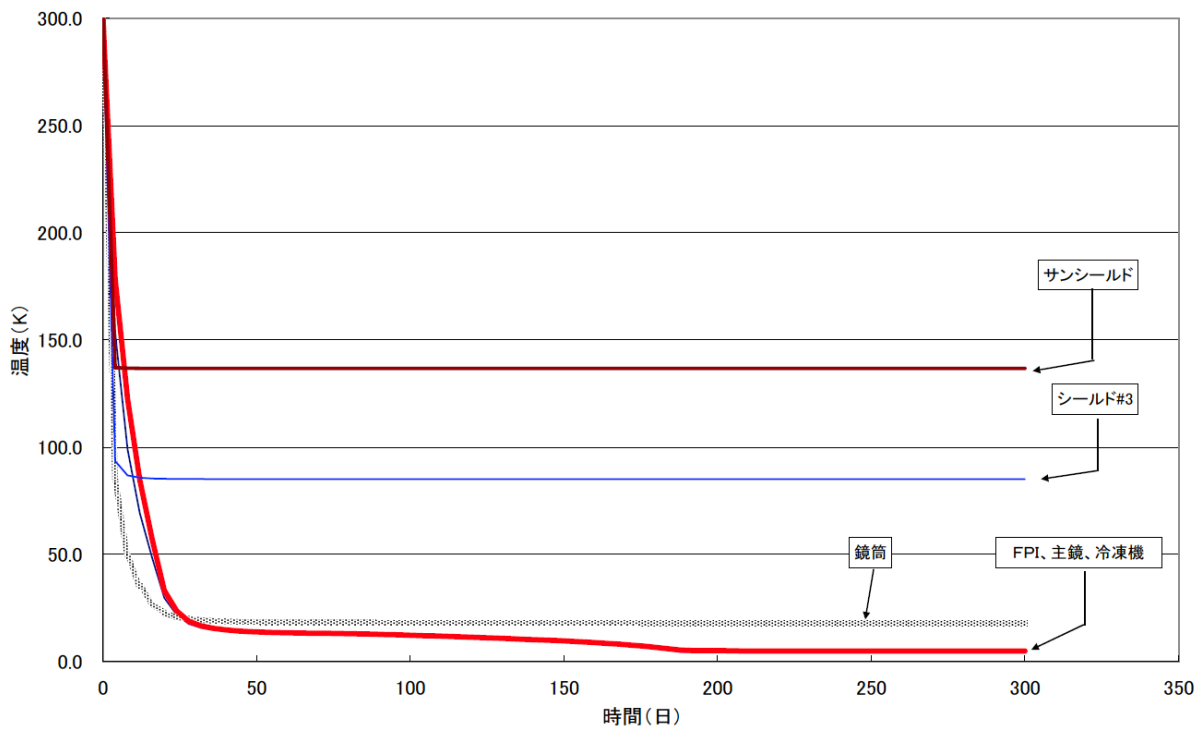


図 7.15: 非定常熱解析結果 (1/2) : 鏡筒 / バッフル一体化ケース

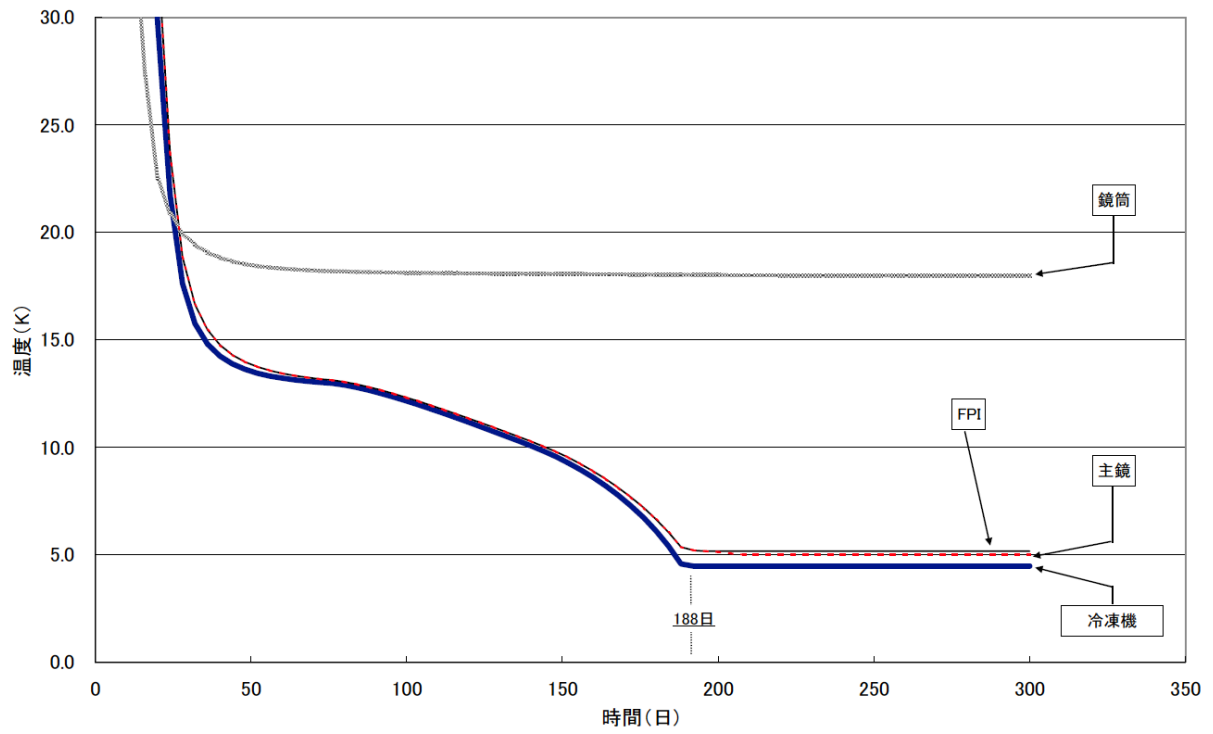


図 7.16: 非定常熱解析結果 (2/2): 鏡筒 / バッフル一体化ケース、30 K 以下詳細

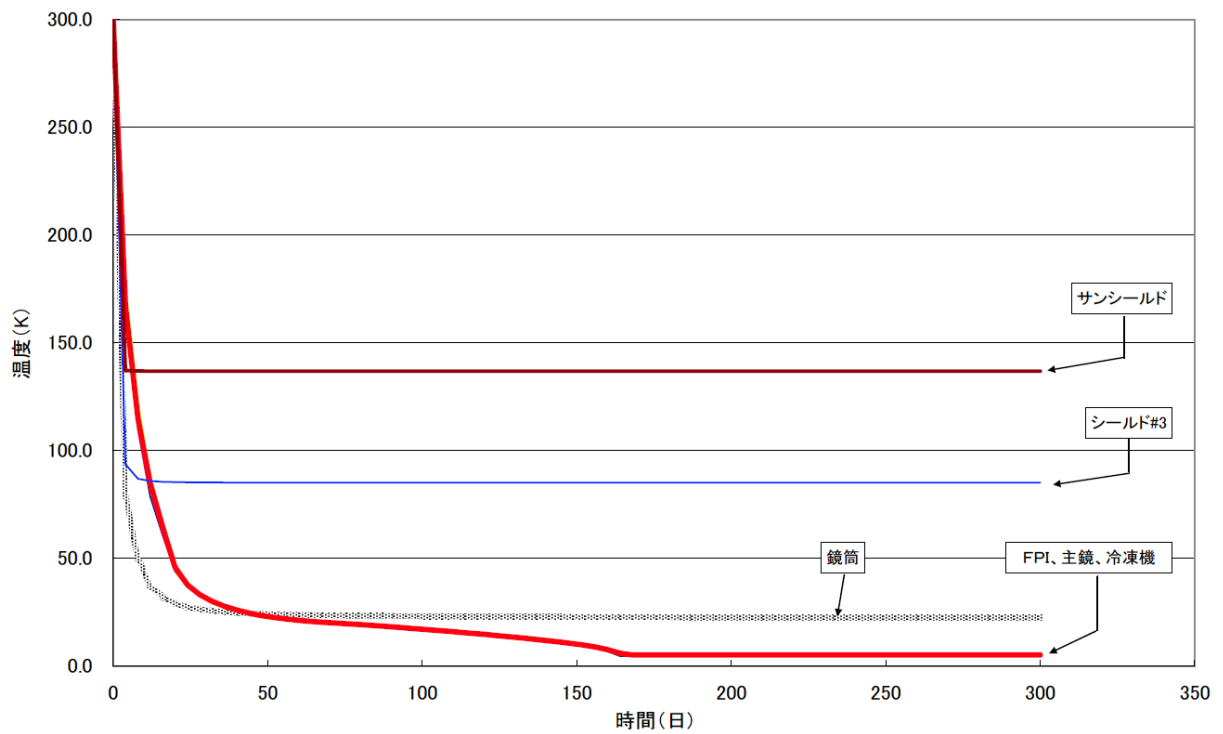


図 7.17: 非定常熱解析結果 (1/2): 4K 級冷凍機 2 式搭載

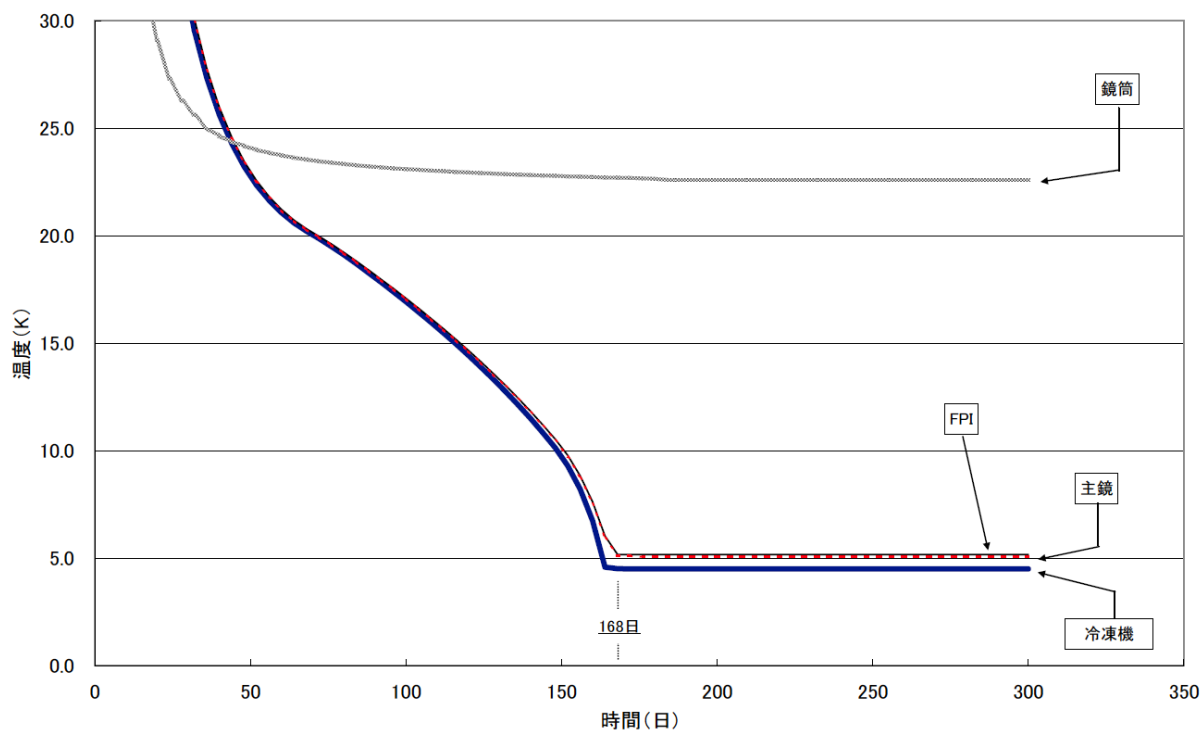


図 7.18: 非定常熱解析結果 (2/2) : 4K 級冷凍機 2 式搭載、30 K 以下詳細

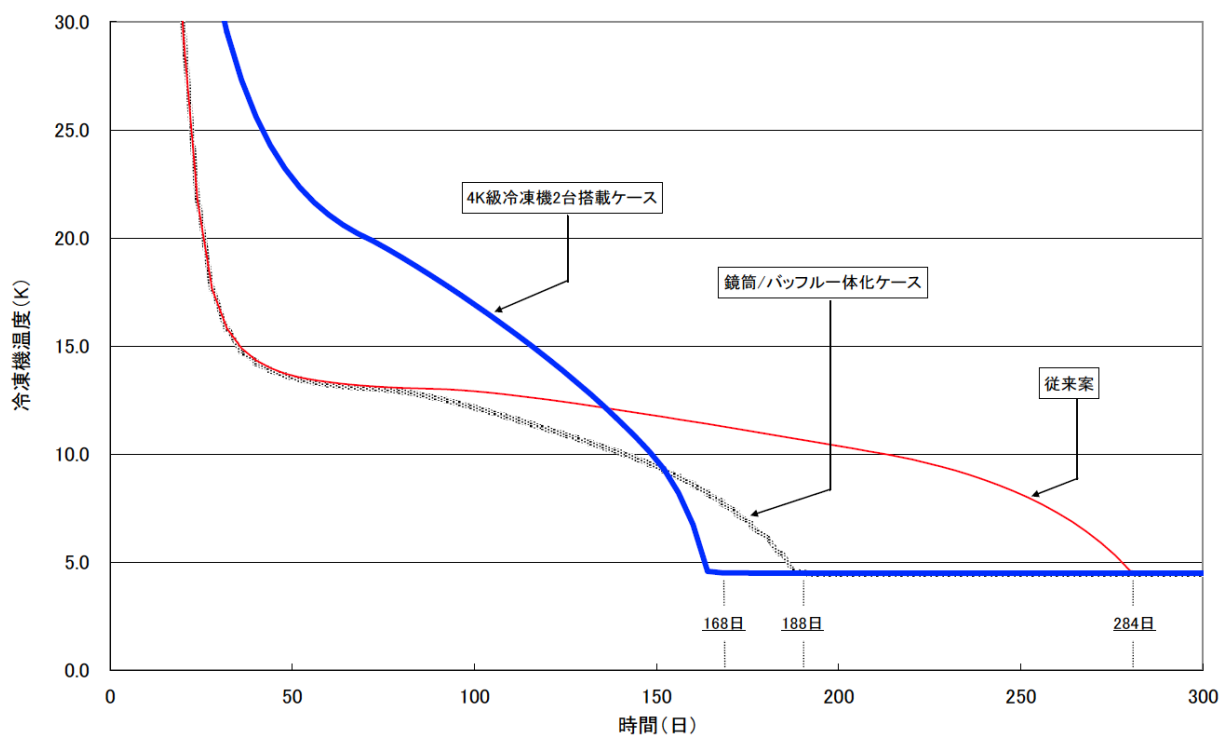


図 7.19: 従来案と定常到達時間短縮案の比較 (冷凍機温度)

強度

以下の機械環境条件において破壊、変形および機器の性能劣化を起こすことなく十分な強度を有すること。この際、降伏荷重に対する安全余裕 (MS) が 0 以上となること。

- 機械環境条件：X,Y,Z 各軸 12G (終極荷重)
- 降伏荷重に対する安全余裕：

$$MS = (\text{材料降伏荷重 (または応力)} / \text{終極荷重下での発生荷重 (または応力)}) - 1.0$$

(1) 構造解析条件

構造解析条件を表 7.17 に示す。表に示す条件にて、剛性および強度解析を実施する。

表 7.17: 構造解析条件

分類	項目	条件 / 仕様	備考
剛性 / 強度解析	バス部との I/F	8 点 (PCD3500 mm)	
	拘束条件	X,Y,Z 並進方向拘束 回転方向フリー	
	望遠鏡、FPI	マス要素でモデル化	重心、慣性モーメントおよび 1 次固有値は一致させる
	冷凍機 / 冷凍機台座	モデル化なし	バス構体より支持するため考慮せず
	#1,#2 シールド	モデル化なし (質量のみ考慮)	現状では薄膜形状を想定しているため考慮せず
	バス構体、SAP	モデル化なし	システム担当範囲
	荷重条件	X,Y,Z 各軸 12 G(終極荷重)	8 G(制限荷重)×1.25×1.2

(2) 構造数学モデル

図 7.2 に示したミッション部全体構造に対し、FEMAP により構造数学モデルを作成した。以下、図表に構造数学モデル詳細を示す。

- 図 7.20：モデル全体形状
- 図 7.21～図 7.25：各部モデル詳細
- 表 7.18：構造数学モデル詳細

(3) 構造解析結果

固有値解析結果

固有値解析結果を表 7.19 に示す。また、モード図を図 7.26-7.28 に示す。図および表より、1 次固有値は縦横方向ともに要求仕様値以上となる見込みが得られた。しかしながら、現状、要求仕

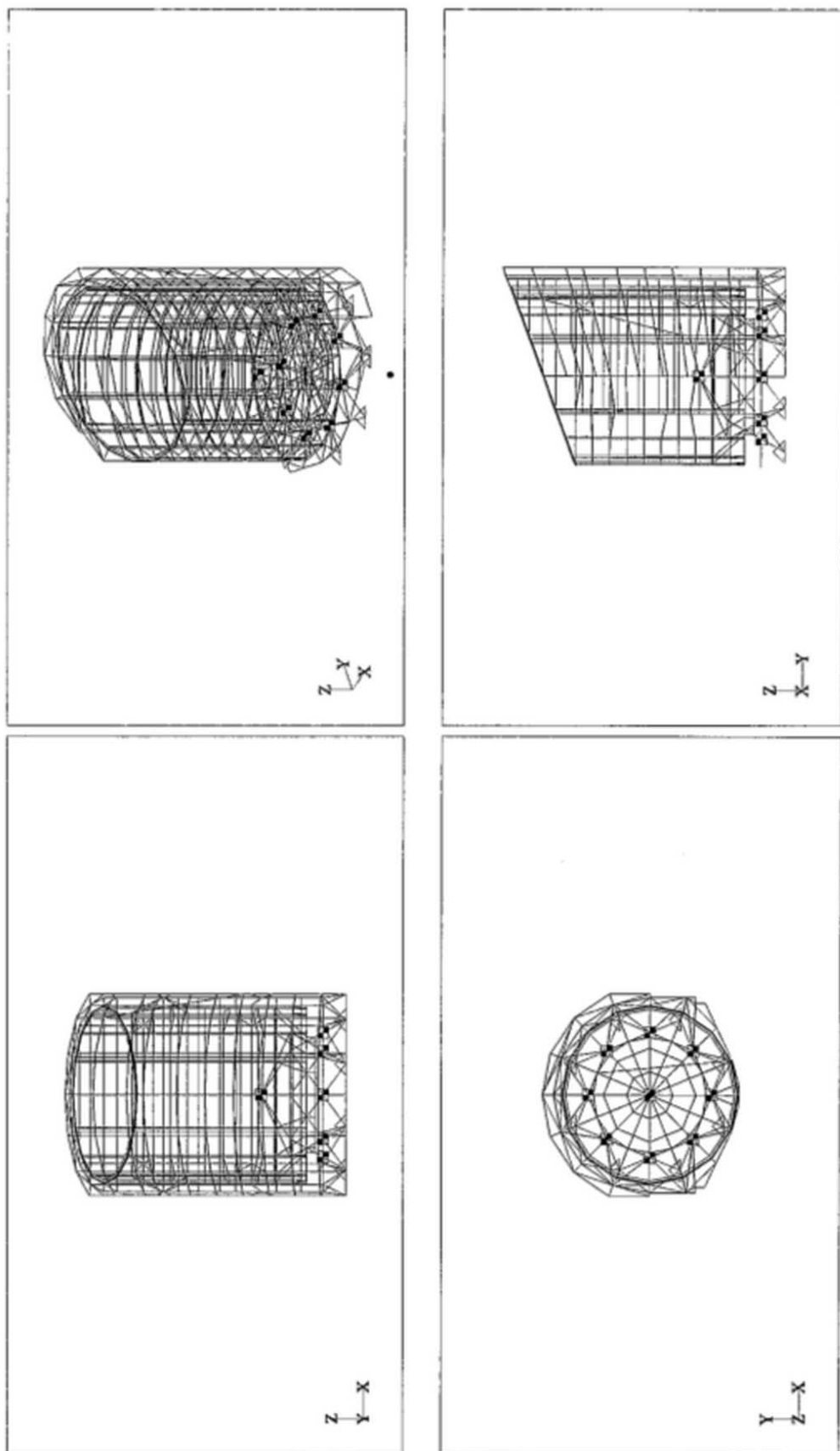


図 7.20: 構造数学モデル (全体)

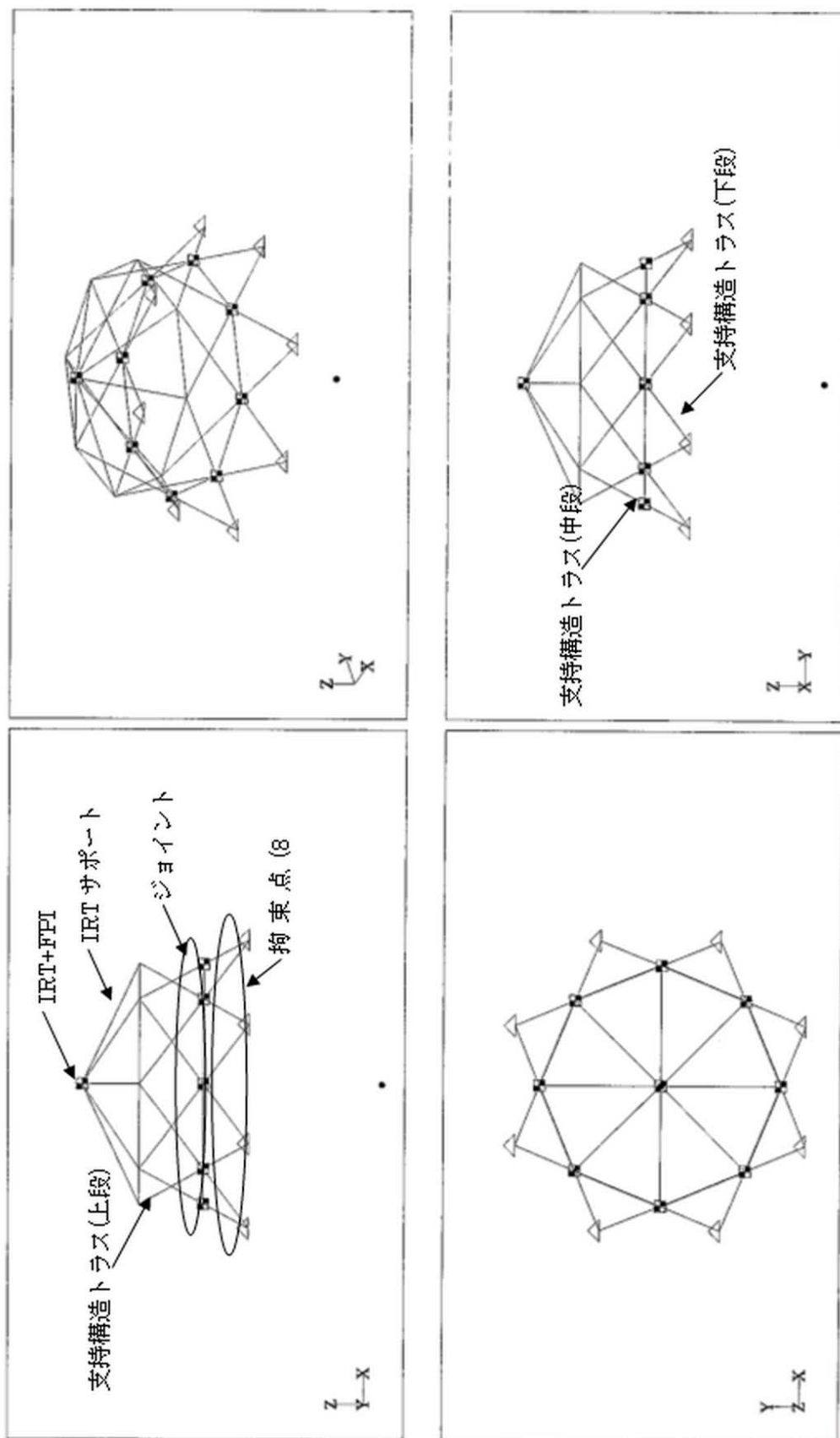


図 7.21: 構造数学モデル (支持構造トラスと IRT+FPI)

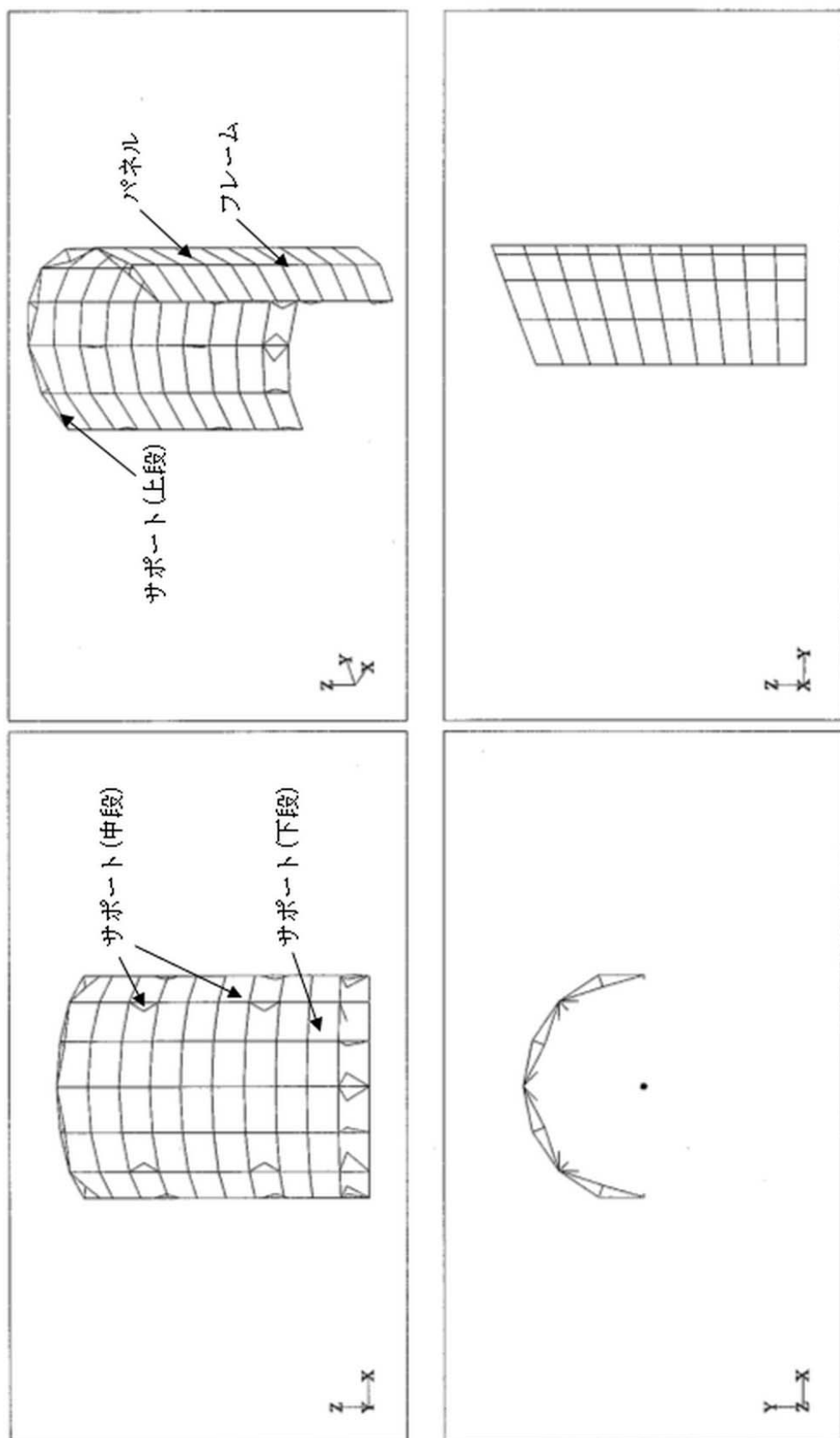


図 7.22: 構造数学モデル (サンシールド)

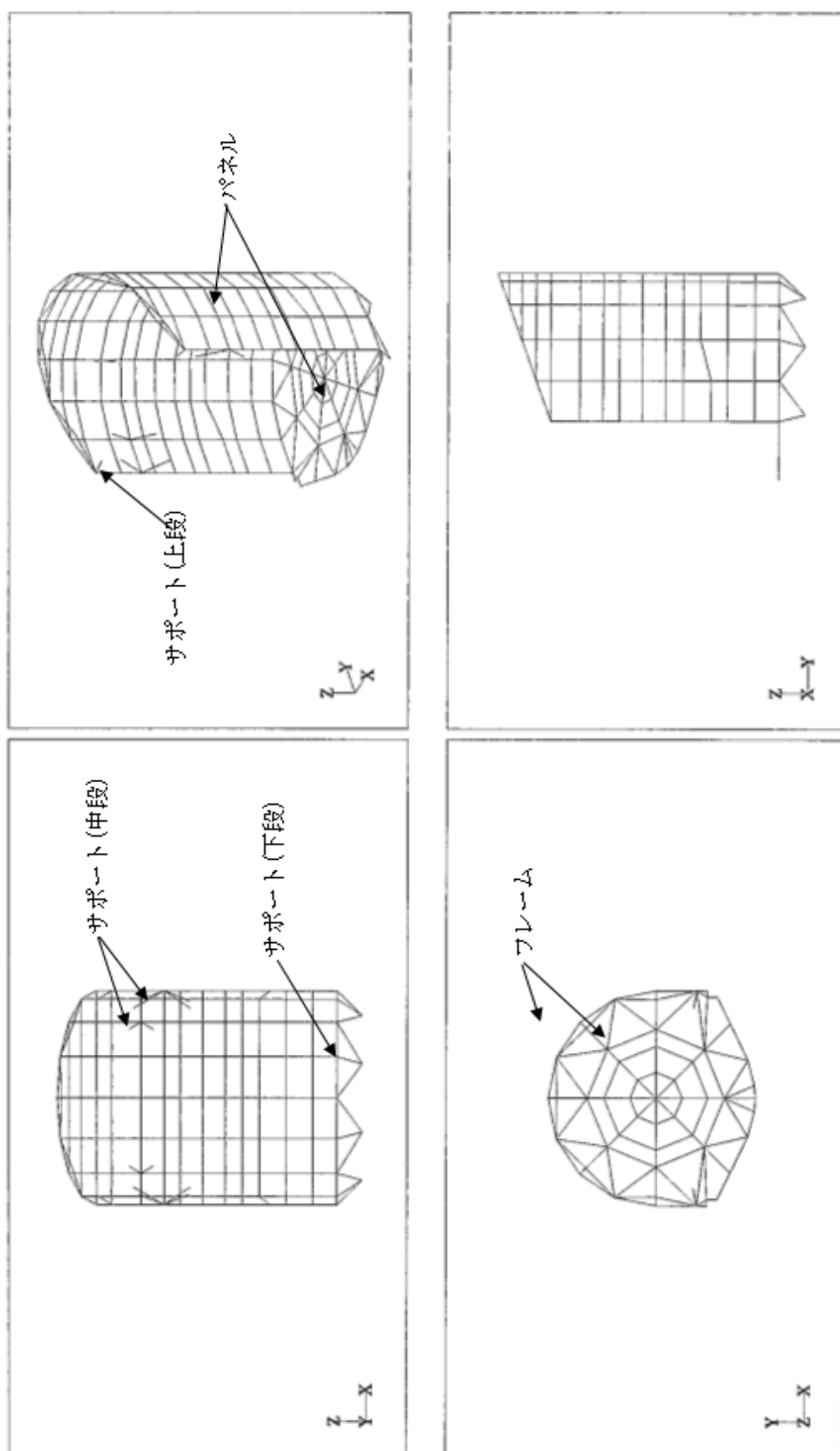


図 7.23: 構造数学モデル (シールド #3)

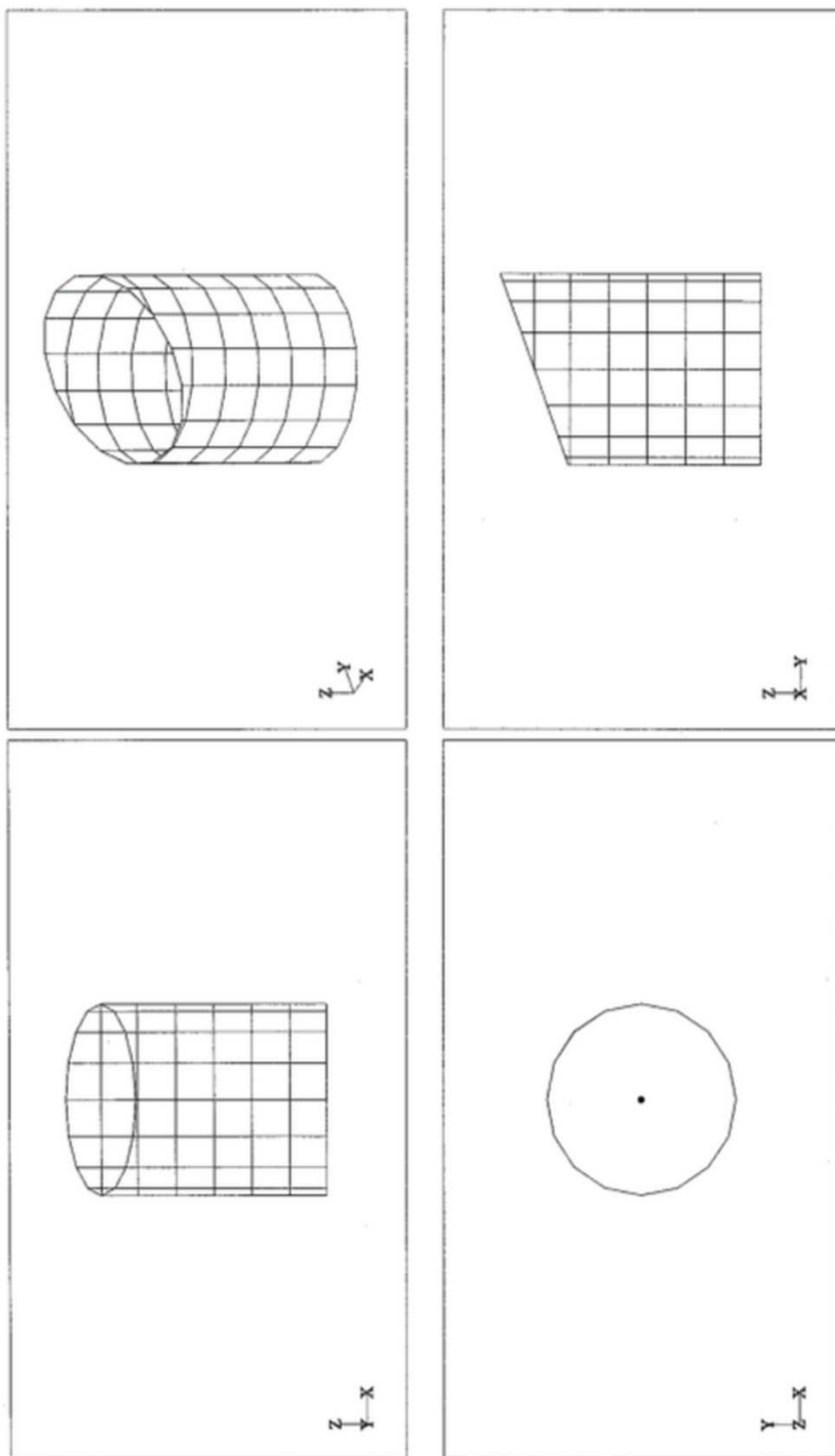


図 7.24: 構造数学モデル (バツフル)

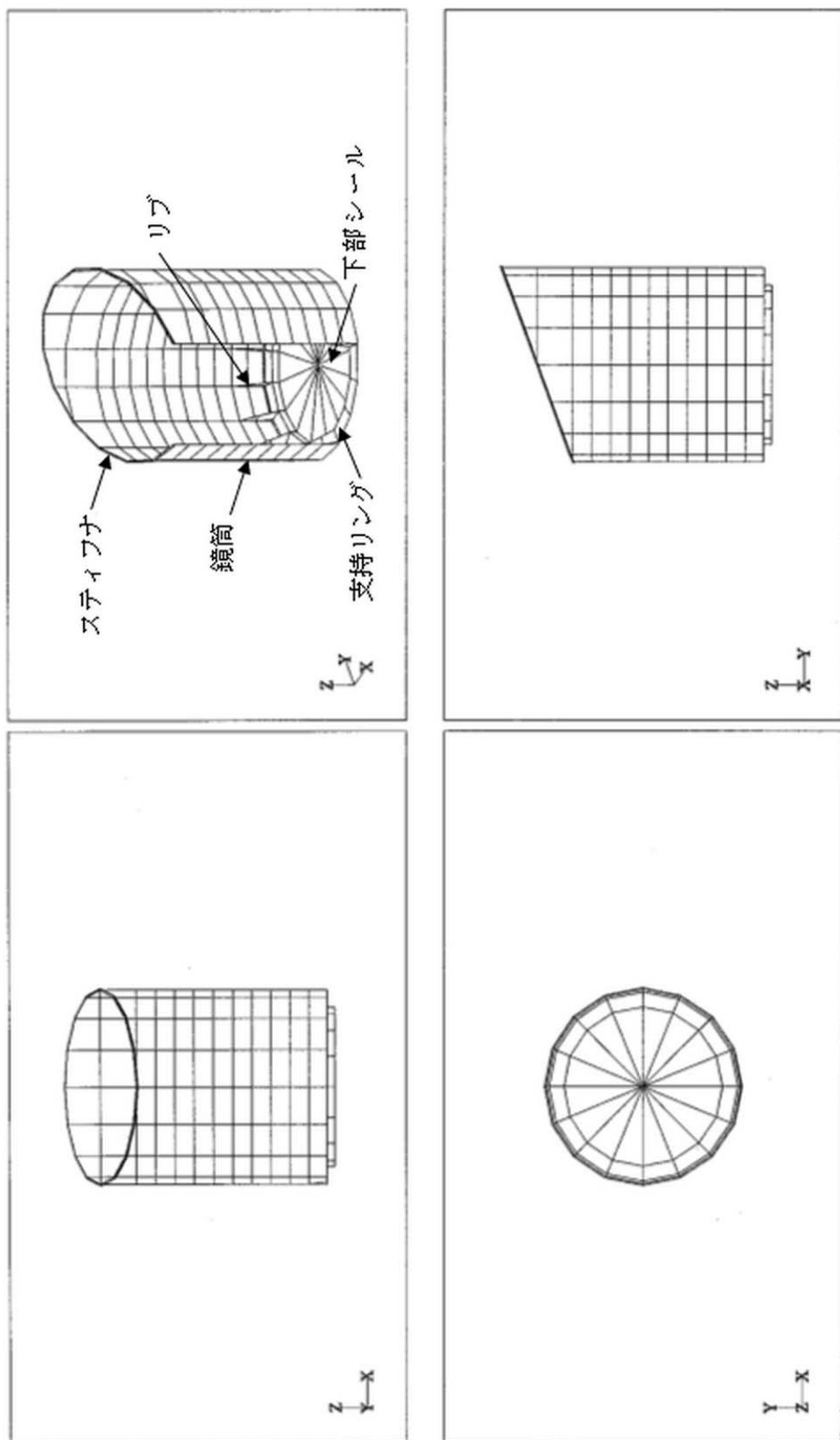


図 7.25: 構造数学モデル (鏡筒)

表 7.18: 構造数学モデル詳細

品名	構成	要素種	形状 (寸法:mm)	材質	ヤング率 (kgf/mm ²)	ポアソン比	図番号
支持構造トラス	上段	ビーム	パイプ ($\phi 40 \times t 2.3$)	CFRP	6910	0.1	図 7.21
	中段	ビーム	パイプ ($\phi 50 \times t 2.3$)	CFRP	6910	0.1	図 7.21
	下段	ビーム	パイプ ($\phi 50 \times t 10$)	CFRP	6910	0.1	図 7.21
	ジョイント	マス	-	-	-	-	図 7.21
シールド#3	フレーム	ビーム	上部: $\phi 20 \times t 1.0$	A6061	6960	0.33	図 7.23
			中部: $\phi 30 \times t 1.0$				
			下部: $\phi 20 \times t 1.0$				
シールド#3 サポート	パネル ^{注1}	シエル	プレート (t0.5)	A6061	6960	0.33	図 7.23
	上段	ビーム	パイプ ($\phi 20 \times t 1.0$)	CFRP	6910	0.1	図 7.23
	中段	ビーム	パイプ ($\phi 20 \times t 1.0$)	CFRP	6910	0.1	図 7.23
	下段	ビーム	パイプ ($\phi 50 \times t 3.0$)	CFRP	6910	0.1	図 7.23
サンシールド	フレーム	ビーム	パイプ ($\phi 30 \times t 1.5$)	A6061	6960	0.33	図 7.22
	パネル ^{注1}	シエル	プレート (t0.5)	A6061	6960	0.33	図 7.22
サンシールド サポート	上段	ビーム	パイプ ($\phi 25 \times t 1.5$)	CFRP	6910	0.1	図 7.22
	中段	ビーム	パイプ ($\phi 10 \times t 1.5$)	CFRP	6910	0.1	図 7.22
	下段	ビーム	パイプ ($\phi 40 \times t 2.3$)	CFRP	6910	0.1	図 7.22
鏡筒	鏡筒	シエル	プレート (t1.0)	A6061	6960	0.33	図 7.25
	支持リング	シエル	プレート (t5.0)	A6061	6960	0.33	図 7.25
	ステイフナ	シエル	プレート (t1.5)	A6061	6960	0.33	図 7.25
	リップ	シエル	プレート (t1.0)	A6061	6960	0.33	図 7.25
	下部シールド	シエル	プレート (t0.1)	A6061	6960	0.33	図 7.25
バッフル	バッフル	シエル	プレート (t1.0)	A6061	6960	0.3	図 7.24
IRT+FPI	IRT+FPI	マス	-	-	-	-	図 7.21
	サポート ^{注2}	ビーム	断面積 230mm ²	-	10000	0.3	図 7.21

注1) シールド#3とサンシールドの MLI 質量はそれぞれのプレートに等分布で入力。

注2) IRT+FPIのサポートの剛性は Astrium 社の IRT+FPI 固有値解析結果とほぼ一致するように決定。(横: 30Hz 以上、縦: 60Hz 以上)

様値に対するマージンがほとんどない。ミッション部全体の剛性は望遠鏡、鏡筒、バツフルおよびシールド板を支持する CFRP 製支持構造トラスの剛性に依存しているが、これについては現状、熱的な制約（4.5K ステージ侵入熱の低減）よりサポート形状 / 材質の変更は困難であるため、鏡筒およびバツフルを一体構造とし支持構造上部の質量を低減することにより固有値を向上させる方法も有効と考えられる。一方で、鏡筒と一体化したバツフル温度が約 18K と上昇するため、検出器に与える影響も考慮し検討を進める必要がある。

表 7.19: 固有値解析結果

方向	1 次固有値 (Hz)	要求仕様値 (Hz)
X (横)	19.9	18.0
Y (横)	18.4	18.0
Z (縦)	36.0	36.0

強度解析結果

X, Y, Z 各軸に終極荷重条件を与えた場合での支持構造部材（CFRP トラス部）に発生する引張 / 圧縮荷重について評価を実施するものとした。

引張荷重については接着剤の許容せん断荷重と比較するものとし、また圧縮荷重についてはトラスの座屈荷重と比較するものとした。トラス座屈荷重は下式を使用した。

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

E : CFRP ヤング率

I : CFRP トラス断面 2 次モーメント

L : CFRP トラス長さ

表 7.20 と表 7.20 に解析結果を示す。表では各トラス種のうち発生荷重最大のものについて許容荷重とともに示している。これらより引張荷重および圧縮荷重とも許容荷重値以下となり、強度上問題ないことが確認された。

7.4.4 鏡筒 / バツフルの一体構造化

前項までの検討においては、鏡筒とバツフルは分離構造とし、またバツフルは内面を黒色として低温化する構造となっているが、ミッション部全体の質量削減と同時に熱 / 構造設計でのマージンを確保する必要がある。よって、バツフルに対する低温要求の緩和を前提として、鏡筒とバツフルの一体構造化について検討する。本節では鏡筒とバツフルを一体構造化した場合の熱解析を実施し、その熱的影響を調べた。

(1) 熱解析条件

表 7.22 に示す解析条件を用いて鏡筒とバツフルを一体構造化した場合について定常熱解析を実施し、4.5K ステージ侵入熱を従来の場合と比較した。ただし、前述の熱数学モデルを用いて、バツ

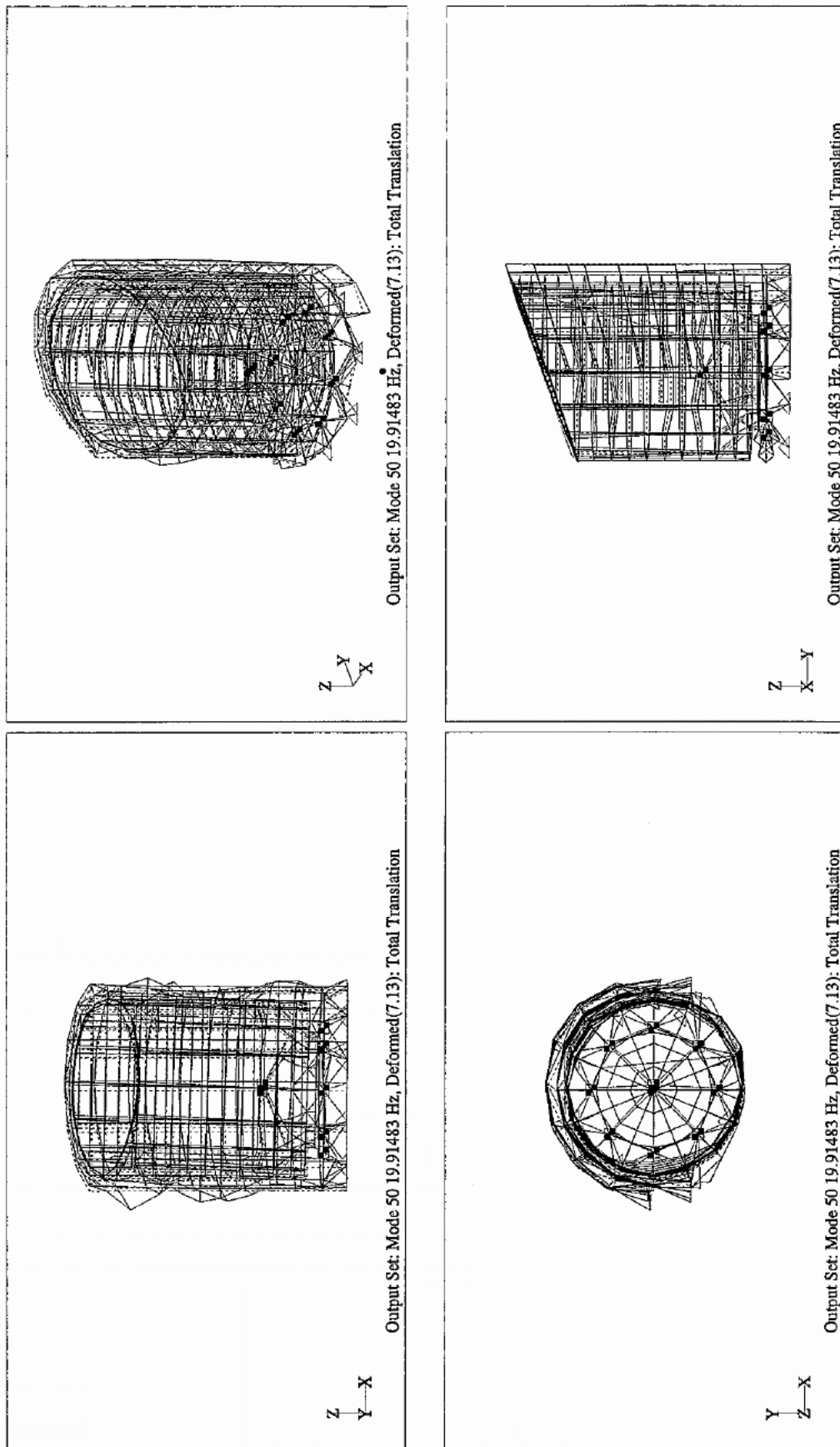


図 7.26: モード図 (X 方向 1 次)

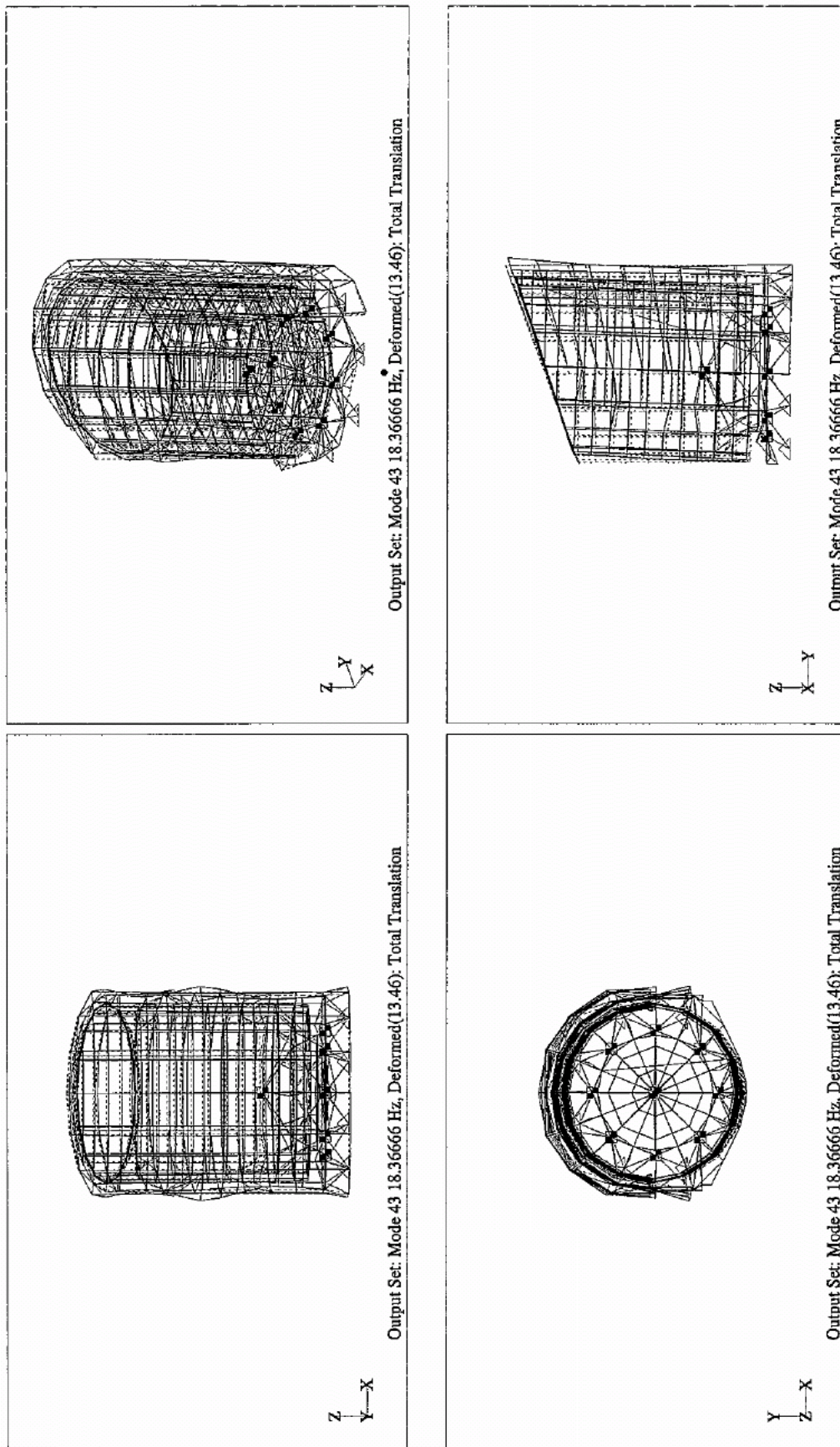


図 7.27: モード図 (Y方向1次)

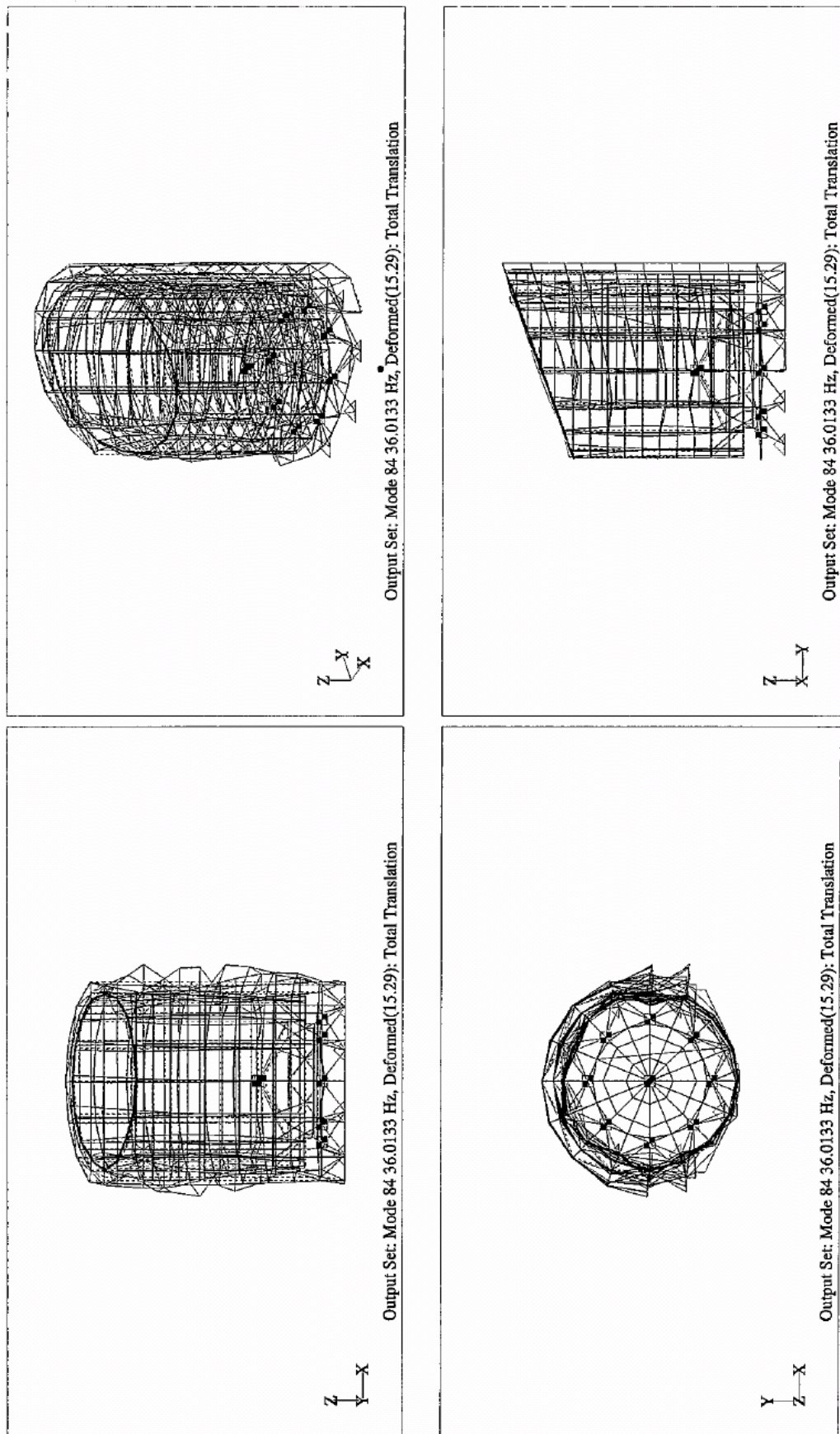


図 7.28: モード図 (Z方向1次)

表 7.20: 強度解析結果 (トラス引張荷重)

トラス種	X 方向		Y 方向		Z 方向	
	発生荷重 (kgf)	許容荷重 (kgf)	発生荷重 (kgf)	許容荷重 (kgf)	発生荷重 (kgf)	許容荷重 (kgf)
上段支持トラス	2340	5294	2244	5294	1140	5294
中段支持トラス	2964	7788	3120	7788	1524	7788
下段支持トラス	3852	8972	4248	8972	1956	8972
#3 シーールド横サポート (上)	204	1979	216	1979	120	1979
#3 シーールド横サポート (中)	504	1979	300	1979	276	1979
#3 シーールド横サポート (下)	2124	3892	2328	3892	948	3892
サンシーールド横サポート (上)	456	2419	228	2419	132	2419
サンシーールド横サポート (中)	192	770	72	770	72	770
サンシーールド横サポート (下)	168	4838	456	4838	300	4838

表 7.21: 強度解析結果 (トラス圧縮荷重)

トラス種	X 方向		Y 方向		Z 方向	
	発生荷重 (kgf)	許容荷重 (kgf)	発生荷重 (kgf)	許容荷重 (kgf)	発生荷重 (kgf)	許容荷重 (kgf)
上段支持トラス	2340	6340	2244	6340	1140	6340
中段支持トラス	2964	4274	3120	4274	1524	4274
下段支持トラス	3852	5865	4248	5865	1956	5865
#3 シールド横サポート (上)	204	243	216	243	120	243
#3 シールド横サポート (中)	504	660	300	660	276	660
#3 シールド横サポート (下)	2124	8958	2328	8958	948	8958
サンシールド横サポート (上)	456	577	228	577	132	577
サンシールド横サポート (中)	192	282	72	282	72	282
サンシールド横サポート (下)	168	10526	456	10526	300	10526

フル～鏡筒支持リング間の熱結合のみを強結合とすることによって、鏡筒とバツフルを同温度とし、熱的に一体構造化を模擬した。

表 7.22: 解析条件

項目	ケース 1: 鏡筒 / バツフル分離	ケース 2: 鏡筒 / バツフル一体
太陽光強度	1376 W/m ²	同左
SAP	373 K	同左
バス構体パネル	253.15 K	同左
IRT	4.5 K	同左
バツフル支持方法	断熱支持 (CFRP 製のバツフルサポートによる支持)	非断熱支持 (CFRP バツフルサポートを用いず、鏡筒支持リングと熱的に強結合する。)
備考	鏡筒 / バツフル部形状: 図 7.29	鏡筒 / バツフル部形状: 図 7.30

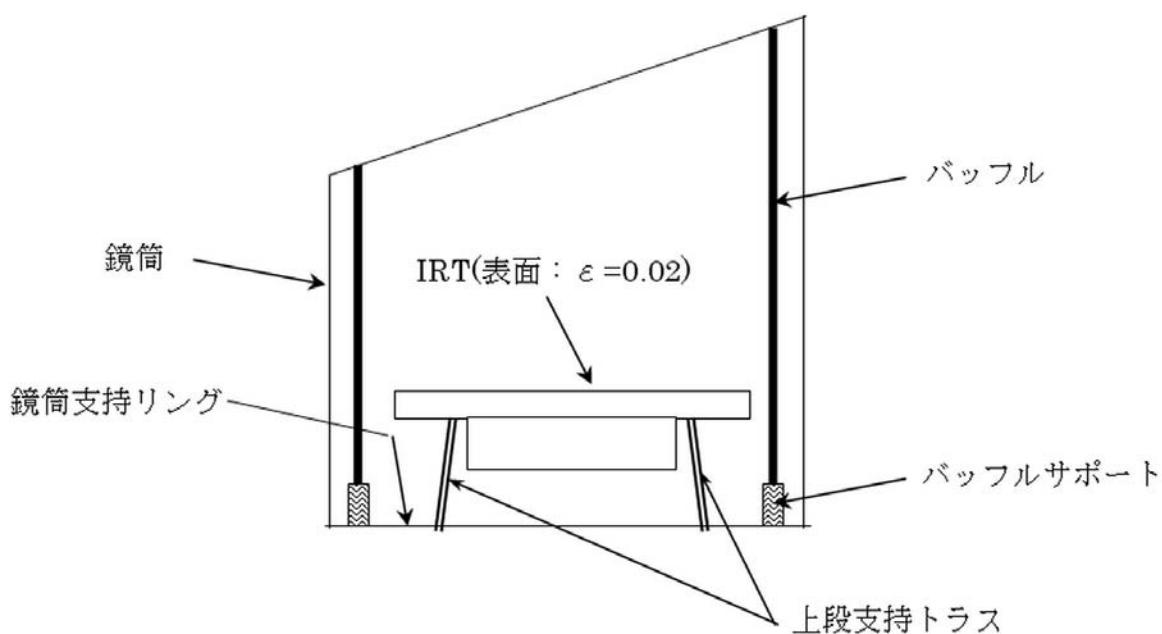


図 7.29: 鏡筒およびバツフル部の形状 (ケース 1: 鏡筒 / バツフル分離)

(2) 熱解析結果

鏡筒とバツフルを一体化した場合についての解析結果を、鏡筒 / バツフル分離型の結果とあわせて表 7.23 に示す。また、鏡筒 / バツフル一体の場合の熱フロー図を図 7.31 に示す。鏡筒 / バツフル分離型の場合の熱フロー図は、図 7.12 である。これらより以下の点が確認された。

- 鏡筒 / バツフルを一体構造化とすると、4.5K ステージ侵入熱は 1.56 mW 減少する。
- 鏡筒 / バツフルを一体構造化とすると、バツフル温度は 9.4 K から 18.3 K に上昇する。

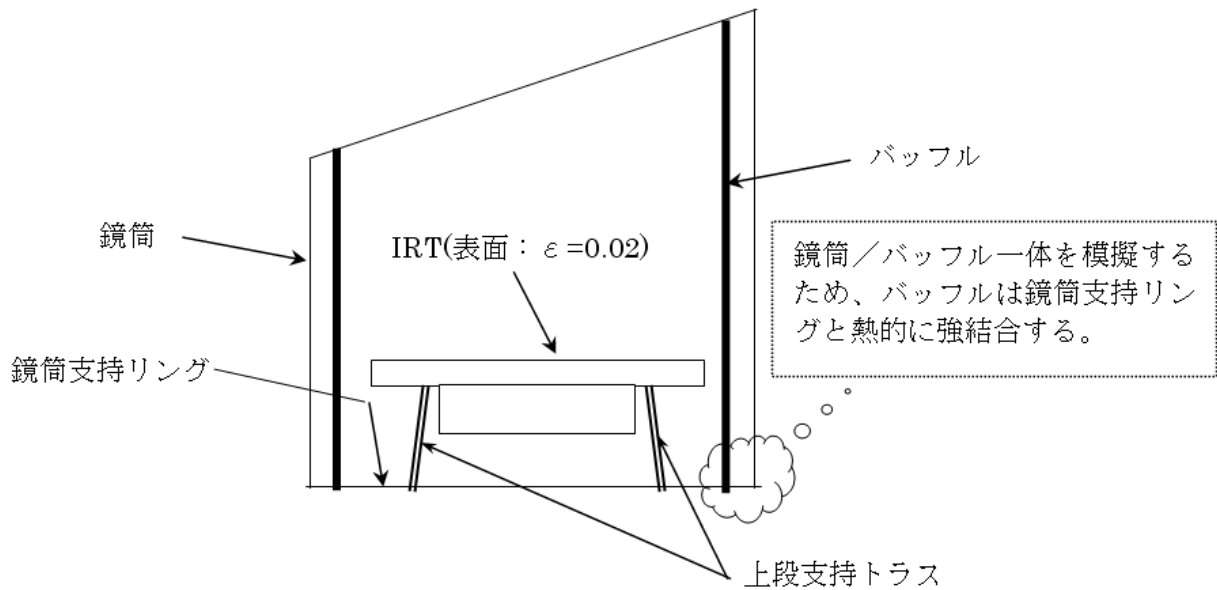


図 7.30: 鏡筒およびバッフル部の形状 (ケース 2: 鏡筒/バッフル一体)

4.5K ステージ侵入熱が減少する理由は、表 7.23 に示す通りバッフルの温度上昇による輻射侵入熱の増加分よりも、鏡筒温度が下がることによるトラスからの伝導侵入熱の減少分が多いためである。よって、鏡筒とバッフルを一体構造化した場合、4.5K ステージへの侵入熱を削減できるので、熱設計上での若干のマージンを確保できる。しかしながら、バッフル温度については 9.4 K から 18.3 K まで上昇するため、検出器に与える影響も考慮する必要がある。

表 7.23: 解析結果

項目		ケース 1: 鏡筒/バッフル分離	ケース 2: 鏡筒/バッフル一体
バッフル温度		9.4 K	18.3 K
鏡筒温度		22.4 K	18.5 K
4.5K ステージ 侵入熱	輻射侵入熱	0.69 mW	3.44 mW
	伝導侵入熱	14.28 mW	9.98 mW
	合計 注 1)	29.98 mW	28.42 mW

注 1) 観測系 (FPI) 発熱量 15 mW を含む。

(3) 一体構造化の効果

現時点において、バッフル・ベーンの必要数量/寸法が不明であるが、バッフルの質量は概算で約 161 kg と見積られる。したがって、鏡筒/バッフルを一体構造化することにより、ミッション部の約 161 kg の質量削減が期待できる。

以上の検討により、鏡筒/バッフルの一体構造化は、断熱/放射冷却構造の熱/構造における設計マージンを改善すると同時に、ミッション部の質量削減にも効果があることが分かった。

以上の結果を踏まえ、現段階では鏡筒/バッフルを一体化した構造をノミナル案とし、鏡筒/

バッフルを分離した構造を cold option と考える。

7.4.5 検討結果

多節点数学モデルを使用したパラメトリックスタディの結果、ミッション部の断熱/放射冷却構造に対する熱/構造要求を共に満足する解を得ることができた。設計検討の結果を表 7.24 に示す。これより質量については暫定目標値を若干超過しているものの、要求仕様をほぼ満足していることが分かる。また、ミッション部の構成および質量を表 7.4 に示す。

表 7.24: 断熱/放射冷却構造の要求仕様

分類	項目	要求仕様	検討結果
構造	形状	φ3.5 m の望遠鏡を収納可能なこと	同左
		H-IIA ロケット包絡域内に格納可能なこと	同左
	剛性	機器最小固有値が以下を満足すること (横)18.0 Hz 以上 (縦)36.0 Hz 以上	解析値： (横)18.4 Hz 以上 (縦)36.0 Hz 以上
	強度	終極荷重（各軸 12G）を負荷した場合の各部発生荷重/応力が許容値以下となること	同左
	質量	暫定目標値：1600 kg 以下 (サンシールドを除くミッション部全体)	1621 kg (バッフル/鏡筒一体化した場合)
熱	望遠鏡温度	5 K 以下に冷却可能であること	同左
	4.5K ステージ (IRT) への侵入熱	30 mW 以下@ 4.5 K (4K 級冷凍機の冷却能力により決定)	28.42 mW 以下 (バッフル/鏡筒分離の場合は 29.98 mW)
	バッフル温度	TBD K	18.3 K (バッフル/鏡筒分離の場合は 9.4 K)

7.5 機械式冷凍機

7.5.1 高効率/高信頼性冷凍機の開発

(1) 要求仕様

SPICA の被冷却部は、望遠鏡 (IRT) と観測系 (FPI) に大別される。このうち、主に大口径鏡と光学ベンチから構成される望遠鏡は、前述の断熱/放射冷却構造によって侵入熱量を極力低減化された上で、4K 級冷凍機によって 5 K 以下 (暫定目標値:4.5 K) に冷却される。また、一部の観測機器は、1K 級冷凍機および 2K 級冷凍機によって、それぞれ 1.7 K および 2.5 K に冷却される。

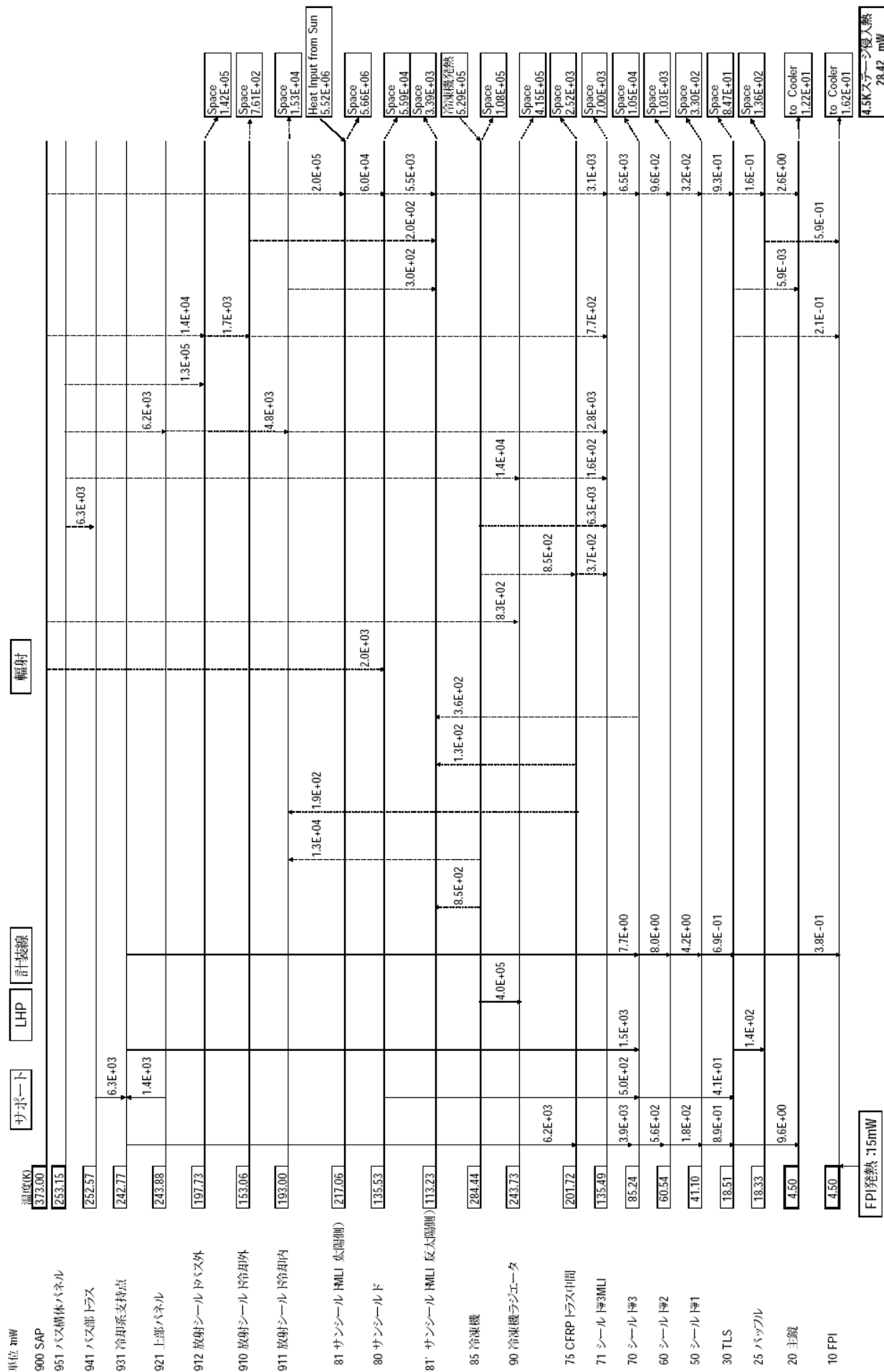


図 7.31: 熱フロー図：鏡筒 / バッフル一体の場合

これらの冷凍機は、軌道上での5年以上に亘る長期観測において、原則的に常時稼動する必要があることから、高効率（低消費電力、高い冷却能力）であると同時に高信頼性（性能劣化少、低振動、高い温度安定性）が求められる。

各冷凍機に対する被冷却部の要求仕様を表 7.25 に示す。

(2) 各冷凍機の概要

各冷凍機の概要を以下に示す。

冷却方式および構成

1K 級、2K 級および 4K 級冷凍機は、前段に 20K 級の 2 段スターリング冷凍機を使用し、後段にジュール・トムソン（Joule-Thomson:JT）効果を利用した JT 回路を組み合わせた冷凍機である。2 段スターリング冷凍機、JT 圧縮機、熱交換器、JT バルブ（オリフィス）、バイパスバルブ、冷却ステージおよび外部配管系により構成されている。（図 7.32 フロー図参照）

(a)4K 級冷凍機 予冷用 2 段スターリング冷凍機と ^4He ガスを使用した JT（ジュール・トムソン）回路冷凍機から構成される。この 4K 級冷凍機は、ISS/JEM/SMILES におけるセンサ冷却用（20 mW@4.5 K）として開発されている。ただし、SMILES はミッション期間が 1 年であるのに対し、SPICA は 5 年以上の長期ミッションとなることから、作動ガスの品質保持や圧縮機の安定運転といった冷凍機の信頼性向上が必須となっている。また、ミッション部の熱設計マージンの確保のためには、冷却能力の一層の向上が必要となっている。

(b)1K 級冷凍機 上記 4K 級冷凍機をベースにして、1.7 K でより高い飽和蒸気圧をもつ ^3He ガスを作動ガスに使用した JT 回路冷凍機の開発を進めている。冷却能力は、1.7 K で 10 mW を開発目標とし、試作品 (BBM) レベルでは、12 mW（消費電力 180 W 以下）を達成している。JT 回路に使用する JT 圧縮機では、1.7 K を達成するために、配管圧力損失を考慮し、6 kPa から、0.7 MPa まで昇圧させる必要があり、2 段一体型リニア真空ポンプと 2 段一体型リニア圧縮機による 4 段圧縮を行っている。試作した 1K 級冷凍機の写真を図 7.33 に示す。

(c)2K 級冷凍機 上記 1K 級冷凍機をベースにして、作動ガスとして ^4He 又は、 ^3He ガスを使用して冷却する。作動ガスについては、トレードオフが必要であり、それぞれの主な長所としては、 ^4He ガスの場合、JT 圧力の高圧化により冷却能力向上が可能なこと、 ^3He ガスの場合は、飽和蒸気圧を高いので、JT 圧縮機への負荷が低減されることが挙げられている。各冷凍機の冷却方式、構成、消費電力、質量を表 7.26 に示す。

機構 / 構造

(a)2 段スターリング冷凍機 2 段スターリング冷凍機の圧縮機の構造は、ツイン対向型リニア駆動ピストン方式を採用しており、永久磁石内に電磁コイルと同期用バネが付いたピストンがセットされている。この電磁コイルに交流電流を流すことによりピストンの往復運動が得られ、このピストンを同一直線上で互いに反対方向に運動させることにより、低振動の運転が得られる。

コールドヘッドは耐圧円筒シリンダーの内部に 2 個の蓄冷器（再生熱交換器）を有しており、その蓄冷器を上下移動させる機構は圧縮機と同様のリニア駆動を採用している。

表 7.25: 機械式冷凍機への要求仕様

		要求温度	1K 級冷凍機	2K 級冷凍機	4K 級冷凍機	20K 級冷凍機
望遠鏡 (主鏡、副鏡、光学ベンチ)	観測光学系	5 K 以下			(予冷~) 侵入熱 : 15 mW 以下	予冷のみ (Heat SW 必要)
		10 K 以下			(予冷~) 侵入熱 : 検出器を含む	
中間赤外線 撮像/分光装置	検出器 Si:As	4 K 付近 ±100 mK			(予冷~) 15 mW	
	観測光学系	2.5 K 以下		(予冷~) 侵入熱 : 検出器を含む		
遠赤外線 撮像/分光装置	検出器	2.5 K ± 50 mK		(予冷~)		
		1.7 K ±100 mK	(予冷~) 5 mW 以下 : 侵入熱含む	10 mW 以下		
	観測光学系	2.5 K 以下			TBD	
	検出器 (案1) Ga:As	1 K			TBD	
サブミリ波 撮像/分光装置 (option)	検出器 (案2) Bolometer Array	100mK			TBD	
	観測光学系	30 K 以下			TBD	
近赤外線撮像 装置 (option)	検出器 In:Sb	30 K±1 K			TBD	
	冷凍機実績		12 mW@1.7 K	15 mW@2.5 K	30 mW@4.9 K	300 mW@20 K

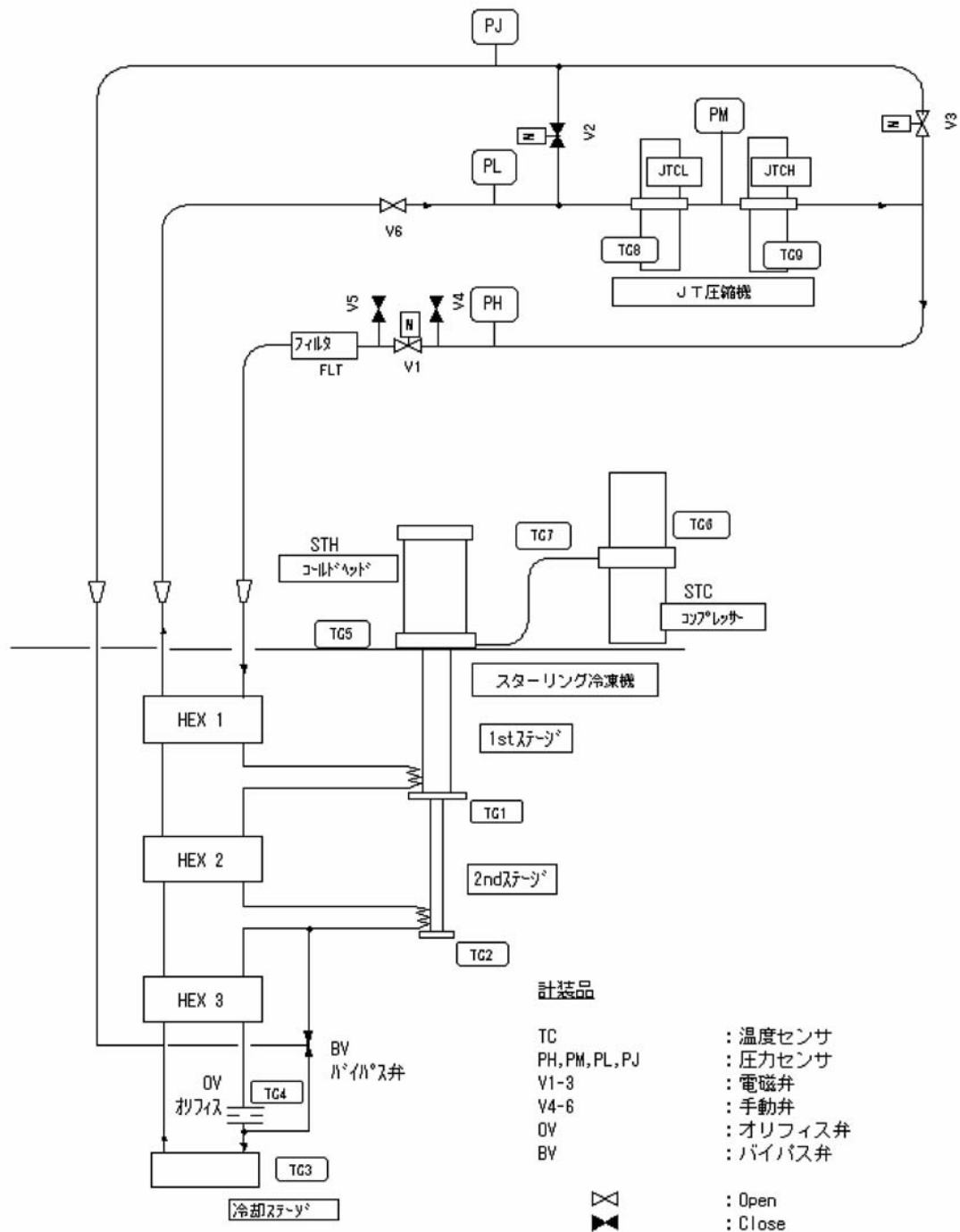
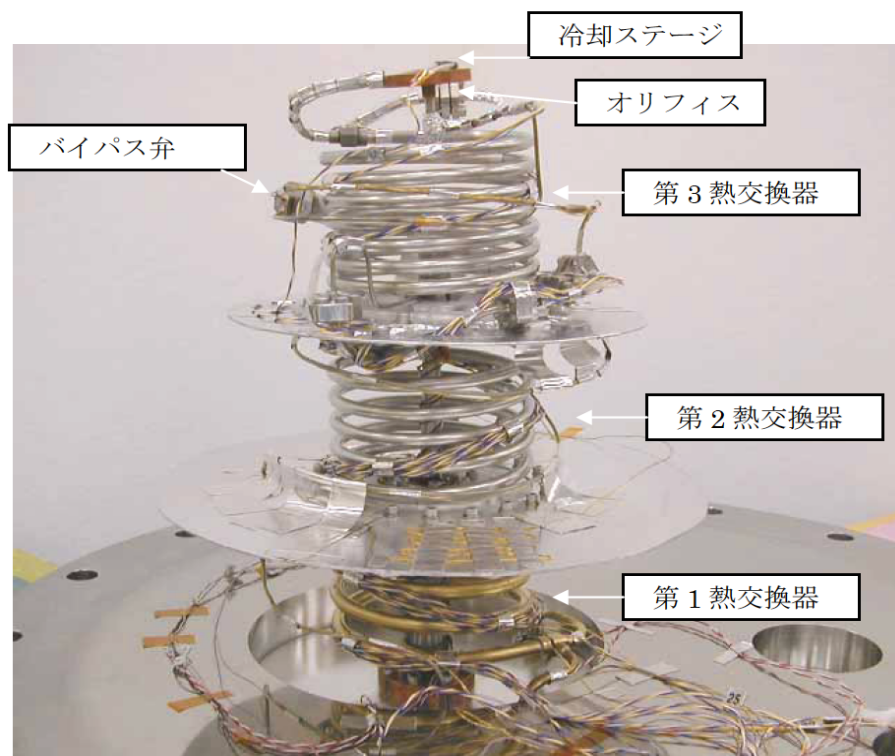
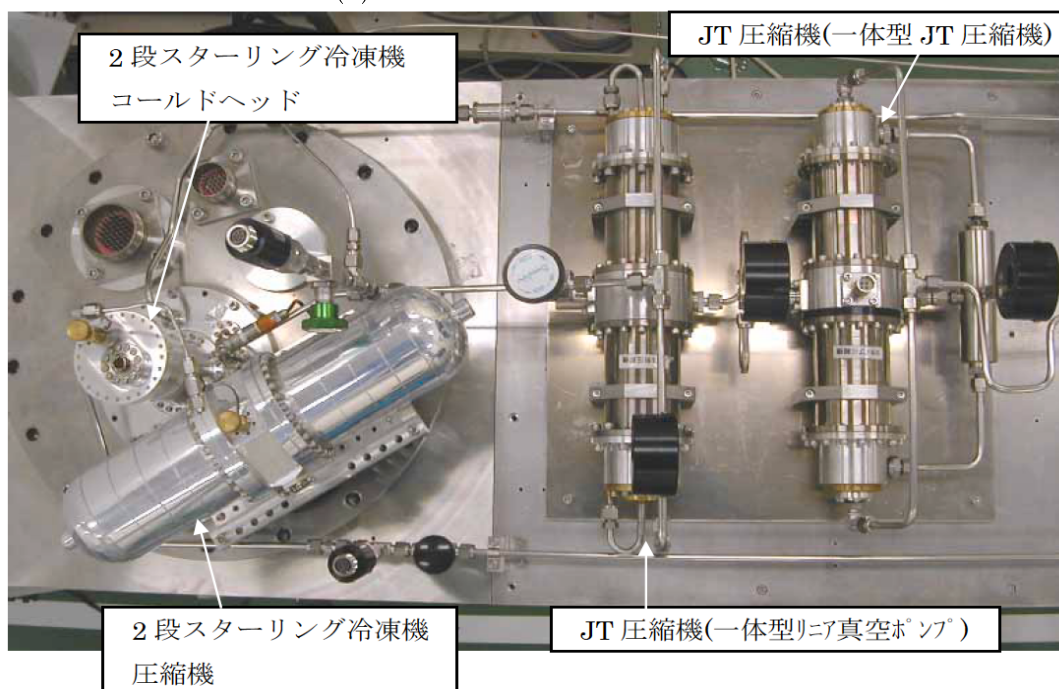


図 7.32: 2 段スターリング冷凍機 + JT 回路冷凍機 フロー図



(a) 熱交換器および冷却ステージ



(b) 圧縮機およびコールドヘッド

図 7.33: 1K 級冷凍機試作品 (BBM)

表 7.26: 各冷凍機の構成、消費電力、質量

機械式冷凍機	1K 級冷凍機	2K 級冷凍機	4K 級冷凍機	20K 級冷凍機
冷却方式	2 段スターリング冷凍機 (2ST)	2 段スターリング冷凍機 (2ST) を前段、JT 回路を後段に組み合わせた冷凍機	2 段スターリング冷凍機 (2ST)	逆スターリング
作動ガス	2ST: ^4He , JT: ^3He	2ST: ^4He , JT: ^3He or ^4He	2ST: ^4He , JT: ^4He	^4He
構成				
2 段スターリング冷凍機	0.1 W 以上 @15 K 1 W 以上 @100 K 100 W 以下	0.1 W 以上 @15 K @100 K 1 W 以上 @100 K 100 W 以下	0.2 W 以上 @20 K 1 W 以上 @100 K 100 W 以下	0.2 W 以上 @20 K 1 W 以上 @100 K 90 W 以下
消費電力	100 W 以下	100 W 以下	100 W 以下	90 W 以下
JT 圧縮機	一体型リニア真空ポンプおよび一体型 JT 圧縮機: 各 1 台 (TBD)	一体型リニア真空ポンプおよび一体型 JT 圧縮機: 各 1 台 (TBD)	低圧側および高圧側 JT 圧縮機: 各 1 台	
吸入圧	8 kPa 以下	8 kPa 以下 (TBD)	100 kPa 以下	
吐出圧	0.7 MPa 以上	0.7 MPa 以上 (TBD)	1.6 MPa 以上	
流量	2.23 mg/s 以上	3 mg/s 以上 (TBD)	6 mg/s 以上	
消費電力	80 W 以下	80 W 以下	60 W 以下	
熱交換器	コイル型向流 2 重管式 熱交換効率 97 % 以上 低圧ライン圧力損失 3 kPa 以下	コイル型向流 2 重管式 熱交換効率 97 % 以上 低圧ライン圧力損失 3 kPa 以下 (TBD)	コイル型向流 2 重管式 熱交換効率 97 % 以上	
温度センサ	9 個 (*)	同左	同左	5 個 (**)
ヒータ	TBD	TBD	TBD	TBD
圧力センサ	高圧、中間圧、低圧、バイパス弁 操作圧	同左	同左	
電磁弁	3 個	同左	同左	
フィルタ	1 個	同左	同左	
質量	< 30 kg	同左	同左	< 10 kg

(*) : 2ST 1 段ステージ、2ST 2 段ステージ、冷却ステージ、オリフイス前、2ST 圧縮機、2ST コールドヘッド、2ST キャピラリ、低圧側 JT 圧縮機、高圧側 JT 圧縮機 (**) 下線 : 20K 級冷凍機

圧縮機のピストンと蓄冷器を 90 度の位相差で、正弦波状の動きをさせることにより、スターリングサイクルを近似的に実現し、冷却を行っている。(図 7.34 に構造図を示す。)

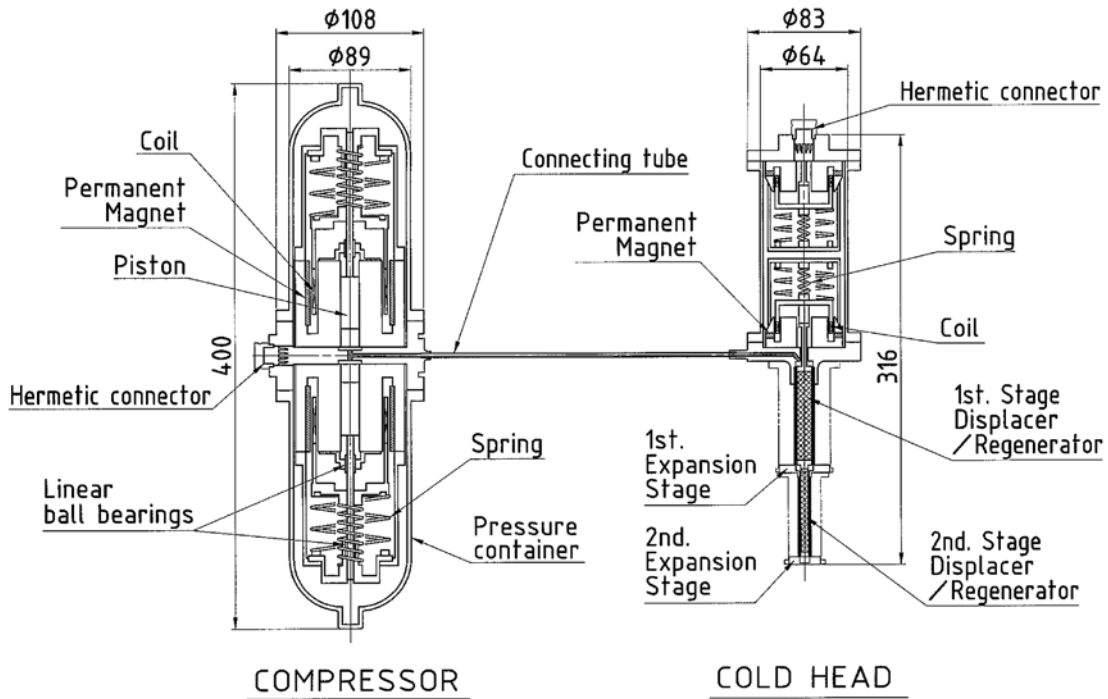


図 7.34: 2 段スターリング冷凍機の構造図

(b) JT 圧縮機 1K 用 JT 圧縮機試作品の構造、動作を以下に説明する。(図 7.35 参照)

長寿命化を考慮し、圧縮ピストンはフラットスプリング(板バネ)によるクリアランスシール方式を、また、振動レベルを下げるために、1 段側、2 段側共にピストンのツイン対向配置を採用している。

約 50 Torr のヘリウムガスは外側の 1 段ピストン部の吸気弁より圧縮部に入り、1 段ピストンで圧縮され、排気弁より吐出される。1 段側を出たヘリウムガスは U 字パイプを通して真空ポンプ内部に入る。1 段、2 段の圧縮室を除いて真空ポンプケース内は 1 段吐出圧力となっている。真空ポンプ内のヘリウムガスは中央部の 2 段側ピストン部の吸気弁より圧縮部に入り、2 段ピストンで圧縮され、排気弁より約 0.1 MPaA となり、吐出される。約 0.1 MPaA のヘリウムガスは一体型 JT 圧縮機の内側の 1 段ピストン部の吸気弁より圧縮部に入り、1 段ピストンで圧縮され、排気弁より吐出される。1 段側を出たヘリウムガスは配管を通して外側の圧縮部に入る。1 段、2 段の圧縮室を除いて JT 圧縮機ケース内は 1 段吸入圧力となっている。1 段側を出たヘリウムガスは 2 段側ピストン部の吸気弁より圧縮部に入り、2 段ピストンで圧縮され、排気弁より約 0.7 MPaA となり、吐出される。

図 7.36 に 4K 級冷凍機用 JT 圧縮機の構造図を示す。4K 級冷凍機用 JT 圧縮機は、同じ圧縮比を持つ 2 台の圧縮機から構成されており、2 段スターリング冷凍機の圧縮機とほとんど同じ構造、および駆動方式を採用しているが、吸込/吐出用のリードバルブが追加されている点が異なっている。1 台目で He 圧力を約 0.1 MPaA から約 0.4 MPaA まで昇圧し、2 台目でさらに約 1.6 MPaA まで昇圧し、循環させている。(1K 級用 JT 圧縮機同様にフラットスプリングによるクリアランス方式も検討中。)

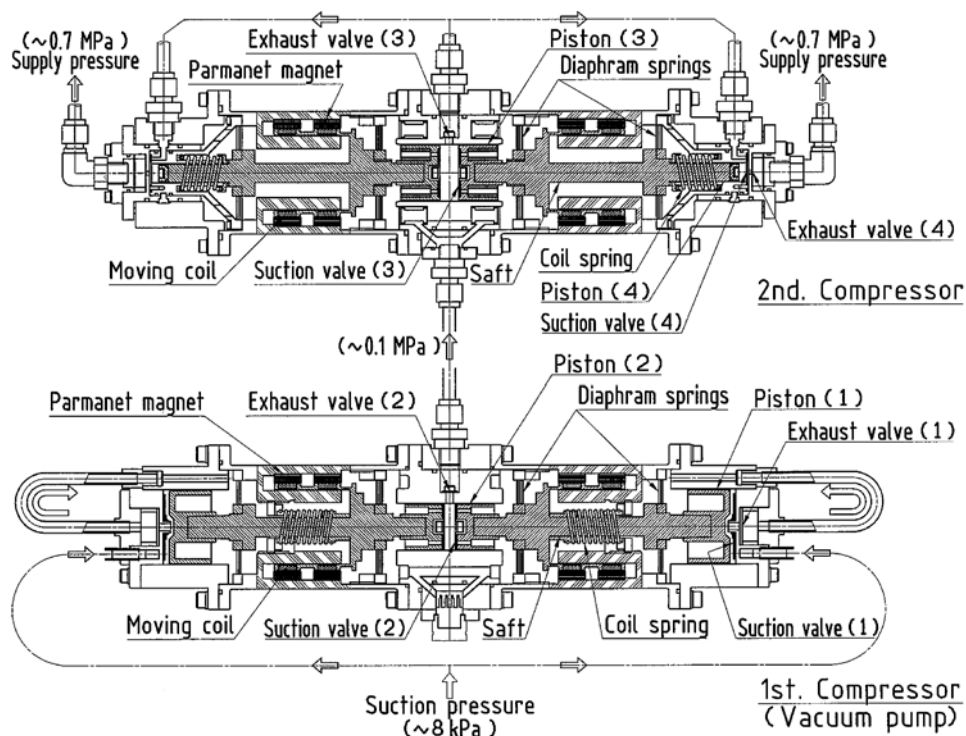


図 7.35: 1K 級用 JT 圧縮機試作品 (BBM) の構造図 (2K 級 : TBD)

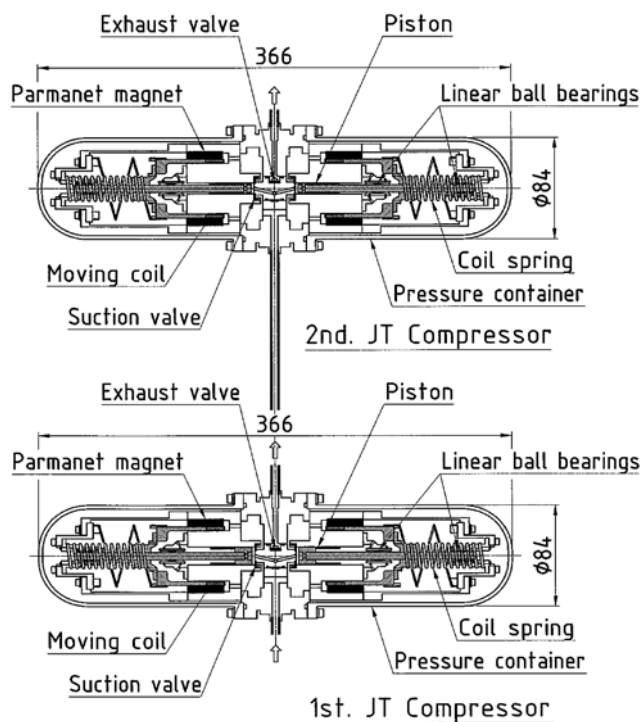


図 7.36: 4K 級用 JT 圧縮機の構造図

(c)JT 回路 JT 圧縮機で圧縮された He ガスはコイル型 2 重管式の第 1、第 2、第 3 熱交換器で戻りの低圧 He ガスと熱交換し、冷却され、さらにスターリング冷凍機の 1 段、2 段冷却ステージでも冷却される。

この冷却された圧縮 He ガスは、オリフィス (約 20~30 μm) において JT 効果 (断熱自由膨張) により低圧のヘリウムミストとなり、液化 He 温度域での冷却能力を発生させる。(冷却温度は、He の飽和蒸気圧に対応する。)

未液化、蒸発した低圧 He ガスは圧縮 He ガスを冷却しながら昇温し、第 3、第 2、第 1 熱交換器の順に低圧側を通過して常温となり、JT 圧縮機の低圧側へ戻り、再び JT 圧縮機で圧縮される。

実際の運転では、予冷時は He の JT 効果により温度が下がる領域 (約 30 K 以下) までは、第 3 熱交換器の高圧側をバイパスさせて、スターリング冷凍機で冷却ステージを冷却し、その後バイパスラインからオリフィスのラインに外部配管系の電磁弁操作により切り換えて、JT 効果を利用し各要求温度レベルまで冷却する。

4K 級冷凍機については、作動ガスに ^4He を使用しているが、1K 級冷凍機については、同流量で比較した場合、冷却能力としては減少するが、同じ飽和蒸気圧における温度が低い ^3He を使用することにより、1K 用 JT 圧縮機および熱交換器の開発を可能にしている。

(3) 冷凍機の信頼性評価

5 年以上の軌道上運用を想定した場合の 2 段スターリング冷凍機の性能変化を調べるため、作動ガス (He) の CO_2 と N_2 による汚染を模擬した不純ガス冷却性能評価試験を実施した。その結果、汚染限度は CO_2 が 500 ppm、 N_2 が 1000 ppm 程度であることが明らかになった。また、JT 回路についても同様の評価試験を現在、実施中である。

性能劣化時の冷凍機の挙動を把握しておくことで、設計指針の検討、製造工程の管理、軌道上での運用手順の策定等の基礎データとする。

(4) 今後の開発課題

機械式冷凍機に関する現状性能と、搭載実現化に向けた今後の開発課題を表 tab6.27 に示す。

各冷凍機の冷却性能は、BBM 以上のレベルで要求仕様をほぼ満足することが確認されているものの、軌道上での 5 年以上の長期運用を考慮すると、搭載実現化に向けて一層の長寿命化 / 信頼性向上と、設計マージン確保のための冷却能力向上 / 高効率化が、重要な開発課題として挙げられる。また、観測の擾乱となる発生振動の低減化についても検討の必要性がある。

7.5.2 冷凍機ドライバ (バス部搭載)

(1) 概要

ここでは、機械式冷凍機を制御する冷凍機ドライバについて記述する。冷凍機ドライバは、冷凍機、電磁弁、温度センサ等の運用、制御、モニタのため、SPICA システムおよび冷凍機とのインタフェースを有するもので、バス部に搭載される。また、冷凍機ドライバは 1K 級、2K 級、4K 級、20K 級の冷凍機ごとに独立した筐体を持ち、合計 4 コンポーネントで構成される。

図 7.37 に、冷凍機ドライバとその周辺機器の関係を示す。

表 7.27: 現状性能と搭載可能化に向けた開発課題

	1K 級冷凍機	2K 級冷凍機	4K 級冷凍機	20K 級冷凍機
構成	2ST+ ³ He,JT	2ST+ ³ He,JT or 2ST+ ⁴ He,JT	2ST+ ³ He,JT	2ST
同等品搭載実績	なし	なし	JEM/SMILES 2008 年頃打上げ予定 運用 1 年	ASTRO-F 2006 年頃打上げ予定 運用 1.5 年以上
要求冷却能力	5 mW @ 1.7 K	10 mW @ 2.5 K	30 mW < 5 K	200 mW @ 20 K
運用期間、侵入熱を考慮した 場合の必要初期冷却能力	10 mW	15 mW	50 mW	200 mW
実績値 (Top Data)	12 mW	15 mW(⁴ He)	20 mW @ 4.5 K 30 mW @ 4.9 K	300 mW
消費電力 (冷凍機ドライバ部 除く)	< 180 W	TBD	< 160 W	< 90 W
搭載実現化に向けた課題	<p>高効率化</p> <ul style="list-style-type: none"> ・JT 圧縮機低消費電力化 ・2ST 低温化 <p>低圧駆動ハイバスの開発 ³He ガス精製 運用方法の確立</p> <p>信頼性実証モジュールによる連続運転評価 JT 圧縮機の低温化対策 (環境温度:200K(TBD))</p> <ul style="list-style-type: none"> ・バルブ要素開発試作 ・低温環境における冷却性能実証 ・JT 系サイジング検討 <p>冷却性能向上 2ST による冷却性能向上の確認 耐振性に優れた自立型 JT 系の検討</p> <p>5 年寿命に対する技術的な検討とその検証方法 (ガス劣化、材料選定、工程見直し等) 冗長系の考え方: ex. 各冷凍機を 2Set。軌道上でのガス交換他 冷凍機全体システムコンフィギュレーション 発生振動の低減化</p>	<p>方式の決定</p> <ul style="list-style-type: none"> ・2ST 低温化 →⁴He 有利 	<p>冷却能力の向上</p> <ul style="list-style-type: none"> ・2ST 低温化 ・JT 圧縮機流量 Up ・JT 圧縮機高圧化 	<p>ヒートスイッチ 冷却能力の向上</p> <ul style="list-style-type: none"> ・新蓄冷材の採用 ・蓄冷器構造の改良

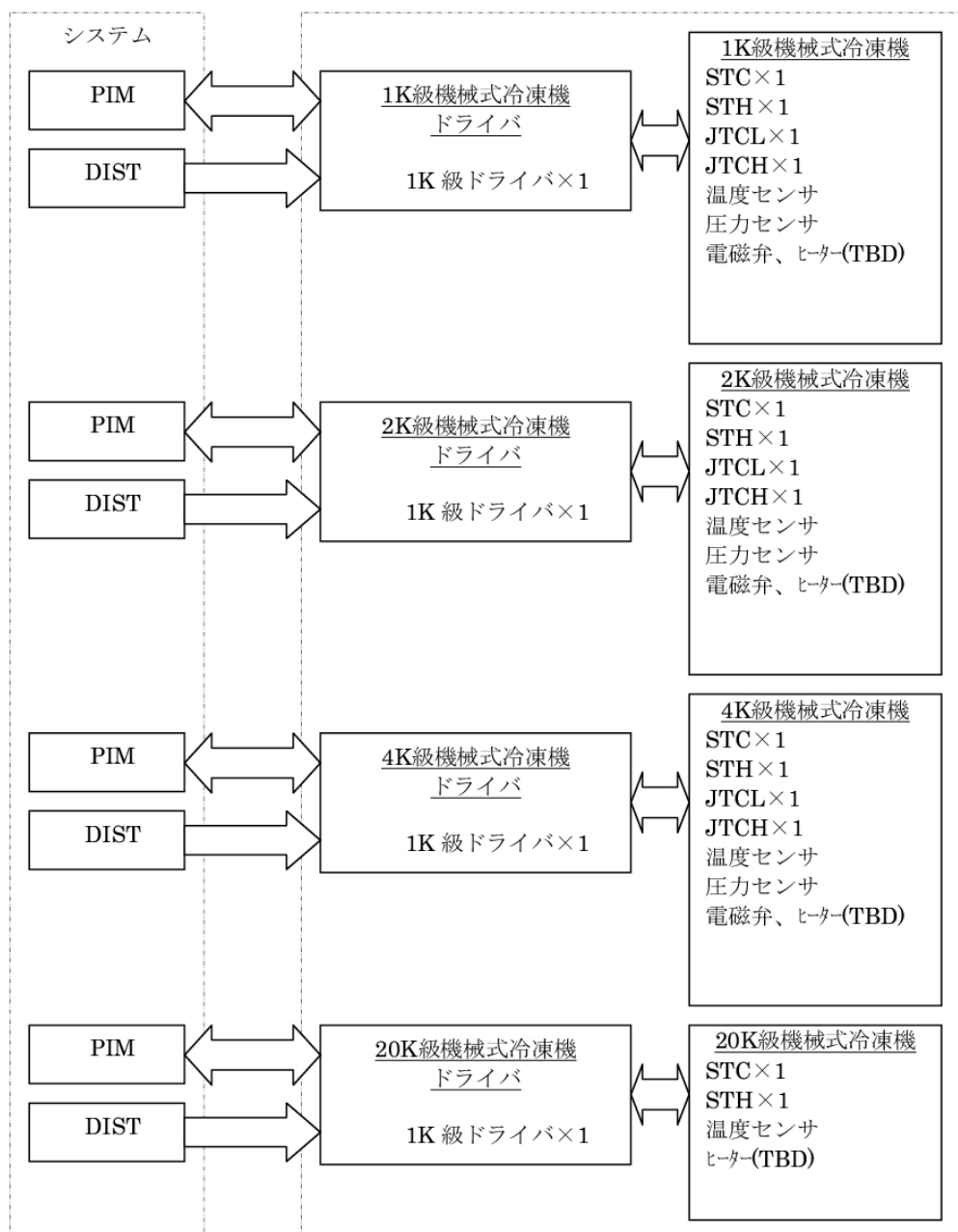


図 7.37: 冷凍機ドライバとその周辺機器

(2) 構成

冷凍機ドライバのコンポーネント内部構成を図 7.38 に示す。

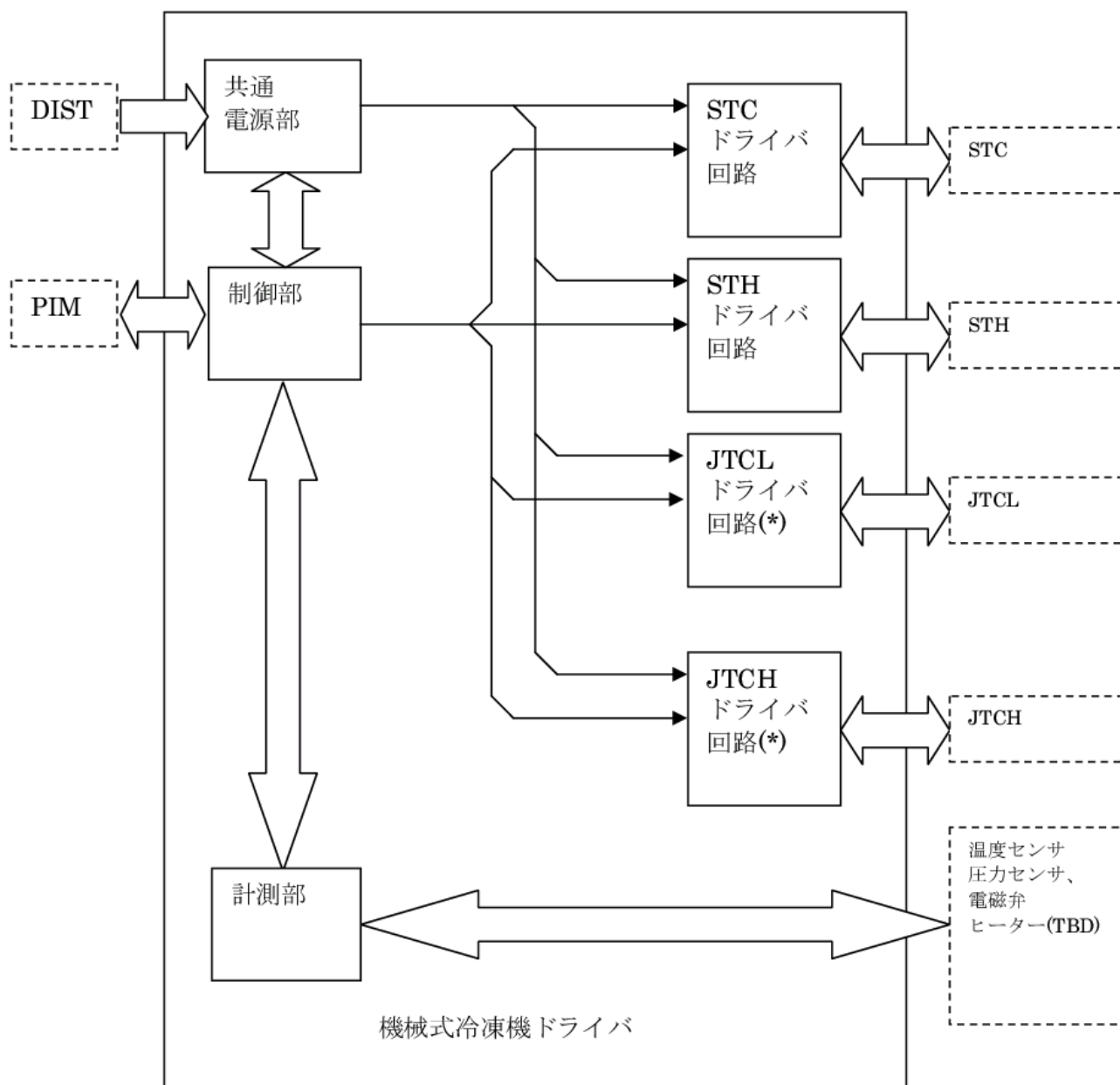


図 7.38: 冷凍機ドライバのコンポーネント内部構成

(3) 機能

冷凍機ドライバは、冷凍機を駆動・制御するために、それぞれ以下の機能を有している。

1. 共通電源部は、DIST から分配される一次バス電源電圧を 4 台の独立したドライバ回路 (スターリング圧縮機 (STC)、スターリング・コールドヘッド (STH)、高圧側 JT 圧縮機

(JTCH)、低圧側 JT 圧縮機 (JTCL)) に分配する。但し、20K 級ドライバに関しては JTCH、JTCL の回路は有しない。

2. 共通電源部には LC によるフィルタを設け、一次バス電源ラインへの伝導雑音電流の流出を抑える。
3. 共通電源部にはスロースタート回路を設け、一次バス電源ラインへのラッシュカレントを抑制する。
4. 各ドライバ回路は PIM からのコマンドに従い、スターリング圧縮機、スターリング・コールドヘッド、高圧側 JT 圧縮機および低圧側 JT 圧縮機を駆動する。また、各ドライバは、絶縁トランスにより、ドライバ回路の一次側と二次側を電氣的に絶縁する。
5. 制御部は、PIM とのテレメトリ、コマンドインタフェースを持つ。計測した各ドライバの運転パラメータ、冷却部の温度、圧力、電磁弁の開閉状態をテレメトリとして PIM へ出力する。また、PIM から受信したコマンドを実行することにより、冷凍機を運転する。
6. 計測部は、冷凍機の温度、圧力、および駆動電流を常時監視し、制御部へテレメトリとして出力する。

(4) 性能

1. 入力電源

- (a) 動作電圧：32.1 ~ 52.0 Vdc
- (b) リップル電流：一次電源へのリップル電流は、各ドライバ 0.5 Ap-p 以下

2. 入力電力

- (a) 1K 級冷凍機ドライバ：331 W 以下
- (b) 2K 級冷凍機ドライバ：331 W 以下
- (c) 4K 級冷凍機ドライバ：300 W 以下
- (d) 20K 級冷凍機ドライバ：170 W 以下

3. 凍機ドライバ部出力

表 7.28 ~ 表 7.31 に各冷凍機ドライバの出力性能を示す。

4. 電磁弁ドライバ

- (a) 駆動数：3 基 × 3 式 (1K 級、2K 級、4K 級)
- (b) 駆動電圧：28 Vdc (TBD)
- (c) ステータス：OPEN/CLOSE スイッチ

5. 圧力センサモニタ

- (a) 数量：4 基 × 3 式 (1K 級、2K 級、4K 級)
- (b) 電源電圧：28 Vdc (TBD)
- (c) 測定分解能：8 bit

6. 温度センサモニタ

- (a) 数量：9 個 × 3 式 (1K 級、2K 級、4K 級)、5 個 (20K 級)
- (b) 測定範囲：TBD

- (c) 測定方法：定電流による電圧降下計測
- (d) 測定電流値：<冷凍機温度> 100 μ A (TBD)、<外部温度> 10 μ A (TBD)
- (e) 電流精度： $\pm 1\%$ 以下
- (f) 測定分解能：10 bit

7. ヒータ

- (a) 数量：TBD
- (b) 駆動電流：TBD
- (c) 設定分解能：8 bit (TBD)
- (d) ヒータ電圧測定範囲：TBD
- (e) ヒータ電圧測定分解能：10 bit (TBD)

8. 外形寸法、質量

表 7.32 に各冷凍機ドライバの外形寸法、質量を示す。

表 7.28: 1K 級ドライバ回路出力性能

対象	STC	STH	JTCL	JTCH
駆動数	1	1	1	1
最大出力電圧	40 V	3 V	16 V	16 V
出力電圧可変範囲	0 ~ 40 V	0 ~ 3 V	0 ~ 16 V	0 ~ 16 V
出力電圧安定度	± 0.1 V	± 0.005 V	± 0.05 V	± 0.05 V
出力電流	0 ~ 3.2 A	0 ~ 2 A	0 ~ 2 A	0 ~ 6.5 A
出力電力	0 ~ 97 W	0 ~ 3 W	0 ~ 30 W	0 ~ 50 W
周波数 (精度)	15 (± 0.1)Hz	15 (± 0.1)Hz	50 (± 0.1)Hz	40 (± 0.1)Hz
位相角差	圧縮機に対するコールドヘッドの位相を、 ± 20 コマンドで変更できる		-	-
位相角設定精度	$\pm 1^\circ$		-	-
波形	正弦波	正弦波	正弦波	正弦波
出力波形歪	3 %以下	3 %以下	3 %以下	3 %以下
直流成分	± 0.2 V 以下	± 0.2 V 以下	± 0.2 V 以下	± 0.2 V 以下

(5) ドライバの開発課題

冷凍機ドライバに関する今後の開発課題を以下に示す。

1. 高効率化

- (a) 冷凍機ドライバ回路の出力効率の向上 (現状値である 72 % から 80 % へ)。
- (b) 制御回路の低消費電力化

2. 筐体サイズの小型化

表 7.29: 2K 級ドライバ回路出力性能

対象	STC	STH	JTCL	JTCH
駆動数	1	1	1	1
最大出力電圧	40 V	3 V	16 V	16 V
出力電圧可変範囲	0 ~ 40 V	0 ~ 3 V	0 ~ 16 V	0 ~ 16 V
出力電圧安定度	±0.1 V	±0.005 V	±0.05 V	±0.05 V
出力電流	0 ~ 3.2 A	0 ~ 2 A	0 ~ 2 A	0 ~ 6.5 A
出力電力	0 ~ 97 W	0 ~ 3 W	0 ~ 30 W	0 ~ 50 W
周波数 (精度)	15(±0.1) Hz	15(±0.1) Hz	50(±0.1) Hz	40(±0.1) Hz
位相角差	圧縮機に対するコールドヘッドの位相を、±20 コマンドで変更できる			-
位相角設定精度	± 1°			-
波形	正弦波	正弦波	正弦波	正弦波
出力波形歪	3 %以下	3 %以下	3 %以下	3 %以下
直流成分	± 0.2 V 以下	± 0.2 V 以下	± 0.2 V 以下	± 0.2 V 以下

表 7.30: 4K 級ドライバ回路出力性能

対象	STC	STH	JTCL	JTCH
駆動数	1	1	1	1
最大出力電圧	40 V	3 V	25 V	25 V
出力電圧可変範囲	0 ~ 40 V	0 ~ 3 V	0 ~ 25 V	0 ~ 25 V
出力電圧安定度	±0.1V	±0.005V	±0.05V	±0.05V
出力電流	0 ~ 3.2 A	0 ~ 2 A	0 ~ 2 A	0 ~ 2 A
出力電力	0 ~ 97 W	0 ~ 3 W	0 ~ 30 W	0 ~ 30 W
周波数 (精度)	15(± 0.1) Hz	15(± 0.1) Hz	30(± 0.1) Hz	30(± 0.1) Hz
位相角差	圧縮機に対するコールドヘッドの位相を、±20 コマンドで変更できる			-
位相角設定精度	± 1°			-
波形	正弦波	正弦波	正弦波	正弦波
出力波形歪	3 %以下	3 %以下	3 %以下	3 %以下
直流成分	±0.2 V 以下	±0.2 V 以下	±0.2 V 以下	±0.2 V 以下

表 7.31: 20K 級ドライバ回路出力性能

対象	STC	STH
駆動数	1	1
最大出力電圧	40 V	3 V
出力電圧可変範囲	0 ~ 40 V	0 ~ 3 V
出力電圧安定度	±0.1V	±0.005V
出力電流	0 ~ 3.2 A	0 ~ 2 A
出力電力	0 ~ 97 W	0 ~ 3 W
周波数 (精度)	15(±0.1) Hz	15(±0.1) Hz
位相角差	圧縮機に対するコールドヘッドの位相を、±20 コマンドで変更できる (TBD)	
位相角設定精度	± 1°	
波形	正弦波	正弦波
出力波形歪	3 %以下	3 %以下
直流成分	± 0.2 V 以下	± 0.2 V 以下

表 7.32: 冷凍機ドライバ寸法、質量

項目	1K 級 冷凍機ドライバ	2K 級 冷凍機ドライバ	4K 級 冷凍機ドライバ	20K 級 冷凍機ドライバ
台数	1 台	1 台	1 台	1 台
外形寸法 W×D×H(mm)	380×270×290	380×270×290	380×270×290	380×270×200
質量 (kg)	22	22	22	14

- (a) 基板サイズの小型化による筐体設置面積の縮小

3. 軽量化

- (a) 筐体サイズの小型化による筐体質量の低減

7.5.3 冷凍機の運用

各冷凍機は、運用上、下記の状態がある。なお、冷凍機の冗長構成や運用方法については、軌道上での長期運用における信頼性確保の観点から、今後、詳細に検討する必要がある。

1. 待機状態：

冷凍機ドライバに一次電源が供給された直後の状態で、ドライバによる制御対象は、すべてオフの状態である。待機状態から、各冷凍機のインターロック機能は、有効になっている。

2. クールダウン状態：

地上からのコマンド操作により、冷却シーケンスを実行している状態。クールダウン状態で異常が発生した場合は、直ちに異常処理状態に遷移する。

3. 冷却完了状態：

クールダウン処理の結果、冷却ステージ温度が、規定温度以下に達した段階で冷却完了状態になる。冷却完了状態の判断は、地上でテレメトリを見て人が行う。冷却完了状態では、地上で常に4Kステージ温度(TC3)を監視し、10Kを越えることがあると冷却システムに異常があると判断し、コマンド操作により異常処理を実行する。

4. 異常処理状態：

冷凍機ドライバの起動中には、常時インターロックの発生を監視し、冷凍機ドライバが何らかのインターロックを発見した場合は冷凍機ドライバが異常処理を実行すると同時に、異常の内容を表すコードメッセージをテレメトリとして地上に出力する。

7.6 冷凍機用排熱システム

7.6.1 前提条件

冷凍機用排熱システムの主要な要求仕様項目と設計条件について以下に示す。

(1) 要求仕様

- 熱輸送量(排熱量): 合計最大 550 W @293 K
- 熱輸送距離: 最大 1500 mm (TBD、ラジエータ~冷凍機間)
- 質量: 5 kg(TBD)
- 寿命: 最大 5 年
- 振動: TBD
- 冷却性能維持温度: 290 K (圧縮機/コールドヘッド取付温度)

(2) 設計条件

冷凍機発熱部の場所 レイアウト検討案を図 7.39 に示す。1K 級冷凍機、2K 級冷凍機、4K 級冷凍機、予冷用 20K 冷凍機の各冷凍機の圧縮機およびコールドヘッドが発熱部となるが、これらはミッション部とバス構体の中間部に設置される冷凍機台座に取り付けられる。(ただし、コールドヘッド中心より 180mm 領域は排熱システム設置不可。)

ラジエータの設置場所 ラジエータをバス構体上部(反太陽側)に設置し、冷凍機の発熱を深宇宙空間に排熱する。

ラジエータ面積および形状 冷却機発熱量とラジエータ温度には、図 7.40 に示すような相関があるため冷却機発熱量に応じてラジエータ面積が決定される。またラジエータ設置可能場所は制限されるため、必要ラジエータ面積を満たすような形状を決定する必要がある。

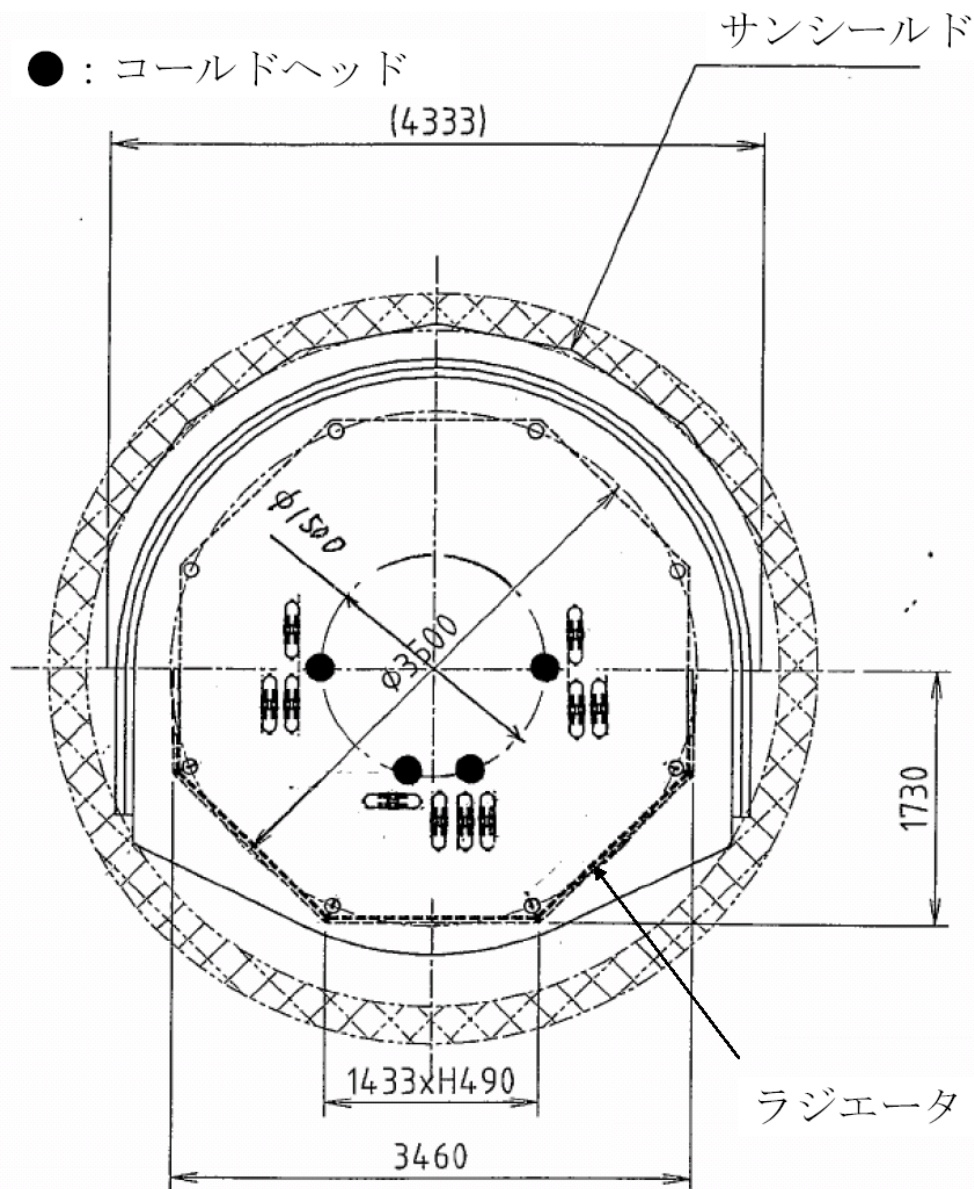


図 7.39: 冷凍機 / ラジエータのレイアウト検討例

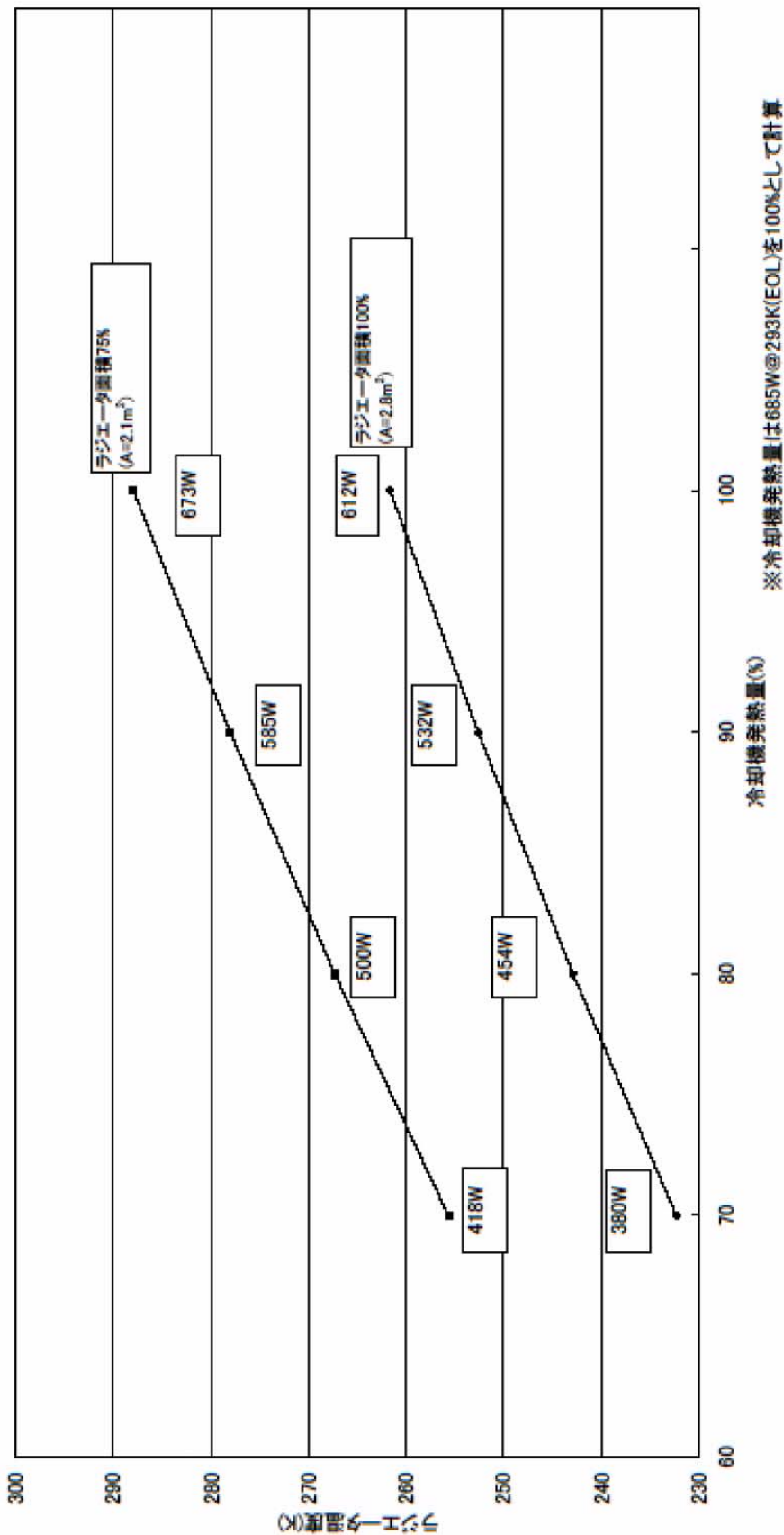


図 7.40: 冷却機発熱量とラジエータ温度の相関

7.6.2 排熱方式の検討

SPICA ミッション部搭載の冷凍機の排熱システムとして、従来型ヒートパイプ (HP:Heat Pipe) とループヒートパイプ (LHP:Loop Heat Pipe) の比較検討を実施した。以下にその検討結果を示す。

1. 艤装性

発熱ミッション機器が高密度に実装された衛星の排熱システムを構築する場合には、熱設計の自由度およびレイアウト変更に対する柔軟性の点から、その艤装性が非常に重要なファクターとなる。この観点から考えると配管レイアウトが自由自在に行える LHP が有望である。内部にウィック構造 (毛細管力を発生させる) を持つリジッドな金属管からなる HP に比べ、LHP は毛細管力を発生させる吸熱部以外は、管内部に加工を必要としないスムーズ管で構成され、フレキシブル管の採用も可能である。そのため、HP と比較すると吸熱部からラジエータまでの排熱経路のレイアウト設計が容易になる。上記の理由から、艤装性においては LHP のほうが有利である。

2. 寿命

両者とも、メカニカルな機構がないため、部品の摩耗などによる経年劣化はない。ただし、パイプ内部に発生した不凝縮ガスによる経年劣化 (熱輸送能力の減少) の可能性はある。また HP は過去の衛星に於いて長期使用の実績はあるが、LHP に関しては、長期使用の実績はない。しかしながら、LHP に関してはリザーバタンクを設けることにより、輸送能力を変化させることができるため、不凝縮ガスの影響を緩和することができる。したがって、現時点では、両者とも大差はないと考える。

3. 熱輸送能力

一般的な熱輸送能力を以下に示す。

HP:1 本あたり : 0.2-0.36 kW・m

LHP : 1 蒸発器 / 1 凝縮器あたり : 1-10kW・m

単体性能では、LHP が要求熱輸送量を十分カバーできるが、HP の場合には複数本の使用により、同等となり得る。ただし、これらの値はあくまでも単体の性能限界値 (主に、毛細管力による限界) である。したがって、システムに組み込む際は LHP の場合は吸熱面用平板プレート、HP の場合はハニカムパネルに埋め込む際の充填材等の重量も考慮に入れてトレードオフ検討する必要がある。

4. 重量

HP と LHP 全体のドライ重量と熱負荷 / 作動温度との関係を図 7.41 に示す。計算に当たっては、設計条件を基に以下の仮定を用いた。この結果から、LHP の方が若干、重量が軽くなるのが分かる。これは、LHP が吸熱部以外はウィック無しのスムーズ管であることに起因する。

計算仮定

(a)HP

- HP 重量 : 1 本あたり 0.32 kg/m (フィン、冷媒重量含まず)
- アンモニア仕様
- 環境温度 (作動温度) とラジエータ温度との差 T は、経験値を用いて約 30

(b)LHP

- 熱負荷 Q と環境温度 T との関係式は、設計条件を使用した。
- 使用設計コード：PRESTO（旧宇宙開発事業団開発）

5. コスト

HP に関しては、国内メーカーによる実績が多数あるために規格品改修などによって対応できることからコストは従来と比較してそれほど変わらないと考える。しかし、LHP の場合は、国内では軌道上実証（USERS）の実績が一例あるのみで、実用の実績はない。そのため現状の研究開発を加速する必要がある。（したがって、コストは非常に大きい）また海外メーカー（米国：Swales 等）からの輸入も考えられるが、技術情報が少ない上にコストは非常に高い（開発費と同等程度）。

6. 開発の成熟度

HP は、SFU に代表するように、実績多数で成熟したコンポーネントである。LHP は、海外では HP に代わって使用されるケースが増えており、最近では Swift、Aura などにも搭載されるなど、フライト実績が飛躍的に増加しつつある。一方、国内の実績は、NT スペースが次世代型宇宙実験システム USERS にて実施した CPL（LHP と同方式、呼び名の違いのみ）式展開ラジエータの軌道上試験（2003～2004 年）のみである。ETS-VIII / DPR での軌道上実証が計画されているものの、現状では実利用化へは至っておらず開発段階にある。

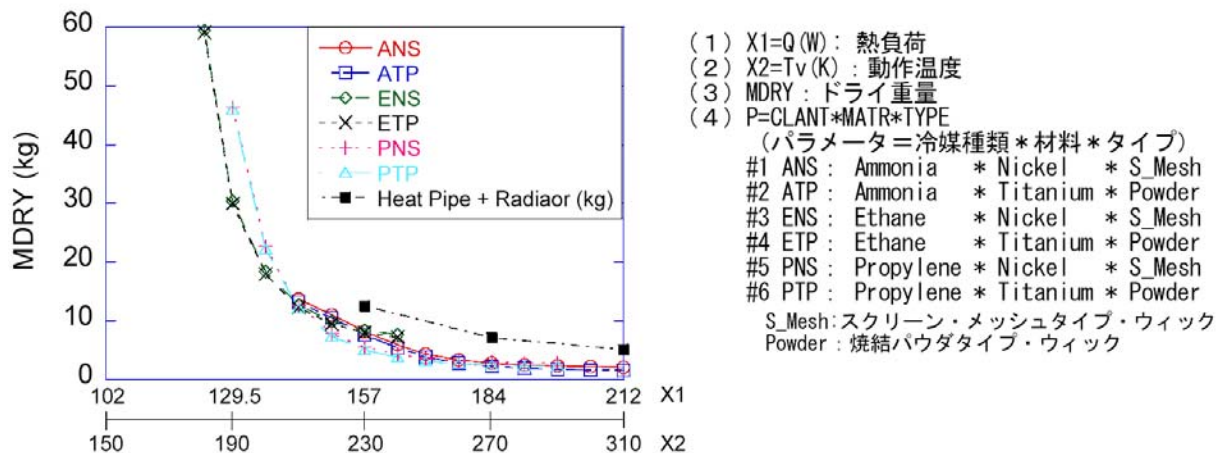


図 7.41: 熱負荷 / 動作温度 vs. ドライ重量

以上をまとめると表 7.33 のようになる。これより、臙装性や重量などで LHP が優位なことから、SPICA 設計に大きなフレキシビリティと十分なマージン（重量、熱輸送量、構造等）を持たせる観点からも有力な方式と考えられる。しかしながら、現時点では LHP は国内では開発段階にあるため、現実的な排熱方式検討および開発においては、以下のような方向性が想定されうる。

1. 従来型 HP の構成による熱 / 構造的成立性の検討（実施中）
2. LHP 方式の場合は、
 - (a) 国内の研究開発を加速

(b) 海外からの調達

の2つの方向性が考えられる。(a)は国内衛星基盤技術の確立/発展の観点からは望ましい形と言える。また(b)に関しても、ISS/JEM/MAXIにおいて海外メーカからの調達実績があり、有効な選択肢と言える。

3. HP や LHP の設計検討と平行して、起動性と制御性に優れるポンプを駆動源とする流体ループ (MPL: Mechanical Pumped Loop) に関しても、トレードオフ検討を行う。

以上より、1. を基本技術としながらも、2. と 3. を平行して、検討を進めることを提案する。

表 7.33: SPICA 排熱システムの方式比較

項目	HP	LHP
艤装性	リジッドなパイプのため I/F は悪い。 L 型または C 型 HP とせざるを得ない。	配管の形状を任意にでき、フレキ管も 使用できるため I/F は良い。 ラジエータ位置を任意に変更可。
	×	
寿命	不凝縮ガスの影響により経年劣化あり。 5 年以上の実績あり。	不凝縮ガスの影響を受けにくい。 5 年以上の実績はないが、見込みあり。
耐久性 (対振動)	L 型または C 型 HP を使用するので接 合部が振動で破断する可能性あり。	パイプを螺旋状にすることにより、振 動を吸収できる。
熱輸送能力	1 本あたり : 0.2-0.36 kW・m 複数本必要。	1 蒸発器 / 1 凝縮器あたり : 1-10kW・ m
重量	HP 埋め込み型 : グループチューブ	HP 埋め込み型 : スムースチューブ
コスト	規格品改修必要	研究開発の加速必要
		×
開発の成熟 度	フライト実績および民生用多数 規格品の転用化	国内フライト実績 1 例のみ。開発中。

7.6.3 今後の検討課題

(1) HP 方式を採用した場合

- 熱 / 構造システムの成立性を検討。
艤装性の考慮と、振動に対する耐久性を重視した排熱システムレイアウトの構築。
- 地上における熱評価試験法の検討
HP や LHP などは、ウィックによる毛細管力で駆動するため、地上では重力の影響を大き

く受ける。そのため、地上での熱システム試験の評価が非常に困難である。したがって、その評価方法を確立する必要がある。

(2) その他の方式の検討

1. LHP 方式による検討

(a) 自国による研究開発

- i. ウィックコアの開発（軽量、高熱輸送能力） 重量軽減
- ii. 設計コードの確立
- iii. 性能評価手法の確立（スタートアップ、シャットダウン、低温作動）

(b) 海外からの輸入

- i. コスト
- ii. 情報開示

2. MPL（メカニカルポンプ）方式による検討

メカニカルポンプを駆動源とする流体ループについては、HP や LHP と比較して信頼性や発生振動等の不利な要素はあるが、起動性や制御性での利点を生かしたシステム検討を行う必要がある。現在、宇宙用小型ギアポンプを使用した流体ループによる排熱方式のシステム成立性を検討している。

7.7 技術成熟度およびフェーズ A での開発課題

これまでの実施してきた試作試験や設計解析による設計検討の結果、SPICA ミッション実現の最重要技術のひとつであるミッション部冷却システムの成立性を示すことができた。以下に、フェーズ A における SPICA ミッション部冷却システムの開発に関する要素の技術成熟度（現時点およびフェーズ A 完了時の見通し）、フェーズ A での開発課題について示す。

技術成熟度

表 7.34: ミッション部冷却システムに関連する技術の成熟度

項目	現時点での状況	フェーズ A 完了時の見通し	備考
断熱 / 放射冷却構造	3	5	
機械式冷凍機	4	5	
冷凍機用排熱システム	2	5	

フェーズ A での開発課題

- 断熱 / 放射冷却構造：
SPICA ミッション部冷却システムには、軽量かつ効率的な断熱 / 放射冷却が必要不可欠で

ある。これまでに実施した熱 / 構造解析の結果、ほぼミッション要求を満足し、その基本的な成立性を示すことができたと言える。フェーズ A での課題としては、以下のようなものが挙げられる。

- 熱 / 構造の両面における設計マージンの確保。
 - 鏡筒 / バッフル一体構造化による観測系への影響評価。
 - さらなるミッション部軽量化の検討。
 - 熱物性値 / 光学物性値の検証。特に、極低温下での表面輻射率や、MLI の断熱性能の定量的な評価が必要。
 - 軌道上長期運用におけるコンタミネーションや宇宙放射線による断熱 / 放射冷却性能劣化の検証。
 - 地上における断熱 / 放射冷却構造の性能評価試験方法の検討。特に、望遠鏡 (IRT) を含むミッション部全体の検証方法の検討。
 - 姿勢 / 軌道制御時の冷却性能へ与える影響の評価。
 - 鏡筒の開口部カバーに関する検討。(打上げ時の振動やコンタミ対策)
- 機械式冷凍機 :
- SPICA の特徴である大口径の極低温望遠鏡による長期観測は、機械式冷凍機によって初めて実現すると言っても過言ではない。これまでに、試作試験用モデル (BBM) による開発試験を通じて、要求冷却能力を満足することができた。したがって、今後は冷却能力の向上を図り、十分な熱設計マージンを確保すると同時に、5 年以上の軌道上連続運転に耐えうる高い信頼性を有する冷凍機技術の確立が求められている。フェーズ A での課題としては、以下のようなものが挙げられる。
- 圧縮機およびドライバの低消費電力化。
 - 冷却能力の向上。(特に、蓄冷器の材料および構造の改良、サイズ / 圧力 / 流量等の最適化)
 - 作動ガスの汚染対策、ガス汚染時の運用方法の検討。
 - 低温環境下での機構部品 (電磁弁など) の信頼性確保。
 - 圧縮機の低振動化。
 - 耐環境性の向上。(打上げ環境、宇宙放射線など)
 - 信頼性確保の観点からの冗長構成や運用方法の検討。
 - 寿命評価方法の確立。
 - 他の冷凍機搭載ミッションとの開発分担。共通基盤技術としての課題抽出。
- 冷凍機用排熱システム :
- ミッション部における最大の発熱機器は冷凍機である。よって、冷凍機の発熱部である圧縮機とコールドヘッドから、効率的に冷凍機専用のラジエータへ熱を輸送する必要がある。これまでに、最も搭載実績が豊富で確立された技術と言えるヒートパイプと、臙装性や重量などで点で優れるループヒートパイプとのトレードオフを中心に検討を行ってきた。フェーズ A での課題としては、以下のようなものが挙げられる。
- HP の熱 / 構造システムの成立性の検討。

- 地上における熱制御デバイスの性能評価試験法の検討。
- LHP 用高性能ウィックコアの開発。
- LHP 設計コードの確立。
- 起動性や制御性での利点を有するメカニカルポンプ方式の流体ループの検討。