

PNC SN951-77-10

配布限定

# LMFBRの主循環系用大型電磁ポンプの開発

(邦訳)

区 分 変 更	
変更後資料番号	PNC TN951 77-10
決裁年月日	平成10年3月26日

1977年11月

動力炉・核燃料開発事業団

この資料は動燃事業団の開発業務を進めるため限られた関係者だけに配布するものです。したがってその取扱いには充分注意を払って下さい。なお、この資料の供覧、複製、転載引用等には事業団の承認が必要です

配 布 限 定

PNC SN951 77-10

1977年11月

## LMFBRの主循環系用大型電磁ポンプの開発

青木忠雄\*, 西口洋平\*, 宇野 修\*  
神戸 満\*, 石川光一\*, 塙 幹男\*  
富樫義則\*, 太田俊朗\*, 深田富啓\*  
石井陽一郎\*

### 要 旨

日本ではLMFBRプラントの主冷却系用として、従来の機械式ポンプに代わり電磁ポンプを使用することの是非については、これまであまり検討されなかったと思われるが、本年6月のERDA/PNC プラントコンポーネント・ワーキンググループ会議で、ERDAから、EG社の<sup>14</sup> 55 m<sup>3</sup>/min ALIP(Annular Linear Induction Pump - FFTF 2次系主循環ポンプの代替用ポンプとして開発)を大洗工学センターで試験できないか打診してきたことをきっかけに、ナトリウム機器構造試験室内で主冷却系用大型電磁ポンプの可能性について検討を始めた。

ここに紹介する文献は、本社技術情報室がNTISを通して購入した下記の公開資料でFFT(55 m<sup>3</sup>/min), デモプラント(100 m<sup>3</sup>/min)および1200MW<sub>e</sub>級LMFBR(340 m<sup>3</sup>/min)の主循環ポンプとしてそれぞれの容量の電磁ポンプをGE社がUSAEC(現在ERDA)に対して推奨したfeasibility studyである。

本資料は室内検討用として邦訳したものであるが、検討の輪を広げる意味で、報告書のかたちにまとめたものである。

文献：

GEAP-13965

DEVELOPMENT OF LARGE ELECTROMAGNETIC PUMPS FOR  
MAIN HEAT TRANSPORT SYSTEMS OF LMFBR's

June 1973

Compiled by G.D.Collins

\* 大洗工学センター、ナトリウム技術部、ナトリウム機器構造試験

## 要 旨

本研究はLMFBRプラント主冷却系用としての大型電磁ポンプ(EMP)の開発の必要性を評価するために実施された。検討されたポンプ容量は全て約500ft(160m)のNaヘッドをベースとして14,500gpm( $55\text{ m}^3/\text{min}$ )、26,400gpm( $100\text{ m}^3/\text{min}$ )、90,000gpm( $340\text{ m}^3/\text{min}$ )である。これらの容量はそれぞれFFTF、デモプラント、1,200MWe級LMFBRに相当するものである。電磁ポンプは便利な適応性、比較的簡単な据付および運転、さらに無漏洩の特性を買われて1950年以来ほとんど全てのナトリウム冷却炉に使われてきた。

主冷却系用としての電磁ポンプは、機械式ポンプと比較して効率が落ちるという経済的不利はあるが、高い信頼性という経済的価値がそれを充分償うものと思われる。

## 目 次

要 旨 .....	
1. 電磁ポンプと機械式ポンプの比較概要 .....	1
1.1 結 論 .....	2
1.2 LMFBR プラントへの電磁ポンプの適用性 .....	3
1.3 開発の必要性の概要 .....	5
2. 主冷却系への電磁ポンプの適用性 .....	7
2.1 電磁ポンプの型式選択 .....	9
2.2 大きさの制限 .....	9
2.3 液体金属用ポンプの信頼性 .....	9
2.4 プラント効率に対する電磁ポンプの効果 .....	19
2.5 NPSH .....	24
2.6 炉カバーガス圧に対する系統配列の効果 .....	25
2.7 プラント容器やしゃへいに対する効果 .....	30
2.8 電磁ポンプの安全評価 .....	34
3. 電磁ポンプの型式と仕様 .....	41
3.1 FLIP .....	41
3.2 ALIP .....	45
3.3 環状ダクト-HIP, ALIP .....	45
3.4 SEFOR の FLIP 設計 .....	51
3.5 性能曲線 - FLIP .....	51
3.6 比較総括 .....	57
4. 大型電磁ポンプの設計 .....	60
4.1 予備設計研究 .....	61
4.2 構造設計 .....	79
5. 開発の必要性 .....	96
5.1 LIP の端末効果 .....	96
5.2 性能解析, 流線形ダクト .....	97
5.3 FLIP ダクトの開発 .....	98
5.4 ALIP 固定子の開発 .....	99

5.5 高温 ALIP 固定子の開発 .....	99
6. 電磁ポンプの歴史 .....	101
6.1 電磁ポンプに関する G E の経験 .....	101
6.2 電磁ポンプに関する外国での経験 .....	106
6.3 U S における電磁ポンプの背景 .....	107
6.4 EBR-II ポンプの設計 .....	107
7. キャビテーション：誘導式電磁ポンプでの経験 .....	111
附録	
A プラント効率 .....	115
B LMFBR仕様と要求の要旨 .....	117
C ポンプの信頼性データ .....	119
D ダクトから固定子冷却への伝熱 .....	124
E ALIP用高温固定子の開発 .....	127

## 図　リ　ス　ト

Fig. タイトル

Fig.2-1	総合プラント効率と1次、2次ポンプ効率の比較	20
Fig.2-2	誘導式電磁ポンプの理想2次効率	23
Fig.2-3	1次系電磁ポンプの設置レベル	26
Fig.2-4	水平設置のALIP(ガードベッセル無し)	28
Fig.2-5	FFT主冷却系機械式ポンプ	31
Fig.2-6	FFT主冷却系ALIP	32
Fig.3-1	2次系FLIP構造図	41
Fig.3-2	LIPの作動原理	42
Fig.3-3	FLIP-ナトリウム, 6,500gpm( $25\text{m}^3/\text{min}$ ), 53psi, 3φ, 60cps, 440V, 水冷	47
Fig.3-4	SEFOR FLIPダクト	48
Fig.3-5	SEFOR主ポンプ(電磁ポンプ) — FLIP型	49
Fig.3-6	FLIP-ナトリウム, 60gpm( $230\ell/\text{min}$ ), 30psi, 3φ, 60cps, 220V, 水冷	50
Fig.3-7	EBR-II FLIPの効率計算値 (6,500gpm, 53psi, 60Hz, 3φ, 480V)	52
Fig.3-8	EBR-II FLIPの出力計算値 (6,500gpm, 53psi, 60Hz, 3φ, 480V)	53
Fig.3-9	EBR-II FLIPの吐出圧計算値 (6,500gpm, 53psi, 60Hz, 3φ, 480V)	54
Fig.3-10	3,300gpm( $12.5\text{m}^3/\text{min}$ ) FLIPの試験結果 — 圧力とNa流量の比較	55
Fig.3-11	3,300gpm( $12.5\text{m}^3/\text{min}$ ) FLIPの試験結果 — 効率とNa流量の比較	55
Fig.3-12	1,200gpm( $4.5\text{m}^3/\text{min}$ ), 60Hz, FLIP(KY-236)の性能 曲線 — 700°FNa	56
Fig.3-13	1,200gpm( $4.5\text{m}^3/\text{min}$ ), 60Hz, FLIP(KY-236)の性能 曲線 — 300°FNa	56

Fig.4-1 FLIPの概念	62
Fig.4-2 ALIPの概念	63
Fig.4-3 ALIPの概念設計	64
Fig.4-4 線型電磁ポンプダクトに沿った平均圧力分布	65
Fig.4-5 予備設計-FLIP: 定格電圧での流量特性	69
Fig.4-6 "Straight Thru Flow"式ALIP予備設計	76
Fig.4-7 "Center Return Flow"式ALIP予備設計	77
Fig.4-8 "Center Return Flow"に沿っての平均圧力分布	78
Fig.4-9 SEFOR型構造のFLIPダクトの主要寸法	81
Fig.4-10 FLIPダクト真空状態のダクト/スペーサ条件	87
Fig.4-11 ALIPダクトの主要寸法	90
Fig.4-12 ALIP外側ダクトのBreeによる評価	91
Fig.7-1 キャビテーションパラメータと流量の関係 - 1,200gpm ( $4.5 \text{ m}^3/\text{min}$ )	113
Fig.7-2 3,300gpm ( $12.5 \text{ m}^3/\text{min}$ ) FLIPのキャビテーション試験	114
Fig.D-1 ダクトから固定子の熱伝達	126

## 表 リ ス ト

## Table

## 表 題

Table 2-1	FFT F の電磁ポンプ .....	7
Table 2-2	LMFBR デモブランチのポンプ .....	8
Table 2-3	1,200 MWe ブランチの Na ポンプリスト .....	8
Table 2-4	機器に対する電磁ポンプの FMEA (Failure Mode and Effects Analysis) .....	11
Table 2-5	LIP 運転データ .....	12
Table 2-6	典型的な 1 次系機械式ポンプの故障率と修理時間 .....	14
Table 2-7	典型的な 2 次系機械式ポンプの故障率と修理時間 .....	15
Table 2-8	典型的な 1 次系電磁ポンプの故障率と修理時間 .....	15
Table 2-9	典型的な 2 次系電磁ポンプの故障率と修理時間 .....	16
Table 2-10	信頼性の比較 .....	18
Table 2-11	Capacity Factor の減少と Plant Unavailability .....	18
Table 2-12	FLIP と ALIP の理想的な最大効率 .....	23
Table 2-13	ホットレグとコールドレグポンプの Na 圧力の比較 .....	28
Table 2-14	ホットレグにおける機械式と電磁ポンプ標準設置レベル .....	30
Table 2-15	電磁ポンプと機械式ポンプの設計面での比較 .....	39
Table 3-1	比較総括 (予備設計) 主要目一覧 .....	58
Table 4-1	大型ポンプの寸法比較 .....	66
Table 4-2	FLIP の設計 .....	68
Table 4-3	ALIP の設計 ("Straight Thru Flow" 式) .....	74
Table 4-4	ALIP の設計 ("Center-Return Flow" 式) .....	75
Table 4-5	スペーサピッチとダクト肉厚を函数とした内圧による FLIP ダクトの応力 .....	85
Table 4-6	スペーサピッチとダクト肉厚を函数とした外圧による FLIP ダクトの応力 .....	86
Table 4-7	Bree のパラメータ .....	92
Table 6-1	GE の電磁ポンプの経験 .....	103
Table 6-2	EBR-II FLIP の設計パラメータ .....	108

Table B - 1	大型電磁ポンプの性能データ	118
Table C - 1	平板ダクト電磁ポンプの適用データ	121
Table D - 1	熱損失解析	125

## 1. 電磁ポンプと機械式ポンプの比較概要

### a 信頼性

1,000MWe LMFBRの年間エネルギー出力は、電磁ポンプを使うことによって機械式ポンプの場合より4.6%増加すると推定される。

また、LMFBRプラントのcapacity factorは機械式ポンプでは5.3%減少するのに対し電磁ポンプでは0.7%である。

### b 効率

電磁ポンプはプラント電気出力の約7%を必要とし、機械式ポンプは4%で済むので単純計算では電磁ポンプを使うことによって出力が3%減少することになるが、熱としてプラントに返上できるので、実際は機械式ポンプの場合より約1.7%多くなる。

### c 経済性

プラント capacity factor の増分4.6%は電力消費の増分3%によって1部解消されるが、結果としては電磁ポンプの使用によって約1.6%の出力増加となる。これは1kWh当たり4.3mills(1/1,000ドル)で、1,000MWeプラントの場合年間で\$ 600,000の利益に相当する。高い信頼性が効率での減少分を埋めて余りあることは数字の上からも判るが、実際は管理面での利益もある。1,000MWeプラントの突然の停止は作業員の派遣という点で厳しい問題を生むことになろう。

### d 大きさ

電磁ポンプは同容量の機械式ポンプより軽く且つ小さい。容量、吐出圧の点では、いずれの型でも基本的な制限はない。

### e 据付上の適応性

電磁ポンプはどの位置でも据付可能でNa配管を固定する必要もない。ホットレグでもコールドレグでもいいし、垂直あるいは水平などの位置でも運転できる。

### f 制御

電磁ポンプはその性能範囲内での全ての流量、圧力(ゼロおよび全流量逆流を含めて)に対し、非常に簡単に制御できる。

緊急コストダウンはモータ発電機セット(MFG)に取付けられたはずみ車(flywheel)で行うが、ここで蓄えられたエネルギーは発電機の励磁を変えることによってどんな速度ででもポンプに与えることができる。

g NPSH

電磁ポンプは局部的に高い速度あるいは速度変化の領域がないのでNPSHはかなり小さくて済み、入口速度はNPSHに見合った設計が可能である。

h 熱応力

電磁ポンプは変化する温度状態下で熱応力は極小である。大型機械式ポンプのロータはASMEコードを満足するための温度および応力解析に問題をかかえている。電磁ポンプの場合には単純で解析も非常に簡単である。

i 騒 音

電磁ポンプは本質的には無騒音で、機械式ポンプのようにNa沸騰の検出装置の乱魔をすることはない。

j 工場検査

電磁ポンプの検収試験は工場で実施可能で、工場組立、搬入、据付共に完全なユニットとして出来る。

### 1.1 結 論

- 1) 電磁ポンプは実証済みの信頼性、もともと内外共に無漏洩であることから大型LMFBRの主熱輸送系用として充分実現可能な候補である。
- 2) 数多い型式のうち大型LMFBR用として好ましいのはLiner Induction Pump（以下LIPと略す）である。そのうちでも主熱輸送系としてはFlat Liner Induction Pump（以下FLIPと略す）とAnnular Liner Induction Pump（以下ALIPと略す）が最適である。
- 3) FLIPかALIPかを選択するにはさらに検討を要するが、その主要な点は以下の通りである。
  - ダクトを自身で支えるか外部から支えるか
  - ポンプのガードベッセルをはぶくのに充分低いNPSHを得るようダクトの輪かくをNa流れに合うようにする
  - 波状の芯のアッセンブリやポンプの中の大きな電気コイルしかもNa流れに合った輪かくを持つダクトの設計、製作
  - 固定子冷却の選択として液体(NaK)対ガス(空気, N<sub>2</sub>, Ar)
  - ASME Sec III Class 1 codesを満足するための設計要素
  - 効率を改善する方法

## 1.2 LMFBR プラントへの電磁ポンプの適用性

90,000gpm ( $340\text{m}^3/\text{min}$ ), 180psi ( $12.6\text{kg/cm}^2$ )までのLIPをLMFBR主熱輸送系用に使うことの利点を充分評価することが緊急に必要である。電磁ポンプはほとんど全てのNa冷却炉で使われており、44%の効率、6,500gpm ( $25\text{m}^3/\text{min}$ )までの容量で見事な信頼性を示している。試験された最大の電磁ポンプはArgonne National Laboratory (ANL)で開発中の10,000gpm ( $38\text{m}^3/\text{min}$ ) d-cコンダクションポンプである。電磁ポンプは動く部分がないため機械式ポンプと比較するとずっと高い信頼性をもっている。ペアリングやシールが無いので摩耗は存在しないし、メンテナンスは必要ない。さらに電磁ポンプは自由液面がないのでガスのまき込み、液面制御、カバーガス圧コントロールの問題はない。

電磁ポンプのダクトは一体で静的かつ全溶接の液体金属熱輸送系の部分である。電気固定子はループから徹去することなく検査のために取外されるよう設計することが可能である。ダクトとNaループ全体がmass spectrometerでリーク検査ができ、圧力検査も一体としてできる。ポンプ工場で予め検査し、ユニットとして据付けるよう組立て搬入できる。

電磁ポンプはこれまでに、小規模で高い信頼性を要求される液体金属や宇宙開発の仕事に広く使われてきた。小型ユニットで効率は低い(20%以下)が透れた信頼性とメンテナンス上の面倒がないことのために人気があった。動く部分がないことがポンプ事故の主要原因を失くしている。以前には機械式ポンプより効率が悪いという理由から電磁ポンプをLMFBRの主熱輸送用に使うことを躊躇したことがあった。しかしながら、機械式ポンプの効率を仮に電磁ポンプの2倍としても、電磁ポンプのために増える炉出力は1.7%以下である。何故なら機械式ポンプより大きな電磁ポンプの熱損は直接Na中で発生しシステムの外へは逃げない。それ故プラントのタービン-発電機システムを通して部分的には回復できる。

EBR, SEFOR, ドンレー, SIRなどで示されたように、電磁ポンプの秀れた信頼性による費用の節約は定格で稼動する1,000MW<sub>e</sub>プラントの寿命間には低効率の罰金を支払った上さらに寐5,000,000以上の利益をもたらす。機械式ポンプで液体加減抵抗器によるスピード制御をすると、部分負荷運転はこの差を電磁ポンプに有利な方向に増やす。

電磁ポンプに有利な要素は以下のようなものである。

動く部分のないこと、自由液面なし(Na-ガス境界面なし)、駆動軸のためのしゃへい貫通部がないこと、配管系に固定点がないこと、0~100%の流量範囲、ポンプのガードベッセルが要らなくなる可能性があること。シール油を循環する必要がないこと、液面コントロールあるいはガス圧を等しくする必要がないこと。

不利な要素としては、30Hz以下の別の交流器が必要であること、1次系では電気の巻線が7線にさらされること、電気の巻線は常に200°C(英國では300°C)以下に保たねばならぬこと、巻線を冷却するにはガス(空気、N<sub>2</sub>、Ar等)か液体(NaK、有機物、水)が使われる。

本検討では FFTF, デモプラントのポンプは 1 次系のホットレグで運転されるものとし, カバーガス圧は大気圧に近いものとする。従って炉容器はほとんど加圧されないが, IHX とホットレグ配管には約 170 psig ( $12 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ ) かかることになる。2 次系でも 1 次系の放射性 Na から守るために高圧となる。

最も大きいプラント(ポンプ容量 90,000 gpm) では 1 次系コールドレグポンプを考える。こうすることによって, ホットレグ配管, IHX, 2 次系の圧力が小さくなり, ポンプから炉容器までだけが高圧( $150 \text{ psig} = 11 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ )となる。電磁ポンプが原子炉の底レベルに据付けられるとすると炉容器のカバーガス 10 psig ( $0.7 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ ) よりやや低めに加圧される。

電磁ポンプがホットレグ, コールドレグのいずれにでも据付可能という見通しが立てば, 最終的な決定はポンプの制約以外の要素に左右されるということになる。

電磁ポンプの NPSH は小さくて済む。誘導式電磁ポンプの吐出圧はポンプの長さ分の液体の力から来るもので, ポンブインペラが回転することによって生じる急速な速度変化の領域はない。従って, 誘導式電磁ポンプは低い NPSH が利用できる場所に最も適している。流線型のダクトの開発および試験を行って最小 NPSH を造り出し, 評価することが望まれる。

電磁ポンプの流量と吐出圧についての設計上の本質的な限度はない。他の電磁機と同様, 効率は大きさと馬力が大きくなるに従って良くなる傾向がある。しかしながら LMFBR では 60% 以上の効率にはならないだろう。90,000 gpm, 225 psi 吐出圧の電磁ポンプの予備設計では, 入口 Na 流速  $11 \text{ m/sec}$  (速度ヘッド 6.3 psi), 19 Hz で効率 51% と計算されており, 重さは 150,000 ポンド (70 トン) 以下となる。FFTF 並のポンプ ( $55 \text{ m}^3/\text{min}$ ) は 50,000 ポンド (23 トン) 以下であろう。

機械式ポンプと電磁ポンプに関し, 故障モードと解析を含んだポンプのプラント利用率に与える影響の比較予備検討が行われた。故障率と補修回数は運転経験, 設計情報, 工学的判断から推定された。モンテカルロ, シミュレーション法による解析モデルが 1 次系, 2 次系の capacity factor と利用度の比較に使われた。

大型電磁ポンプの設計は現時点では実寸大モデル試験をしていないので, 設計の進展に伴い安全上の問題に関して絶えずレビューする必要がある。安全関係の基本的な問題は全て良い設計で解決できるように思われるが, さらにレビューによってこの点を確認する必要はある。必要な検討事項のリストが安全の所に含まれている。

大型電磁ポンプの供給電源は固定あるいは変化周波数で 20~30 Hz の 3 相交流器であろう。交流器のシャフトに設置された flywheel によって充分な慣性を与えることができ交流器のフィールド電圧のコントロールにより、いろいろな場合のスクラム, 異常, 緊急状態で発生する過渡熱を望み通り緩和するよう非定常流量をプログラムできる。応答速度は Na 自身の慣性によってのみ制限される。

電磁ポンプは自由液面がないので機械式ポンプのようにオーバフローを設ける必要がない。このためポンプでのガス巻き込みの心配はなくなり、ポンプ吸込み口を機械式ポンプより高いレベルにもってくことができる。Na流速は電磁ポンプダクトでコントロールされるのでNPSHは小さくて済む。従って炉の最低Naレベルの上に電磁ポンプを据付けることができポンプガードベッセルをはぶくことができる。また低流量運転（燃料交換時）の時に起り得る炉容器と機械式ポンプのたまりの間の液面変動も単一自由液面のシステムでは起り得ない。

機械式ポンプのシャフトのために必要な大きなしゃへい貫通部がはぶけるので、費用の節約の可能性がある。

もうひとつの節約の可能性としては1次系機器の小型化がある。機械式ポンプは配管系の固定点であるので、固定されないポンプと比較して配管ひき廻しがやりにくい。電磁ポンプは必要なら吊り下げるができ配管長さや膨張ループを縮少できる。また電磁ポンプは垂直でも水平でもどの位置にでも据付けられる。その結果コンパートメントが小さくなれば、格納容器やしゃへいの費用の節約になる。

### 1.3 開発の必要性の概要

#### 1.3.1 電気流動設計

大型LMFBRプラント用のポンプでは流路断面が変化するような設計概念によって性能が向上し小型化しNPSHが小さくなるように思われる。LIPのこれまでの性能解析は一定の流速と流路断面に基づいていた。大型ポンプのためには信頼できる流線形ダクトの解析が必要である。ダクトの設計、内部の圧損の予測、必要なNPSH、また流線型ダクトの製作、検査がし易いように設計するためには、まずダクトのモデルによる水中試験が望ましい。

14,500gpm( $55\text{ m}^3/\text{min}$ )およびそれ以上の原型ポンプの性能試験は大型ポンプの開発の一環として必須である。電磁ポンプは静止機械であって摩耗しないし、高い信頼性はすでに証明されている（EBR-IIで10年運転経験あり）耐久試験は重要でない。

将来ポンプコイルの外部冷却を取り除ければ効率とLMFBRプラント設計の簡素化にとって大きな利益をもたらす開発成果となる。これを完遂するには宇宙計画で最初に開発された高温絶縁材を高電圧で大きなコイルに適用することが必要であろう。高温絶縁に成功すればALIPの中心に第2の固定子が使え約40,000gpm( $150\text{ m}^3/\text{min}$ )以上の大型ポンプの性能を向上できるであろう。

#### 1.3.2 構造設計

ASME Sec III、クラス1およびコードケース1331を使った電磁ポンプの設計は真剣な設計開発を必要とする。

これまで最大の誘導式電磁ポンプはFLIP型であった。全ての場合液体の内圧はダクトの外の

構造物によって制止される。EBR, SEFOR, 原子力潜水艦のポンプダクトは電気固定子とその補強板によって支持されていた。ALIPのダクトは円筒なので本質的により良い圧力保有容器であり、自己支持で設計できそうである。FLIPのダクトも自己支持できるがNaの流れの中に支持構造物を加える必要があるためやや複雑になる。自己支持のダクトの壁は外部支持のものより厚くなるので壁に生じる渦電流のためポンプ効率がいくらか下がる。この trade-off の評価にはさらに検討が必要であろう。

## 2. 主冷却系への電磁ポンプの適用性

液体金属、特にNaは高い電導性を持っているので電磁ポンプはLMFBRでは実用的な機器である。

電磁ポンプは、Naの取扱い、輸送、精製、モニターなどに数多く使われている。また、コールドトラップの冷却のような補助用に、オーバフローの補充あるいは試験ループに応用されてきた。最も大きな電磁ポンプが使われたのは原子力潜水艦、EBR-I, EBR-II, SEFOR, ドンレーである。いずれも、100%連続流量制御、静かな運転、さらに高い信頼性、無漏洩といった利点があるにも拘わらず機械式ポンプと比較して効率が悪いということが大きかった。もう1つの重要な利点は自在に吊るすことができ、配管の伸縮に伴って動くことが可能なので配管設計の簡素化ひいては系統レイアウトのコンパクト化につながることである。

一方、機械式ポンプは、ベアリング、軸封、しゃへいを貫通する長軸、ベアリング冷却装置、狭い回転すき間、自由液面などが要求されるが、電磁ポンプはこれらのどれも必要としない。

Table 2-1, 2-2, 2-3はFFTF, Demo Plant, 代表的な1,200MWe級LMFBRのNaポンプリストである。

Table 2-1 FFTF用電磁ポンプ

数	用 途	容 量
2	1次系Na補充*	85 gpm 0.32 m <sup>3</sup> /min
1	崩壊熱中間貯ぞう(Interim Decay Storage)*	30 0.11
1	1次系貯ぞうタンク*	30 0.11
1	1次系サンプリング*	10 0.038
3	2次系コールドトラップ*	19 0.072
1	NaK中間崩壊貯ぞう(NaK Interim Decay Storage)*	163 0.62
1	NaKコールドトラップ	184 0.70
5	実験ループ再循環系	318 1.2
10	実験ループの補助系	13 0.049

\* 現在電磁ポンプと決まっているもの

Table 2-2 Demo Plant用ポンプ

数	用 途	容 量	
2	1次系のオーバーフロー系*	500gpm	1.90 m <sup>3</sup> /min
2	1次系*	100	0.38
2	1次系プラギング計チャージ用*	10	0.038
3	2次系*	100	0.38
3	2次系プラギング計チャージ用*	10	0.038
1	Naドレン用(unloading)	25	0.095
1	2次系	100	0.38
1	2次系プラギング計チャージ用*	10	0.038
3	2次系コールドトラップ冷却(NaK)*	100	0.38
3	遅速中性子モニターリング*	50	0.19
4	燃料貯ぞう冷却系*	250	0.95
4	同上(NaK)*	400	1.51
2	補助燃料貯ぞう系*		
3	1次系冷却用	26,400~33,000	100~125
3	2次系冷却用	26,400~33,000	100~125

Table 2-3 1,200MWe プラント用Naポンプリスト

数	用 途	容 量	
3	補助冷却	3,800 gpm	14.4 m <sup>3</sup> /min
2	1次系オーバーフロー	500	1.9
2	1次系コールドトラップ	100	0.38
2	1次系NaKコールドトラップ	100	0.38
2	1次系プラギング計	10	0.038
4	2次系コールドトラップ	100	0.38
3	2次系NaKコールドトラップ	100	0.38
4	2次系プラギング計	10	0.038
1	遅速中性子	50	0.19
6	燃料貯ぞう	1,820	6.88
4	燃料貯ぞうNaK用	1,820	6.88
1	系統充填、ドレン用	100	0.38
3	1次系冷却用	90,000	340
3	2次系冷却用	90,000	340

注) 上記のポンプは全て電磁ポンプでも良い。

## 2.1 電磁ポンプの型式選択

14,500～90,000gpm ( $55\text{m}^3/\text{min}$ ～ $340\text{m}^3/\text{min}$ ) の大きさに外挿できるものとしては FLIP と ALIP が最適である。FLIP のダクトの形状は平たい四角形でそれ自体では強度的に弱い。ダクトは電気固定子に穴をあけることにより、またリブを頑丈にした補助板で外部から支持されている。従って構造設計上問題となるのは固定子から出て支持されてないダクトの部分である。この部分はいわゆる transition section で支持されている部分からされていない部分へ移行する所であり、また平たい四角形から円状の流路断面へ移行する所でもある。

ALIP は Na のダクトとして同心円管壁を有しており、FLIP の平たいダクトより構造的には本質的に良い。しかし乍ら、電気的な設計上からはずっと厳しくなる。これまでの設計では ALIP ポンプダクトの直径はあまり小さすぎて中心巻線 (center windings) ができないので単一の外部固定子からの磁束は Na と効果的にカップリングしない。従って、Na ダクトの両側に巻線がある FLIP と比較すると効率は落ちる。 $90,000\text{gpm}$  ( $340\text{m}^3/\text{min}$ ) の ALIP の口径は充分大きいので中心巻線の分だけ性能は向上するであろう。そのような巻線の構造や冷却の設計については現時点では未知であり、真の利益を評価するには尚一層の開発が必要である。冷却方法としては熱伝導の高い金属を固定子の芯の部分に使ったり、外部冷却を必要としない高温絶縁材を電気コイルに使ったりすることがある。

## 2.2 大きさの制限

電磁ポンプの容量や吐出圧については本質的な制限はないが、一定の大きさや圧力範囲に限れば適正な設計あるいは型式はある。このことは機械式でも電磁ポンプでも同様である。機械式ポンプではタービン、ピストン、プロペラ、円心などの型式があり電磁ポンプでは FLIP, ALIP, HIP, Conduction, d-c 等の型式がそれぞれ異った用途としてある。誘導式電磁ポンプは基本的には誘導式モータである。誘導式モータは誘導式ポンプと同様どんな大きさでも作れるが  $14,500\text{gpm}$  ( $55\text{m}^3/\text{min}$ ) 以上のものでは最適な周波数は恐らく  $35\text{Hz}$  以下であろう。

どんな大きさの部類でも同等の機械式ポンプのポンプ、軸、シール、駆動部、しゃへいプラグ、時にははずみ車のアッセンブリよりは軽い。

## 2.3 液体金属用ポンプの信頼性

電磁ポンプの秀れた信頼性は長い間認められている。小型ユニットの効率は普通の 20% より低いにも拘らず、LMFBR の補助系ポンプとして電磁ポンプが卓越しているのは信頼性故である。主循環系に適用されたのも信頼性があったからである。それらのポンプ ( $3,000\sim6,500\text{gpm}$ ,  $11\sim25\text{m}^3/\text{min}$ ) の効率は約 45% である。最近まで信頼性解析手法の欠点や役立つ運転データ不足から LMFBR の経済性の中でポンプの信頼度が持つ価値が充分評価されなかった。以下の

研究によると電磁ポンプはより高い Plant capacity factor や利用率 ( availability ) を持っているので機械式ポンプより経済的であることが判る。

ここで報告する作業の目的は Plant capacity と Plant availability という点から自由液面型機械式ポンプと電磁ポンプとを比較することであった。ここで云う Plant capacity factor とは連続定格出力運転で可能な最大エネルギー値と装置の故障のための出力減（正味の運転負荷の減ではない）を考慮した上でポテンシャルエネルギーの推定値の比である。Plant availability はある期間の全体時間とプラントが高圧送電システム (the grid) に連結している時間の比と定義される。6台のポンプの配置は1次系3ループ、2次系3ループの各ループに1台ずつとした。自由液面型機械式ポンプは基本的には駆動モータ、渦電流カップリングそしてポンプユニットからなる。電磁ポンプはダクト、固定子、ケーシング、ポンプに電力を供給するモータ発電機セットである。

検討結果は capacity factor と availability factor で出しているが、それぞれ 1 の値が最大値（定格出力以上ではプラントは運転しないと仮定して）であり、故障なしに装置が運転されている値に相当する。2つのポンプシステムが Plant capacity factor に与える影響の差に対する経済性評価が結果に含まれている。機械式ポンプの軸シールは毎年交換されるがこれは燃料交換時に出来るとして Plant availability から差引かなかった。

故障モードと効果の解析は電磁ポンプについて行い、故障率と修理時間は各故障モード毎に決めた。機械式ポンプの故障率と修理時間は Ref.C-1 から得た。故障率と修理時間を Plant capacity factor に関連づけるモデルを計算機プログラムに編入した。

### 2.3.1 故障モードと効果解析 (FMEA)

典型的な電磁ポンプの主要部品が FMEA フォーム (Table 2-4) に記載されている。各部品で発生しそうな故障のモードが Table 2-4 に示す FMEA 形式の Failure Modes 欄に各故障モードの原因と思われるものが Failure Mechanism 欄にそれぞれの故障モードがポンプの出力に及ぼす効果が Effect of Failure 欄に、備考が Remarks 欄に、それぞれ記載される。故障モードと効果解析を行うことによって発生しそうな故障の種類や故障の効果などが推定され Table 2-4 に示すような故障率を計算する形式が与えられる。FMEA は availability の計算モデルにどの部品を選択すべきかという情報も与える。

電磁ポンプについて FMEA を行うのに、また以前行った機械式ポンプの FMEA (Ref.C-1) を利用するにあたってつきのような仮定をおいた。

- ・安全性の関連事項は考慮しない。機器の故障の効果は、Plant capacity factor と availability への損失のみ。
- ・考慮された部品レベルは故障率データが文献あるいは公開記録から判るレベルのもの。

Table 2-4 機器に対する電磁ポンプのFMEA  
(Failure Rates and Effects Analysis)

項	部品名	故障モード	故障メカニズム	故障の影響	備考	$(10^{-6}/\text{h})$
1	ダクト	リーク	・疲労	ポンプ停止	リークNaが1次側ケーシングへ侵入	0.85
2	固定子巻線と絶縁	開回路 ショート	・疲労、特に連結部 ・過大応力 ・脆性 ・絶縁故障 湿気の蓄積	同上 同上	巻線導入部含む 絶縁温度400°Fに制限	— 0.85
3	冷却系	冷却液のリーク 冷却材流失	・冷却材路壁の故障 ・冷却材流路閉塞	ポンプ停止の流量減 ポンプ停止 or 流量減	故障率を無視した 機械式ポンプと同様と仮定	— 1.0
4	ダクト移行部	リーク	・疲労 ・摩耗 ・過大応力	ポンプ停止		0.165
5	ケーシング	制御雰囲気の維持に失敗	・リーク	重要でない		
6	ヒーター	周回路 ショート回路	・スタートアップ時にNaが溶融していなかった	スタートアップできなかった 同上	2重装備プラスNa中の誘導加熱で防止可能	—
7	リーク検出器	リーク検出できなかった リーク検出器の誤動作		リーク補修のための修理時間が長びく ポンプ停止	2重装備で防止可能	
8	熱電対	作動せず 誤信号		卷線補修の時間が長びく可能性有り ポンプ停止を引き起す	2重装備で再発防止可能 故障率はモータの2倍	— 1.4
9	MGセット or 他の出力	出力です 出力制御不可		ポンプ停止 同上		
10	回路制御	出力コントロール不可能		ポンプ停止		0.4 —
11	低流量出力供給	出力です コントロール不可能		同上 同上	発電しない時のプラントに使用	

### 2.3.2 故障率、修理時間、修理方式

この解析では、故障はランダムで、故障に至る時間は指数分布と仮定する。故障率は指数分布のパラメータで、包括的故障率ということで文献から得られるが、しばしば運転経験が判明していればその部品あるいは機器の故障回数と運転時間から計算できる。Table 2-5 に電磁ポンプのダクト、固定子、制御回路の故障率を得るためにデータを示す。機械式ポンプの故障率はRef. C-1 から得た。Na にきわめて接近した部品の故障率は1次系ポンプがホットレグに、2次系ポンプがコールドレグにそれぞれ設置されているということから1次系ポンプの方が2次系ポンプより50%高いと仮定した。

Table 2-5 LIP 運転データ

設置場所	台数	流量 (m³/min)	圧力 (kg/cm²)	運転時間 × 10³ HRS	故障件数			
					ダクト	固定子	電源	制御
EBR-II スタンク ↔ サージタンク	2	0.23	2.04	116				
EBR-II 2次系	1	24.6	3.61	58	1			
KAPL.Sea Wolf	2	4.5	2.59	8				
KAPL.Sea Wolf MKA	9	11.3	5.10	47				
KAPL.Sea Wolf MKA	8	12.5	5.78	42				
ANL.テストループ	1	18.9	2.72	6.6	1			
GE.SEFOR	2	18.9	2.59	52			1	1
DFR	48	1.83	1.45	2,000		2		
計				2,330	2	2	1	1

故障率を計算する上で信頼性の向上を考慮した。Ref.C-7 で明らかなように、重要な開発計画によって各種の機器の故障率はつぎの式の通り減少していく。

$$\lambda_2 / \lambda_1 = (T_1 / T_2)^{0.5}$$

ここで  $\lambda$  は故障率、  $T$  は累積運転時間である。

故障率は長時間の運転経験に基づき総合データから推定される場合もある。そのような場合には信頼性の向上は考慮しない。原型ポンプの運転データが使われた場合は、現状での累積運転時間 ( $T$ ) は機械式ポンプでは 525,000 ポンプ時間、FLIP では 2,330,000 ポンプ時間である。今から最初の商用炉がスタートアップすると予想される 1985 年までには機械式ポンプと電磁ポンプの  $T_2$  はそれぞれ 2,580,000 と 5,360,000 ポンプ時間となる。1985 年での予想信頼度を反映した故障率が Table 2-6 から 2-9 に含まれる。

この解析での修理時間は故障した機器の修理に必要な時間である。修理時間は各機器について推定され 2 つの部分、すなわち、影響を受けたループのみを停止しなければならない時の時間を

数える部分とプラント全体を停止しなければならない時の時間を数える部分とに分けられる。修理時間には停止と起動、熱や放射性物質の冷却、必要な場合のドレン、故障の評価、交換、据付、故障した機器の検査などが含まれる。プラントが修理段階で少しの間でも3ループのうちの2ループで運転される場合はもう1回の停止と起動の為の時間が追加される。

故障した部分と状態によって異なるが、つぎの3つの修理方式がとられる。

1. 2つのループでプラントが運転している間に1つのループを停止して修理を行う。
2. プラント全体を完全に停止し、緊急に修理を実施する。
3. 1つのループを停止し、2ループ運転で燃交時まで運転し、その時点で修理する。

修理方式1と3では、ループ停止はまずプラント全体を停め故障ループを安全に確保した上で2ループ運転を開始する。プラントを3ループ運転に復帰するためには、1の方式のように修理の後かあるいは3のように修理の前に再度停止しなければならない。2の修理方式では、プラント停止後故障ループを完全に確保し、それがドレンされるまで2ループでプラントを起動し、その後ループの修理の為再度停止することも可能である。どの2ループ運転の場合でも2回の停止と2回の起動が必要である。

次の仮定が両方のポンプ（機械式と電磁式）に適用する。

1. 故障に至る時間は指数分布をしており、修理時間は固定値である。
2. 装置が放射性雰囲気にさらされることは両ポンプにとっても同様である。
3. 修理個所は全て現場にある。
4. プラントの停止・起動に計8時間かかる。
5. 燃交から燃交までは11ヶ月（8,040時間）。
6. 2ループ運転でのプラント出力は定格の67%。
7. 燃交時に同時に行われる修理は全て故障と見なさない。
8. 多くの場合、(a)各ループはそれ自体ドレンでき、通常10日の冷却期間を5日に短縮できる。また、(b)プラントはドレンと冷却期間中、定格の67%の2ループ運転ができる。

機械式ポンプの故障率、修理時間、修理方式がTable 2-6と2-7、電磁ポンプがTable 2-8と2-9に示されている。全ての修理時間は設計技師、運転職員の判断、またBWRプラントの経験をベースとしている。

Table 2-6 典型的な1次型機械式ポンプの故障率と修理時間

	$\lambda$ ( $10^{-6}/hr$ )	T <sub>S</sub> (hr)	T <sub>D</sub> (hr)	T <sub>R</sub> (hr)	T <sub>P</sub> (hr)	T <sub>L</sub> (hr)	修理方式
ボニー モータ	—						
スラストベアリング	6	40P	—	24L	40	24	1
主モータ	7	40P	—	40L	40	40	1
カッブリング	5	40P	—	48L	40	48	1
モータサポート	—						
カバー ガス軸封	6	40P	—	30L	40	30	1
ポンプ内ケーシング	—						
ポンプシャフト	10.5	64P	120L	336P	400	120	3
シャフトラジアルベアリング	9	64P	120L	336P	400	120	3
ポンプケーシング	0.3	64P	120L	336P	400	120	3
インペラ	1.5	64P	120L	336P	400	120	3
マニホールド	—						
外ケーシング	—						
出口ノズル	0.3	64P	120L	336P	400	120	3
モータコントロール	5	16P	—	3P	19	—	2
電気回路連結部	10	16P	—	3P	19	—	2
冷却回路連結部	10	16P	—	3P	24	—	2
バッファーシール	0.4	40P	120L	240P	280	120	2

(注) Table 2-6~2-9 に以下の定義を適用する。

 $\lambda$  - 故障率T<sub>S</sub> - 炉停止、点検、起動のための時間T<sub>D</sub> - 崩壊あるいはドレン時間T<sub>R</sub> - 機器の実質修理時間T<sub>P</sub> - プラント停止に必要な修理時間の1部T<sub>L</sub> - ループ停止のみに必要な修理時間の1部

P - プラント停止に寄与する時間を指す

L - ループ停止に寄与する時間を指す

Table 2-7 典型的な2次系機械式ポンプの故障率と修理時間

	$\lambda$ ( $10^{-6}/\text{hr}$ )	T <sub>S</sub> (hr)	T <sub>R</sub> (hr)	T <sub>P</sub> (hr)	T <sub>L</sub> (hr)	修理方式
ポニーモータ	-					
スラストベアリング	6	40P	24L	40	24	1
主モーター	7	40P	40L	40	40	1
カブリリンク	5	40P	48L	40	48	1
モータサポート	-					
カバーガス軸封	6	40P	30L	40	30	1
ポンプ内ケーシング	-					
ポンプシャフト	7	48P	336P	384	-	1
シャフトラジアルベアリング	6	48P	336P	384	-	1
ポンプケーシング	0.2	48P	336P	384	-	1
インペラ	1	48P	336P	384	-	1
マニフォールド	-					
外ケーシング	-					
出口ノズル	0.2	48P	336P	384	-	1
モータコントロール	5	16P	3P	19	-	2
電気回路連結部	10	16P	3P	19	-	2
冷却回路連結部	10	16P	8P	24	-	2
バッファーシール	0.4	40P	240P	280	-	1

Table 2-8 典型的な1次系電磁ポンプの故障率と修理時間

	$\lambda$ ( $10^{-6}/\text{hr}$ )	T <sub>S</sub> (hr)	T <sub>B</sub> (hr)	T <sub>R</sub> (hr)	T <sub>P</sub> (hr)	T <sub>L</sub> (hr)	修理モード
ダクト	0.86	64P	120L	336P	400	120	3
固定子の巻線と絶縁体	0.57	40P	120L	40L	80	160	1
冷却装置	10	16P	-	8P	24	-	2
Duct Transition Piece	0.165	64P	120L	336P	400	120	3
ケーシング	-			-	-		
ヒーター	-			-	-		
リーグ検出器	-			-	-		
熱電対	-			-	-		
M Gセット	14	40P		40L	40	40	1
制御回路 (Variac)	0.4	16P		3P	19	-	2
低流量供給電源	-			-	-		

Table 2-9 典型的な2次系電磁ポンプの故障率と修理時間

	$\lambda$ ( $10^{-6}/hr$ )	$T_S$ (hr)	$T_R$ (hr)	$T_P$ (hr)	$T_L$ (hr)	修理方式
ダクト	0.57	48P	336P	384	—	1
巻線と絶縁体	0.57	40P	80L	40	80	1
冷却装置	10	16P	8P	24	—	2
Duct Transition Piece	0.165	64P	336P	384	—	1
ケーシング	—	—	—	—	—	—
ヒーター	—	—	—	—	—	—
リーグ検出器	—	—	—	—	—	—
熱電対	—	—	—	—	—	—
M G セット	14	40P	40L	40	40	1
制御回路 (Variac)	0.4	16P	3P	19	—	2
低流量供給電源	—	—	—	—	—	—

### 2.3.3 計算

計算プログラムは capacity factor と availability の計算に使われる。プログラムは Monte Carlo 法による統計学的事象の推定をする。指數分布から全ての機器の故障に至る時間をランダムに計算する。ループの故障と修理時間は一定期間での最初(時には 2 度目)の機器の故障をベースとする。プラントはつぎの 3 つの状態のいずれかにあるとする：(1)定格運転，(2)ループ運転，(3)完全停止。燃交時から次の燃交時までの間で、故障に至る時間、修理時間、故障部品の修理方式などから上記の各状態時間の平均が決定される。capacity factor は次式から求める。

$$F = \frac{t_1 + kt_2}{t_1 + t_2 + t_3}$$

ここで

$t_1$  = 状態(1)の平均時間

$t_2$  = 状態(2)の平均時間

$t_3$  = 状態(3)の平均時間

$k$  = 2 ループ運転での定格出力の分数

また availability は

$$A = \frac{t_1 + t_2}{t_1 + t_2 + t_3}$$

計算プログラムの詳細は附録 C に記載されている。

1つの型式のポンプについて1次系と2次系の plant capacity factor および plant availabilityへの寄与は1次系と2次系の係数の積をとって決定される。数学的には

$$A = A_1 \cdot A_2$$

$$F = F_1 \cdot F_2$$

ここで、1は1次系、2は2次系、Aはavailability、Fはcapacity factorをそれぞれ表わす。

結果はつきの計算から plant capacity factor の減少と plant unavailability という項で表わされる。

$$R = 1 - F$$

$$U = 1 - A$$

ここで

R Plant capacity factor の減少

U Plant unavailability

また、8,040/8,760という数を掛けて capacity factor の減少および unavailability を12ヶ月ベースで求めるようこれらの表現を再度標準化することが望ましい。

### 2.3.4 結 果

4つのケースが検討された。ケース1と2は機械式ポンプで1が1次系、2が2次系である。3ループの各ループに1台のポンプがあるので各ケースとも3台のポンプを考えている。Naに接近している部品の故障率は2次系より1次系のポンプの方が50%高い。修理時間も異なる。2次系のポンプでは、放射能の崩壊時間を考慮しなくて済むし、ある場合には炉が2ループ運転中でも修理可能だが1次系のポンプでは同様な故障でもプラント全体を停止しなければならないので、2次系ポンプの方がより少ない修理時間で済む。ケース3と4は電磁ポンプで3が1次系、4が2次系である。電磁ポンプの1次系と2次系の相異は機械式のそれと同様である。

ケース1から4までの故障率と修理時間はTable 2-6から2-9にそれぞれ示されている。

Plant capacity factor と plant availability が両型のポンプについてTable 2-10に示されている。Table 2-11には12ヶ月に標準化された capacity factor の減少と unavailability が示してある。

1次系の故障による unavailability は capacity factor の減少より少ないという結果が出ている。これは availability がプラントが全能力で発電しているかどうかに関係なく単に高圧送電システムに連結している時間の分数として定義されているためである。

Capacity factor の減少では 0.046 の差で電磁ポンプ、また plant unavailability では 0.041 の差でやはり電磁ポンプが有利という結果が出ている。すなわち、1次系と2次系に電磁

Table 2-10 信頼性の比較

	電磁ポンプ	機械式ポンプ
Case A-3 1次系ポンプ		
Capacity Factor	0.996	0.963
Plant Availability	0.998	0.969
Case B-3 2次系ポンプ		
Capacity Factor	0.996	0.978
Plant Availability	0.997	0.979
Case C-3 プラント全体 (1次系3基, 2次系3基)		
Capacity Factor	0.992	0.942
Plant Availability	0.993	0.949
Case C 8040時間に常態化		
Capacity Factorの減少	0.008	0.058
Availabilityの減少 (= Unavailability)	0.007	0.051

Table 2-11 Capacity Factor の減少と Plant Unavailability

(8040時間ではなく 8760時間, 1年, のベースに再常態化)

	Capacity Factorの減少	Unavailability
機械式ポンプ	0.053	0.047
電磁ポンプ	0.007	0.006

ポンプを採用すれば機械式ポンプの場合より発電プラントの availability が 4.1% 増加する。電磁ポンプが秀れている理由は主要部品での故障が少ないと。また長時間の修理を必要とする部品が少ないとある。

### 2.3.5 経済的重要性

プラントの capacity factor あるいは availability ということでプラントの性能向上の重要性を理解する最も良い方法は、 kWh 当りのプラント運転費を考えることである。

この解析に用いる値としてはプラントの資本見積りが適当だろう。プラントの能力が確実に向ふ上するとなれば設備投資は少なくなり、 資本の出費の減少ということになる。経済的重要性は従つて、 電磁ポンプを使った場合と機械式ポンプを使った場合に生じる plant capacity factor の差から評価されるであろう。前の章からも判る通り plant capacity factor の減少は 0.046 である。仮に設備投資が \$100/kW、 支払請求率が 15% とするとプラントの資本見積りは約 1.7 mills/kWh ( 1 mill = 1/1,000 ドル ) となる。これに加えて燃料費の増分を約 2.6 mills/kWh とすれば全部で 4.3 mills/kWh となる。この他に例えば効率の差などによる経済面がないとすれば、 1 次系と 2 次系に機械式ポンプの代わりに、 電磁ポンプを使うことによる節約 (\$/kWe の値) が次の計算で求まる。

$$( 4.3 \text{ mills} / \text{kWh} ) ( 0.046 ) ( 8,760 \text{ h} / \text{yr} ) = 1.73 \$ / \text{kWe-yr}$$

1,000 MWe プラントで負荷率 0.8 での年間節約は

$$\Delta C = ( 1.73 \$ / \text{kWe-yr} ) ( 10^6 \text{ kWe} ) ( 0.8 ) = \$ 1.38 \times 10^6 / \text{yr}$$

これは 15% の支払請求率で \$9.2 \times 10^6 の資本金に等しい。

実際の数字はその事業 (utility) の財政構造や不足分の電力 (make up power) を補充する方法にも左右されるであろう。

## 結論

機械式ポンプの代りに 1 次系、 2 次系に電磁ポンプを使用することによって plant capacity factor の増加という面での実質的な経済的利益が得られる。そのような capacity factor の増加による純益は 1,000 MWe の場合年間 \$1,380,000 で等価資本金では \$9,200,000 となる。この理由として主要なものは、 電磁ポンプでは長い修理時間を要する故障率の高い部品が少ないとある。

この利益は次章で述べるように効率の差で一部分相殺される。

機械式ポンプに与えられた plant capacity factor の減少分の 5.3% という値は LMFBR の機器のうち最も信頼性の小さいものの一つであることを指摘している。

## 2.4 プラント効率に対する電磁ポンプの効果

この作業の目的は機械ポンプより低い効率の電磁ポンプが総合的なプラント効率に与える効果について比較検討することである。

大型電磁ポンプでの最終的な設計では、50%あるいはそれ以上の効率が得られる見通しであるのに対し、機械式ポンプでは理論的には85%にもなる。この差が総合プラント効率に対して与える効果は考えられる程大きいものではない。何故なら電磁ポンプ入力の大部分は損失されないのでなく、Naを温め、それがタービン発電機を通して発電するからである。附録Aに詳細な記述がある。

電磁ポンプの巻線は  $I^2 R$  1次損失を除去するために外部から冷却してやらねばならない。付随的に発生しダクトから固定子へ伝導する熱も冷却材中で除去されねばならない。電磁ポンプ入力の約80%がNaに入り、20%が外部の冷却材に出て行く。

Fig. 2-1に効率の劣る電磁ポンプの総合プラント効率に対する効果を定めるための検討結果を示す。曲線は以下の事項を仮定してホットレグとコールドレグ両方についてひかれた。

1. スチームサイクル効率 = 40%
2. ポンプ駆動効率 = 91%
3. 電磁ポンプ出力のうち巻線冷却装置に使われる分 = 20%
4. 1次系と2次系の  $\Delta T = 300^\circ F$  ( $150^\circ C$ )
5. 圧 損: 1次系 =  $150 \text{ psi}$ , ( $10.5 \text{ kg/cm}^2$ ), 2次系 =  $100 \text{ psi}$  ( $7 \text{ kg/cm}^2$ )
6. 平均温度: ホットレグ =  $1,000^\circ F$ , ( $540^\circ C$ ), コールドレグ =  $700^\circ F$  ( $371^\circ C$ )

Fig. 2-1に示すように、予想される差は約0.6%， $130 \text{ Btu/kWh}$  である。 $1,000 \text{ MWe}$  プラントにとってこの1.5%の差は  $kWh$  每の電力と燃料コストを  $250 \$/kWe$  とすると  $\$ 3.75 \times 10^6$  となる。これは前章で信頼性を評価するのに使われたコストベースと同じである。

さらに、タービン発電機の容量は約  $\$ 1 \times 10^6$  の費用で3%ないし4%増加されねばならないだろう。従って、電磁ポンプ効率の全ペナルティはほぼ  $\$ 5 \times 10^6$  になる。

(注) 2.3項の「信頼性の検討」の所で、電磁ポンプは  $\$ 9.2 \times 10^6$  の直打があるので効率でのペナルティを補充できる。

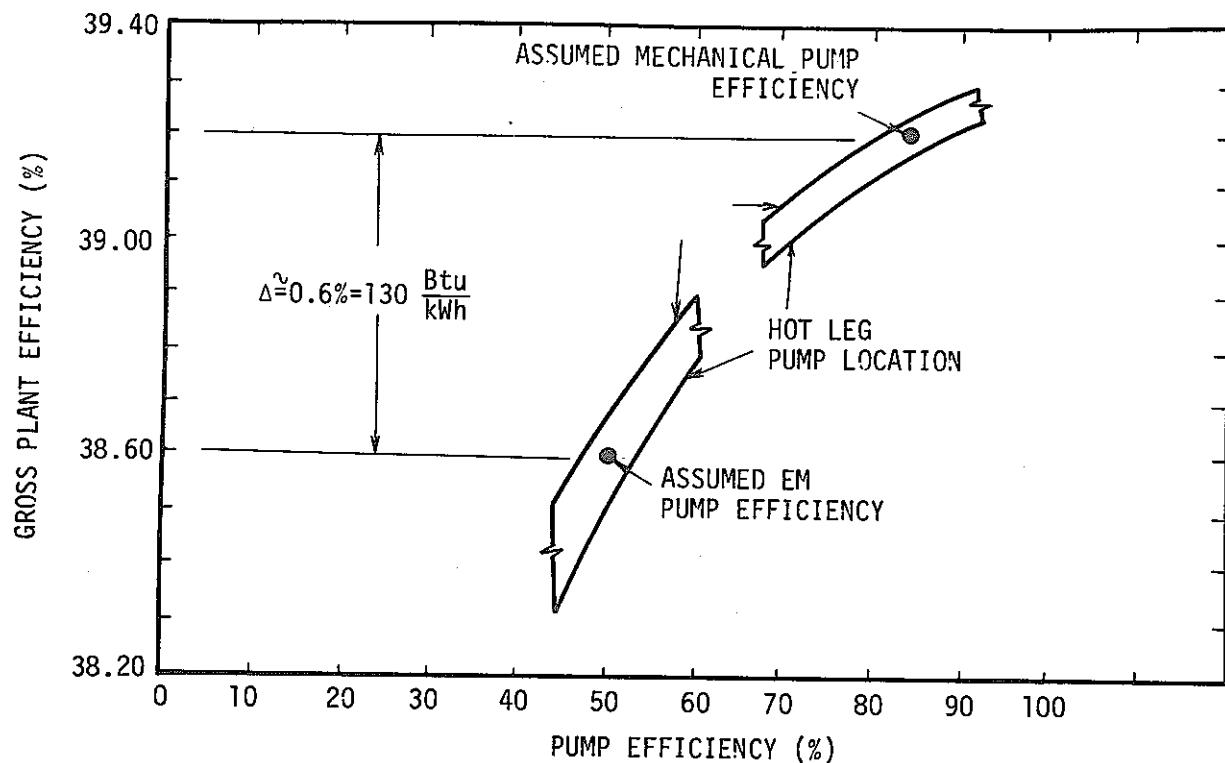


Fig 2-1 総合プラント効率と1次、2次ポンプ効率の比較

## 2.4.1 効率限界

多相電磁誘導式ポンプのALIP, FLIP, Helical Induction Pump(以下HIPと略す)は電気的には多相のかご型インダクションモータと同じである。それらの損失の比較は以下のとおり。

電磁誘導式ポンプ		Squirrel Cage 誘導モータ	
1 次 電 流	コイル中の $I^2 R$	1 次 電 流	コイル中の $I^2 R$
2 次 電 流	$N_a$ 中の $I^2 R$	2 次 電 流	回転子棒中の $I^2 R$
	ダクト壁中の $I^2 R$	機械的損失	摩擦
内部の流動損失	$f L V^2 / D$ (摩擦)	巻き方	
	速度変化	端末効果	無し
端末効果			

1次コイル損失と機械的損失がゼロという理想的な仮想の誘導モータでは、効率( $1-S$ )で  $S$ はスリップである。(この例は低温用コイルと通常の回転子を持つモータが摩擦無しのベアリングで真空中を回転する場合の効率と言える。)ゼロスリップとはシンクロナスマニピードを表わし、シンクロナスマニピードでは力が回転子に伝達されないから負荷状態では得られない。5%のスリップは得ることができ、大型誘導モータの効率は90~95%の範囲に達し得る。

電磁ポンプでは、2つの電気損失すなわち液体とダクトがある。ダクトは静止状態だから常にスリップは1で有用な力は出さない。抵抗が小さければ小さい程電流は大きく  $I^2 R$  損失も大きい。抵抗は電気抵抗に比例し、材料の厚さに逆比例する。

ダクトの効率( $\eta_D$ )は、例えば仮想のモータの例のように1次コイル損失ゼロ、内部流体損失ゼロの場合で計算できる。

効率は

$$\eta_D = \frac{1 - S}{\frac{1}{S} R_F / R_W + 1}$$

ここで

- $R_F$  液体( $N_a$ )の抵抗、 $\rho_F / d$  の函数
- $d$  磁場に平行な  $N_a$  の深さ
- $R_W$  ダクト壁の抵抗、 $\rho_W / (t_1 + t_2)$  の函数
- $t$  磁束に平行な各ダクト壁の厚さ
- $\rho_W$  壁の材料の電気抵抗

FLIPでは  $t_1 = t_2$ ,  $R_W$  は  $\rho_W / 2t$  の函数、ALIPでは内壁が中心の積層板状の固定子、支持されている場合は  $t_1$  は  $t_2$  と異なる。

$$\eta_D = \frac{1 - S}{\left[ \frac{\rho_F}{S \rho_W} \frac{(t_1 + t_2)}{d} + 1 \right]}$$

理想的な2次効率を表わすこの函数は  $t_1 = t_2$  の場合の範囲で、Fig. 2-2にプロットされている。

各グループの曲線の最高値の軌跡は最適なスリップ値に近くなる。1次コイルの損失と内部ダクトの損失は、実際にはどちらも恐らく10%以下ではないだろうが、スリップをやや高い値にもっていく。これらの損失は設計段階で trade off Study と Optimization の対象となる。

理想的なダクトの効率 ( $\eta_D$ ) と総合1次効率を3つの容量の電磁ポンプについて検討した結果を Table 2-2に示す。

Table 2-12 FLIP と ALIP の理想的な最大効率

	Gallons/min					
	14,500		26,400		93,000	
	FLIP	FLIP	FLIP	ALIP	FLIP	ALIP
スリップ	0.35	0.34	0.34	0.35	0.33	0.33
$\eta_D$	0.62	0.61	0.64	0.60	0.64	0.60
総合効率計算値	0.51	0.49	0.52	0.49	0.52	0.42

#### 2.4.2 機械式ポンプ効率に対する速度変化の効果

LMFBR の遠心式ポンプがある速度で理想的な効率が得られない主な理由の1つは流量変化の要求にある。補助 Na ループやポンプ、計測器類、その他必要なものをつけ足さずに済ませるために、Na 中で作動するベアリングは通常主インペラの吐出圧からバイパスによって押し付けられるハイドロスタティック式のものを使っている。ポンプスピードが落ちるに従ってベアリングのための圧力も減少する。ループ特性に関係なくベアリングに圧力を供給するよう、ポンプ軸に補助インペラをつける設計もあるが、これでは狭い隙間の摩耗リングをもう1つつけることになる。また、もともとの設計のポンプのベアリングに、さらに導管のついた補助インペラも必要になってくる。

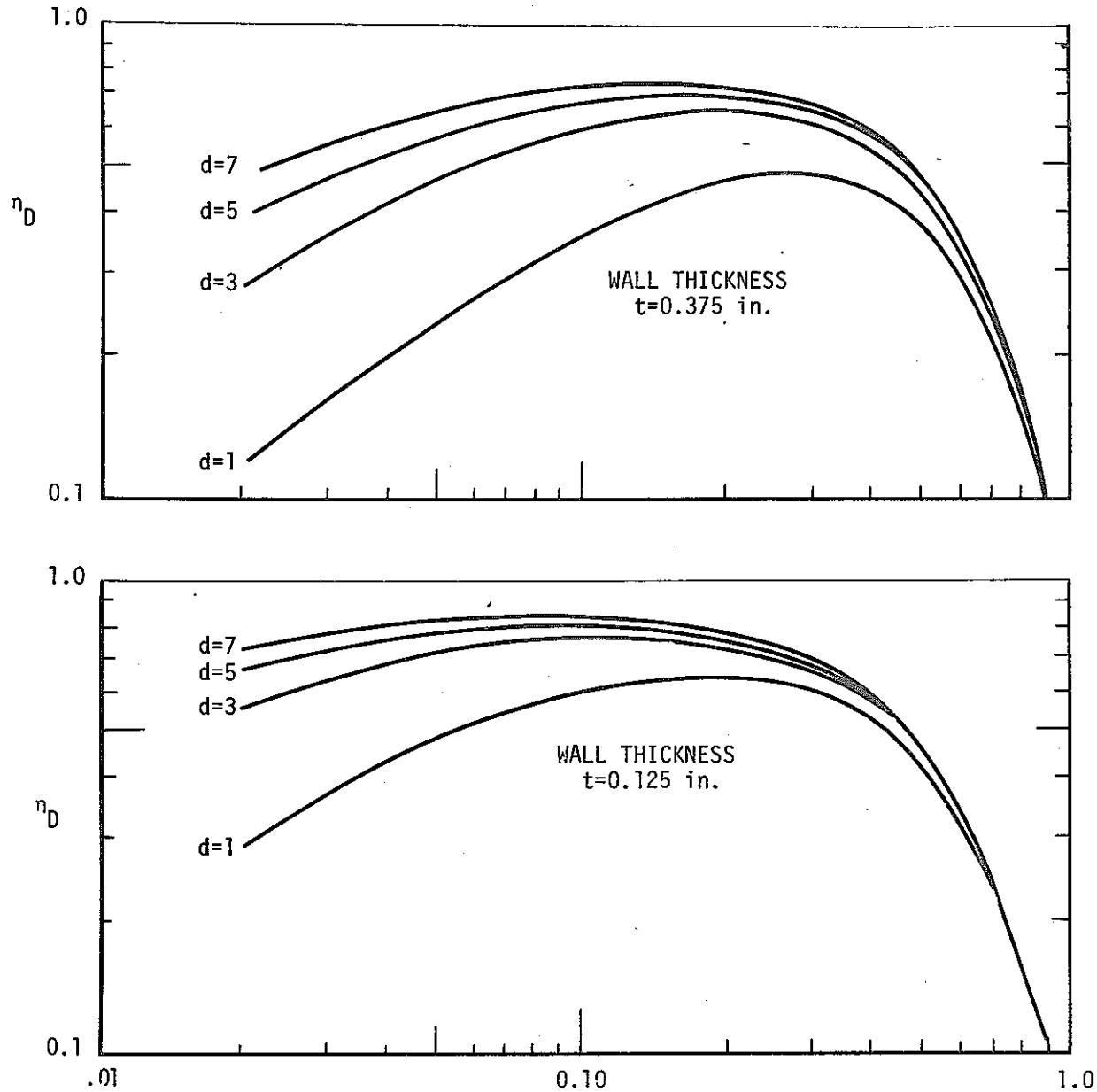
变速機械式ポンプのために設計されたベアリングへの圧力供給装置は、ポンプスピードに低限がある。遠心式ポンプのヘッドは(速度)<sup>2</sup>で変るので、ベアリングは通常のスピードでやや過圧される。最高ヘッドでのベアリングバイパス流は定格スピードでの機械式ポンプ効率に害を与える。

ベアリングのすき間は、Na ポンプの方が高温のNa と長軸であるために同格の水ポンプに比べて通常は大きい。軸は必要上 20 ft (6m) 以上で温度は片端で約 1000°F (540°C) 他端で

d=DEPTH OF SODIUM  
PARALLEL TO MAGNETIC  
FLUX IN INCHES

FLUID-SODIUM AT 1000°F  
WALL-TYPE-316 SS AT 1000°F  $\eta_D = \frac{1-s}{\frac{\rho_f}{S_{pw}} \frac{2t}{d} + 1}$

OVERALL PUMP EFFICIENCY WOULD INCLUDE  
• PRIMARY COIL LOSSES  
• INTERNAL HYDRAULIC LOSS



$$\text{SLIP} = [1 - \frac{\text{VELOCITY OF FLUID}}{\text{VELOCITY OF FIELD}}]$$

Fig 2-2 誘導式電磁ポンプの理想 2 次効率

室温よりやや高めという条件が1つの理由である。多くのNaポンプはこれ迄沈着物あるいは流状物への感受性を少くすると共に1次的あるいは永久的な軸曲りや芯ずれに備えてNa中での使用前後に再度機械加工してすき間を確保しなければならなかった。狭いすき間を通しての高温ナトリウムの流れは粘性が水の1/3なので冷水よりずっと大きい。結果として機械式ポンプの効率は、高温Na中の方が冷水中より低いことになる。（注）

（注） 22,000gpm ( $83\text{m}^3/\text{min}$ ) で 72% 水中, 67% (Na中) Ref. Nucl. Engng. Int'l

Dec. 1971

## 2.5 NPSH

電磁ポンプはNPSHが低くて済む。電磁ポンプで液体中に発生する圧力はポンプの長さ分の液体の body force から生じ、機械式ポンプのインペラによって生じるような急な速度勾配の領域はない。

### 2.5.1 機械式ポンプのNPSH

機械式ポンプの限界性能の1つはボイド形成とポンプインペラへのキャビテーション損傷を防止するのに必要なNPSHである。典型的なNPSHはスピードによるが主冷却用ポンプの場合 25~40 ft (7.6~12.2m) である。要求されるNPSHは主として流体とインペラベーンの先端との間の速度差に依存している。ポンプ入口ノズルとインペラの目間の圧損もNPSHを定めるもう1つの要素である。第3の要素、それはインペラをどの位の深さに沈めるかを決めるものだが、ポンプだまりのNa-ガス境界面でのガス巻き込みを防止するのに必要なNaの高さである。たまり型のポンプでは油潤滑シャフトシールのためのカバーガス雰囲気にする必要がある。

### 2.5.2 電磁ポンプのNPSH

LIPでは、これまでにキャビテーションによる損傷が観察されたことはないし、電磁ポンプには複雑な回転部がないので予想もされなかった。しかし、最高出力で電磁ポンプダクトに大きなガス泡があればダクト壁を過熱する結果となる。通常運転ではNaがダクト壁を冷やす、その冷却が泡によってさまたげられると、ガスで覆われた燃料要素や蒸気で包まれた石油ボイラーパーと同様に過熱が生じる。極端な場合は、ダクトが溶融する。電磁ポンプは自由液面がないので、泡は熱輸送系の他の場所でガス巻き込みがなければ存在しない。

電磁ポンプが比較的低流量で高い吐出圧を出す時、泡の形成の原因となる条件は電磁ポンプを通過するNaの温度上昇 ( $I^2R$  加熱による) が蒸発をおさえるのに必要な圧力増より大きいことである。逆に電磁ポンプが比較的高い流量の時は、泡の形成の原因となる条件はポンプダクト内の流体速度に関係する。速度ヘッドが増加すると蒸発をおさえるための圧力は減少する。LMFBRポンプの必要条件を特徴づけるものは高流速であり、従って大きなボイドを発生しダクトを過熱することは少ない。

電磁ポンプで低い NPSH をとろうとすれば、ポンプ入口での Na 速度を適当に小さくなるよう設計する。圧力は流体が磁場に入る点から流体内に発生し、この点を過ぎると速度はダクトの流路面積が小さくなるにつれてはやくなる。大部分の圧力は効率を最大にする状態で高流速で発生する。流れの断面の輪かくは、速度が増大するにつれてポイド形成をおさえるのに充分な圧力が常にあるように設計される。従って入口の流体速度ヘッドがポイドをふせぐのに必要な NPSH を支配する。

宇宙への適用では、試験用電磁ポンプがゼロ NPSH 近辺で上手く作動した。キャビテーションを起すには圧力を飽和蒸気圧以下にする必要があることが判った。大型電磁ポンプを LMFBR に適用するのに必要な NPSH をさらに検討するための設計研究が必要である。LMFBR の予備的なキャビテーション基準では、全ての運転条件の下でキャビテーションの無い全ヘッドに 3 % の損失が起るとき、キャビテーションが発生したとみなす（附録B参照）。

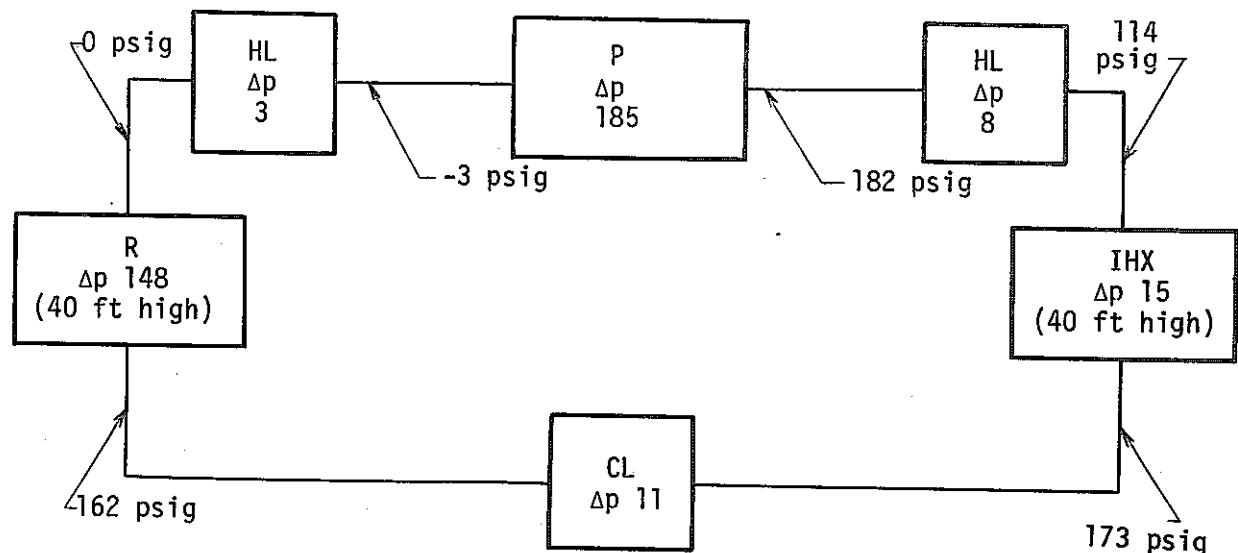
## 2.6 炉カバーガス圧に対する系統配列の効果

電磁ポンプは LMFBR Na 系のホットとコールドレグのいずれにも適用できるが、コールドレグにつけた方がいくつか利点がある。低温 Na のより良い電導性によって 3 % 程度効率があがる。従来の電気コイルの絶縁は使用温度が 200 °C 以下に限られており、より高温の Na だと一層コイル冷却が必要になってくる。800°F(427°C) 以下の Na 中運転なら、1000°F(540°C) 以上の場合より型にはまつた応力解析と構造設計で済む。

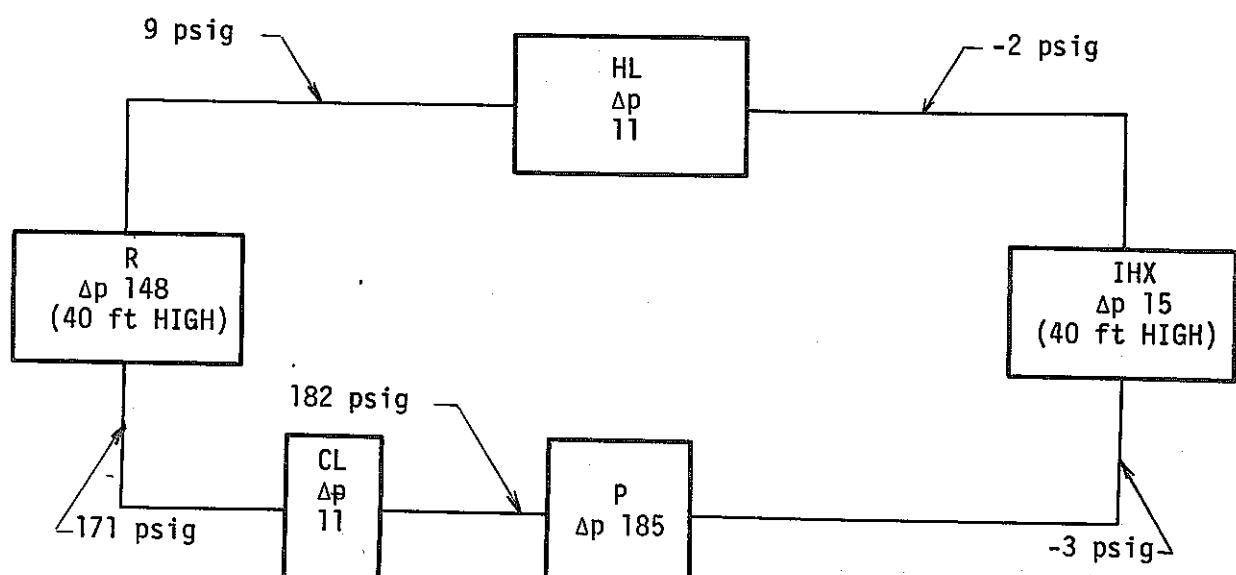
コールドレグの主ポンプでは通常炉のカバーガスがやや加圧されることが必要だが、この欠点は IHX やホットレグ配管での大きな圧力減少ということで帳消しとなる。1 次冷却系のホットレグにポンプがある場合は、2 次系の圧力も結局より高くなる—何故なら、2 次系の圧力は IHX で 1 次系より高くすることになっているからである。Fig 2-3 にこの点が示され、Table 2-13 に圧力が記載されている。このイラストでは電磁ポンプは炉底（2 重配管あるいはガードベッセル）のエレベーション、炉の高さは 40 ft(12.2 m) と仮定している。

典型的な LMFBR の、循環圧損は大体炉で 80 %、IHX で 8 %、配管で 12 % である。炉からポンプまでのホットレグでの圧損は配管口径を大きくすることによって小さくなる。再循環の全圧は一般に  $180 \pm 10 \text{ psi}$  ( $12.6 \pm 0.7 \text{ kg/cm}^2$ ) である。

電磁ポンプがコールドレグの低いエレベーションにあればホットレグ配管の圧力は 100 psi ( $7 \text{ kg/cm}^2$ ) 以上も少なくなり、一方炉のカバーガス圧は約 9 psi ( $0.63 \text{ kg/cm}^2$ ) 増す結果となる。IHX 圧力はホットレグ主ポンプに比べ、平均 172 psig ( $12 \text{ kg/cm}^2$ ) から 0 psig に減少する。



PRIMARY HOT LEG EM PUMP REFERENCE ELEVATION, TOP OF REACTOR



PRIMARY COLD LEG EM PUMP REFERENCE ELEVATION, BOTTOM OF REACTOR

HL HOT LEG PIPE  
 CL COLD LEG PIPE  
 R REACTOR  
 P PUMP

NOTE: PARTIAL POWER PUMPS  
 COULD BE APPLIED BOTH  
 HOT AND COLD LEGS TO  
 OPTIMIZE PERFORMANCE,  
 EFFICIENCY, RELIABILITY,  
 AND SAFETY CONSIDERATIONS.

Fig 2-3 1次系電磁ポンプの設置レベル

Table 2-13 ホットレグポンプとコールドレグポンプのNa圧力の比較

場 所	平均圧力 (Psig)	
	ホットレグ機械式ポンプ	コールドレグ電磁ポンプ
炉出口	0 psig ( $0 \text{ kg/cm}^2$ )	9 psig ( $0.63 \text{ kg/cm}^2$ )
IHX, ホットエンド	174 psig ( $12.2 \text{ kg/cm}^2$ )	-2 psig ( $-0.14 \text{ kg/cm}^2$ )
IHX, コールドエンド	173 psig ( $12.1 \text{ kg/cm}^2$ )	-3 psig ( $0.21 \text{ kg/cm}^2$ )
炉入口	162 psig ( $11.3 \text{ kg/cm}^2$ )	171 psig ( $12.0 \text{ kg/cm}^2$ )
ホットレグ配管, Max	182 psig ( $12.7 \text{ kg/cm}^2$ )	9 psig ( $0.63 \text{ kg/cm}^2$ )
2次系	184 psig ( $12.9 \text{ kg/cm}^2$ )	7 psig ( $0.49 \text{ kg/cm}^2$ )

基準-NPSH: 12 psia ( $0.84 \text{ kg/cm}^2$  a)- 2次系: 1次系より IHX で 10 psi ( $0.7 \text{ kg/cm}^2$ ) 大きい- 循環全圧損: 185 psi ( $13.0 \text{ kg/cm}^2$ )

Fig 2-3 は、ポンプがコールドレグにある場合のカバーガス状態を示す。カバーガス圧を零にするためには、ポンプを深いガードベッセルの中に据付ける必要があるが据付費がさらに高くなるし、機械式ポンプにとってより長い軸はまずい。しかし、炉底のレベルに電磁ポンプを設置した場合は、カバーガス圧が約 9 psig ( $0.63 \text{ kg/cm}^2$  g) となる。Fig 2-3 はポンプをホットレグに設置した時の零カバーガス圧の場合も示している。この配置は FFTF で使われ、深いガードベッセルを必要としない利点はあるが IHX の圧力が高いこと、また、機械式ポンプで吸収するのが困難なスクラムに伴なう厳しいサーマルトランジュントなどの欠点がある。 $12 \text{ psia}$  ( $0.84 \text{ kg/cm}^2$ ) 以下の NPSH しか必要としない電磁ポンプではコールドレグポンプで低いカバーガス圧にできる可能性が機械式ポンプよりも大きい。この領域（安全上の要求、ポンプとしての必要条件、配管系としての必要条件）でのなお一層の検討と設計の努力が望ましい。

原子炉の 3 つの冷却ループを対照的に配置することはカバーガス圧を低くおさえるためと同時にポンプのエレベーションを高く保つ上で重要である。

Fig 2-4 は、炉容器で必要な Na レベルよりも上にポンプが据付けてあるためガードベッセルを必要としないような電磁ポンプのホットレグでの使い方を示している。これも電磁ポンプが内在している長所を利用するための検討や設計を引き続き行うべきことを示唆している。

Table 2-14 は、FTTF とデモプラントについて機械式ポンプで設計した場合と電磁ポンプで設計した場合のエレベーションの比較を示している。機械式ポンプのインペラと電磁ポンプのダクトにとて許される最高のエレベーションを定める要因を比較すると次のようになる。

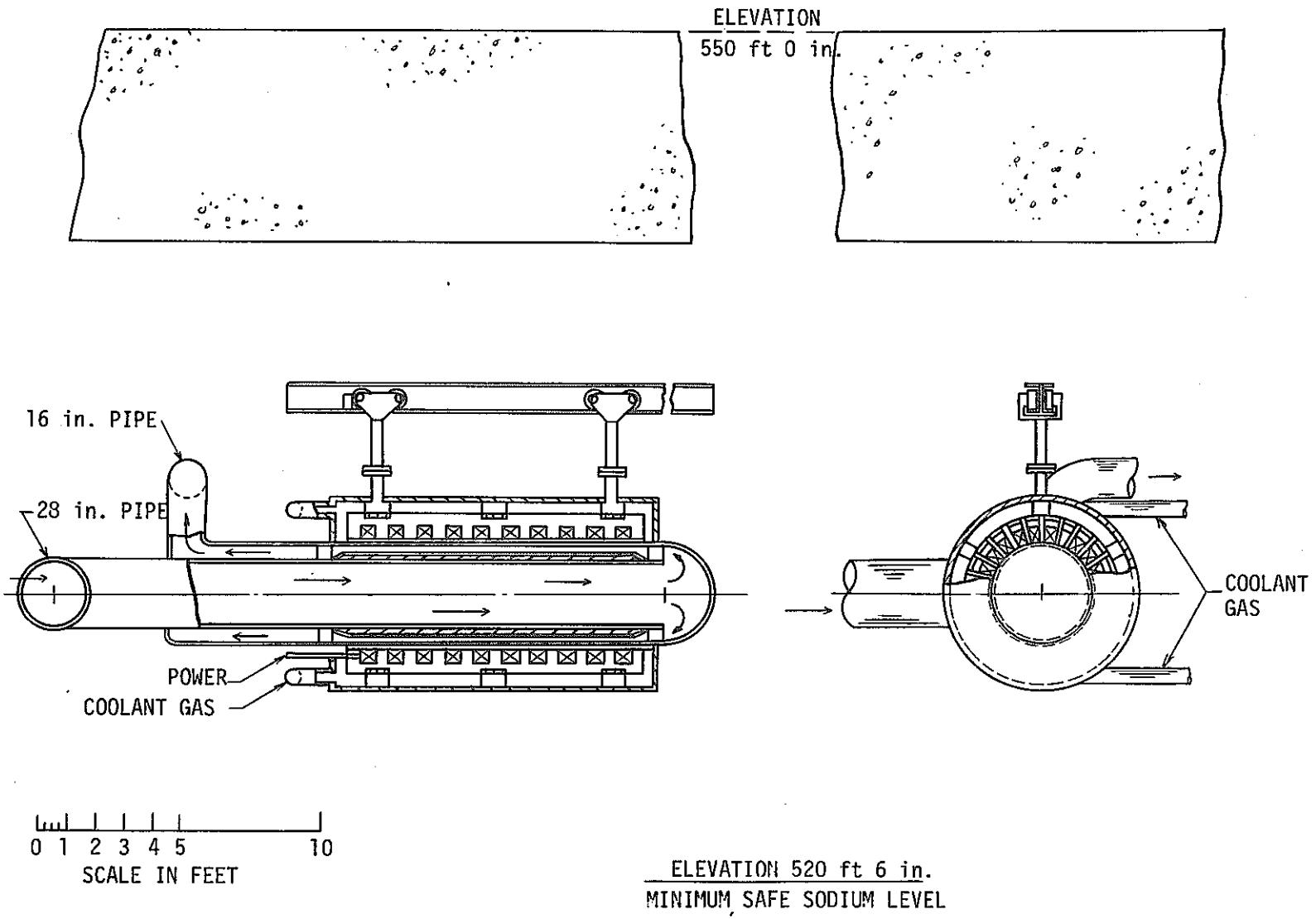


Fig. 2-4 水平設置のALIP(ガードベッセル無し)

## ポンプ入口のエレベーションを定める要因

機械式ポンプ	電磁ポンプ
1. ポンプはガードベッセルのトップより低い	1. ポンプはガードベッセルのトップより低い
2. 配管の圧損による表面下降 (容器→ポンプ)	2. 配管の圧損による入口圧力の減少 (容器→ポンプ)
3. インペラベアリングをカバーするNaのエレベーション	3. } 通用しない 4. }
4. ガスの巻込み防止のためのNaエレベーション	

Table 2-14 ホットレグにおける機械式と電磁ポンプ標準設置レベル

	FFTF		デモプラント	
	機械式ポンプ	電磁ポンプ	機械式ポンプ	電磁ポンプ
しゃへいデック	0	0	0	0
休転中のNaレベル	-2.67 <sup>m</sup>	-2.67 <sup>m</sup>	-3.05 <sup>m</sup>	-3.05 <sup>m</sup>
運転中の通常下降レベル	-4.19	なし	-5.18	なし
最大下降レベル	-7.24	なし	-5.79	なし
インペラあるいはポンプダクトのエレベーション	-9.91	-7.24	-7.47	-5.79

(注) ガードベッセル内のホットレグポンプをベースにしている。

ガードベッセルのトップより下にポンプを設置するのは、ガードベッセルのトップの上有るNaが流失するような配管破断事故の場合で運転するという要求を満たすためである。

配管の圧損は、自由液面を有する機械式ポンプでは、ポンプタンクまでのレベル差で償れるが、閉ループの電磁ポンプでは容器からポンプまでの静止の差だけである。

自由液面を有する機械式ポンプには、Naレベルをポンプインペラベアリングの上まで保つというもう1つの必要条件がある。これは各ポンプの設計によっても異なるが、デモプラント用ポンプでは約4 ft (1.2 m)となる。

自由液面Naで、ポンプタンクのカバーガス巻き込みを予防するにはポンプインペラの上を静かなNaのプールに保つ必要がある。この深さは、バッフルの設計の複雑さや効率良さによってやや変るが、大体4 ft程度である。

電磁ポンプは機械式ポンプに比較するとガードベッセルが短かく、エレベーションの制約も少なく、設計により自由があるようである。電磁ポンプではガードベッセルを除いてしまうことも

可能かも知れない。

## 2.7 プラント容器やしゃへいに対する効果

Fig 2-5 と 2-6 に FFTF における現在の機械式ポンプの配置と可能な電磁ポンプの配置を示してある。よりコンパクトな電磁ポンプの配置から、格納容器の大きさおよびプラントのしゃへい構造の縮小の可能性が出てくる。同様な結論がデモプラントや商用炉にもあてはまる筈である。

### 2.7.1 ALIP と機械式ポンプの互換性

ALIP と FLIP が電気的に非常に似ていることは他の所で検討されている。2つの違いは主として形状である。円環式ポンプの2つの型である ALIP と HIP は機械式ポンプと、同じポンクタンクと配管を使って交換できるような設計が可能である。両方共しゃへいデックの同じ開口から出し入れすることが出来る。相異点は、デックを押し出すモータが無く、しゃへいを貫通する軸もない。ただし、電磁ポンプの固定子には常に冷却が確保されねばならない。固定子は冷却が効かない場合それだけ取外せるような設計ができる。

### 2.7.2 ポンプのスペースの必要条件

機械式ポンプは自由液面を有するので入口配管はポンプタンクの下部から入らなければならぬ。下降入口配管を収容するには大きな円筒でないガードベッセルが必要となる。機械式ポンプのディフェーザや渦巻きもポンプのスペースをより大きくしている。機械式ポンプと駆動部の全体の高さは、しゃへいデックを突き出た駆動軸の延長とその上の駆動軸のために電磁ポンプのほぼ2倍となる。

電磁ポンプの電源供給は格納容器の内でも外でもとにかくポンプから離れた適当な所に設置することによって、プラントの装置のレイアウトに自由度をもたせることができ、また格納容器からポンプの駆動機械を持出すこともできる。

### 2.7.3 フローティングまたは固定式のポンプの設置

Fig 2-5 の機械式ポンプは上部固定支持の典型的なものである。これだとポンプの両方向に配管膨張を配慮したループが必要になってくる。電磁ポンプでは配管上でのフローティングという選択がある。この方式では同様な配管膨張を吸収するのにずっと短かい配管長さで済む。SEFOR の主循環ポンプでは、これを見事に示している。フローティングポンプによって配管長が縮小されれば格納建屋をコンパクトにでき、しゃへいの量の削減、そして結局は建屋の大きさを縮小することができる。

### 2.7.4 しゃへい

Fig 2-5 に示す通り、電磁ポンプでは大きなしゃへいデック貫通口が不要になる。しゃへいデックは大きなスペースを要すので、これが不必要になれば格納建屋も縮小できるので、重要

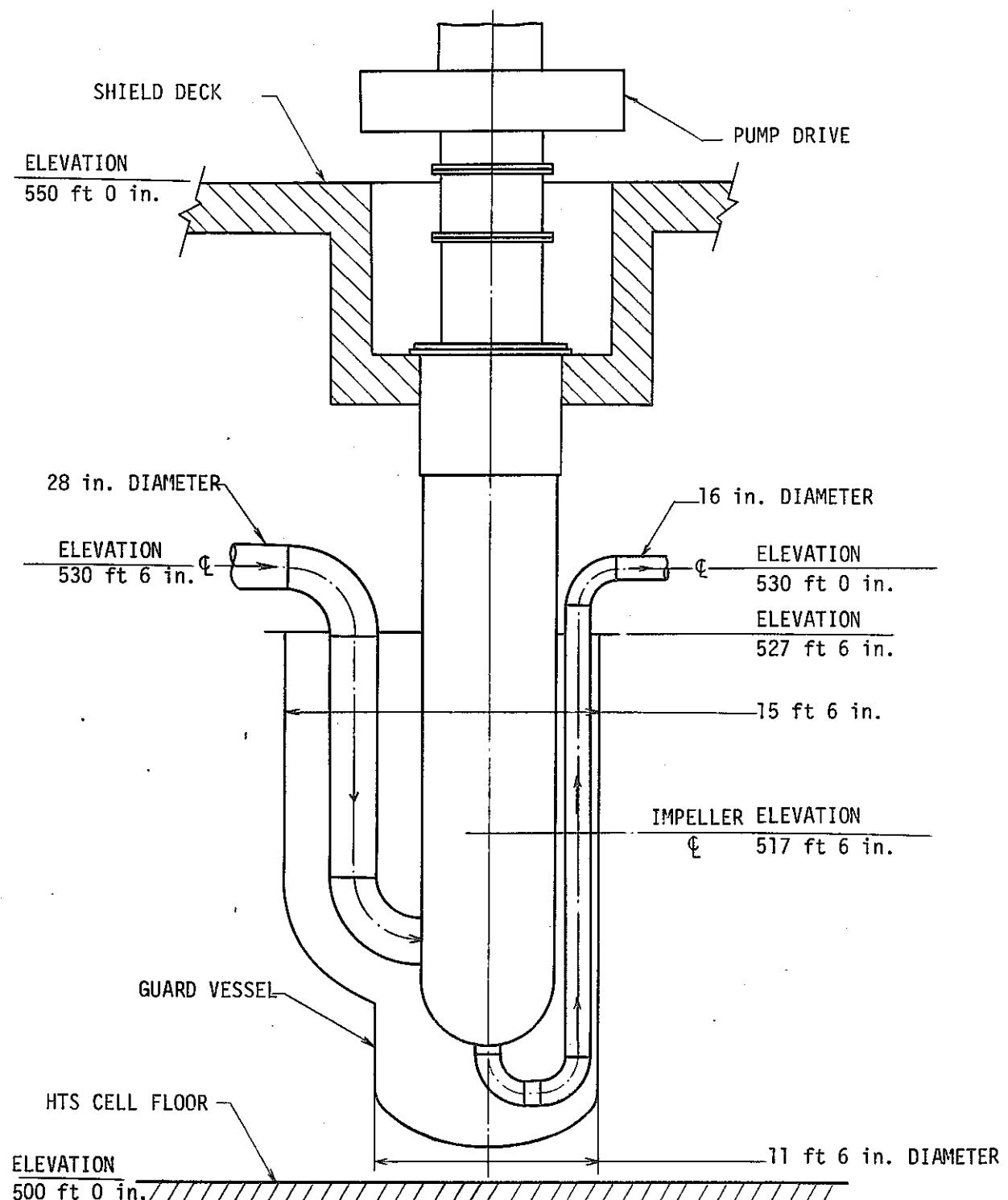


Fig. 2-5 FFTF 主冷却系機械式ポンプ

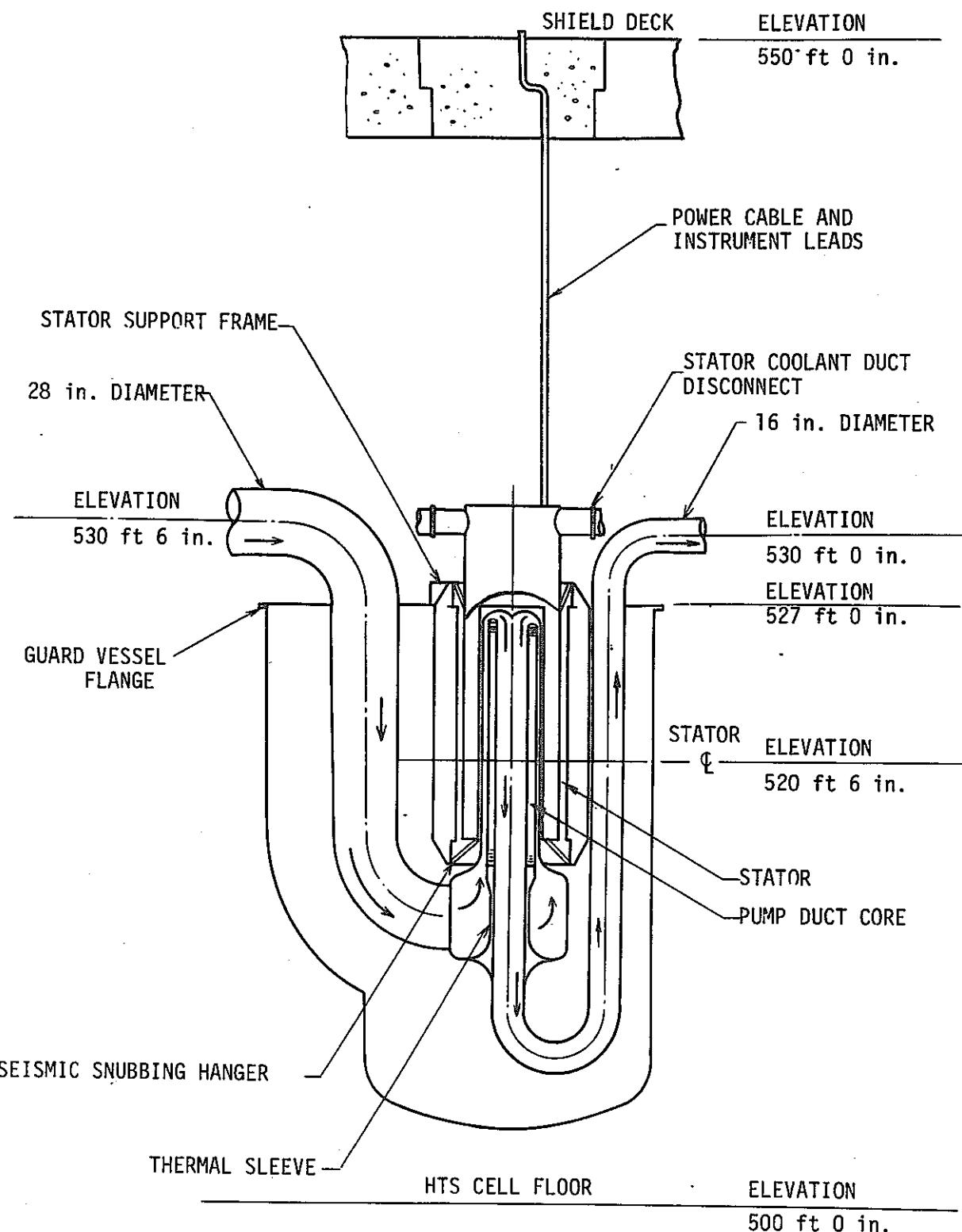


Fig. 2-6 FFTF 主冷却系 ALIP

な点である。機器がより小さくまたよりコンパクトな配置となれば1次系に必要なしゃへいの量も少なくなる。

### 2.7.5 現場検査

電磁ポンプには、機械式ポンプの駆動軸、下部ラジアルベアリング、インペラ、ディフェーザ、ボリュートのような内部構造物がない。機械式ポンプのタンクの外側を検査するので、内部構造物いっさいが検査から外れてしまい不完全となる。電磁ポンプのダクトの外側を検査すれば（固定子を外して）内部構造物がないので検査は完全となる。

### 2.6.6 除染施設

機械式ポンプに関しては、2つの除染システムが必要となる：(1) 清浄能力を持った軸シールガス系が必要。(2) ポンプの内部構造物を点検する必要がある場合は、ポンプタンクから取外す際に駆動軸や下部の回転体を取扱うために大規模な施設が必要。電磁ポンプは、全てのループ配管と同様に取扱われるので特別な除染施設を必要としない。

### 2.7.7 電源供給と制御

誘導式電磁ポンプは、電圧あるいは周波数あるいは両方を変えることにより制御される。

SEFOR(5000 gpm, 19 m<sup>3</sup>/min)とEBR-II 2次系(6500 gpm, 25 m<sup>3</sup>/min)は、変化電圧をポンプに与えるために変化励磁(variable field excitation)を持ったモータ駆動シンクロナス発電機を使った。SEFORのポンプ(FLIP)は、安全上充分余裕のある容量をポンプに与えるために別々のMGセットに2つの独立した巻線を持っている。SEFORの駆動に回転慣性を与えるために、MGセットにはズミ車(flywheel)を設置し、電源喪失の際に必要なコストダウン特性をもたせている。このような、電磁ポンプのもう1つの多才な面がこの配置によって例示されている。

EBR-II(FLIP)ポンプは、2次系の自然循環流量(約6%)を絞るために、炉停止後の温度の急変を少くするために使われる。流れの逆流は実際防止されるが、絞り作用は電磁の原理のもう1つの有効利用である。電磁ポンプは必要な時には容易に逆流を起すことができる。

電磁ポンプは、周波数あるいは電圧を変えることによって供給電源の範囲でどんな流量特性でもすぐに出せる。特に利点とするところは、スクラムあるいは急激な出力変化から生じる温度変化を緩和できることである。機械式ポンプとその駆動部の回転慣性が大きいために、スクラム時にはある種のブレーキが必要となる。電磁ポンプの流れの応答は、供給電源装置の電圧 and/or 周波数の変化率とNaの慣性にのみ依存する。その結果、電磁ポンプは広範囲の非定常流量に対応するのに容易制御できるので、熱衝撃から炉および熱輸送系をこの上なく守ることができる。

電磁ポンプの供給電源としては、現時点では必要に応じて回転慣性と急激な変化への対応性をもつMGセットが最も良い。誘導電圧調整(IVR)によっても満足な応答性は得られる。現在、周波数と電圧の両方を制御するために開発中のSolid-State装置は、静的あるいは回転式コ

ンデンサ (rotating capacitor) によって、力率が変えられるなら、電磁ポンプの供給電源として使える。

## 2.8 電磁ポンプの安全予備評価

本節の最初で現時点での限られた情報をベースに重要な安全上の問題を整理してみる。最後にそのような評価を完了するのに必要な今後の作業について述べる。

### 2.8.1 安全予備評価

#### 2.8.1.1 自然循環

基準-電磁ポンプを使うことによって自然循環をさまたげてはならない。

- ポンプによる低流量ヘッド損失という点では、大きなダクトを持つ電磁ポンプの方が、回転ユニットの小さいインペラーディフューザのギャップに比べて有利である。
- ポンプの熱損失は低位置（例えば、ポンプのガードタンクの底）で、コールドスポットにならないよう最小限にせねばならない。電磁ポンプは容易に保温されるべきだが自然循環時に、コイル冷却系によって過冷却になる可能性がある。

結論：電磁ポンプには、コイル冷却が制限内にとどまるという保証があれば、自然循環に関する基本的な問題はない。ポンプを高レベル（1次系のホットレグ）に設置すればこの心配は少くなる。

#### 2.8.1.2 電源喪失

基準-電磁ポンプの使用によって電源喪失効果が、オフサイトでもあるポンプでも強調されることはない。

- 電磁ポンプは、スクラム後の冷却（約10%流量で20～30秒）に必要な、充分電圧低下を持つ電源（例えば、はしご車付きのMGセット）が必要である。
- 供給電源は、1つの故障が1台のポンプ停止にのみつながるよう（例えば、電源のリードを別々にする、MGセットを各ポンプにつける、2つの固定子をクロス連絡させる（FLIP）など）設計すべきである。
- 回転ユニットのポニーモータ電源と同様、崩壊熱除去用に独立した緊急用電源が必要である。
- MGセットの磁界電圧が急に喪失したり、発電機からポンプへの電源導線が切れたりすれば、急にポンプが停止することになる。その結果生ずる系統変化は回転ポンプのステイックの場合と等しいものである。同様な過渡変化は、電磁連結駆動のような回転ユニットの設計部分のコントロールを失うことから生じる。磁界電圧を失うことはほとんどありえないが（バッテリーからの緊急磁界電圧のバックアップがあるため）、発生確率が回転ポンプのステイックやコントロール喪失ほど大きくないと云いきるには、充分な信頼性の検討

が必要となる。

結論：電源喪失に関しては電磁ポンプに基本的な問題はない。供給電源の設計手法は現在ある。

しかしながら、コーストダウン時の必要流量は仮想事故である配管破断時の同様な要求条件とかみ合わせねばならない。

#### 2.8.1.3 1次系配管破断

基準-電磁ポンプの使用によって仮想の1次系配管破断の効果を強調するようであってはならない。

- 1次系ポンプのガードベッセルは Na 流失を制限する大きさでなければならない（炉容器の出口ノズルをむき出してはならない）。ポンプベッセルの漏洩容量は“filler”材によって少くなり、ベッセルの直径は、ポンプが堅置に使われる場合には小さくなる。ホットレグの場合は実用的なガードベッセルが実現できそうだ。コールドレッグポンプのガードベッセルでは、大きさの点で厳しい設計上の問題となろう。
- プラント保護システム（PPS）（故障ないループ）の作動に対する流量下降は、初期の過渡変化時から崩壊熱除去が確実に完了する迄充分な炉心流量を確保するものでなければならない。最近の解析では、配管破断の大きさと場所、運転ループの数、ガードベッセルあるいはガードパイプ（設計の中にあれば）を満杯にする率などにも依存するが、少くとも  $30,000 \text{ lb}/\text{ft}^2$  ( $14.7 \text{ kg}/\text{cm}^2$ ) に相当する回転慣性が必要となっている。適切な流れの応答性の問題は回転ユニットの場合よりも難しいことはないようである。
- 炉のカバーガス圧は、炉心で逆流が絶体生じないよう（ベッセル入口破損）充分低くなければならない。ポンプの吸込条件にもよるが、ホットレグにポンプを設置し、カバーガス圧を大気圧に近づけることが必要であろう。加圧したカバーガスでは、(1) より長い流量下降にはより大きい慣性 and/or (2) 非常に小さいガードベッセルとガードパイプの2重管が必要となろう。まとめると、健全なループでの流れ慣性が小さくなつて炉心冷却に不充分になる前に、破断箇所は Na の柱で封じられねばならない。この設計上の問題は、電磁ポンプ、機械式ポンプの両方に等しく存在すると思われる。

結論：ガードベッセルの設計を除けば、電磁ポンプは仮想配管破断事故に関し、回転ユニット以上の新たな問題はない。炉および1次冷却系の中での電磁ポンプ性能を充分解析してこの判断を証明する必要がある。もし、設計ベースに、(1) 炉の入口でのギロチン破断と、(2) 2ループ運転を基本とした仮想配管破断を含むとすれば、現時点ではポンプの設置位置は、大気圧の炉カバーガスを持ったホットレグと限定されよう。

#### 2.8.1.4 機械式ポンプの問題

基準-電磁ポンプを使うことによって、回転ユニットの潜在的問題を片付ける上でいくつか利点がある筈である（つまり、完全に異なったポンプに取組むことによってプラス面がある）。

- ・ カバーガスシール：電磁ポンプは完全にシールされているので、安全上の問題、すなわち(1) 通常運転中の格納容器中への放射性ガスのもれや、(2) 炉心崩壊仮想事故(HCDA)中、1次系の健全性を保つこと、を考慮して設計する上で明らかに回転ユニットに優る。
- ・ ベアリング：電磁ポンプには動く部分がないので、ポンプステイックという安全上の問題を除く上で明らかに、回転ユニットに優る。さらに上部のスラストベアリングの潤滑油がNa中にもれることもなくなる。
- ・ インペラ：電磁ポンプを使うことによって、インペラの全般的な故障やそれに伴うポンプケースの取出し等の問題もまた除かれる。

結論：電磁ポンプは、通常運転時や事故時のガスや潤滑油もれに対して回転ユエットをシールするというような安全上の問題を未然に防ぐ。またベアリングのステイックやインペラの損傷なども除かれる。

#### 2.8.1.5 ノイズと振動

基準-電磁ポンプを使うことにより、炉や冷却系にノイズや振動が増えるようであってはならない。

- ・ 流れや圧力変化が炉や冷却系に振動共鳴を起し疲労損傷を与えてはならない。電磁ポンプは励磁周波(excitation frequency)のハーモニックスで、圧力変化を起し易い。系の共振については注意して評価する必要がある。
- ・ 高周波の流れのノイズは、局部的なNa沸騰により炉心で発生する同じような高周波ノイズを不明確にし、期待される沸騰検出方法をじょうする心配がある。そのようなノイズ発生の最大要因はキャビテーションと考えられる。電磁ポンプでは高速インペラに見られる局部的なキャビテーションはないが同様な高速領域がダクトの入口にある。設計には注意する必要がある。

結論：ノイズと振動に関しては、電磁ポンプは回転ユニットよりも、もともと有利ということはない。事実、励磁周波に関する流れの共振の可能性については系統設計上注意する必要がある。局部的なキャビテーションを起きないダクト入口の設計が得られれば、電磁ポンプは、高周波ノイズがなくなり、炉心沸騰検出の面から有利になる見通しある。

#### 2.8.1.6 新しい故障モード

基準-電磁ポンプの使用によって未解決の問題を新たに追加するようではあってはならない。次の事項について充分評価する必要がある。

- ・ アークやバーンアウトによるダクトの損傷 — 結果としてはポンプの運転停止となることが予備的に検討されている。Naリークがガードタンクに達するには、もう1つの壁(ポンプケーシング)を通らねばならない。同時にガードベッセルを貫通することはありえないと判断される。この故障モードは、それ程厳しい設計問題とはならないが、アークによ

る損傷を完全に解析した上で最終的な設計をしなければならない。

- コイル冷却系の健全性の喪失 —— コイルの冷却材と Na の相互作用はコイルの冷却材リークと共にダクトの損傷が伴って始めて起る。その様な 2 重損傷が発生する前に 1 つのシステムからのリークを検出することは確かである。アークがグラウンドとマルチパスを形成しない限り、ダクトと冷却管の同時損傷のメカニズムは考えられていない。

上記の通り、この故障モードは設計上厳しい問題とはならない。しかしながら、最終的に設計する前に、冷却材の相互作用の可能性（例えば、エネルギーの放出、あるいは Na 系の汚染）について、完全な評価をする必要がある。

**結論：**電磁ポンプは回転ユニットと比較していくつか新しい故障モードの可能性はあるが、いずれも深刻な問題とは思えない。さらに評価を進めるためには、特定の設計（形状、材料）を詳細に行う必要がある。

#### 2.8.1.7 設計に関連するその他の問題

**基準 — 電磁ポンプの使用によっては難しい設計問題をさらに難しくし、安全上の余裕を少くしてはならない。**

- **構造設計 —** 電磁ポンプの設計概念の予備評価では、熱応力や環境負荷（例えば、地震）については遠心式ポンプの場合より、解析し易いことが判る。回転ユエットの複雑な入口部の設計に比べて電磁ポンプは比較的均一で薄肉なので単純なモデルでより信頼ある設計をすることができる。
- **流れのコントロール —** 電磁ポンプは流れのブレーキとしても操作できるので、擬似のスクラムがあった場合、自然循環の流量を絞ってコールドショックを最小にくい止めるのに適している。高い頻度で起るそのような過渡的な変化率を少くすることは、熱サイクルの安全余裕度をかなり増やせることになる。
- **低流量運転 —** 長期間の低流量運転（10%以下）は回転式ポンプにとって問題である（ベアリングの支持など）。電磁ポンプの場合は、低流量で特別な設計上の考慮なしでも安定した流れが得られる。

**結論：**電磁ポンプは構造設計、低流量コントロール、低流量運転の面でますます設計上の信頼性が増してくる望みがある。設計面での電磁ポンプと機械式ポンプの比較を Table 2-15 に示す。安全余裕度が増せばプラントの許認可の上で有利である。しかしながら、設計余裕度がどの位安全につながるかを充分評価するには、特定の電磁ポンプの設計が必要である。

Table 2-15 電磁ポンプと機械式ポンプの設計面での比較

電磁ポンプ	機械式ポンプ
1. 液体金属中で作動する部分がない。 シールがいらない：全て溶接構造	1. 駆動軸のトップのシールは両面タイプシール，シール損傷で全潤滑油を収納するシールリークだめがある。下部 Na ベアリングは4つのポケット付ハイドロスタティックベアリング。
2. カバーガスと液体金属間に自由液面なし。	2. 運転状態ではガス／Na 境界面からのガス巻込みを最小にするため，ポンプタンクの上部での Na の流れは小さい。3つの主ポンプの Ar ガス圧はガス均等化ラインによって炉カバーガスと等しくなる。
3. ポンプ検査のために，配管系を切断する必要なし。	3. ポンプの1次シールはボルト締めされ，溶接された Canopy シールで検査のためにポンプを引抜く時は切断し，後で再び溶接せねばならない。ポンプを外ケーシングから引抜く時は，Na で汚れた面全体を外気にさらすことになる。
4. ポンプは固定支持なし。	4. ポンプ外ケーシングはしゃへいデック界面で固定支持。
5. 崩壊熱除去は巻き線に低電圧を流すことにより可能	5. 崩壊熱除去はポニーモーターで可能

### 2.8.1.8 安全性に関連して必要な研究

電磁ポンプを LMFBR の主冷却系に使って安全であることを確証するために必要な設計上の評価検討事項が以下に示されている。設計がまだ初期段階であるため，このリストは必要最低限と考えるべきで，ポンプの設計がはっきりするにつれて新たな面が追加されよう。

システムの熱過渡現象 — 炉や主冷却系での動的挙動を形どって電磁ポンプを製作する必要がある。

主配管破断 — 炉心での沸騰を防ぐために必要なシステムの装置（例えば，シールタンク，ガードパイプ）と共に破断の大きさと位置に対する炉心の応答を調査する。

振動とノイズ — ポンプからの圧力振動の範囲に相当する共振周波数について炉および主冷却系を調べる。

- 故障モードの効果についての解析 — (1) ダクトの損傷 (2) コイル冷却システムの破断  
(3) 自然循環でのコイルの過冷却の結果を調べる。注意すべき他の部分も設計が固まるにつれ、はっきりしてくるだろう。
- 信頼度解析 — ポンプの制御電圧のメンテナンスに特に注意して、ポンプとそのコントロールの全ての致命的な部分の信頼度を調べる。

### 3. 電磁ポンプの型式と仕様

あらゆる電磁ポンプにポンプ作用をもたらすものは、ナトリウムあるいは他の導電性流体そのものに生ずる力である。磁場の中を流れる電流は、力を受ける。もし、導電性材料内を、電流が流れるとその導電体に力が及ぼされる。与えられる全圧力は、磁束密度と電流密度との積を、ポンプダクト全体について積分したものである。

電磁ポンプは、磁場の中に電流をもたらすだけのことゆえ、設計者の能力いかんで非常に多種多様な、製作が可能である。直接動的作用をするポンプの他に、インペラなしで、電磁力で導電性流体を回転させて、その遠心力によって圧を生じさせることができる。

小型で安価な実験室、試験ループ用のポンプとしては、いわゆる伝導型が便利である。これは、ポンプ外部からの電流をダクト壁を経て直接ナトリウムに導き、ナトリウム中に伝導電流を流す方式である。これでは、ダクトにブスバーを設置することにより電気抵抗を非常に小さな値とし、低電圧で大電流を流すことが可能なようにしている。大規模の伝導型ポンプを作ろうとすると、大電流(11,000 g pm, 37.8 m<sup>3</sup>/min で約50万アンペアにもなる。)を要することが問題である。このため、大容量ユニットの場合は、磁場の移動作用により流体内に誘起される電流を利用する型式(いわゆる誘導型)が使用される。

いわゆる誘導型ポンプの中には、ダクト形状を異にするものがいくつかある。なかでも一般的なものとして、平板型(フラット)と円環型(アニュラー)が開発、利用されている。

線型誘導型電磁ポンプの基本原理は、多相かご形誘導電動機の場合と同じである。誘導電動機では、円筒状のステータと呼ばれる磁気構造物の内周に巻かれたコイルの間で移動磁場が作られる。この回転磁場が、2次側である円筒状のロータと呼ばれる磁気構造物の外周に埋込まれた導体中に、起電力を誘起する。この起電力によって生じる電流と、磁場との相互作用によってロータである磁気構造物に力が生じる。ここに全体形状が同筒状をしているため、この力がロータのトルクとなる。

#### 3.1 FLIP

Fig 3-1に示したFLIPの場合、固定子構造物は、(電動機の場合と異なり)円筒状ではなく、平板状の磁気構造物であるが、これに電動機の場合と同じく、コイルが分布している。従って、磁場の移動は、電動機の場合回転方向であるのに対し、線型方向である。ロータは、矩形断面を有する金属わく(ポンプダクト)に閉じこめられている導電性流体で置き換えられたとみればよい。起電力が流体内に誘起され、これによって生じる電流と磁場との相互作用に基づく力が流体内に生じる。この力をダクト全長にわたって積分した効果が、すなわちポンプによって与えら

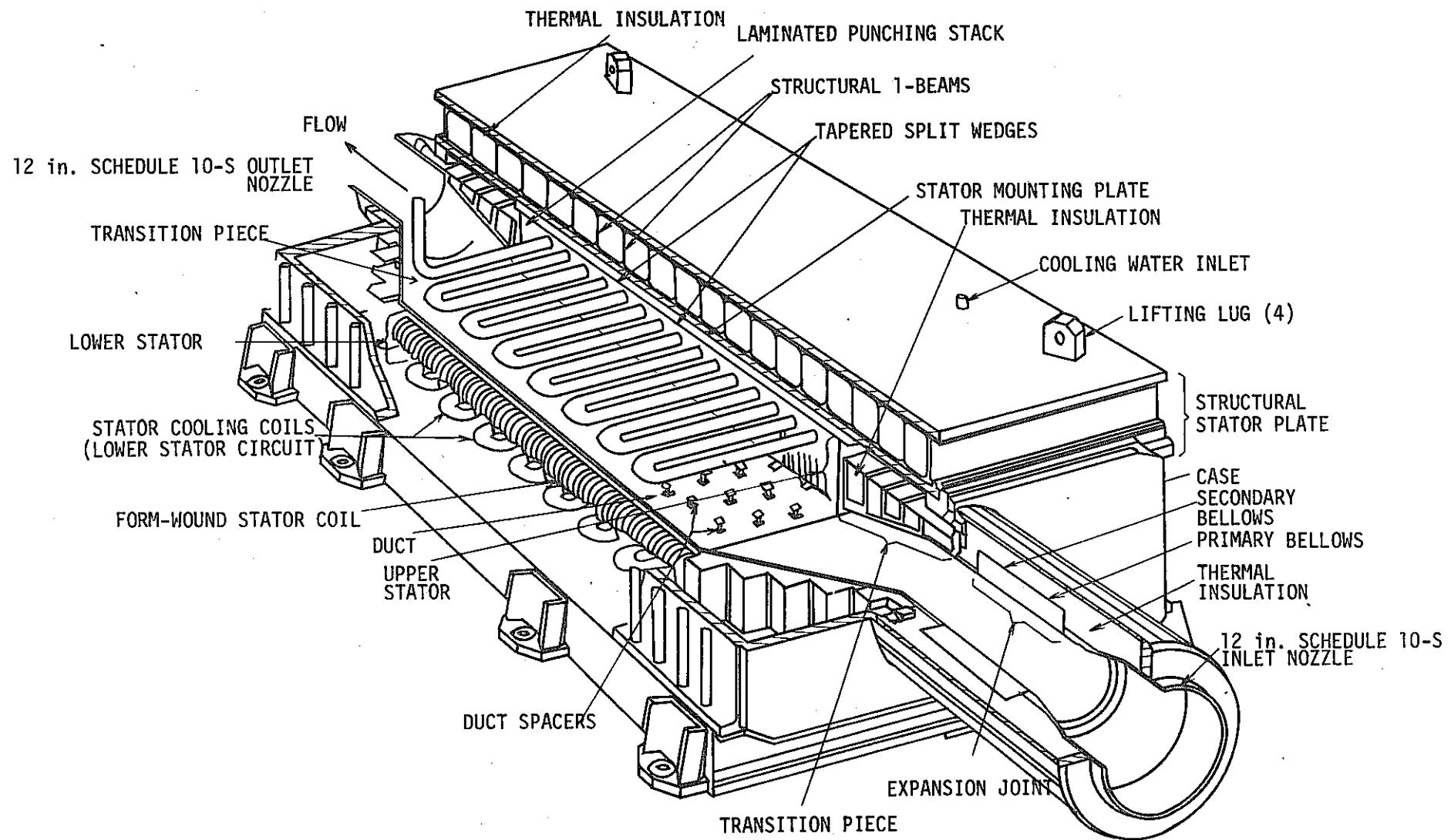


Fig 3 - 1 2次系FLIP (構造図)

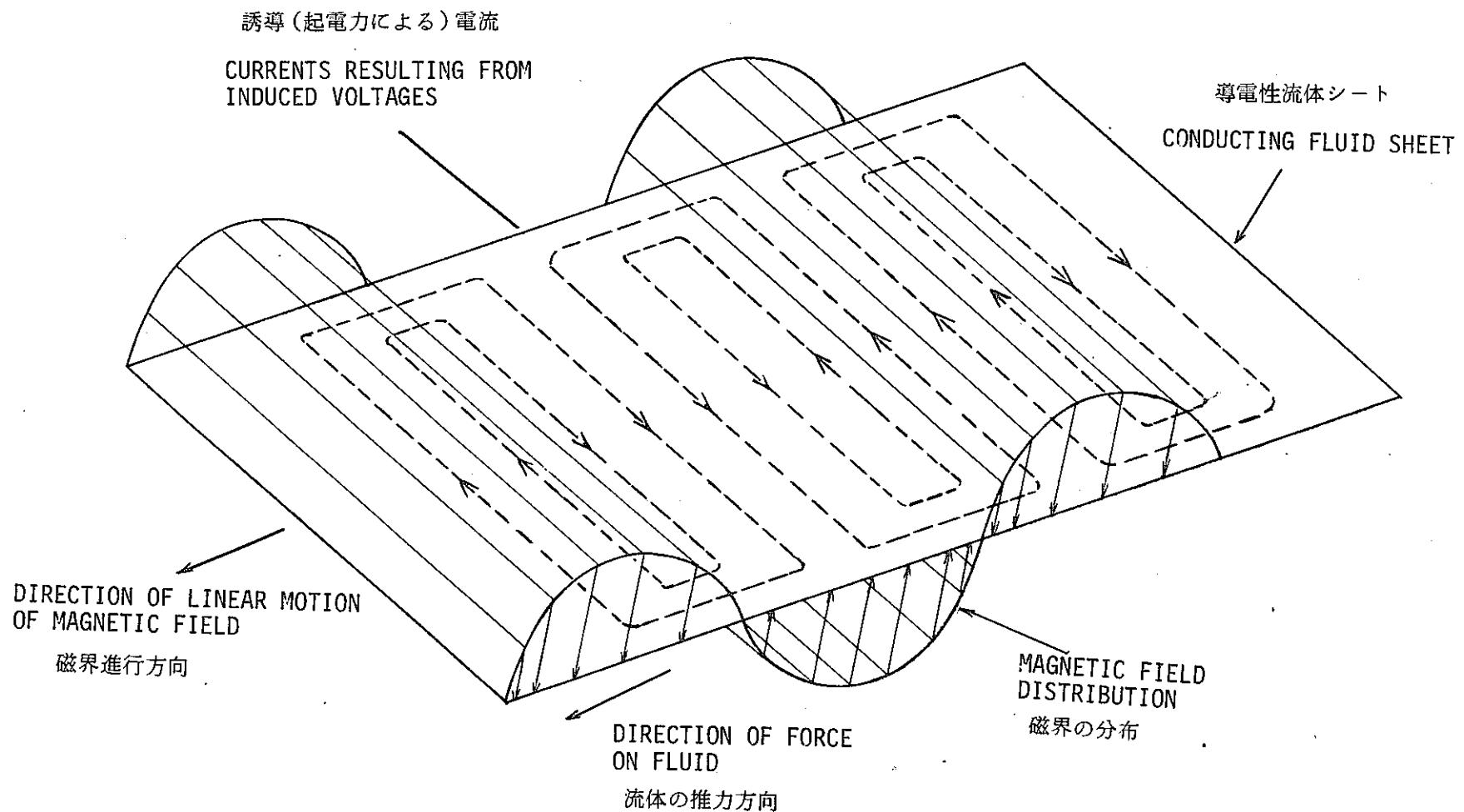


Fig. 3-2 LIP の動作原理

れる圧力というわけである。この原理を Fig. 3-2 に示した。

FLIP の設計では、2 個の固定子構造物が使用される。これらは、ダクトをはさんで両側に設置され、作られる磁場が互いに強め合うように接続される。Fig. 3-2 をみれば判るように、誘導電流は、磁場の移動方向に対して直角で、ダクトを横断する方向に流れる。この流路を完結するためには、電流は、わずかな距離（最大で、1 磁極長さ分）磁場の移動方向と平行に流れる必要がある。この流路の電気抵抗を小さくすると効率の向上が期待できる。たとえば、ダクト側端電流の導通をよくするため、銅のサイドバーを入れるといったような工夫であるが、実際には、熱衝撃の厳しい部分でもあり、設計上困難な問題があるので、あまり採用されていない。

### 3.2 ALIP

磁束と電流の直交関係は、円筒状であれ、環状であれ変わらない。環状部内の流れは、軸方向、螺旋状または接線方向である。

Fig 3-2は、“磁場の線型移動方向”を矢印で示している。この矢印を軸と考え、平板ダクトをその軸の周りにぐるっと一廻りする環となるように曲げてみれば、それがALIPのダクトとなる。誘導電流が、ナトリウムの円環内を円形流路をとつて流れる。電流は、軸に直角の断面を流れることになる。FLIPの場合のように、軸に平行になる電流は、全くALIPでは見られない。

ALIPでは、流体が軸方向に流れる。このポンプは、1936年、Albert EinsteinとLeo Szilardにより、ドイツで特許になっている。鉄心は、径方向に積層板で作られる。これは、電気コイルのガス冷却に便利な溝を各群間の径方向空間が与えることになるので、アニュラスの外側にある固定子には都合がよい。しかし、アニュラス内部の鉄心構造は複雑になる。ALIPの電気コイルは、一様な大きさでスパイラルに巻かれ、ちょうど缶詰めのパイナップルにみられる形状となる。ナトリウム中の誘導電流は、ポンプ軸を中心とし、同心円状に流れる。

容量が大きくなればなるほど、ALIPがより魅力的となる。アニュラス径が増大するにつれて、アニュラス内部にコイルと鉄心のための空間ができることになる。小型のALIPでは、外部コイルの空間しかない。小型の場合は、FLIPで言えば、ダクトの一方にのみ固定子があることと等しい。一定のポンプでは、固定子2つより1つの場合の方が、漏洩磁束がより大きいため、出力が小さくなる。同容量ポンプなら、固定子1つにするより2つにする方が、よりコンパクトな形状になる。磁気抵抗や、漏洩磁束を小さくでき、力率を改善できるためである。

### 3.3 環状ダクト-HIP, ALIP

アニュラスに沿って螺旋状に流れるものとしてHIPがある。固定子コイルは三相誘導電動機と同じである。固定子は、ポンプ軸と平行にナトリウム中を流れる電流を誘起する。固定子の端末部では、電流は、帰路として隣接した磁極のもとへ1ポール幅だけ円周方向に流れる必要がある。

誘導電流と磁場との相互作用によって、誘導電動機のロータが回転するのと同じく、ナトリウムが接線方向に回転する。正味のポンプ作用は生じないので、アニュラスに螺旋状のベーンを設けることしている。螺旋ベーンのピッチと螺旋角と、ナトリウムの回転速度によって決まる速度でナトリウムは、アニュラスのベーン沿いに回転させられる。同一の固定子によって駆動され、同一アニュラスであっても、螺旋角の選定により、圧力と流量の比に広範な選択が可能である。しかし、HIPが通常使用されるのは、一般にLMFBRの主冷却系の場合より圧力と流量の比（圧力／流量）がより大きな場合となる。

HIPまたはALIPのポンプでは、アニュラスを通過したナトリウムは、次に述べる3種類の流路のうち、いずれかの流路をとる。1つは、第4章で説明される予定で、Fig 4-2に見られるような、軸方向にテーパをつけた円錐部から直接、出口管に接続されているか、または、円環状の部分に集められ、接線方向のノズルからはき出される場合である。2つ目として、もし必要ならばの話だが、ポンプ軸と一致する中心管を経て、ポンプの入口端にナトリウムを戻す方法である。その中心管は、ナトリウムの通過するアニュラスの内側にある鉄心のさらにその中に設けられた穴の中を走ることになる。この方法は、磁束の帰路が外周辺部で確保されるため、中心部の磁気回路上の必要性がなくなるので可能になるわけである。誘導電動機の場合は、この空間はシャフトで占領されている。

また、HIPの場合は、3つ目として、第一アニュラスに隣接したところに、第一流路に対して負となる位置をとって第二アニュラス（やはり螺旋ベーンを有するもの）を設け、ナトリウムを入口端に戻すことができる。

次に、Fig 2-4, Fig 2-6 で示した、センターリターン型ダクトの2種の構造は、両方とも重要な利点がある。

まずは、ポンプの同じ側に入口、出口両端を設けられるので、固定子がナトリウム配管に干渉することなく、引き出されるという点があげられる。これはまた、ナトリウムダクトの検査のみならず、固定子の修理や、交換を行うための接近を容易にすることになる。2つ目として、ダクトと固定子間の熱膨張差を容易に収容できることがあげられる。なぜなら、ダクトは、拘束なしに自由に伸び縮みできるからである。これらの2つの利点は、HIP, ALIPに共通である。

HIPやALIPは大流量向けに設計されるにつれてアニュラス径は増大する。非常に大流量のものになるとアニュラスの内側にも固定子集合体を設ける空間ができることになり、電気的、磁気的な特性や性能が改善されることになる。2つの固定子は、FLIPの二固定子型の場合と同じく、互いに独立に巻けるので、信頼性の向上につながる。また、内側固定子の冷却の問題も、規模が大きくなればなる程容易になると考えられる。

FLIPとALIPは、この研究におけるLMFBRの主冷却系循環機として主な候補と考えられる。しかし、GE社の低流量、高揚程に関する豊富な経験から、HIPも一応考えてみた。ここで検討された話では、LMFBRを用途とした場合は、高流量、低揚程という特徴が明らかである。従って、HIPの設計は、最適性能から遠くなり、より悪い効率や力率に耐える必要が生まれる。この場合、必要な大きさにするには、現在の技術からしては、実現が可能なくらい大きいものとなる。たとえば、LMFBRの主冷却系の仕様では、HIPの効率はFLIPやALIPの効率よりも小さいものとなるだろう。

従って、HIPは、複助系や供給系などの用途に広く利用されることになろう。

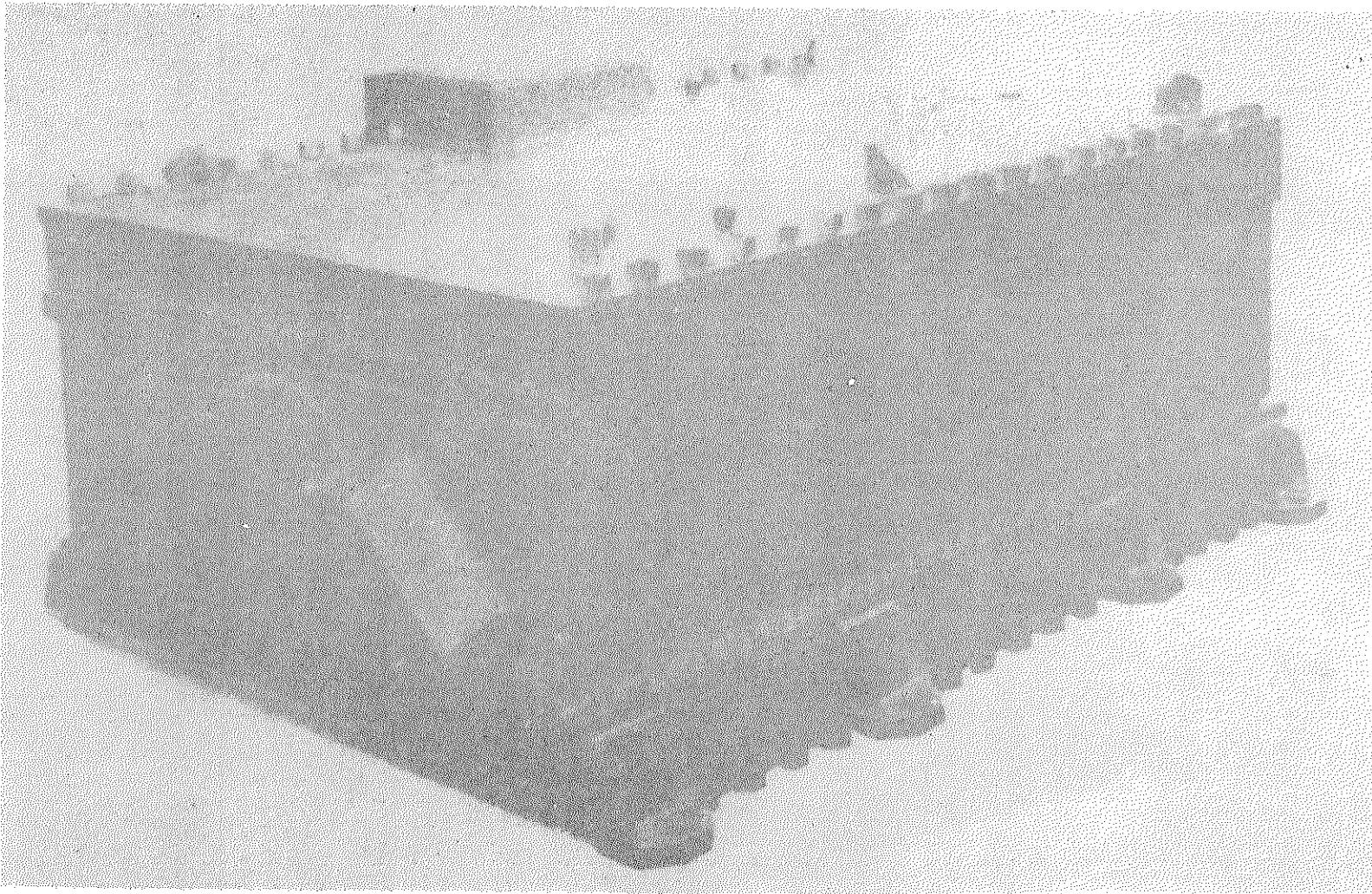


Fig 3-3 FLIP-ナトリウム, 6500 gpm (=25 m<sup>3</sup>/min), 53psi (3.7 kg/cm<sup>2</sup>), 3φ, 60φs, 440V, 水冷

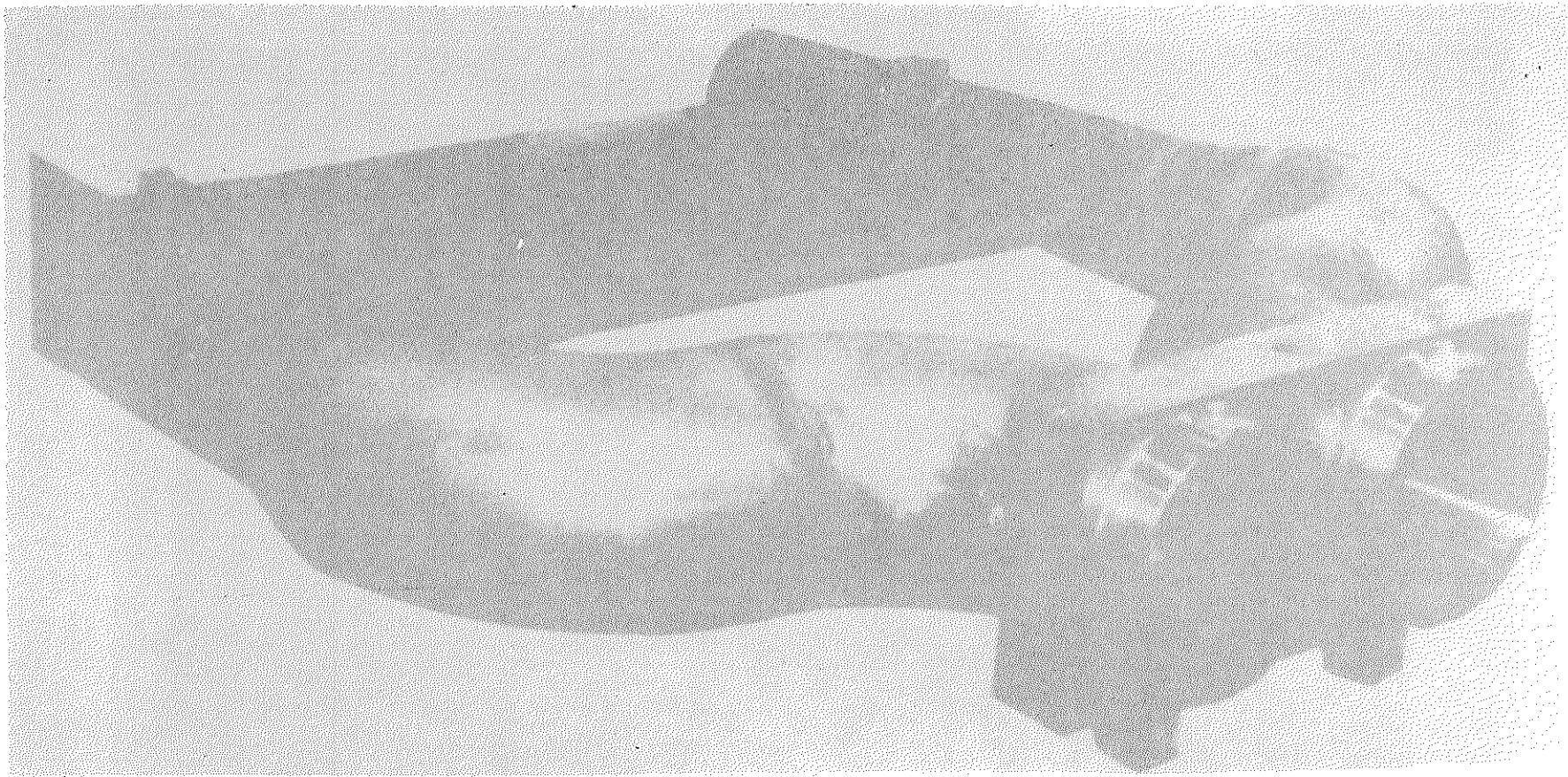


Fig 3-4 SEFOR FLIPダクト

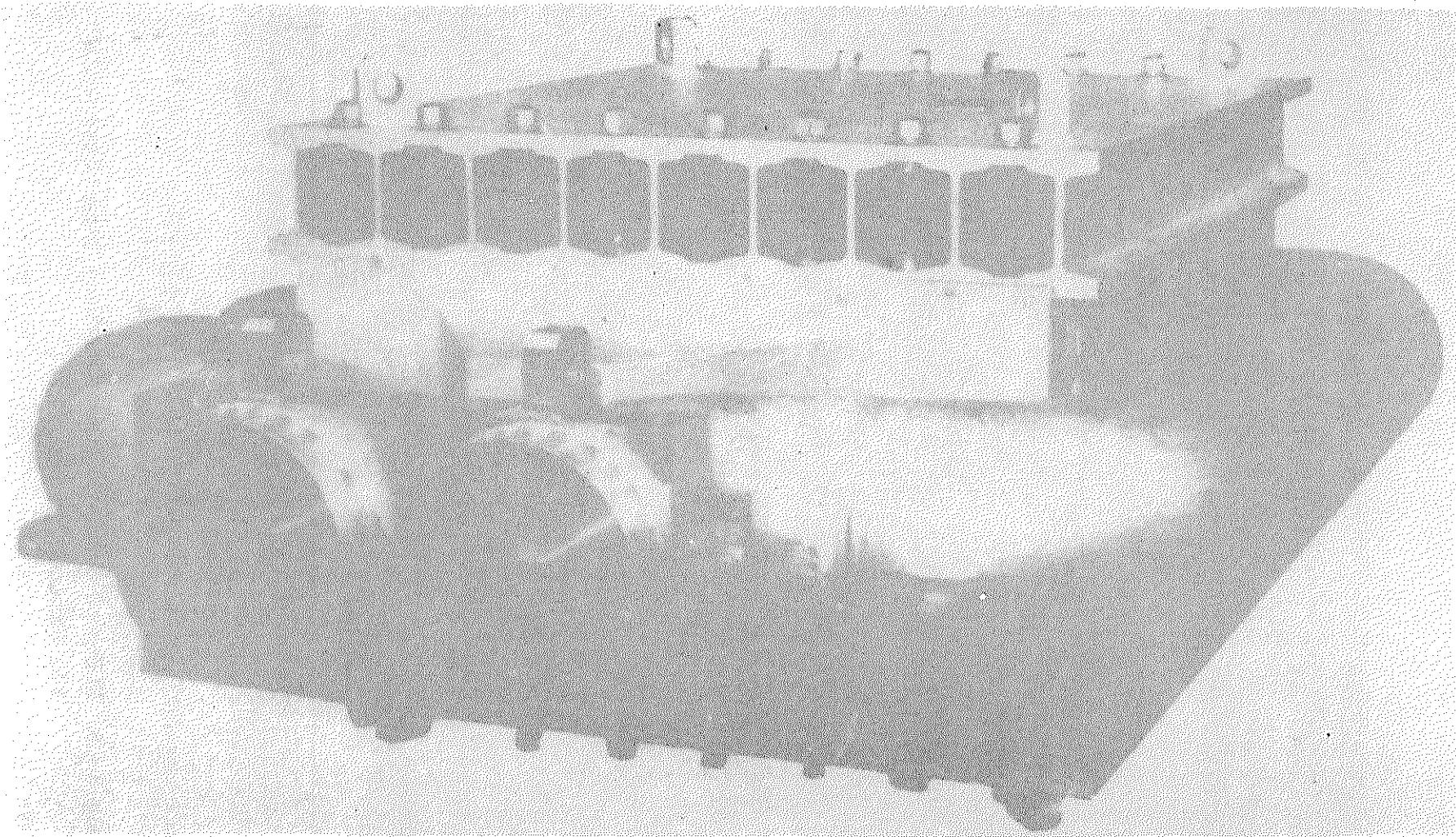


Fig 3-5 SEFOR 主ポンプ (EMポンプ) - FLIP型 (全体組立図)

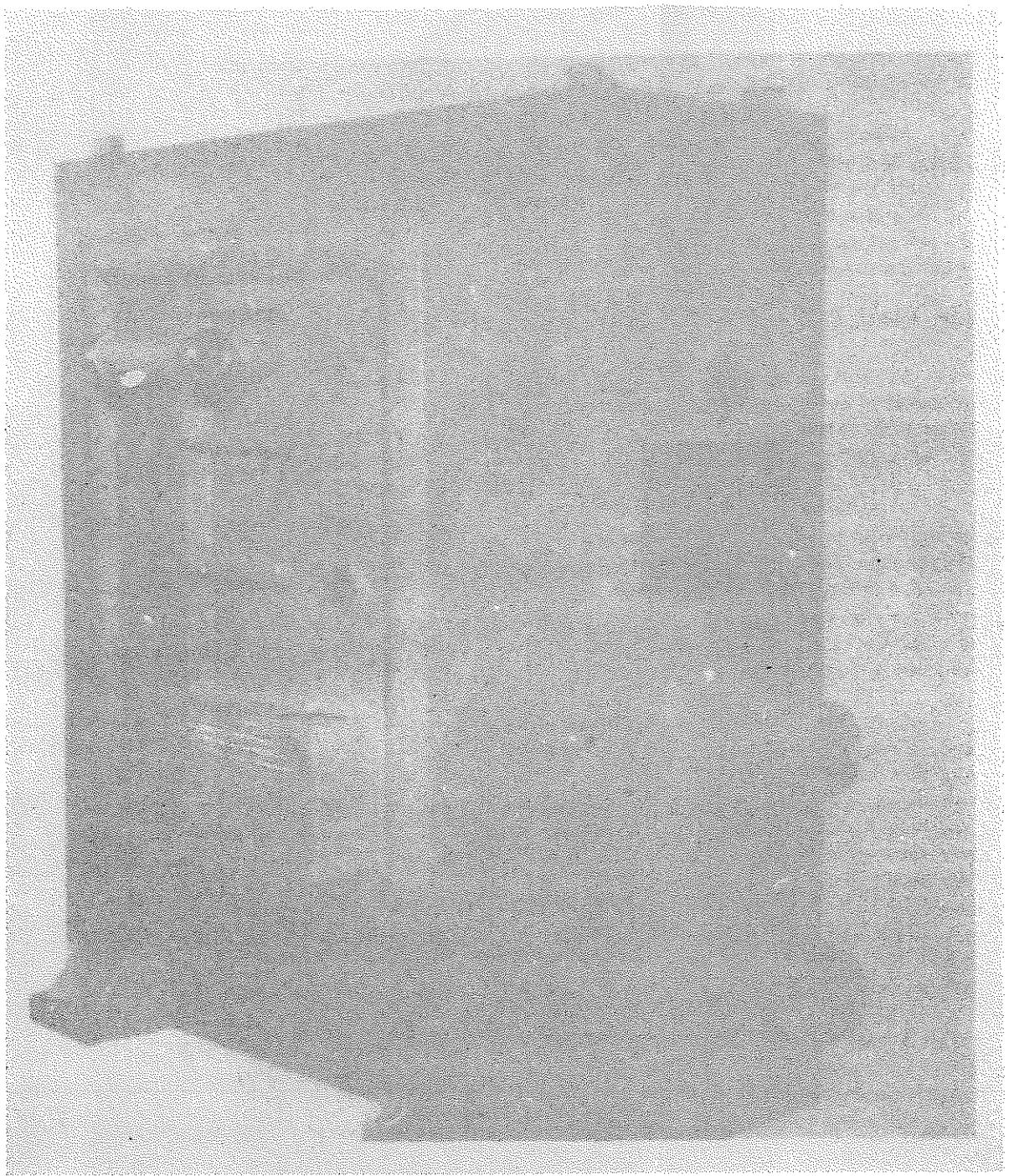


Fig 3-6 FLIP-ナトリウム, 60 gpm (=227ℓ/min), 30 psi (2.1 kg/cm<sup>2</sup>),  
3φ, 60 cps, 220V, 水冷

### 3.4 SEFORのFLIP設計

SEFORの主ポンプは、FLIPである。これはまた、電気的、磁気的に EBR-II のものと同じである。膨張用ベローズをなくし、配管ノズルでの応力からポンプダクトをまもるため機械的设计の変更が実施された。

Fig 3-4 に SEFOR のダクトを示した。これは、また Fig 3-6 に示した EBR-II の二次系ナトリウム供給系ポンプと同じ设计である。设计上の違いといえば、入口出口の流路部分が異なる点だけである。管から矩形への複雑な流れの遷移する部分は、ヘッダとなる管を設けただけである。ベローズはついていない。

SEFORポンプの電気コイルは、一次系のポンプの場合、窒素で、二次系ポンプの場合、空気で冷却されている。一方、EBR-II では、液体によって冷却されている。液体冷却の方がよりコンパクトなポンプになり、外ケーシングを完全な、密閉密封構造とすることができます。これは、ダクト内のナトリウムに対して、二重格納構造とみなせる。冷却用液体は、固定子の積層板内を、蛇行する管によって循環させることができる。

### 3.5 性能曲線 - FLIP

Fig 3-7 から 3-13 は、3 基の FLIP の性能を示す。Fig 3-7~3-9 は、 $24.6 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $6500 \text{ gpm}$ ) の EBR-II のポンプの性能である。

Fig 3-10~3-11 は、定格流量  $12.5 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $3300 \text{ gpm}$ )、揚程  $6 \text{ kg}/\text{cm}^2$  ( $85 \text{ psi}$ ) の 6 基のポンプのうち 1 つについて実施した試験結果を示す。6 基のポンプは、それぞれ 2~3 % の誤差内で同性能であった。

Fig 3-12~3-13 は、 $4.54 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $1200 \text{ gpm}$ ) のポンプの試験結果を示す。それぞれ、 $60 \text{ Hz}$  の場合と、 $10 \text{ Hz}$  の場合を示す。

また、これらの曲線は、次のことを示している。

- 電磁ポンプの安定制御範囲は 0 から 100 % であること。
- 電磁ポンプの性能特性は、LMFBR の系統要求条件を満足すること。
- 低周波数 ( $10 \text{ Hz}$ ) 運転が実証されたこと。
- 電磁ポンプの計算性能は、試験結果とかなり一致したこと。
- $3.78 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $1000 \text{ gpm}$ ) 以上のポンプにとって、ブスバーから流体への効率は、35 %~45 % というところが代表的であること。
- $3.78 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $1000 \text{ gpm}$ ) から  $24.5 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $6500 \text{ gpm}$ ) までの各種の電磁ポンプが FBR の開発と関連して 1949 年から製作され、試験されてきていること。

EFFICIENCY AND POWER FACTOR vs FLOW FOR 700°F Na  
445V = 100%  
(371°C)

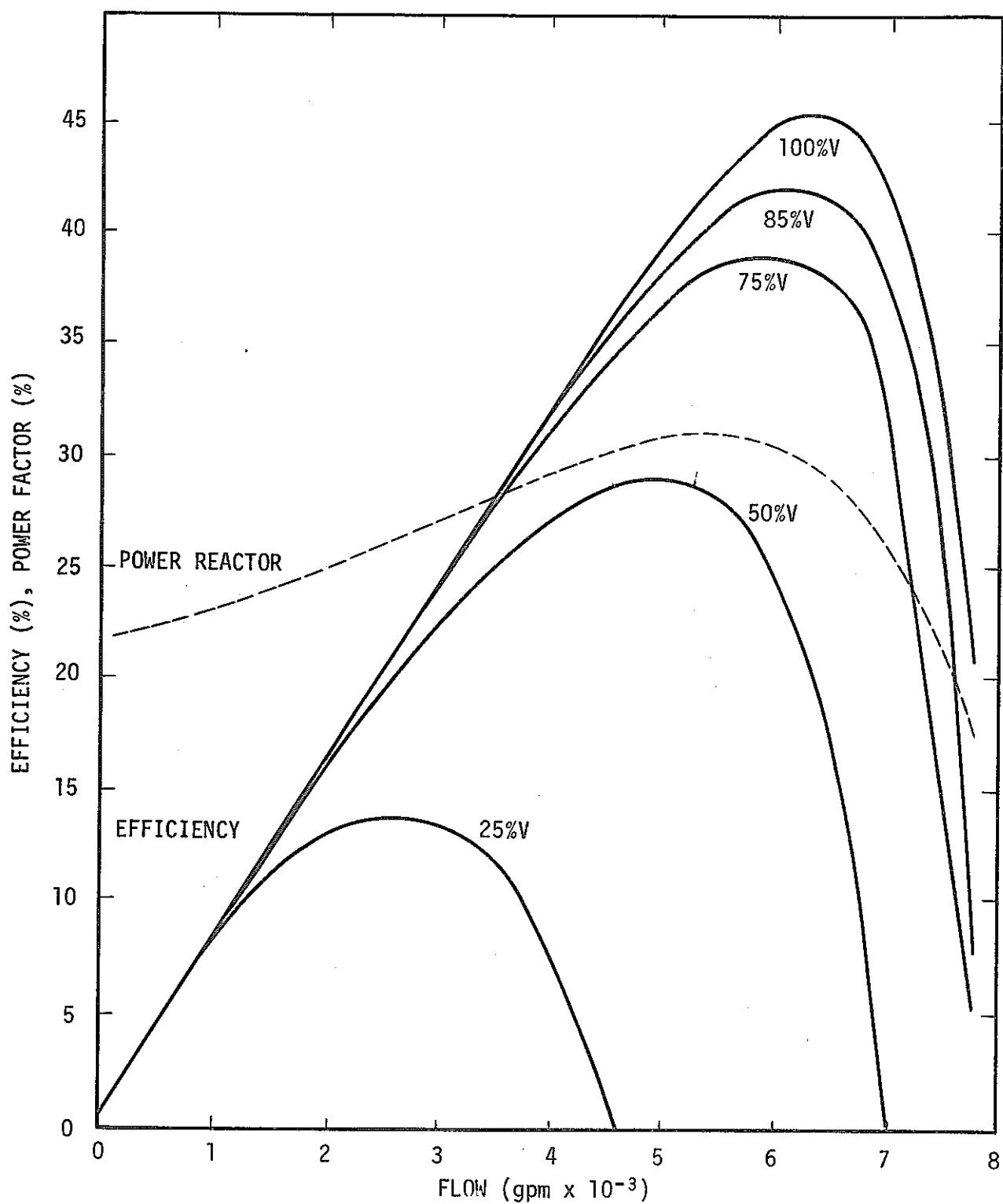


Fig. 3-7 EBR-II FLIP の効率計算値 (6,500gpm, 53psi, 60Hz, 3φ 480V)

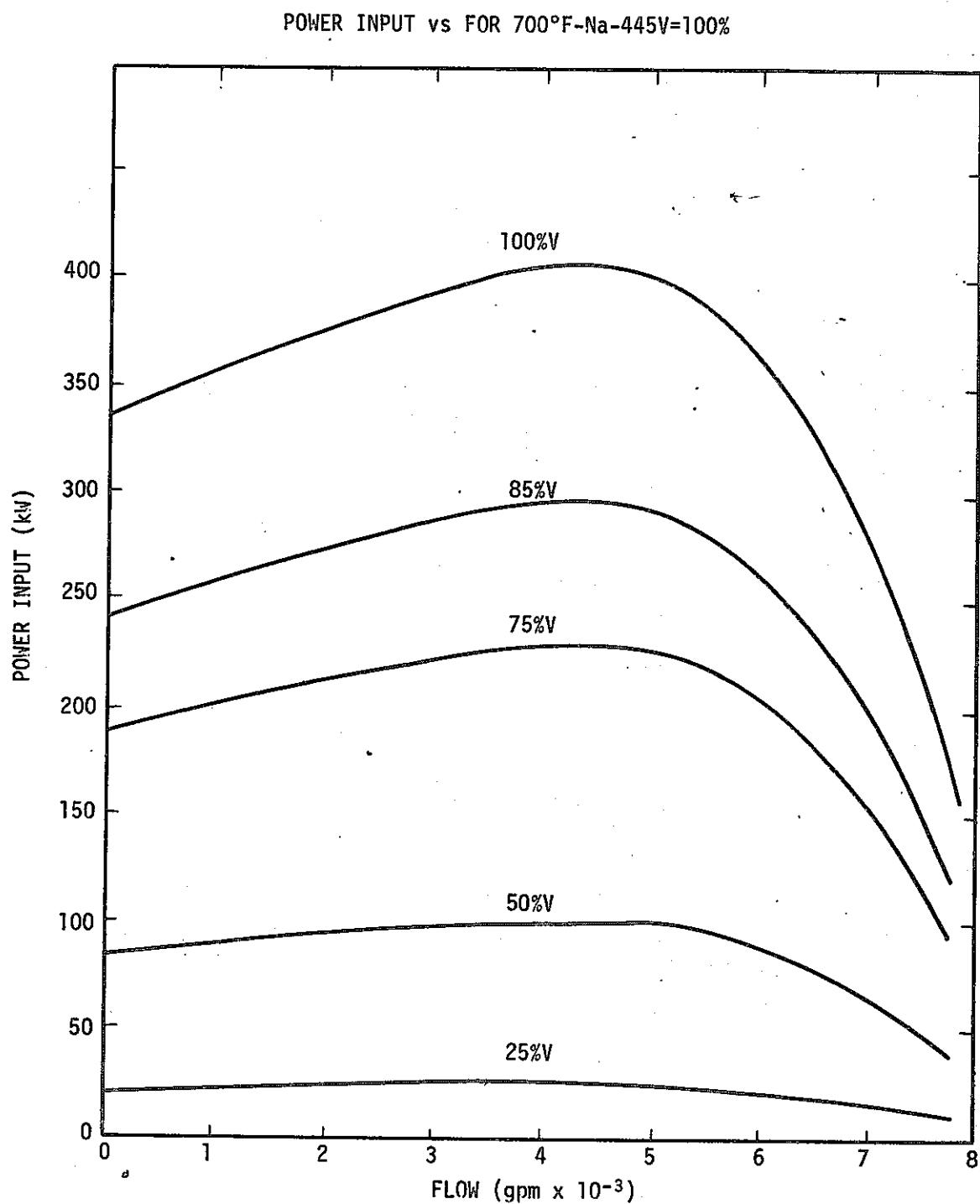


Fig. 3-8 EBR-II FLIP の出力計算値 (6,500gpm, 53psi, 60Hz, 3φ, 480V)

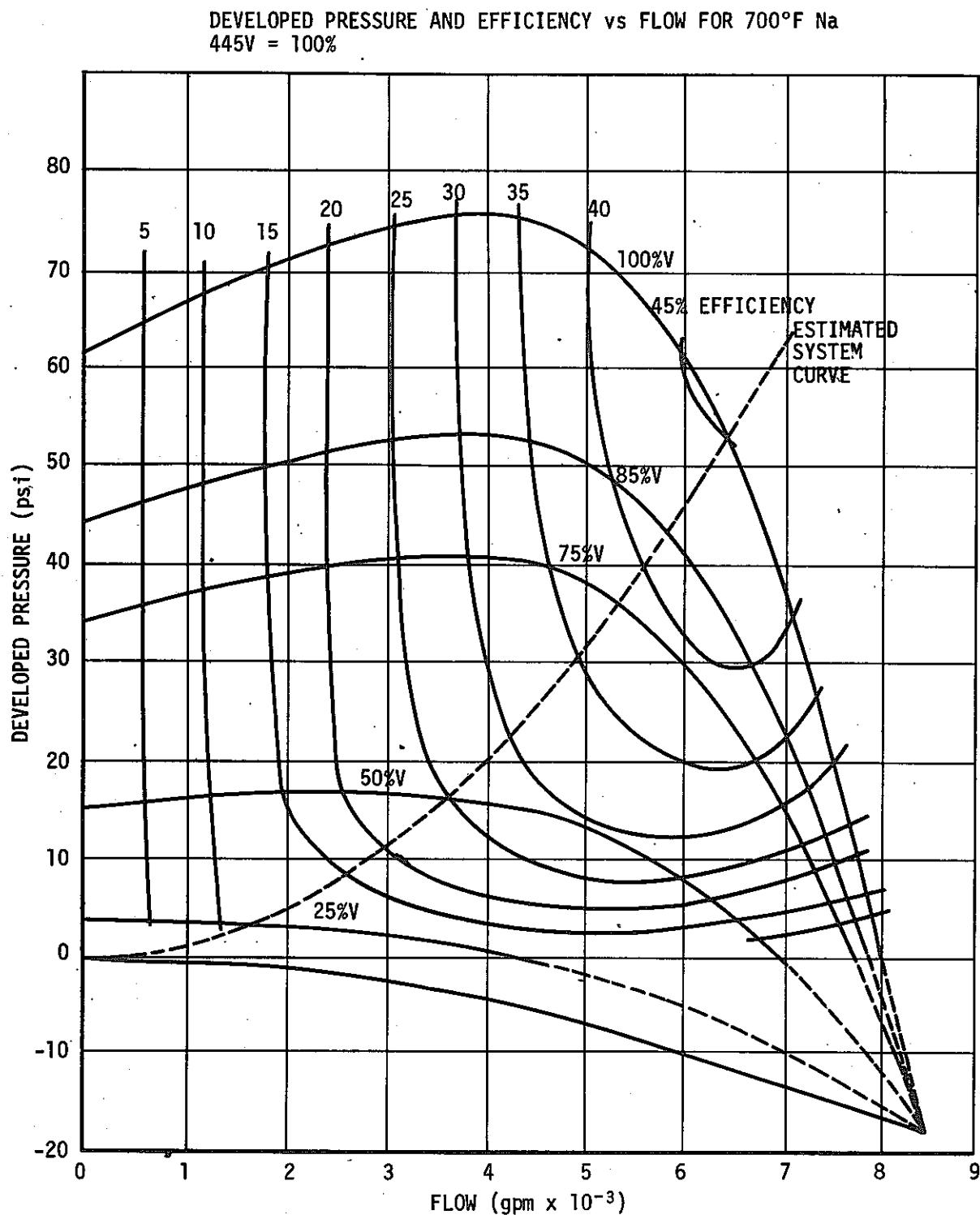


Fig. 3-9 EBR-II FLIPの0出圧計算値 (6,500gpm, 53psi, 60Hz, 3φ, 480V)

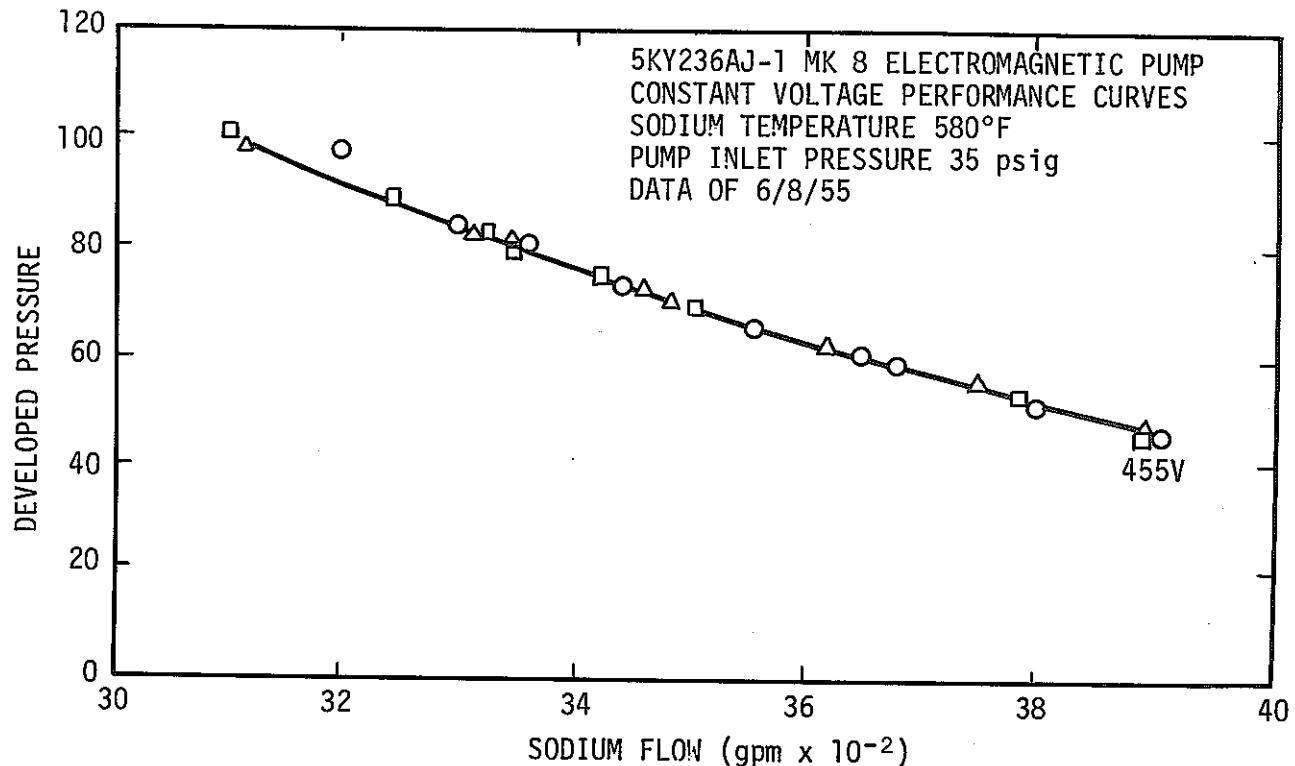


Fig. 3-10 3,300 gpm ( $12.5 \text{ m}^3/\text{min}$ ) FLIP の試験結果 - 圧力と Na 流量の比較

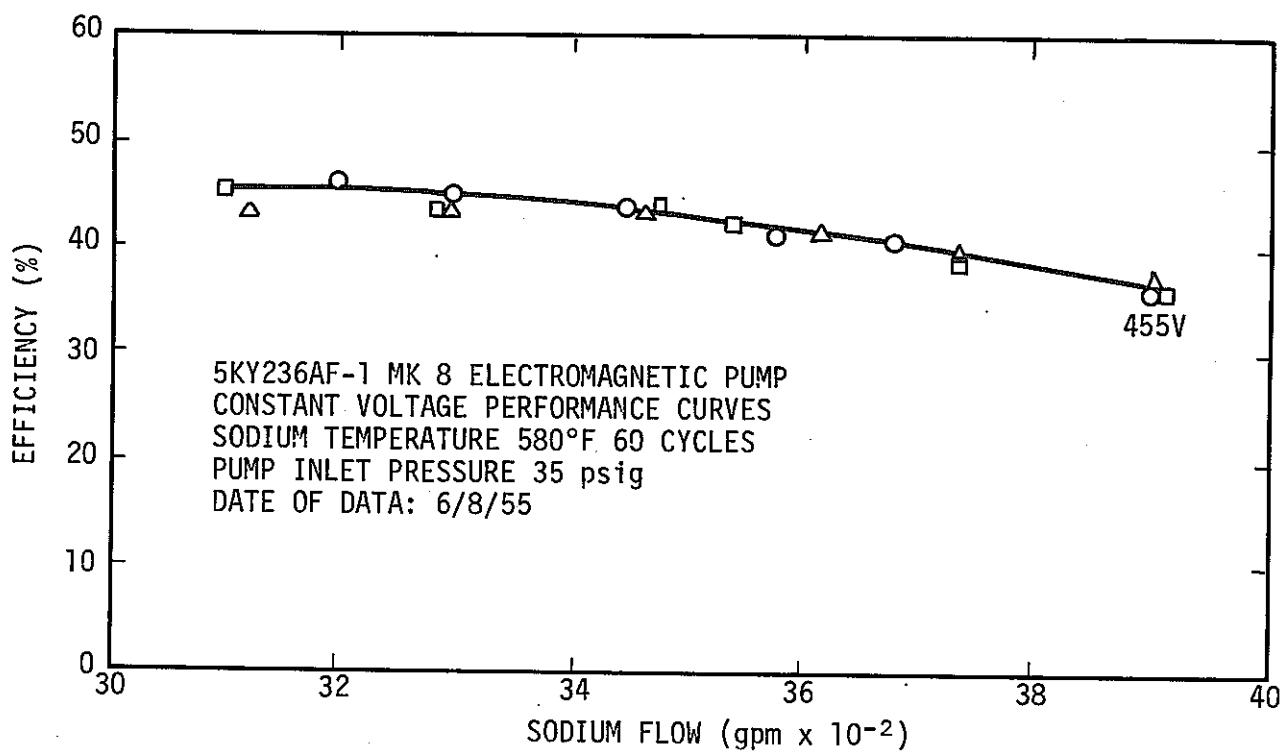


Fig. 3-11 3,300 gpm ( $12.5 \text{ m}^3/\text{min}$ ) FLIP の試験結果 - 効率と Na 流量の比較

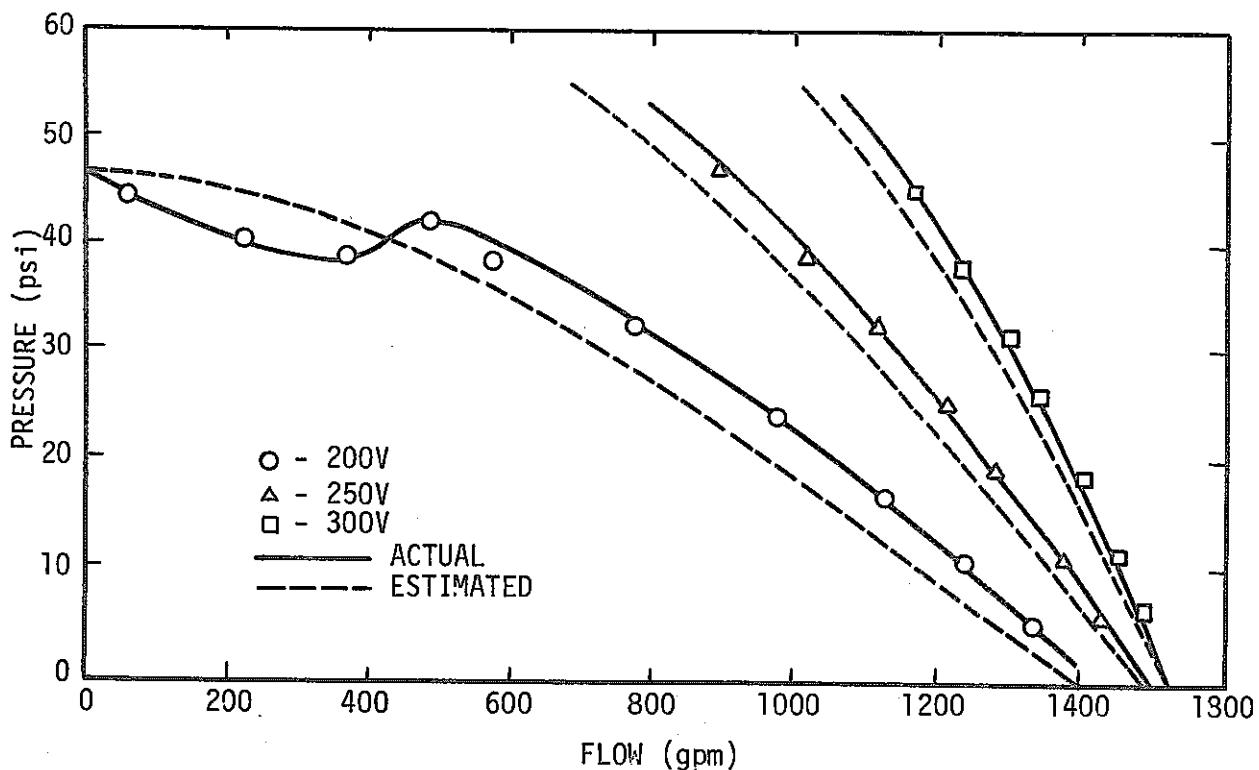


Fig. 3-12 1,200 gpm ( $4.5 \text{ m}^3/\text{min}$ ), 60Hz ELIP (KY-236)  
の性能曲線 - 700 FN a

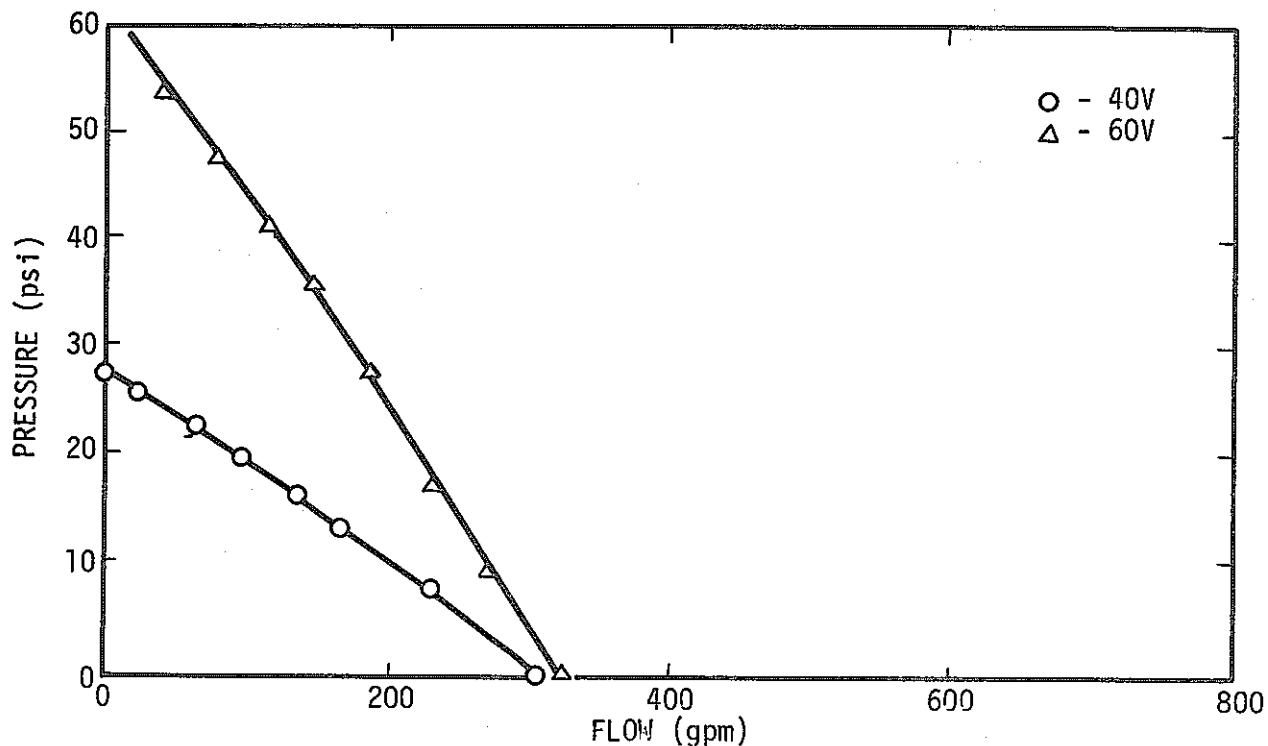


Fig. 3-13 1,200 gpm ( $4.5 \text{ m}^3/\text{min}$ ), 60Hz FLIP (KY-236)  
の性能曲線 - 300 FN a

### 3.6 比較総括

F L I P , H I P , A L I P の基本主要目の比較を, Table 3-1 に示した。

Table 3-1 比較総括(予備設計)主要目一覧

	F L I P (平板型)	H I P (ヘリカル型)	A L I P (アニュラー型)
固定子 積層板	矩形、通常製造プロセス	円形、従来型	矩形、厚さは、テーパをつけても可。
コイル 鉄心 (unwound Center Core)	独立に製造された2個の同一形状をもつもの。 適用外	従来型円形鉄心 軸方向、半径方向とも拘束する。	開発中、溝とか、外胴の構造物は、コイル巻きが完了後完成する。一複雑。径方向積層板は厚さにテーパをつけても可。
コイル	従来型全巻コイル一強固。 挿入時変形最小。端部支持が必要。	従来型。どのバーのコイルも多く(~150)黄銅接合部または、全コイルで挿入時の変形が起りやすい。端部支持が必要端部巻が最長。	従来型でない。開発必要。 荷重は外胴でささえる。断熱材は自由に曲げられること。 曲線状セラミック要素は強固になるだろう。組立て後は支持は充分である。
固定子 アッセンブリ	外わくに対するコアの取付けは困難。固定子は独立に組立てられる。	従来型、型どおりの組立て外わくに、充分しめつけが効くコアである。	コアの外わくへの取付は難熱伝達のため、しめつけはよくできない。コイルは定位に設置しなければならない。
ダクト	矩形流路。平板一それ自身で強度支持できない。固定子が支持を助ける。熱しゃへいが必要。固定子の端部が設計上の難問。バックリングがおこりうる。ダクトの動きをまさつで抑える。 内部鉄心は不要。	拘束された円筒構造。自身で支持できるダクト。製造は複雑流路が複雑。中心に磁石のある単純なコア支持具。25~30Hz の設計では中心を戻す流れにすることも可。固定子の取外しは難。熱膨張による応力の緩和は良。	円心円筒、形は単純。自身で支持可。製造は最も簡単内部鉄心の積層を軸方向に延長することが難、また支持ならびに組立ても難。放物線状の内部鉄心は製造上の技術開発を要する。
一般	構造物の姿形はよくない。 ダクトを切ることなく固定子を取り外しできる。コイル巻きが最も簡単。高温強度は期待できない。	小型ポンプとしての設計実績が最も多い。ダクトが最も複雑。固定子構造は最も望ましい形である。	今日までの最大規模で 23 m³/min (600gpm) までしか経験なし。

### 第3章 参考図集

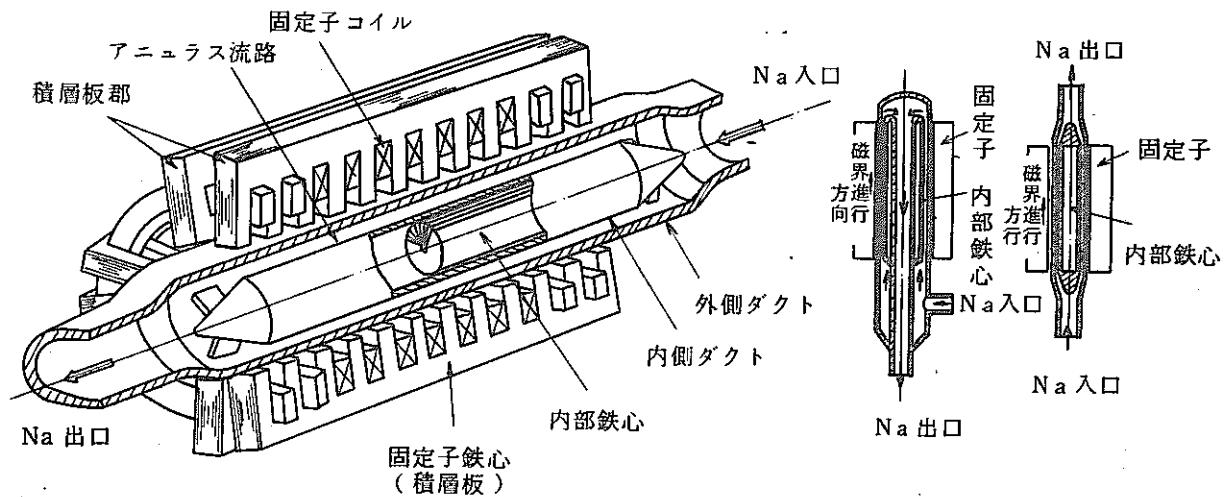


図 3-8 ALIP 流路形状

図 3-7 ALIP 構造図

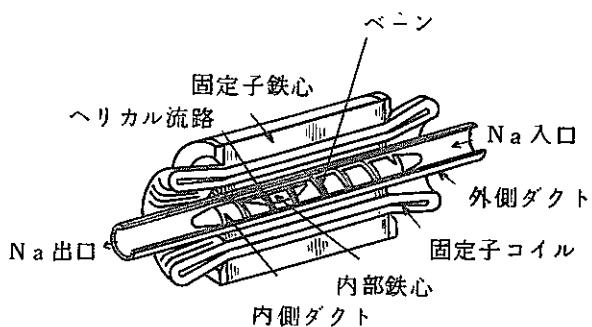


図 3-9 HIP 構造図

#### 4. 大型電磁ポンプの設計

現在、設計検討が進められているポンプは、 $14,500(55\text{m}^3/\text{min})$   $26,400(100\text{m}^3/\text{min})$ ,  $90,000(340\text{m}^3/\text{min})$  gpmのポンプで、揚程は $175\text{psi}$  ( $12\text{kg/cm}^2$ ,  $150\text{m}$   $562^\circ\text{C}$ )である。

これらの設計は、電気、磁気的な観点から見通しがあり、同程度の機械式ポンプに比べ、重量大きさ、費用の経済性の面から期待できる。

構造設計は、RDTスタンダード、ASMEコードセクションIII、クラス1に従って検討されている。

電磁ポンプの魅力ある特徴は、高い信頼性、広範囲にわたって流量を容易にプロセスコントロールできること、沸騰やガスの巻込みの音響検出に支障を与えないような静かな運転である。大型になると、小型のポンプに比べ効率を著しく落さずにナトリウムダクトの肉厚をずっと大きくさせることができ可能になってくる。例えば、 $6000\text{gpm}$  ( $23\text{m}^3/\text{min}$ )以下のポンプのダクト肉厚は $60\sim90\text{mils}$  ( $1.5\sim2.3\text{mm}$ )で高い信頼性が保てる範囲で可能な限り薄く設計してある。 $80,000\text{gpm}$  ( $302\text{m}^3/\text{min}$ )の容量のポンプでは、 $0.5\text{inch}$  ( $12.7\text{mm}$ )  $15,000\text{gpm}$  ( $57\text{m}^3/\text{min}$ )では $200\text{mils}$  ( $5\text{mm}$ )の肉厚でしかももっと小さいEBR-IIやSEFORのポンプに比べ効率も劣らないし、同時に励磁固定子の外部サポートとは独立にフリースタンディングの設計も可能になる。

SEFORやEBR-IIで使ったようなFLEPやALIPについて現在検討している。円筒形のALIPのダクトは、FLIPの薄い平板ダクトより構造形状として良いことは直観的に判る。

ポンプの容量が大きくなると、ALIPポンプの中心にある2重管ナトリウムダクト内の空間が大きくなる。前に述べたように、これは、設計を改善し、内側に2番目の電気固定子のためのスペースをゆるすと共に、中心にリターンナトリウム用同心管のスペースを与える事になる。センターリターンパスによってベローズ無しで熱膨張が吸収できる。2番目固定子によってナトリウムの両側から進行性磁場が生じるので磁束のもれや電流密度が少くなり、又、2番目固定子を独立につなげることにより、(SEFORのFLIPで行ったように)、1個の固定子に電気の故障があった場合でも引き続いて緊急のポンプ作業が可能である。

現在、検討しているポンプは、 $20\sim30\text{Hz}$ , 3相電源用に設計されている。これには $60\text{Hz}$ からの変換が必要である。モーター・タービンで駆動する変速交流機、あるいは一定の速度と周波数の機械を使った固定速度変換機など回転変換機が使える。ソリッドステイトエレクトロニクスの変換機/変流機(インバータ)も開発されているが現状では値段が高すぎる。

9 0,000 gpm の FLIP のナトリウムダクトは幅約 6 ft (1.8m) 長さ 10 ft (3m) 深さ 5 inch (130mm) である。電気的には、この深さでうまく行きそうである。何故ならば、貫通深さ（磁束と電流が表面の 63% の値に落ちる厚い導体内の深さ）は 1000°F (540°C) のナトリウム中では、30 Hz で約 2 inch (51mm) であるから、25% のスリップで運転する 30 Hz のポンプの場合、ナトリウム中での電気周波数は 7.5 Hz であり貫通深さは約 4 inch (102mm) である。ナトリウムダクトの両側に電気固定子がある場合には、この例でのナトリウムの最大厚さを 30 Hz 励磁で約 8 inch (203mm) に限定すべきである。流量が 15 0,000 gpm (570 m³/min) 以下では、これは制約とはならない。FLIP の試験で示されているが、10 Hz 励磁では、30 Hz の場合より 75% 大きい流量で設計できる見込みであるが、このような結論を出すには更にこの面での解釈が必要である。

Table 4-1 にて 70,000~80,000 gpm (265~302 m³/min) の大型ポンプの比較を示す。

#### 4.1 予備設計研究

##### 4.1.1 FLIP と ALIP の設計概要と性能

大型線型誘導式電磁ポンプについて、最初に実施した評価は、信頼性の値を計算する以外に、各 3 クラスのポンプに対し、2 つの型 (FLIP と ALIP) のポンプによる。概念設計を行ったことである。各型式の固定子とダクトの基本概念設計は、Fig 4-1, 4-2, 4-3, 4-4 に示してある。これらは、LMFBR 発電所の主循環用への適用性を示すまったく最初の予備設計であることを繰返し強調したい。

ALIP の検討では、(Fig 4-2) のセンターリターンと (Fig 4-3) のストレイトフローの 2 つの流路を考えている。

これ等の予備設計は、各クラスでの重要なポンプパラメータの値を考慮・検討して進めた。これには現在手許にある計算コードを使ったが、これは今回の予備検討には満足できるものであるが、第 5 章で述べるように将来の大型電磁ポンプの設計には、さらに細かいところを詰め追加する必要がある。この検討で評価した重要なポンプパラメータは、ポールピッチ、スリップ、流速ダクト形状、およびコイルの巻き方である。Table 4-2, 4-3, 4-4 から判るように大型電磁ポンプ (FLIP, ALIP) では、比較的低い周波数の供給電源により比較的長いポールピッチで設計されることが伺える。ポンプの容量が大きくなるに従ってポールピッチのより長いものの周波数のより低いものが最善の総合性能を得るために必要となってくる。

この予備設計によると、14,500 gpm (55 m³/min) と 26,400 gpm (100 m³/min) のポンプは、必要な供給電源と制御装置に対し、電流を合理的で実際な値に保つためには、4,000 から 7,000 ボルトで運転するよう設計すべきであろう。90,000 gpm (340 m³/min) 13,200 ボルトもの高い電圧による運転が望ましい。

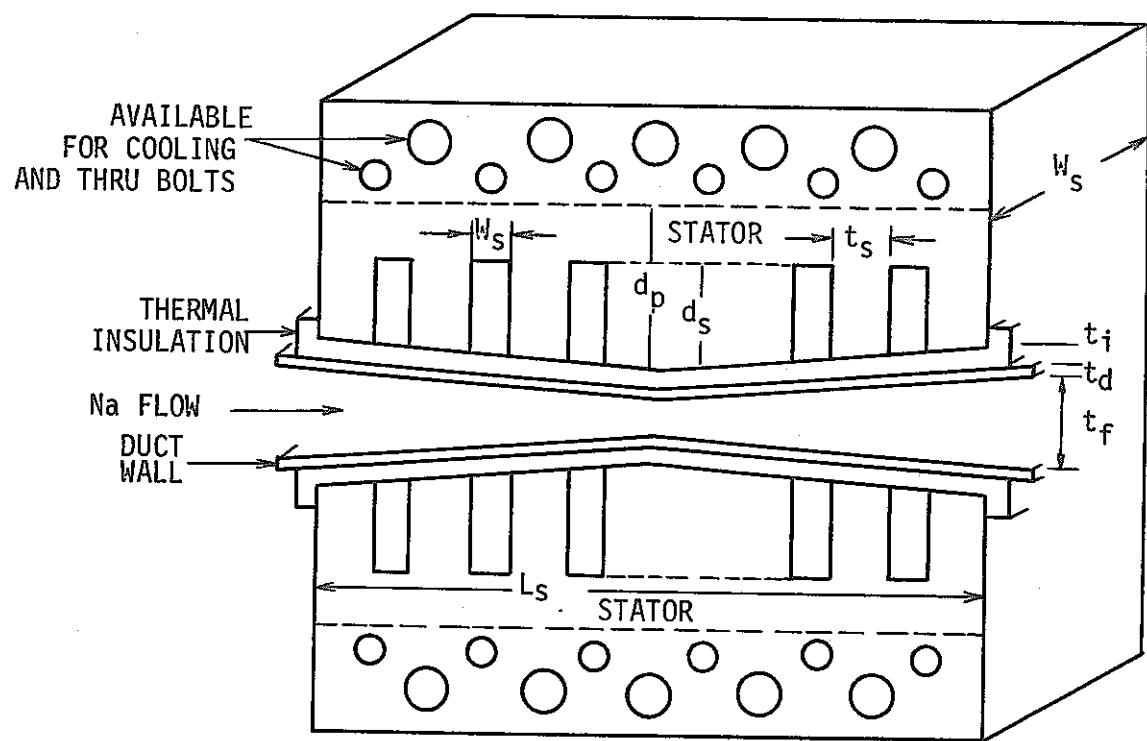


Fig 4-1 FLIP の概念

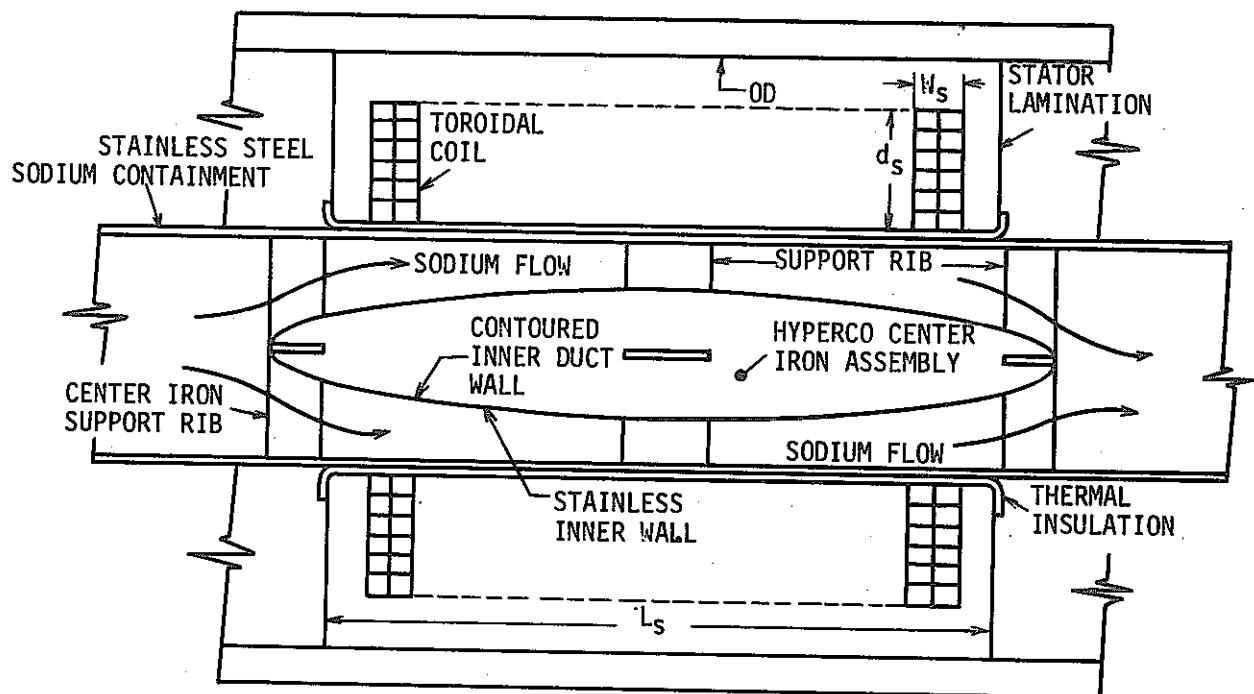


Fig 4-2 ALIP の概念

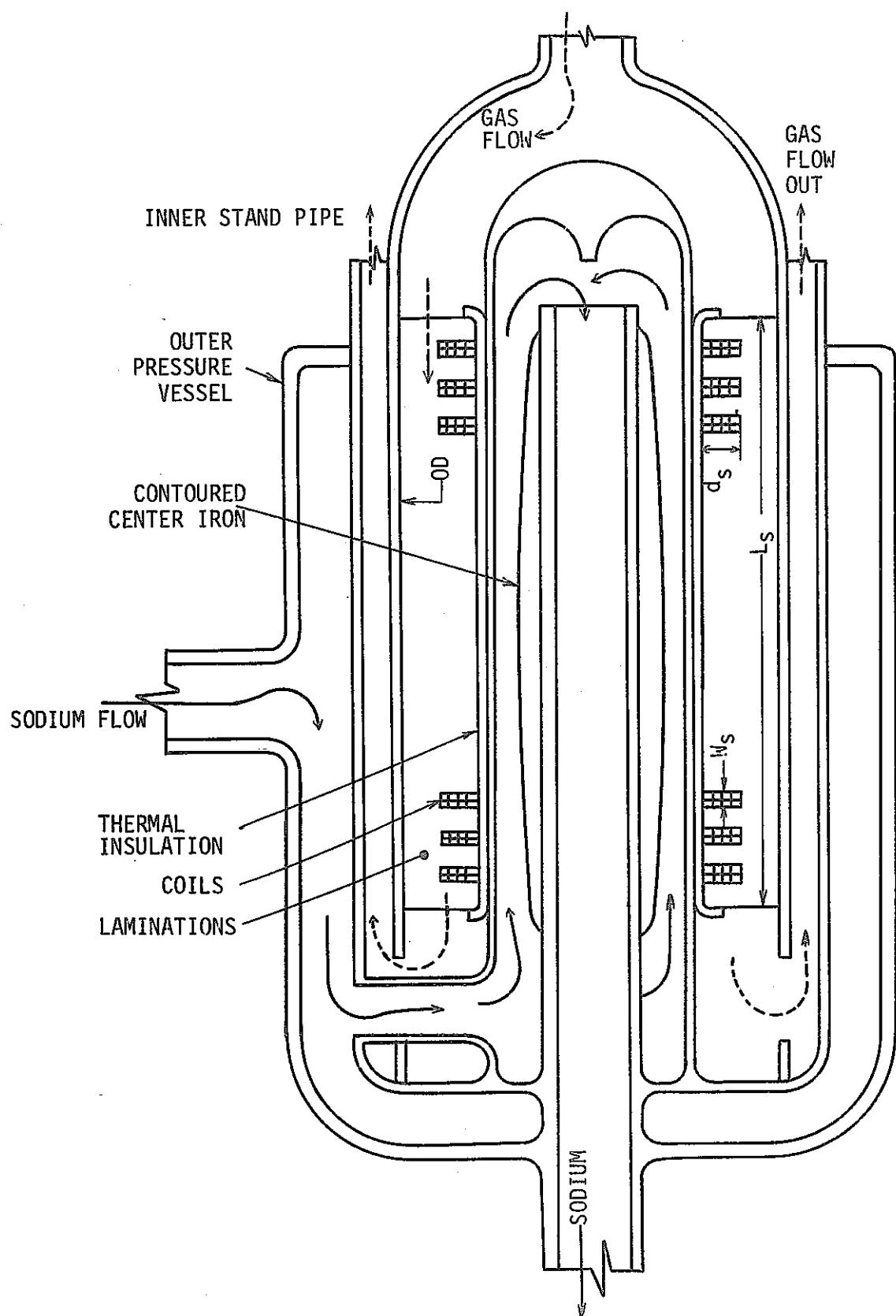


Fig 4-3 ALIP の概念設計

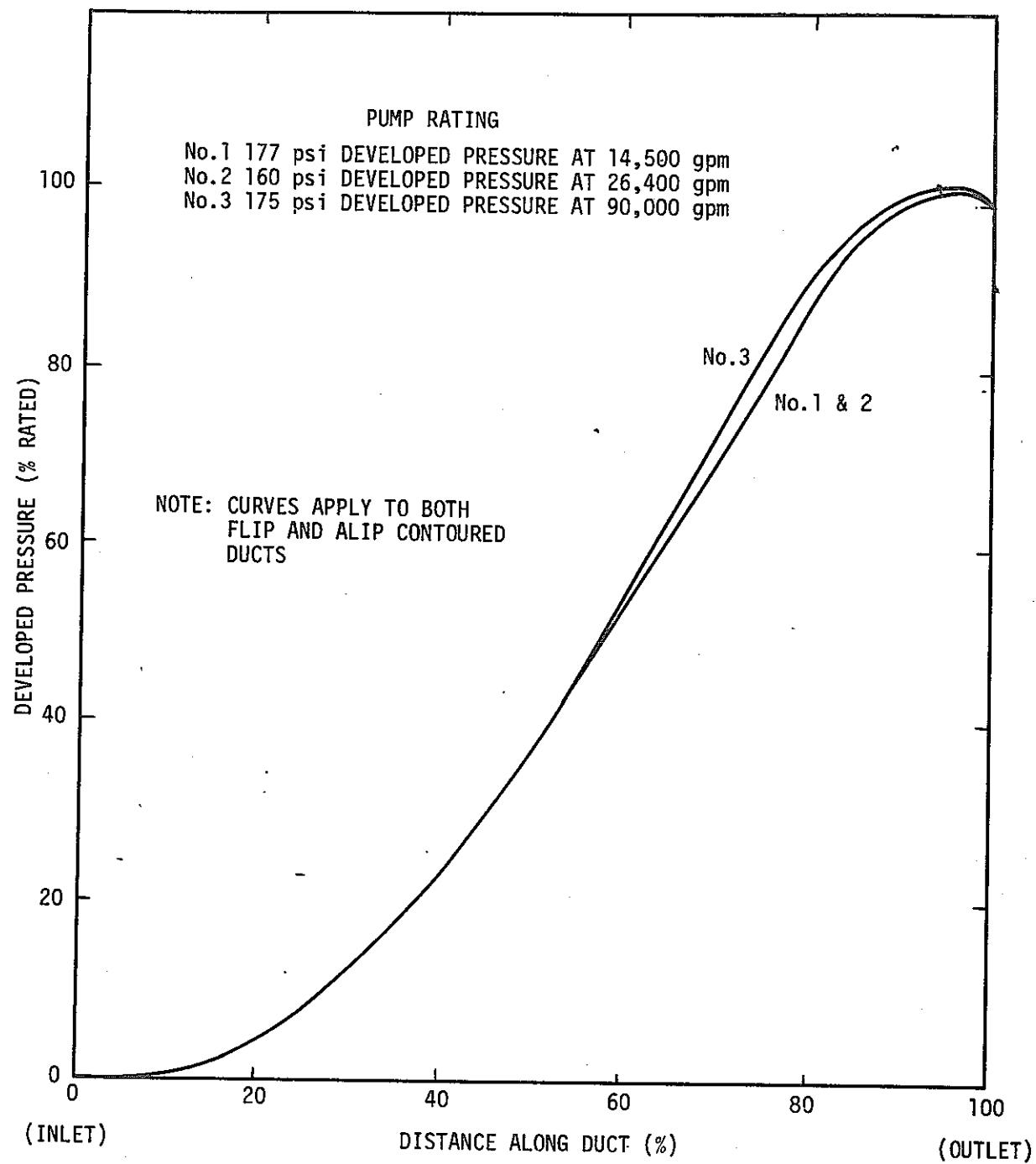


Fig. 4-4 線型電磁ポンプダクトに沿った平均圧力分布

Table 4-1 大型ポンプの寸法比較

	機械式ポンプ	電磁ポンプ	SEFOR型ポンプの大型化(推定)
容 量	70,000 gpm (265 m³/min)	80,000 gpm (302 m³/min)	
長 さ	52 ft (15.8m)	18 ft (5.5m)	13 ft (4m)
直 径	12 ft (3.7m)		
巾		10 ft (3m)	12 ft (3.7m)
深 さ		5 ft (1.5m) *	5 ft (1.5m) *
設置方法	たて置	横・たていずれも可能	
出 典	W·H社の大型ポンプ	1964年の検討でEBR-II型設計	

\* この深さは、self-supporting (フリースタンディング) ダクトの設計により更に小さくできる。

#### 4.1.1.1 FLIPの設計

満足な性能を得ると同時に端末効果を最小限にし、また、比較的低いavailable NPSHを出すためには、流線形にして、変化しやすいスリップや速度に対応することが望ましいし、また必要かもしれない。

FLIPの構造をFig 4-1に示す。流線形ダクトの多くの流動高さは、このような二次函数である。

$$t_f = A_0 + A_1 (X/L) + A_2 (X/L)^2$$

Xは入口側端部からダクトに沿って測定された距離

Lはダクトの長さ

3つのクラスのおののについてなされた予備設計に関しては、FLIPの出入口ダクトでの速度が約33 ft/sec (約10 m/sec) であるように係数が選択される。

周波数とポールピッチの設計値に対し、スリップが約0.5になる。最低の流体の高さは、ダクトの中央で、流速が約56 ft/sec (約16.8 m/sec) であり、これは、スリップが約0.17に相当する。

入口と出口での低い流速は端末効果を少なくし、中央での高流速(低いスリップ)は高い効率をもたらす。

ここでのFLIPの予備設計は電気的にはGEで以前製作した29台のFIIP(そのうち25台は11~25 m³/min)に似ている。

各クラスの流線形平板ダクトの長さに沿った圧力の発生(平均圧力分布)をFig 4-4に示す。最初の20%のダクト距離では流体が加速されるにつれ、キャビテーションを抑制するのにちょ

うど十分な圧力が発生する（約5%），入口を低流速にすることによって端末効果を小さく保ち必要なNPSHの値を小さくする。

20%から90%のダクト長さでの圧力勾配は非常に高く，この70%で全体の吐出圧の90%に達する。

この領域では，速度は比較的速く，吐出圧の上昇も効率よい。最後から10%のダクト長さでは，ナトリウムは減速され出口での端末効果を少なくする。

流線形ダクトでは，この最後から10%のダクト長さでの吐出圧は重要な正味損失とはならない。もし，ダクトが出口で低い速度を与えるような流線形でないならば，ナトリウムが磁界から離れるとき急に，圧力が下がる可能性があることが予備計算でわかっている。

これらの計算は，ダクトに沿った圧力分布を計算するのに，GEの数値積分解析プログラムを使って行われた。

将来の設計作業のために，このプログラムをさらに向上し拡大することは望ましいけれども，この予備検討では十分である。今の段階のプログラムは安全側であると思われる。数値積分解析プログラムに加えて性能計算もまた，従来の平板ポンプ（非流線形）用のGEの標準計算機プログラムを使って行われた。このプログラムは端末効果を正確には含まないが6,500 gpm ( $24.6 \text{ m}^3/\text{min}$ )までのポンプについては精度としては十分であったし，完全な圧力-流量特性を計算する能力をもっている。

各クラスのFLIP予備設計でのこの検討でとりあげた典型的な圧力-流量特性をFig 4-5に示す。定格点での性能の計算値をTable 4-2に示す。それぞれの設計での効率と力率は50%ぐらいであることに留意する必要がある。効率計算は，液体の出力をポンプターミナルでの電気入力で割って計算する。この吐出圧力は各クラスで必要とした吐出圧力よりも現実の値は高い。Table 4-2に示す吐出圧は，同じくそこに示された電圧と電流の値から数値積分解析プログラムより求められたものである。

Table 4-2 FLIP の設計

項 目		分類 1	分類 2	分類 3
性 能	流 量 ( gpm → m³/min )	14,500 → 55	26,400 → 100	90,000 → 340
	吐 出 壓 ( psi → kg/cm² )	205 → 14.4	185 → 12.3	225 → 15.8
	温 度 ( °F → °C )	1,025 → 551.6	1,025 → 551.6	760 → 404.4
	周 波 数 ( Hz )	34	27	19
	電 壓 ( volts )	3,820	3,800	13,000
	電 流 ( amps )	750	1,250	1,400
	電 出 力 ( Kw )	1,290	2,130	8,800
	入 力 ( Kw )	2,528	4,095	16,833
	電 気 入 力 ( KVA )	4,970	8,200	32,400
	デ 純 効 率 ( % )	47.8	52	52
タ ダ 損失 ( total )	力 率 ( % )	51	50	51
	• 固 定 子 I² R ( Kw )	1238	1,965	8,033
	• 鉄 損 失 I² R ( Kw )	140	240	1,172
	• ダ ク ト I² R ( Kw )	100	150	820
	• ダ ク ト I² R ( Kw )	280	368	1,600
	• 流 体 損失(スリップ) ( Kw )	564	937	3,321
	• 流 動 損失 ( Kw )	154	270	1,140
	電 流 密 度 ( A / in² → A / cm² )	2,829 → 7,185.6	3,036 → 7,711.4	3,680 → 9,347.2
	ス リ ッ プ	0.17	0.17	0.16
	流 力 壓 力 損失 ( psi → kg/cm² )	25 → 1.75	25 → 1.75	30 → 1.75
固 定 子 部 分	流 速(入口) ( ft/sec → m/sec )	33 → 10.0	33 → 10.0	33 → 10.0
	最 大 流 速(中央) ( ft/sec → m/sec )	56 → 17.0	56 → 17.0	56 → 17.0
	流 速(出口) ( ft/sec → m/sec )	33 → 10.0	33 → 10.0	33 → 10.0
	速 度 水 頭(入口) ( psi → kg/cm² )	62 → 0.43	6 → 0.42	6.3 → 0.44
	NPSH(目標値) ( psi → kg/cm² a )	12 → 0.84	12 → 0.84	12 → 0.84
	溝 深 さ , d <sub>a</sub> ( in → mm )	4.12 → 104.6	4.12 → 104.6	4.12 → 104.6
	溝 幅 , W <sub>s</sub> ( in → mm )	0.7 → 17.8	0.85 → 21.6	1.05 → 26.7
	歯 形 幅 , t <sub>a</sub> ( in → mm )	0.63 → 16	0.82 → 20.8	0.7 → 17.8
	極 磁 石 奥 行 , d <sub>p</sub> ( in → mm )	6.5 → 165	6.5 → 165	6.5 → 165
	積層板全体幅 , W <sub>s</sub> ( in → mm )	4.6 → 116.8	5.6 → 142.2	11.5 → 292.1
デ タ	固 定 子 長 さ , L <sub>s</sub> ( in → mm )	106 → 2,692	132 → 3,352	186 → 4,724
	ポールピッチ ( in → mm )	12 → 304.8	15 → 381	21 → 533.4
	ポー ル 数 , P	8	8	8
	1 ポー ル 每の溝	9	9	12
	溝 ( 総数 )	79	79	106
	相 数 と 結 線 方 式	2-Y	2-Y	2-Y
	コイルピッチ	7/9	7/9	10/12
	コイル 卷 数	6	5	7
	ダ ク ト 壁 , t <sub>d</sub> ( in → mm )	0.125 → 3.2	0.125 → 32	0.25 → 6.4
	流 体 高 さ( 中 心 ) , t <sub>f</sub> ( in → mm )	1.8 → 45.7	2.7 → 68.6	4.5 → 114.3
ダ ク ト 部 の デ ー タ	流 体 高 さ( 入 口 ) , t <sub>f</sub> ( in → mm )	3 → 76.2	4.5 → 114.3	7.5 → 190.5
	流 体 高 さ( 出 口 ) , t <sub>f</sub> ( in → mm )	3 → 76.2	4.5 → 114.3	7.5 → 190.5
	断熱材 厚 さ , t <sub>i</sub> ( in → mm )	0.12 → 3	0.12 → 3	0.12 → 3
	概 算 重 量 ( lb → ton )	37,700 → 17.1		131,000 → 59.42

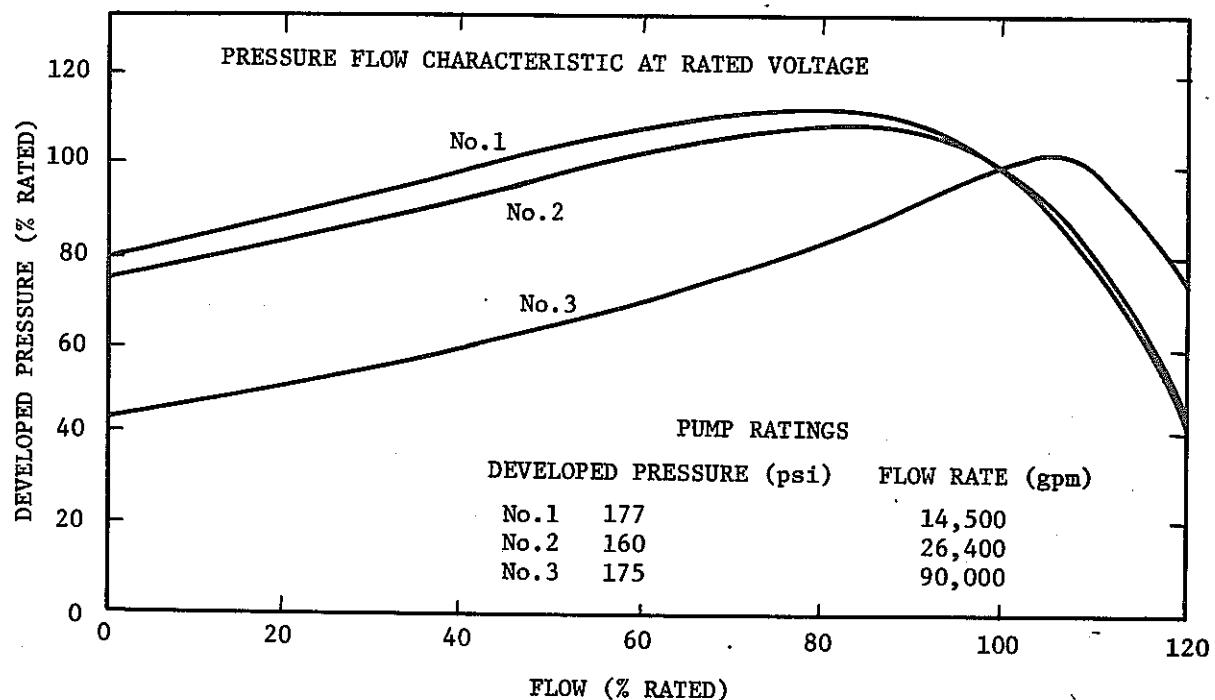


Fig 4-5 予備設計 - FLIP : 定格電圧での流量特性

したがって、これらの予備設計は安全側にとつてあるといえる。

流線形平板ダクトについてTableで示す推奨NPSHは各設計に対し 12 psia ( $0.84 \text{ kg/cm}^2$  · a) である。これはダクト入口側動圧に約2倍の係数を適用した結果である。この方法は非常に安全側である。入口での速度水頭の損失に静圧を動圧に変換する速度水頭を加えるという過去の設計法に基づいている。こうした設計に基づくポンプは、おそらくより低いNPSHの値で運転できるだろう。これは重要な点であるので今後の開発と試験が望まれる。

Fig 4-1に示すFLIP設計での固定子磁気鉄心はSide finger flangeとthrough boltsによって固く積み重ね合った長い積層板(約0.025 inch厚さ、約0.6 mm厚さ)から形成されている。寸法“dp”は磁束を運ぶのに必要なスペースを表わす。さらに“dp”的外側はthrough boltのために使われる。このスペースはまた、冷却用管にも使われる。もし、液体冷却を行うときには冷却管はshrink fitによってこのスペースの穴を通して組み立てられる。これらは固定子の熱を除去し、巻線を適切な温度に保つ冷却用の液体(例:水, Nak, Dowtherm oil)の連続的な経路を与えるように連結する。固定子の穴にshrink fitさせた冷却管を使った熱交換器の構造がEBR-IIのポンプに使われた(Fig 3-1参照)。

らせん状コイル導線は必要なつなぎがなされ、その部分をろう付けにし、コイルの外層で絶縁して位置づけされる。そして導線は積層板群の間にある同じ軸方向のパイ形(扁平)空間内で終る同相のコイルと連結されている。すでに確立された大型誘導モーターの基準に従って選択されたturn insulation(1巻き毎の絶縁)を伴つたより合せコイルが必要になるかもしれない。

固定子のみぞの寸法は巻線の電流密度と積層鉄心内磁束密度との間の全体的なつりあいを得るよう最終設計で調整される。電流密度は冷却装置の熱的性能によって制限されるが、磁束は積層鉄心の中でのヒステリシスとうず電流による損失(鉄損)ならびに鉄の飽和磁束とによって制限される。

ダクトのまわりにあるとびとびの積層板群からなるALIPの固定子はパイ形(扁平な)開口部を持っており、そこでらせん状のパンケーキ形コイルが固定子の全長にわたって露出している。これは従来のモーターの端部巻線(end turns)と同様だが、コイルみぞの中心にある巻線最高温度点とcoil端が比較的近いので、ALIPではガス冷却が非常に適している。ガス冷却はバッフルを使用することによってさらに向上する。すなわち、ガスと露出したコイルとの間の対流熱伝導を良くするからである。もし、必要があれば、固定子の積層板の外側のふちに沿って直接ガス冷却することもできる。

固定子積層板の外端内部に埋めこんだ形あるいは外縁に沿わせた形のステンレス配管を通して流すことにより、水、Nak, Dowtherm oilのような液体冷却材をALIPの固定巻線を冷却するため使用することもできる。外縁の回りに多くの冷却管を沿わせ、ポンプの軸の方向と合わせたヘッダーから液体を流す方法が望ましいだろう。Multi-flowとcross-flowの装置はみぞ

の中の絶縁されたコイルから周囲の冷却管内の液体冷却材に十分な熱伝達が保持されながら、かつ効率や信頼性、組み立て易さ、検査のし易さなどの間で最も良いバランスを得るように検討する必要がある。

固定子コイルの絶縁装置の最終的な選択は熱伝達特性と要求される電気絶縁性能との間で、ほどよいバランスが得られるような固定子冷却の設計によって定まる。

ALIPの固定子はFLIPの固定子と同様に従来の巻付け絶縁方式で設計されているので、巻線はダクト内の高温ナトリウムから熱的に隔離する必要がある。同時に電磁コイル設計において最も性能を得るには固定子の内面とダクトの間のすき間を最小限にすることが最も重要である。ダクトの断熱材を選ぶには上記の必要条件の間で最適なバランスを得るよう十分注意しなければならない。予備設計では過去において良い実績をもつステンレスの箔やワイヤーブラケット別名(Cerafelt, min-K)をダクトのまわりに使った断熱材に従っている。最終設計では最適総合設計のために、断熱材のこれらの特性を他の有望な材料、たとえばハニコム構造、プラズマ溶着等と比較しなければならない。

ALIPの予備設計のダクトの肉厚はFig 4-2, 4-3に示すように内側のダクト表面を流線形にするという流線形ダクト概念に基づいている。したがって中央の鉄心構造も流線形でなければならない。この図では、流線形の内部ダクトは自己支持となっている。この内側のダクトを薄い壁のものにし、中央の鉄心構造でそれを支持することによって効率に幾分かの改良が得られる。ダクトの肉厚をうすくするということは、当然他の機械的な問題が生じるのでそれらについては検討しなければならない。この予備設計では、時間の都合上この考えをさらに追求しなかったが今後の作業でより完ぺきな調査がなされるであろう。

今後の設計で重要な点は高い強度、高い電気抵抗をもったダクトの開発である。従来の自己支持と別々の断熱材等をあわせると磁気ギャップが長くなり効率と力率が減少しやすくなる。厚肉のダクトもホットレグの熱応力や過渡変化を吸収するための余裕度を少なくする。

honeycomb, screenあるいはwound filamentによって補強された薄い層状の合成ダクトでは高い熱抵抗および電気抵抗があるので効率が改良されたフリースタンディングのダクトが可能となる。予備設計でのALIPの効率はFLIPよりも小さい。このちがいはALIPのダクトの肉厚がFLIPに比べて大きいためである。これは性能計算から得られた寸法パラメータを使っての構造解析がまだ十分詳細になされていないためである。計算ではFLIPのダクトは電気固定子と支持板によって外部から支えられているのでその肉厚は荷重と共に増加しないと仮定した。ALIPは自らを支持する同筒ダクトでその肉厚は一定の内圧で応力が一定の場合には直徑に比例して大きくなると仮定した。ガス冷却を用いた場合には固定子の外周にある穴はガスの流れを一方から他のはじに流すために使われる。この方法はSEFORのポンプで使われた。

断熱材はダクトと固定子の間に設けられる。これらのFLIPの予備設計ではダクト両側の断熱

材を 0.1 inch (2.5 mm) としている。断熱材は金属箔とワイヤーブランケットの交互の層から成り、これまでの全ての GE の FLIP 設計に使われてきた。これらの大型クラスのポンプでは断熱材の厚みを増した方が良いと思われるが、今後設計プログラムを充分検討して最終的に決定されなければならない。

予備設計で検討された FLIP の流線形ダクトの肉厚は 0.125 inch (3.2 mm) である。これはポンプの全ての機械的設計条件を満足するには、やや楽観的かもしれない今後の作業の中で十分追求する必要がある。ダクトの肉厚をふやすことによってダクトの損失が増えることと、固定子間のギャップが増えることによって効率が少し減る。例えば  $55 \text{ m}^3/\text{min}$  クラスのポンプダクトの肉厚を  $3/16$  in (4.8 mm, 50% 増) に増やすと効率が 4% 減少すると想定される。

#### 4.1.1.2 ALIP の設計

ALIP の予備設計でも Fig 4-2, 4-3 に示すようにダクトは流線形になっている。ALIP 設計には二つの型があり、一つは "Straight-through" (Fig 4-2) ともう一つは "Center-return" (Fig 4-3) で後者はループを切断することなしに固定子を取り出すことが可能である。ALIP の流線形ダクトは二重管の流路の内側のシリンダー（内筒）の直径を変えることによって得られる。外側のシリンダー（外筒）は一定の径なので加工や組み立てが簡単になる。内側のシリンダーは径方向の液体の厚みが次式によって与えられるよう輪かくがとられる。

$$t_f = A_0 + A_1 (X/L) + A_2 (X/L)^2$$

これは FLIP の流線形ダクトに使われた表現と同じである。係数は Straight-through 設計の場合は入口での流速が約  $40 \text{ ft/sec}$  ( $12 \text{ m/sec}$ )、出口での流速が約  $30 \text{ ft/sec}$  ( $9 \text{ m/sec}$ ) となるよう選択されている。Center-return 設計の場合は入口流速が約  $30 \text{ ft/sec}$  である。それ以外はダクトの輪かくのとりかたについては同じである。中央部での流速は FLIP の設計と同様効率の良い吐出圧を得るために  $50 \text{ ft/sec}$  ( $15 \text{ m/sec}$ ) 以上となる。各クラスとも流線形 ALIP ダクトではダクトの長さ方向の平均圧力分布は Fig 4-4 に示すように流線形 FLIP ダクトの場合と本質的には同じである。FLIP の予備設計の場合のように出口での流線形は出口部分の圧力の急降を防ぐために望ましい。

ALIP の予備設計のための性能計算もまた、従来の ALIP (非流線形) 用の GE の標準コンピュータープログラムを使ってなされた。ALIP の予備設計の典型的な圧力一流量特性が Straight-through の場合 Fig 4-6 に、Center-return 型の場合 Fig 4-7 にそれぞれ示されている。

Fig 4-8 に Center-return 型の ALIP のダクトにそった平均圧力分布を示す。設計結果が Table 4-3, 4-4 にそれぞれ示されている。これらの Table の比較によってわかる通り、効率と力率については Straight-through 型 ALIP の方が少し良い。これは直徑がより小さいためである。Center-return 型にするためにはより大きなダクトの径が必要となるが、この

ことは同時に厚肉のダクトを意味し、同じ流速に対してより薄い液体の二重管部を意味する。これはダクトの肉厚に対する液体の厚さの比という面で好ましくないし、より大きい損失をもたらす結果となる。したがって Center-return 型の二重管部設計でのより簡単な固定子取り外しという利点を得るために少しの効率の上でペナルティを支払わなければならない。

Fig 4-2 と 4-3 に示す ALIP の設計は FLIP で使ったものと同様な、従来の多くのみぞを持った薄い片から成る固定子を利用している。丸い ALIP の固定子の形状は、これらの薄い片をダクトの周辺に一つ一つ包むように組み立てて得られる。全ての電気的な接続がコイルの外側にあるように巻かれた一つの連続した伝導体からなるらせん状の 2 層コイルは薄い片の包みが集まって作られたみぞの中にさし込まれる。この固定子全体は外側のシェルによって収納され、固定される。

Table 4-3 ALIP設計("STRAIGHT-THROUGH FLOW"式)

項目		分類 1	分類 2	分類 3
性能	流量 (gpm → m³/min)	14,500 → 55	26,400 → 100	90,000 → 340
	吐出圧力 (psi → kg/cm²)	191 → 134	156 → 10.9	178 → 12.5
	温度 (°F → °C)	830 → 443.3	1,025 → 551.6	760 → 404.4
	周波数 (Hz)	30	25	15
	電圧 (Volts)	4,140	4,000 / 7,000	13,250
	電流 (amps)	860	1,250 / 715	1,850
	出力電圧 (kW)	1,205	1,790	6,974
	入力電圧 (kW)	2,453	3,728	16,306
	電気入力 (kVA)	6,150	8,640	42,500
	効率 (%)	49.2	49.3	42.8
電力	率 (%)	39.8	43.2	38.5
	損失 (total) (kW)	1,248	1,938	9,332
	・固定子 I²R (kW)	182	254	1,323
	・鉄損 (kW)	70	150	400
	・ダクト I²R (kW)	430	619	4,171
	・流体損失 (slip) (kW)	451	705	2,700
	・流動損失 (kW)	115	210	738
	電流密度 (A/in² → A/cm²)	3280 → 8,331	3,100 → 7,874	3,400 → 8,636
	流力圧力損失 (psi → kg/cm²)	18 → 1.26	18 → 1.26	19 → 1.33
	入口流速 (ft/sec → m/sec)	41 → 12.46	42 → 12.76	40 → 12.16
寸法	最大流速 (ft/sec → m/sec)	54 → 16.41	55 → 16.72	55 → 16.72
	出口流速 (ft/sec → m/sec)	32 → 9.73	33 → 10.0	31 → 9.42
	入口速度水頭 (psi → kg/cm²)	9.5 → 0.66	9.7 → 0.68	9.2 → 0.64
	NPSH(目標値) (psia → kg/cm²a)	12 → 0.84	12 → 0.84	12 → 0.84
	溝深さ, ds (in → mm)	280 → 71.1	33 → 83.8	40 → 101.6
	溝幅, ws (in → mm)	143 → 36.3	11.8 → 29.97	1.82 → 46.2
	歯形幅, ts (in → mm)	0.70 → 17.8	0.60 → 15.24	0.96 → 24.4
	外形 (in → mm)	26.6 → 675.6	37.6 → 955	64.0 → 1,625.6
	固定子長さ (in → mm)	179 → 4,546.6	192 → 4,876.8	300 → 7,620
	ポールピッチ, λ (in → mm)	128 → 325.1	16 → 406.4	25 → 635
設計	ポール数	14	12	12
	1ポール毎の溝	6	9	9
	溝 (総数)	84	108	108
	相数と結線方式	2-Y	4-Y/3-Y	3-Y
	コイル巻数	22	26/34	30
	ダクト壁肉厚 (in → mm)	0.191 → 4.85	0.220 → 5.58	0.503 → 12.77
	断熱材厚さ (in → mm)	0.187 → 4.75	0.187 → 4.75	0.187 → 4.75
	流体高さ(入口) (in → mm)	23 → 58.42	29.7 → 75.44	49.2 → 124.97
	流体高さ(出口) (in → mm)	30 → 76.2	38 → 96.5	65 → 165.1
	平均流路径 (in → mm)	155 → 393.7	215 → 546.1	458 → 1,163.3

Table 4-4 ALIP 設計(CENTE-RETURN FLOW式)

	項 目	分類 1	分類 2	分類 3
性 能	流 量 ( $\text{gpm} \rightarrow \text{m}^3/\text{min}$ )	14,500 → 55	26,400 → 100	90,000 → 340
	吐 出 圧 ( $\text{psi} \rightarrow \text{kg/cm}^2$ )	177 → 124	160 → 11.2	175 → 12.3
	溫 度 ( ${}^{\circ}\text{F} \rightarrow {}^{\circ}\text{C}$ )	1,050 → 565.5	1,025 → 551.6	760 → 404.4
	周 波 数 (Hz)	25	22.5	15
	電 壓 (Volts)	4,000	7,020	13,250
	電 流 (amps)	805	757	1,980
	出 力 電 力 (kW)	1,116	1,837	6,851
	入 力 電 力 (kW)	2,511	4,247	16,281
	電 気 入 力 (kVA)	5,500	9,200	45,400
	効 率 (%)	41.6	43.3	42.1
性 能 損 失	力 率 (%)	45.7	46.1	35.9
	損失 (total) (kW)	1,395	2,410	9,430
	· 固定子 $I^2 R$ (kW)	143	258	1,580
	· 鉄 損 失 (kW)	70	150	400
	· Duct $I^2 R$ (kW)	544	854	4,047
	· 流体損失(スリップ) (kW)	520	922	2,628
	· 流動損失 (kW)	118	226	775
	電 流 密 度 ( $\text{A/in}^2 \rightarrow \text{A/cm}^2$ )	3,100 → 7,874	2,350 → 5,969	3,293 → 8,364
	流力圧力損失 ( $\text{psi} \rightarrow \text{kg/cm}^2$ )	188 → 1.32	19.2 → 1.34	19.8 → 1.39
	流速(入口) ( $\text{ft/sec} \rightarrow \text{m/sec}$ )	30 → 9.12	30 → 9.12	30 → 9.12
設 計 參 數	最 大 流 速 ( $\text{ft/sec} \rightarrow \text{m/sec}$ )	54 → 16.41	53 → 16.11	55 → 16.72
	流速(出口) ( $\text{ft/sec} \rightarrow \text{m/sec}$ )	30 → 9.12	30 → 9.12	30 → 9.1
	速度水頭(入口) ( $\text{psi} \rightarrow \text{kg/cm}^2$ )	5.1 → 0.36	5 → 0.32	5.2 → 0.364
	NPSH(目標値) ( $\text{psia} \rightarrow \text{kg/cm}^2 \text{a}$ )	10.0 → 0.7	10.0 → 0.7	10.0 → 0.7
	溝 深 さ, $ds$ (in → mm)	3.3 → 83.8	4.0 → 101.6	4.4 → 111.7
	溝 幅, $ws$ (in → mm)	1.575 → 40	1.3 → 33	1.82 → 46.2
	齒 形 幅, $ts$ (in → mm)	1.09 → 27.7	0.67 → 17	0.96 → 24.4
	外 径 (in → mm)	33.5 → 850.9	42 → 1,066.8	66.75 → 1,695.5
	固定子長さ, $L_s$ (in → mm)	112 → 2,844.8	178 → 4,521.2	350 → 8,890
	ポールピッチ (in → mm)	16 → 406.4	17.8 → 452.1	25 → 635
設 計 參 數 寸 寸 寸 寸 寸 寸 寸 寸 寸 寸	ポ 一 ル 数	7	10	14
	1 ポール毎の溝	6	9	9
	溝 (総数)	42	90	126
	相数と結線方式	2-Y	3-Y	2-Y
	コイル巻数	32	36	18
	スリップ	0.18	0.21	0.12
	ダクト壁肉厚 (in → mm)	0.230 → 5.84	0.295 → 7.5	0.55 → 14
	断熱材厚さ (in → mm)	0.187 → 4.75	0.187 → 4.75	0.187 → 4.75
	流体高さ(入口) (in → mm)	2.5 → 63.5	3.33 → 84.6	6.4 → 162.6
	流体高さ(出口) (in → mm)	2.5 → 63.5	3.33 → 84.6	6.4 → 162.6
冷 却 系 統	流体高さ(最小) (in → mm)	1.35 → 34.3	1.9 → 48.3	3.5 → 90
	平均流路径 (in → mm)	20.2 → 513	27 → 685.8	47.5 → 1,206.5
	冷却熱損失	260	520	2,270

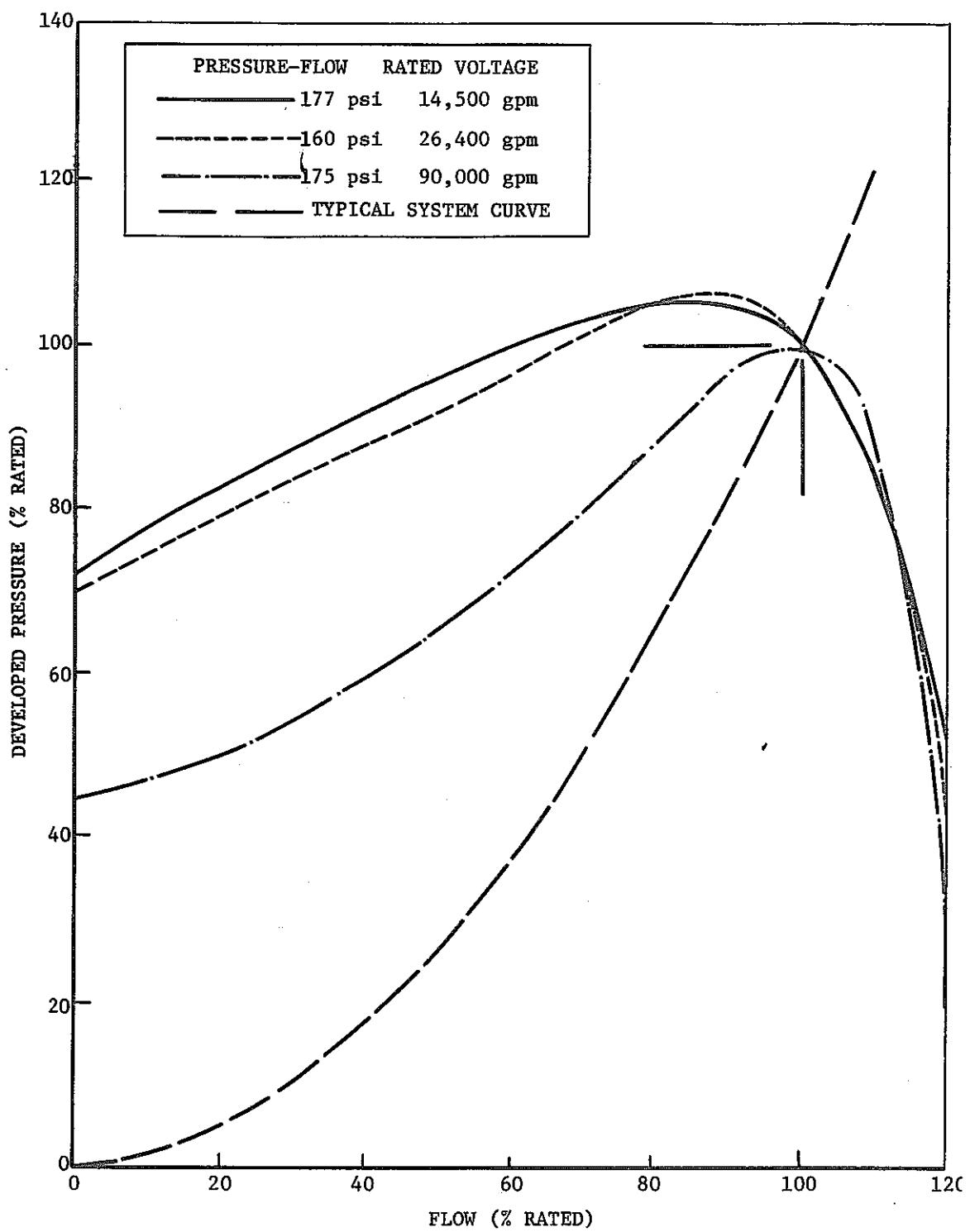


Fig 4-6 "Straight Thru Flow"式ALIP予備設計

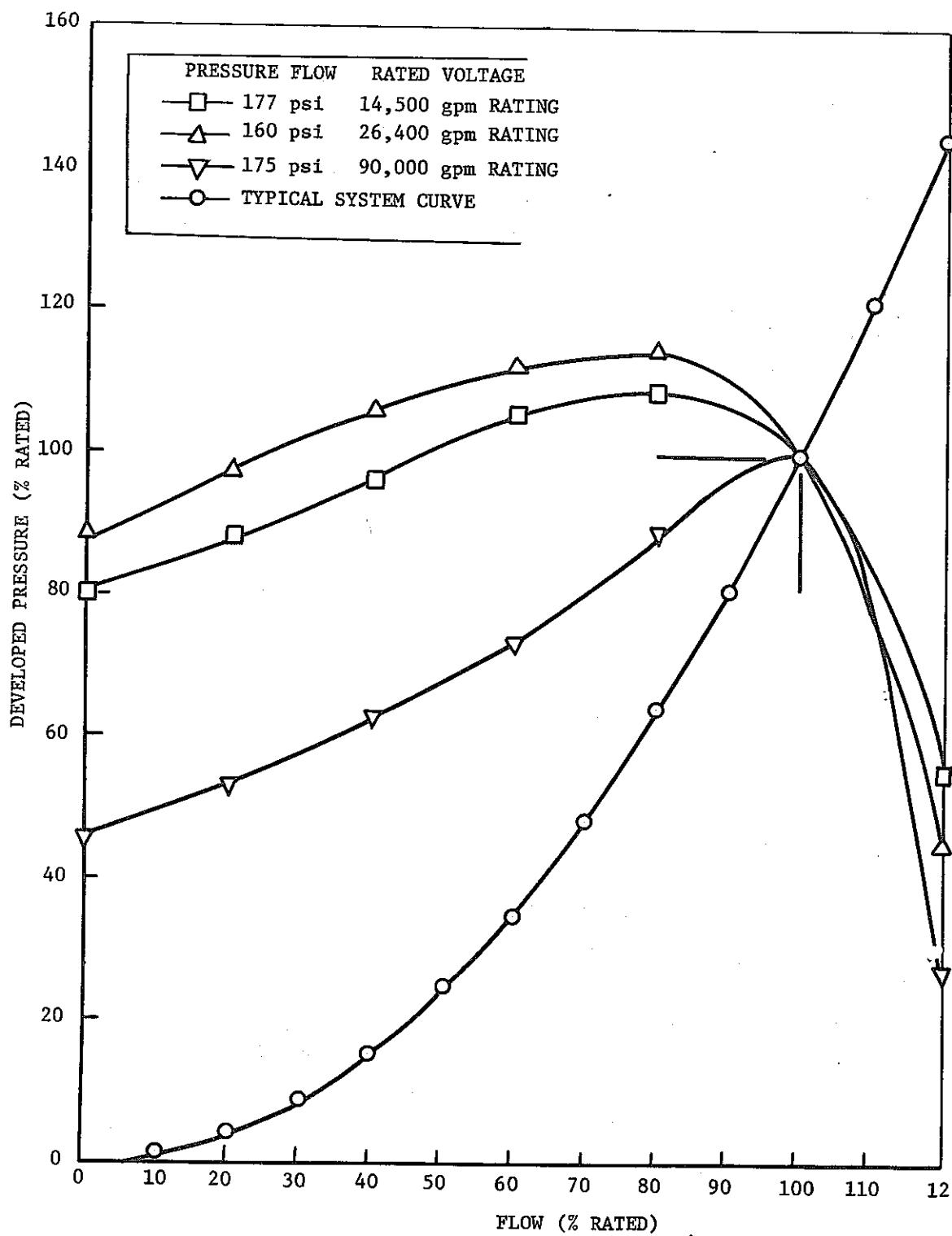


Fig 4-7 "Center Return Flow"式ALIP予備設計

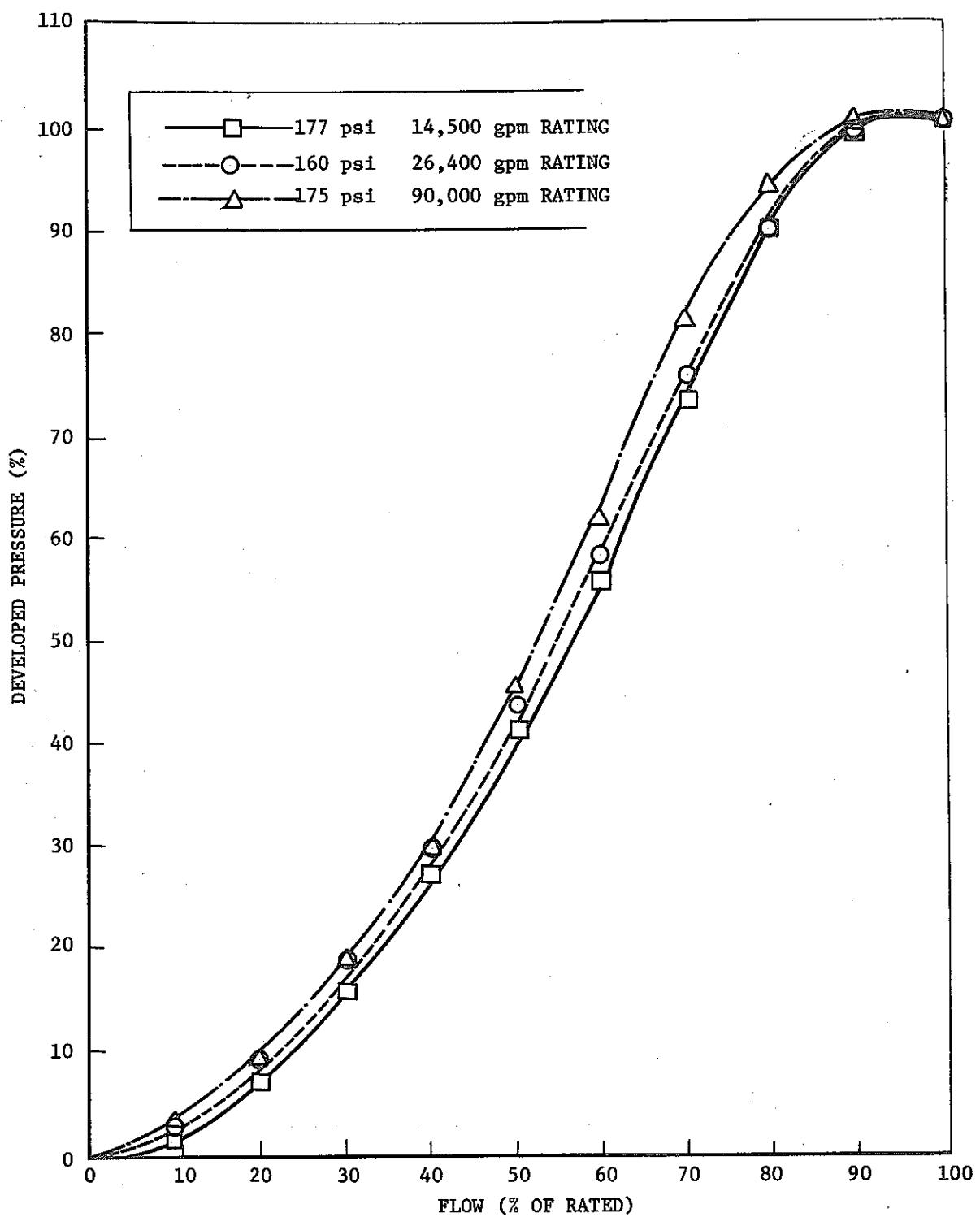


Fig 4-8 "Center Return Flow" に沿っての平均圧力分布

#### 4.2 構造設計

自己支持のダクトで、電磁ポンプを設計するには、ポンプ効率と構造上の余裕度とを比較検討しなければならない。

ナトリウムダクトの壁は構造上の明らかな理由によりあまり薄くすることはできない。あまり厚くしそうると効率が落ちる結果になる。これは、ダクト内に誘導される電流が損失を生じポンプ吐出圧を発生しないためである。壁が厚いと抵抗が下がり、電流の損失が大きくなる。しかしながら、ポンプが大きくなり設計流量がより大きくなると壁の肉厚も大きくできる。なぜなら、壁の  $I^2 R$  損失が総合効率に与える影響は、壁間のナトリウムの深さ（厚み）と壁の肉厚の比に依存するためである。

90000gpm（約  $340 \text{ m}^3/\text{min}$ ）のポンプでは、ナトリウムの深さは約 5 inch ( $127 \text{ mm/m}$ ) で肉厚  $1/4$  inch ( $6.35 \text{ mm/m}$ ) に対するペナルティは、ナトリウムの厚さがたった 1 inch ( $25.4 \text{ mm}$ ) の、3000 gpm ( $11 \text{ m}^3/\text{min}$ ) ポンプの同じ肉厚よりもずっと小さい。

#### 4.2.1 予備的な応力解析

##### 4.2.1.1 フラットリニアインダクションポンプ(FLIP)

###### 4.2.1.1.1 概要と結論

フラットリニアインダクションポンプ(FLIP)を予備的な基礎として、ASME Section III code structural requirement(code case 1331-8)の構造上の条件を満足するように検討した。FFT Fの設計条件が利用された。

このFLIPのダクトは、二つの薄い平板の合体による特異な形状をもっている。これらの板はポンプ効率を満足するために比較的薄くなければならないので、平板ダクトは free standing しかも内部圧力条件を保持することはできない。

ダクトサポートは、きっと内部助骨(リブ)を伴なったダクト又はダクト外表面に固定子を極めて接近させることにより外部からサポートする。(このサポート方式は過去のFLIPで使用された組立てかたである。)ここに双方の内部と外部からサポートしたダクトを検討した。

解析によるとダクト壁肉厚が $3/16$  in(4.8 mm)の場合には、2 in(50.8 mm)以下の間隔でスペーサが必要。

これらの評価は、内部からサポートしたダクトについて実用的に実行できると証明されるには、なお一層の解析的評価が必要であることを示唆している。外部からサポートしたダクトは構造上可能である。

この解析は 14,500 g pm( $55 \text{ m}^3/\text{min}$ ) のポンプについて行ったけれども、その結果を用いて、1200 MWe(120万KW)商業炉に必要なポンプの形状にまで容易に外挿できる。

最も重要な応力の問題のひとつは平板を使ったダクトの完全なサポートである。

内部でサポートされたダクトは、大きければ大きい程より多くの内部スペーサを必要とする。すなわち、より小さなポンプとほぼ同じピッチで内部スペーサが必要であるとみられる。

より大きな外部からサポートされたダクトは、より頑丈な外部サポートが必要である。外部サポートの肉厚は、ポンプの長さに比例して増える。場所的に余裕があればサポートの設計は構造上問題はない。

ポンプ内部が負圧になった場合の平板の内部へこみを防ぐため、あるいは電気場等がダクト内部に振動を引き起こした場合に固有振動数を増やすため、外部からサポートするものについては内部スペーサが必要である。しかし、内部スペーサのピッチは、内部圧力を支持するのに必要な(外部サポートの)ピッチよりも小さくてすみ割合容易に設計できる。

###### 4.2.1.1.2 FLIPの解析

必要な設計条件を満足し、構造設計基準を満足するようなポンプ構造の各部肉厚を決定することが必要である。

現時点でのFFT Fに関連した設計必要条件を以下に示す。

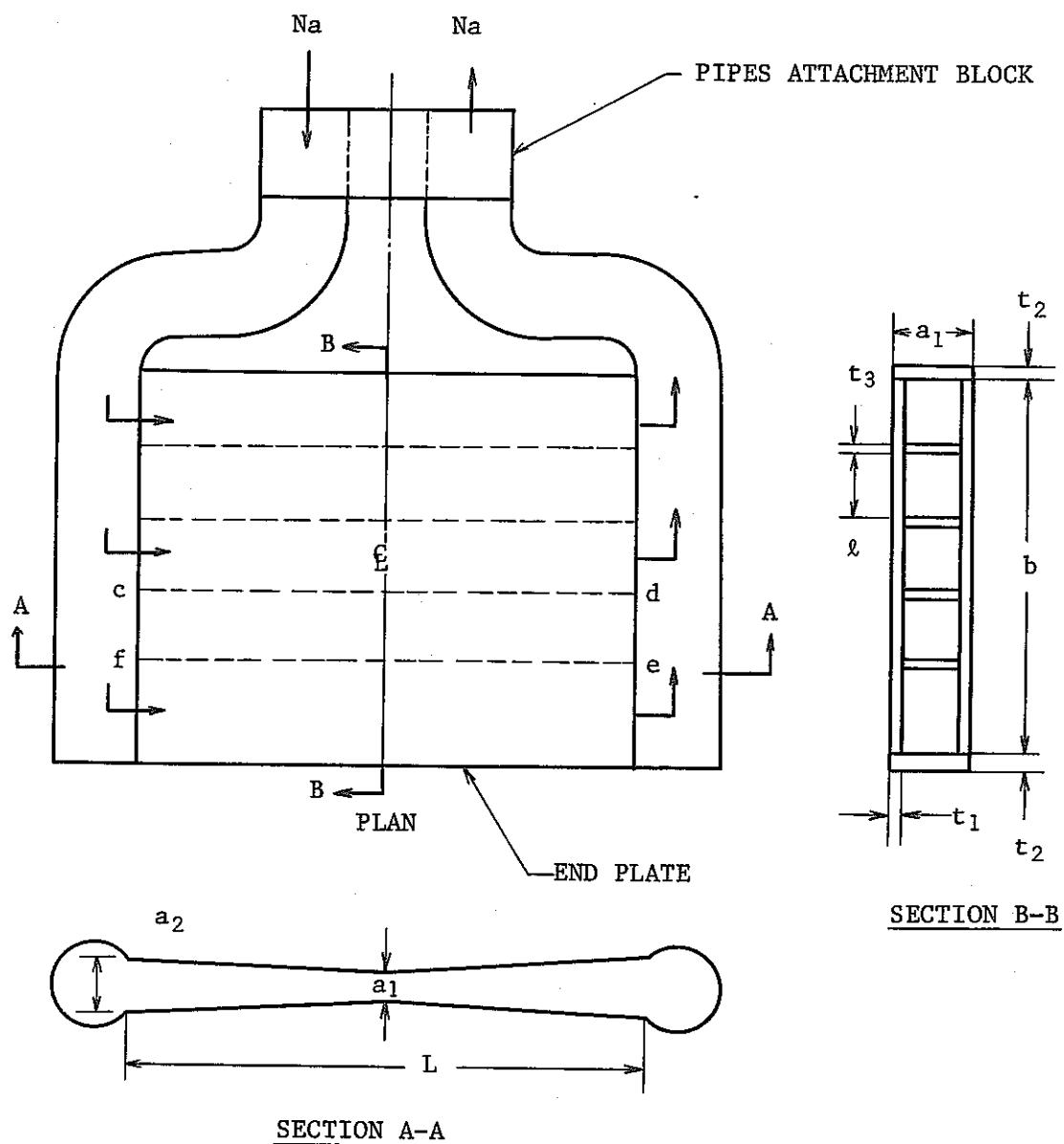


Fig 4-9 SEFOR 型構造のFLIP ダクトの主要寸法

流 量 ..... 14,500 gpm ( 54.88 m<sup>3</sup>/min )  
 設 計 圧 力 ..... 205 psi ( 14.35 kg/cm<sup>2</sup> )  
 溫 度 ..... 1050°F ( 566.5°C )  
 ナトリウム流速 ..... 40 fps ( 12.16 m/s ) 絞り部最大 ( V<sub>1</sub> )  
 ナトリウム流速 ..... 24 fps ( 7.30 m/s ) ダクト入口 ( V<sub>2</sub> )

SEFOR-Type 形状の基礎平面図を Fig 4-9 に示す。

a<sub>1</sub> = 締り部でのダクト深さ ( ポンプ ℄ のところ )

a<sub>2</sub> = 出入口のダクト深さ

b = ダクト幅

L = ダクト長さ

t<sub>1</sub> = プレート肉厚

t<sub>2</sub> = エンドプレート肉厚

t<sub>3</sub> = スペーサ肉厚

ℓ = スペーサピッチ

n = スペーサの数

a<sub>1</sub> と a<sub>2</sub> を決定する。

それぞれの断面積を

$$A_1 = a_1 b$$

$$A_2 = a_2 b$$

とすれば

$$A_1 = Q / \rho V_1$$

$$A_2 = Q / \rho V_2 \quad \text{となる。}$$

ここで

$$Q = 14,500 \text{ gpm} \quad ( 54.88 \text{ m}^3/\text{min} )$$

$$\rho = \text{ナトリウム密度 ( at } 1050^\circ\text{F ( } 566.5^\circ\text{C) }) = 50.9 \ell \text{ b} / \text{ft}^3$$

$$\therefore \text{もし } V_1 = 40 \text{ ft/sec ( } 12.16 \text{ m/sec) } A_1 = 0.794 \text{ ft}^2 ( 0.0737 \text{ m}^2 )$$

$$\text{と, もし } V_2 = 24 \text{ ft/sec ( } 7.30 \text{ m/sec) } A_2 = 1.323 \text{ ft}^2 ( 0.122 \text{ m}^2 )$$

ダクト幅 b = 60 in ( 152.4 cm ) と仮定すると

$$a_1 = A_1 / b = 1.9 \text{ in ( } 4.83 \text{ cm) }$$

$$a_2 = A_2 / b = 3.17 \text{ in ( } 8.05 \text{ cm) }$$

となる。

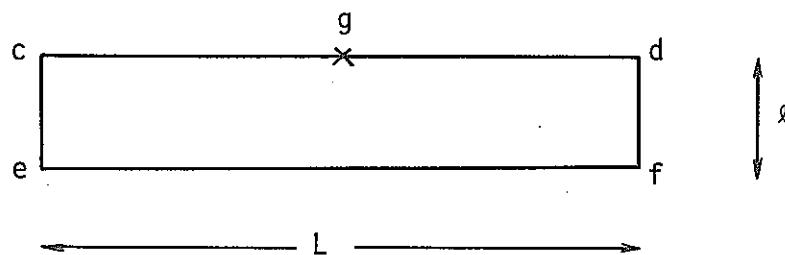
プレート肉厚 t<sub>1</sub> を決定する。

長四角形のダクト部 c, d, e, f ( Fig 4-9 ) の板の境界は各端で固定で一様に横から

の圧力  $P$  という荷重がかかる条件について検討した。

$cd$  と  $ef$  の境界は十分にスペーサーの効果によって固定されている。しかし、 $cf$  と  $de$  は、ヘッダーパイプの取付部であるために少々弾力性がある。

最大応力は板の中間位置  $g$  に生じるので両端 ( $cf$ ,  $de$ ) を固定とする境界条件による安全側の結果をもたらすはずである。



最大曲げ応力 ( $g$  点) は

$$\sigma_b = \beta \frac{P \ell^2}{t_1^2}$$

$\beta$  は  $L/\ell$  の比の函数である。

$L/\ell > 2.0$  のとき  $\beta \rightarrow 1/2$

パイプ取付部とエンドプレートを抑制しないと仮定すると膜(圧力)応力は次式で与えられる。

$$\sigma_{m1} = \frac{P(a_1 + 2t_1)(b + 2t_2)}{[nt_3a_1 + 2t_2a_1 + 2t_1(b + 2t_2)]}$$

膜応力がそれぞれダクトプレート、スペーサ、エンドプレートで同一であると仮定する。

直角方向の膜応力は

$$\sigma_{m2} \cong \frac{Pa_1}{2t_1} \quad \text{である。}$$

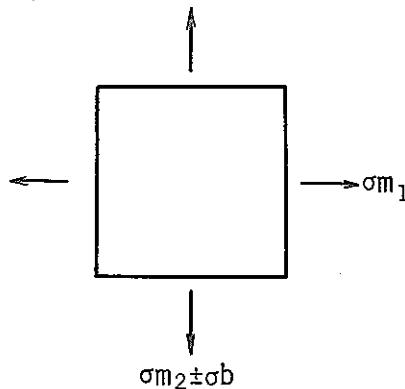
$g$  点でのプレート上の要素について考える。

平面プレート上の剪断力はないので 1 次応力は

$$\sigma_1 = m_1$$

$$\sigma_2 = \sigma_{m2} \pm \sigma_b$$

$$\sigma_3 = -P, 0$$



∴ 最大主応力(圧力含む)はそれぞれ

$$S = \sigma_m_1 + P \quad \text{又は} \quad \sigma_m_2 + \sigma_b + P$$

満たすべき限界設計基準がASME III code case 1331-8に制定されている。以下に示す。

$$PL + Pb < 1.5 Sm \quad \text{又は} \quad KS t$$

PL+Pbは1次膜応力と曲げ応力強さとの和である。

(=S ここではSとした)

1050°F(566.5°C)におけるSUS-316の余裕のある設計寿命30年( $2.63 \times 10^5$  hr)  
の場合 coad caseによると

$$Sm = 15,100 \text{ psi } (10.75 \text{ kg/mm}^2)$$

$$St = 10,800 \text{ psi } (7.56 \text{ kg/mm}^2)$$

$$K = 1.25 - 0.5 \left( \frac{PL}{St} \right)$$

普通の状態の場合

理想的にはKについて反復して評価する必要があるが、ここでは以下のように仮定した。

$$\frac{PL}{St} \approx \frac{1}{2} \quad K \approx 1.12$$

限界条件は

$$S \leq 1.12 St = 12,096 \text{ psi } (8.4672 \text{ kg/mm}^2)$$

各部寸法は、この限界条件を満足するように検討された。それらをTable 4-5に示す。

満足する設計形状の代表的な二つを見る。

- プレート肉厚  $\frac{1}{4}$  in (6.4 mm)  $2\frac{1}{2}$  in (63.5 mm) スペーサピッチ
- プレート肉厚 0.328 in (8.3 mm)  $3\frac{1}{4}$  in (82.6 mm) スペーサピッチ

0.328 in (8.3 mm)の肉厚が製作上の観点からみて、プレート肉厚と相手配管肉厚とよく合

うのでこれを提案する。決定的な選択の基礎は、ポンプ効率を考慮しなければならない。

Table 4-5 スペーサピッチとダクト肉厚を函数とした FLIP ダクトの応力

$$P = 200 \text{ psi} (14 \text{ kg/cm}^2)$$

$\sigma_{m1}$  = 膜応力

$$a_1 = 1.9 \text{ in} (48.3 \text{ mm})$$

$\sigma_{m2}$  = 直角方向の膜応力

$$t_2 = 0.5 \text{ in} (12.7 \text{ mm})$$

$\sigma_b$  = 曲げ応力

$$t_3 = 0.25 \text{ in} (6.4 \text{ mm})$$

$S_1$  = 1次膜応力(圧力含む)

$$b = 60 \text{ in} (152.4 \text{ cm})$$

$S_2$  = 1次膜応力+曲げ応力(圧力含む)

n = スペーサ数

$t_1$  = プレート肉厚

$\ell$  = スペーサピッチ

$t_1$ in ( )内は mm	n ケ	$\ell$ in ( )内は mm	$\sigma_{m1}$ psi ( )内は kg/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{m2}$ psi ( )内は kg/mm <sup>2</sup>	$\sigma_b$ psi ( )内は kg/mm <sup>2</sup>	$S_1$ psi ( )内は kg/mm <sup>2</sup>	$S_2$ psi ( )内は kg/mm <sup>2</sup>
$1/8$ (3.2)	8	7.5 (19.05)	1,252 (0.876)	1,520 (1.064)	360,000 (252)	1,452 (1.016)	361,720 (253.2)
	16	3.7 (9.40)	1,060 (0.742)	1,520 (1.064)	90,000 (63)	1,260 (0.882)	91,720 (64.2)
	20	3.0 (7.62)	984 (0.688)	1,520 (1.064)	57,600 (40.32)	1,184 (0.828)	59,320 (41.52)
	30	2.0 (5.08)	835 (0.584)	1,520 (1.064)	25,600 (17.92)	1,035 (0.724)	27,320 (19.12)
$0.1875$ (4.8)	4	15.0 (38.10)	1,040 (0.728)	1,013 (0.709)	640,000 (448)	1,240 (0.868)	641,213 (448.8)
	8	7.5 (19.05)	971 (0.679)	1,013 (0.709)	160,000 (112)	1,171 (0.819)	161,213 (112.8)
	16	3.7 (9.40)	857 (0.599)	1,013 (0.709)	40,000 (28)	1,057 (0.739)	41,213 (28.8)
	20	3.0 (7.62)	810 (0.567)	1,013 (0.709)	25,600 (17.92)	1,010 (0.707)	26,813 (18.7)
	4	15.0 (38.10)	854 (0.597)	760 (0.532)	360,000 (252)	1,054 (0.737)	360,960 (252.6)
$1/4$ (6.4)	8	7.5 (19.05)	809 (0.566)	760 (0.532)	90,000 (63)	1,009 (0.706)	90,960 (63.6)
	16	3.7 (9.40)	732 (0.512)	760 (0.532)	22,500 (15.75)	932 (0.652)	23,460 (16.4)
	20	2.0 (5.08)	628 (0.439)	760 (0.532)	6,400 (4.48)	828 (0.579)	7,360 (5.15)
	30						
	4						
$0.328$ (8.3)	8	7.5 (19.05)	665 (0.465)	579 (0.405)	52,285 (36.59)	865 (0.605)	54,064 (37.8)
	16	3.7 (9.40)	601 (0.420)	579 (0.405)	13,071 (9.14)	801 (0.560)	13,850 (9.69)
	24	2.5 (6.35)	548 (0.383)	579 (0.405)	5,809 (4.06)	748 (0.528)	5,809 (4.06)
	4						

## 主要なサポートとしての固定子の作用

全体形状が内部のサポートのみで ASME コードを満足するようにすると、スペーサーとしての金属容量が多くなるためポンプの効率が下がるという恐れがある。従って内圧がかかった場合には固定子の外側がサポートとなり、ダクトが負圧になった場合にはスペーサがダクトの変形や応力を許容値内に抑えるのに充分な内部のサポートとして役割りを果せばよいようしている。

スペーサーの必要条件を確立するための解析をした。

結果を Table 4-6 に示す。

用語は Table 4-5 と同じでプレートの最大変位を  $Y_{MAX}$  とし、スペーサーの厚みを  $1/8$  in (3.2 mm) とする。

Table 4-6

スペーサーピッチとダクト肉厚を函製とした、外圧による FLip ダクトの応力。

$T_1$ (inch)	$r$ (枚)	$L$ (inch)	$\sigma_{m1}$ (psi)	$\sigma_{m2}$ (psi)	$\sigma_b$ (psi)	$S_1$ (psi)	$S_2$ (psi)	$Y_{MAX}$ (inch)
$1/8$ (3.2mm)	3 0	2 (5.1 cm)	84 (5.9 kg/cm <sup>2</sup> )	114 (8.0 kg/cm <sup>2</sup> )	1920 (134.4 kg/cm <sup>2</sup> )	99 (6.93 kg/cm <sup>2</sup> )	2049 (143.3 kg/cm <sup>2</sup> )	0.00015 (0.00038 cm)
	1 5	4 (12.7 cm)	99 (6.9 kg/cm <sup>2</sup> )	114 (8.0 kg/cm <sup>2</sup> )	7680 (53.76 kg/cm <sup>2</sup> )	114 (8 kg/cm <sup>2</sup> )	7809 (54.66 kg/cm <sup>2</sup> )	0.00244 (0.0062 cm)
	1 0	6 (15.2 cm)	106 (7.4 kg/cm <sup>2</sup> )	114 (8.0 kg/cm <sup>2</sup> )	17280 (121.0 kg/cm <sup>2</sup> )	121 (8.5 kg/cm <sup>2</sup> )	17409 (121.86 kg/cm <sup>2</sup> )	0.01233 (0.03132 cm)
	5	12 (30.5 cm)	113 (7.9 kg/cm <sup>2</sup> )	114 (8.0 kg/cm <sup>2</sup> )	69120 (48.384 kg/cm <sup>2</sup> )	128 (9 kg/cm <sup>2</sup> )	69249 (48.47 kg/cm <sup>2</sup> )	0.1973 (0.5 cm)
0.1875 (0.48mm)	3 0	2 (5.1 cm)	67 (4.7 kg/cm <sup>2</sup> )	76 (5.3 kg/cm <sup>2</sup> )	853 (5.97 kg/cm <sup>2</sup> )	82 (5.7 kg/cm <sup>2</sup> )	944 (6.6 kg/cm <sup>2</sup> )	0.0004 (0.0018 cm)
	1 5	4 (12.7 cm)	76 (5.3 kg/cm <sup>2</sup> )	76 (5.3 kg/cm <sup>2</sup> )	3413 (23.9 kg/cm <sup>2</sup> )	91 (6.4 kg/cm <sup>2</sup> )	3504 (24.5 kg/cm <sup>2</sup> )	0.0007 (0.0018 cm)
	1 0	6 (15.2 cm)	79 (5.5 kg/cm <sup>2</sup> )	76 (5.3 kg/cm <sup>2</sup> )	7680 (53.76 kg/cm <sup>2</sup> )	94 (6.6 kg/cm <sup>2</sup> )	7771 (54.4 kg/cm <sup>2</sup> )	0.0037 (0.0094 cm)

これらの結果を Fig 4-10 にプロットした。そして典型的な形状を示すと

- 板厚 =  $1/8$  in (3.2 mm)
- 12コのスペーサー, 5 in (12.7 cm) ピッチ
- 板厚 = 0.1875 in (0.4763 cm)
- 8コのスペーサー, 7.5 in (19 cm) ピッチ

スペーサーの厚さを  $1/8$  in (3.2 mm) とした。

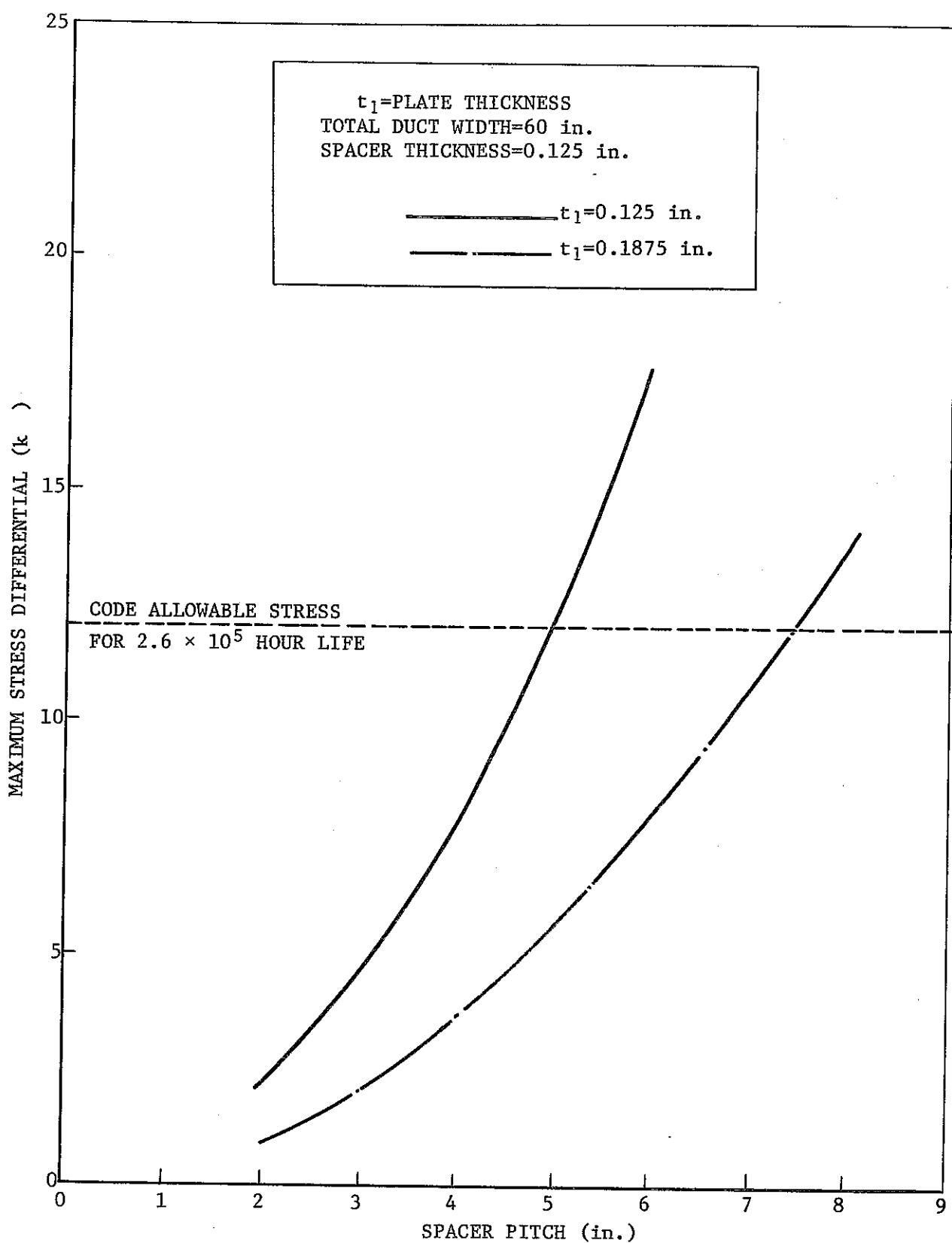
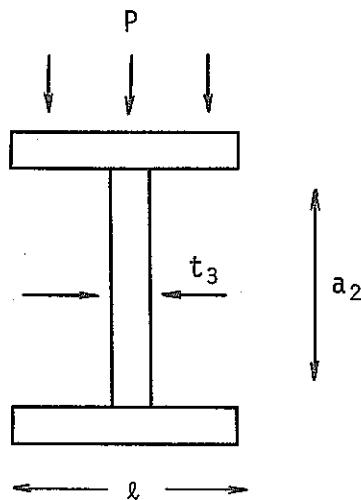


Fig 4-10 FLIPダクト真空状態のダクト／スペーサ条件

## スペーサーの座屈



$$P = \text{スペーサー荷重} = P \ell = 15 \ell \quad \text{lb/単位長さ}$$

$$\therefore P = 75 \quad \text{lb} \text{ または } 113 \quad \text{lb/単位長さ}$$

この支柱の最大許容荷重

$$P_{cr} = \frac{4EI\pi^2}{a_2^2} = \frac{4(23 \times 10^6)}{(3.17)^2} \left(\frac{1}{8}\right)^3 \frac{1}{12} \pi^2$$

最大許容圧力は与えられた圧力よりも更に大きい、従って支柱は充分に座屈に耐える。

## ダクト平板の振動

スペーサー間でのダクト平板の固有振動数は、通常のポンプ作用状態で、流れによって誘起されるいかなる振動数よりもかなり大きくなると考えられる。それに加圧状態で内圧の変化が余程大きくない限り、ダクトはずっと固定子サポートに接触している。ダクトの振動数は、内部にいくらかのスペーサーを使用することにより十分に大きくすることができる。

## ダクト平板の熱応力

薄い板厚になる固定子サポートの条件を考え合わせると、全流量でのスクラム時でも、ダクトの温度差 ( $\Delta T$ ) は  $15^{\circ}\text{F}$  ( $8.3^{\circ}\text{C}$ ) より小さいだろう。その結果、低レベルの 1 次膜応力と 2 次曲げ応力が発生するわけだが、その合成はあらゆる過渡条件下で弾性領域にとどまるか、悪くともシェイクダウンするだろう。このことは、1 次曲げ応力が外部サポートによって抑制され 1 次膜応力が非常に小さいということを根拠として言えることである。

## 4.2.1.2 ALIP

## 4.2.1.2.1 まとめと結論

ポンプ効率を充分保つに必要なダクトの寸法が、ASME コードセクション III (C, C, 1331-8) の要求する構造強度をも充分満足するかどうか確認するために ALIP の構造予備評価が行われた。FFTF の設計条件と原型炉ポンプ発注仕様書の熱過渡条件が使われたが FFTF の発注仕様書は手許にない。

ALIP の形状は、ASME コードの構造条件を満足できることが予備評価で判明している。内側のダクトの圧力から発生する外部圧力を受ける内筒は、フリースタンディングのままだ

と座屈を起すが、この内筒は内表面のすぐ近くの鉄心によって充分支持されているので座屈を生じない。

極めて安全側の簡易解折を使った場合、又全流量でのスクラムのように、最もきびしい仮想熱過渡時にのみ、わずかな熱ラチエットが起り得る。余裕は、充分あるので ASME のひずみ制限は越えていない。

この解析で用いた Bree の安全側の手法に比べ、もっと現実的な仮定で計算機による詳細な非弾性解析評価をすれば、恐らくラチエットは出てこないだろう。

14,500 gpm ( $55 \text{ m}^3/\text{min}$ ) のポンプしか解析しなかったが、その結果は、1200MW<sub>e</sub> 商用炉で使われるような大型ポンプに外挿できる。内筒の直径が大きくなると、座屈が起り易くなる傾向は、鉄心を内面に接近させることにより容易におさえられる。ダクトが大きくなると肉厚も厚くする必要がある。Bree の手法による結果は、ホットレグにおかれると仮定しても、それ程大きくは変わらないと思われる。

#### 4.2.1.2.2 ALIP 予備構造解析

Fig 4-11 に必要な流量とヘッドを供給するポンプの主要寸法を示す。

設計条件では、

流量と揚程 14,500 gpm ( $55 \text{ m}^3/\text{min}$ ), 177 psig ( $12 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ )

設計ナトリウム流速 公称 30 fps ( $9.1 \text{ m/sec}$ ) テーパ部 50 fps ( $15.2 \text{ m/sec}$ )

設計圧力 200 psig ( $13.6 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ )

設計温度 1050°F ( $566.5^\circ\text{C}$ )

#### 1次膜応力

シリンダーの肉厚は 0.23 in (0.58 cm) である。肉厚の仕様は、ASME 高温コード C.C1331-8 により行った。

下に計算式を示す。

$$t = \frac{PR}{SE - (1-y)P}$$

$$P = 200 \text{ psi } (13.3 \text{ kg/cm}^2) \quad \text{設計圧}$$

$$E = 100\% \quad \text{継手の効率}$$

$$y = 0.4 \quad 1050^\circ\text{F} (566.5^\circ\text{C}) \text{ オーステナイト系ステンレス}$$

$$S = S_o = 12100 (\text{C.C1331-8 表2})$$

$$R = 10.75 \text{ (27.31 cm)} \quad \text{外側シリンダー・アニュラス部}$$

アニュラスの外側シリンダーの半径は 10.75 in (27.31 cm)

$$t = \frac{200 \times 10.75}{12100(1) - (1-0.4)200} = 0.18 \text{ in } (0.46 \text{ cm}) < 0.23 \text{ in } (0.58 \text{ cm})$$

外側のシリンダーとそれより小さい内側のシリンダーは、座屈を考慮して、膜の条件を充分満足するように設計しなければならない。

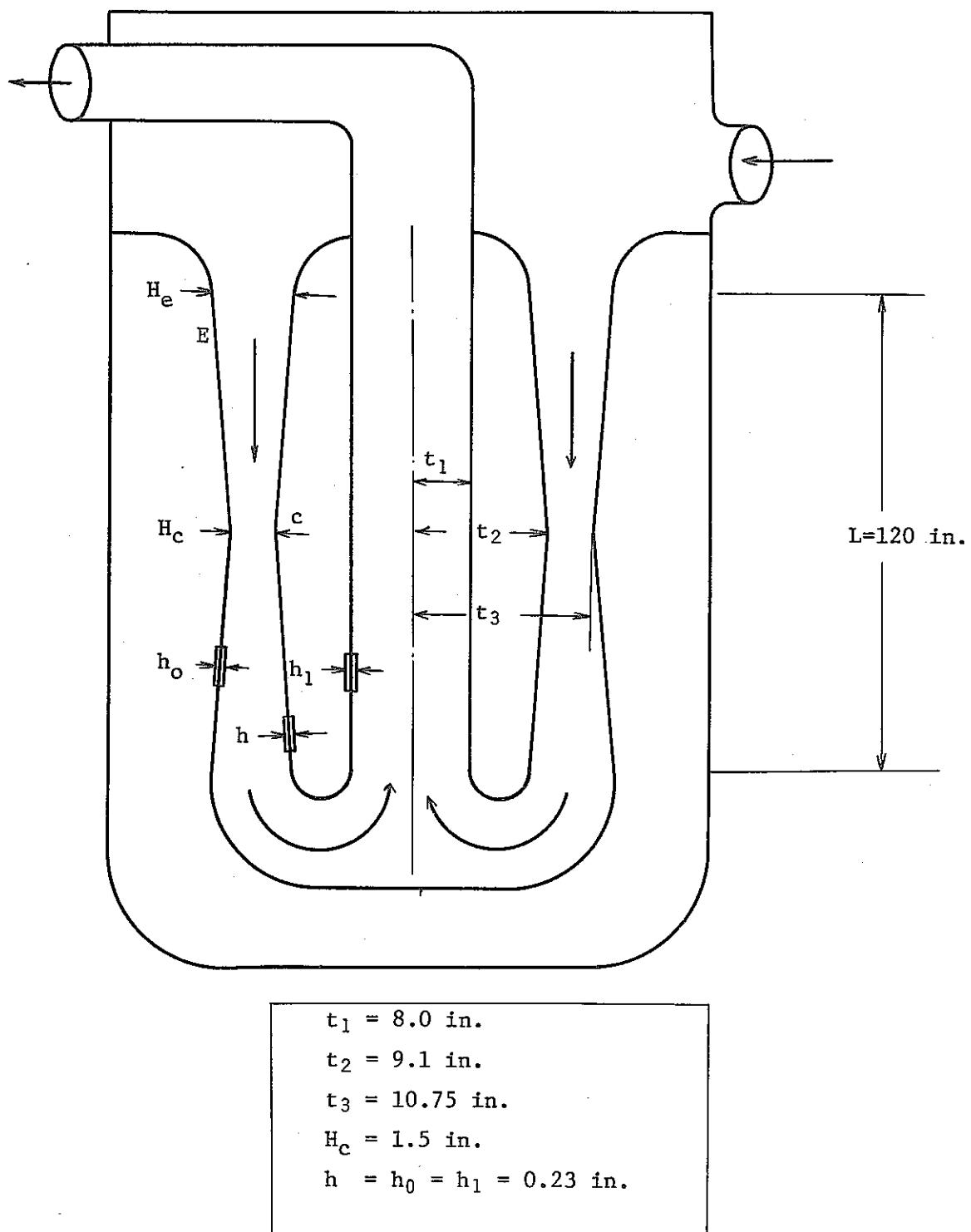


Fig 4-11 ALIP ダクトの主要寸法

## 座屈の検討

アニュラス内側シリンダーは、外圧による座屈を起し易い。静圧条件下での円筒の座屈に対する限界応力は次式で計算される。

$$\sigma_c = \frac{K_p \pi^2 E t^2}{12(1-\nu_e^2)L^2}$$

ここで

$$K_p = \frac{(1+\beta^2)^2}{\frac{1}{2} + \beta^2} + \frac{12 Z L^2}{\pi^4 (1+\beta^2)^2 (\frac{1}{2} + \beta^2)}$$

$$\beta = \frac{L}{\pi r / n}$$

故障中想定限度値  $n=2$

$L = 120 \text{ in} (304.8 \text{ cm})$

シリンダー長さ

$E = 22.1 \times 10^6 \text{ psi} (1.5 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2)$

1050°F (566.5°C) ステンレス弾性係数

$t = 0.23 \text{ in} (0.58 \text{ cm})$

ダクト肉厚

$r = 9.1 \text{ in} (23.1 \text{ cm})$  半径

内側シリンダー

$\nu_e = 0.3$

ポアソン比(弹性域)

前述のデータを基に計算した限界応力値は

$$\sigma_c = 6,200 \text{ psi} (4,218 \text{ kg/mm}^2)$$

ASME高温C.C. 1331-8 の仕様によると座屈の安全率を3.0としている。

その限界応力は

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{K} = \frac{6200}{3} = 2,100 \text{ psi} (1,429 \text{ kg/mm}^2)$$

最大応力

座屈をベースにした最大許容圧力は、おそらく周方向応力に基づいて計算されることになり、

$$\sigma_a = \frac{P \cdot r}{t} \quad P = \frac{\sigma_a t}{r}$$

$$P = \frac{2100 \times 0.23}{9.1} = 53 \text{ psi} (0.361 \text{ kg/mm}^2)$$

最大応力

上記の圧力は、ASME SEC. III Para. NB 3133.3 の手順で計算した結果であるところの 45 psig ( $0.0306 \text{ kg/mm}^2$ ) と比較すれば判る。限界座屈圧力は、内表面にサポートを設ける事により増加する。これは、最適設計法を開発するためにポンプの性能と構造上の必要条件とのバランスを考えることによって達成される。

## 2次熱応力の評価

2次熱応力の予備的評価では、全ての場所と状態については検討する事はできない。

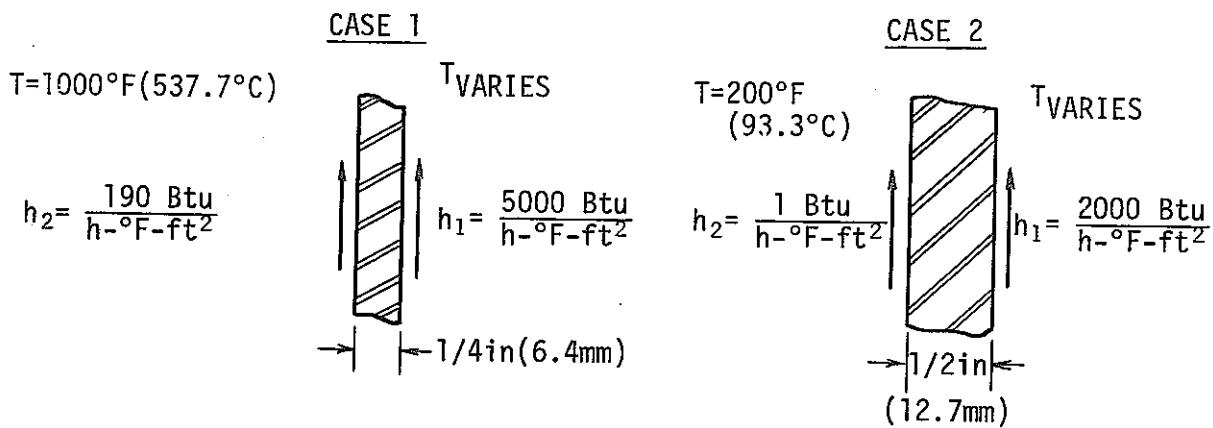
ポンタダクトについて、Bree のチャートを用いて熱ラチエットの可能性について検討した。

最大1次膜応力は、外側のシリンダー・アニュラス部の寸法で計算した。

$$(r = 10.75 \text{ in} = 27.305 \text{ cm})$$

$$\sigma_p = \frac{Pr}{t} = \frac{200 \times 10.75}{0.23} = 9400 \text{ psi } (6.395 \text{ kg/mm}^2)$$

計算は、下に示した2つの別々のモデルをベースに行った。3つの過渡状態について検討する。



Bree のパラメータを Table 4-7 に示した。

$$XBree = \frac{\text{膜応力}}{\text{降伏応力}} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y}$$

$$YBree = \frac{2 \text{ 次側応力}}{\text{降伏応力}} = \frac{\sigma_t}{\sigma_y}$$

Table 4-7 Bree のパラメータ

Case 1	$\sigma_m$	$\sigma_t$	XBree	YBree
Normal Scram	9400 ( $6395 \text{ kg/cm}^2$ )	4600 ( $3129 \text{ kg/cm}^2$ )	0.63	0.31
Rod drop	9,400 ( $6395 \text{ kg/cm}^2$ )	18,600 ( $1265.3 \text{ kg/cm}^2$ )	0.63	1.24
Full-Flow Scram	9,400 ( $6395 \text{ kg/cm}^2$ )	21,800 ( $1483 \text{ kg/cm}^2$ )	0.63	1.46
Case 2				
Normal Scram	9,400 ( $6395 \text{ kg/cm}^2$ )	6,600 ( $449 \text{ kg/cm}^2$ )	0.63	0.44
Rod drop	9,400 ( $6395 \text{ kg/cm}^2$ )	18,400 ( $1252 \text{ kg/cm}^2$ )	0.63	1.23
Full-Flow Scram	9,400 ( $6395 \text{ kg/cm}^2$ )	25,000 ( $1700.7 \text{ kg/cm}^2$ )	0.63	1.67

Breeのチャート(Fig. 4-12)では、パラメータはだいたいシェークダウン領域に納まっている。パラメータがシェークダウン領域の外側にあるケースというのは、緊急時であるが、その発生回数は構造上それほど重要ではない。

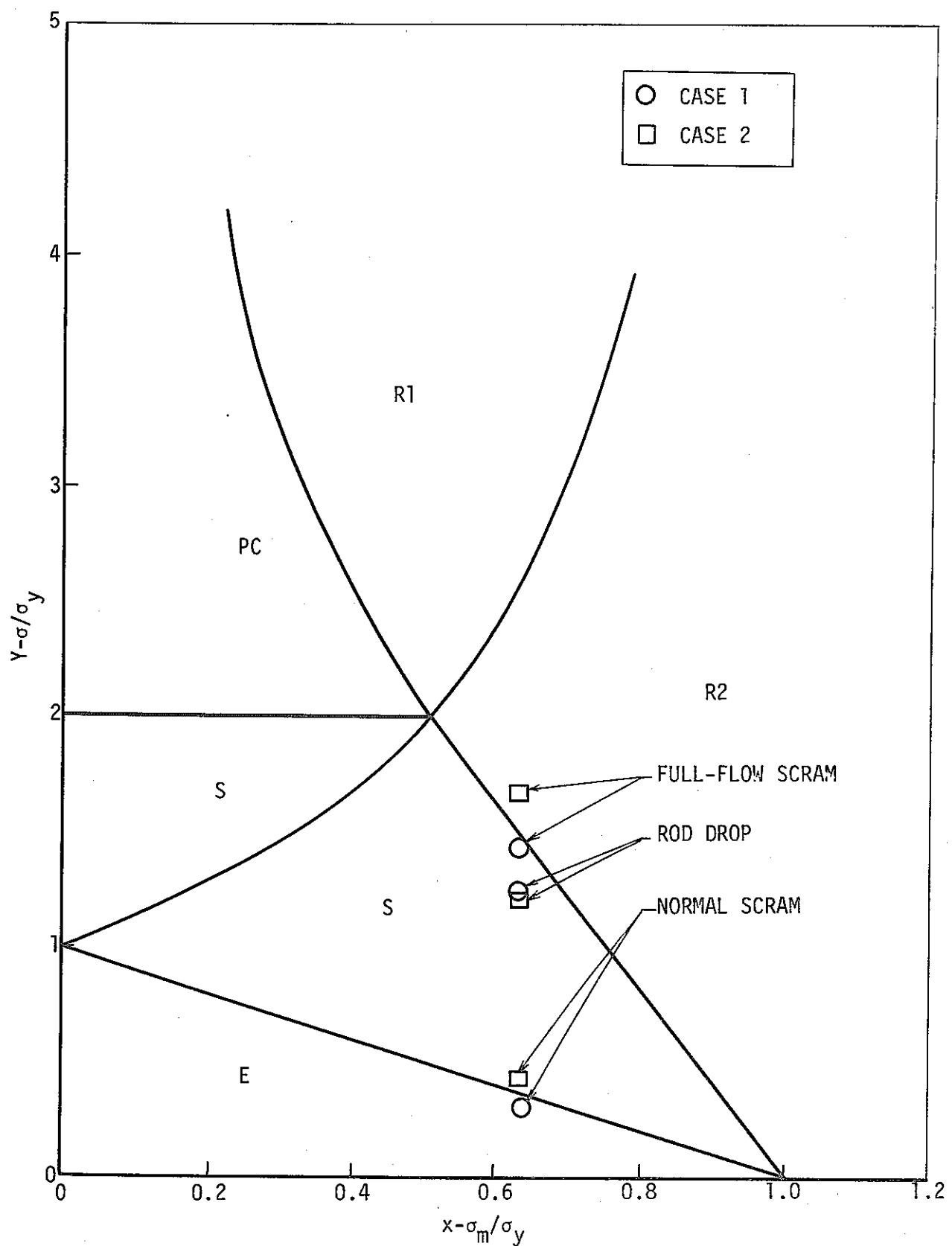


Fig. 4 - 12

#### 4.2.2 検討と推奨

セルフサポートダクトの概念設計の結果からは、電磁ポンプ容量の設計は約 100,000 gpm ( $378 \text{ m}^3/\text{min}$ ) まで実施できる。

予備応力解析によると、温度と圧力に相応したダクト肉厚が実現可能である事がわかった。しかししながら、それらの結果は、予備的であり詳細な構造上の検討が必要である事が指摘される。次のような領域の検討を推奨したい。

- 固定子の応力解析および設計
- 詳細な熱過渡条件の評価、検討
- ダクトと固定子間の絶縁物の応力解析および設計  
(ダクトを構造強度部材の一部としての考え方を含めて)
- ポンプアセンブリの主機器の支持、接続方法、必要ならばポンプタンクの配管も含めて
- 固定子通風の方法
- 変則なスクラム状態と様々な運転条件における熱伝達、相当する熱応力、ひずみ解析
- ダクトが持っている連結の悪い箇所、そして同心シリンドラー、ウェブ、フランジ、ノズルの非弾性解析、それらのクリープと疲労との相互作用を含めて
- 地震に関する評価、固定子の効果を含めて
- 地震によるポンプアセンブリの自由震動と励起震動、ポンプタンク内ナトリウムの流体力学的な効果を含めて

上記の調査は、ASME コードと C.C.1331-8 で要求する条件に合わせ、セルフサポートダクトの設計ができるかどうかを見るために必要である。

## 5. 開発の必要性

### 5.1 LIP の端末効果

前述の如く複相インダクション電磁ポンプの導電性流体における圧力の発生は、原理的には、複相インダクションモータにおけるトルクの発生と類似している。複相インダクションモータは非常な進歩を遂げ、その性能の計算法は多くの研究および試験経験により確立されているため、性能特性は高い精度での予知が可能である。このことは複相インダクション、電磁ポンプの設計および性能の予知、とりわけ電気固定子、コイルおよびmagnetic structureに対して適用できる。

しかしながら電磁ポンプの性能の予知の観点からは、インダクションモータとの以下のような大きな相異点があるため、不確実で不正確となる。

- 電流の流れの束縛および2次側の動きが両者で異なる。
- 電磁ポンプにおいては、電磁場の出入口に端末効果が存在する。

インダクションにおいては回転子コンダクタにおける電流の流れは discrete コンダクタ内の回転子全長にわたって強い束縛を受ける。この際の回転子コンダクタと discrete コンダクタは等速度で動いている。これに対してインダクションポンプにおいては電流の流れは導電性流体のみにより束縛され、流体中に速度勾配が存在する。このように付加された自由度の効果に対する解析の精度については非常に大型の電磁ポンプの場合確認されていないが、比較的小型のものについてはその効果は穏やかで十分な精度での予測が可能である。さらにこれらの要因が性能におよぼす影響を設計パラメータの慎重な選択により調整することが可能であることがわかった。

電磁場の出入口における導電性流体の端末効果はインダクションモータの場合とは異なる。この効果については数多くの解析があるが完全に満足のゆくものは皆無である。この効果は、小型のスリップの大きいポンプについては微少であるが、大型のスリップの小さいポンプの場合重大になる。10年前 LIP の端末効果について GE が計算プログラムによる解析を行った。これは適切な電磁的境界条件を求めるため、また電磁量たとえば磁束およびポンプの軸方向圧力分布を計算するためのもので数値積分を用いている。このプログラムにはダクト壁面の導電度がとり入れられており、いかなる厚さのナトリウムに対しても適応できる。すなわち均一厚さおよび他の輪郭は2次函数により軸方向の位置の函数として表現される。このプログラムを用いた計算の結果、このような流路の輪郭は大型電磁ポンプの端末効果をコントロールするうえで不可欠であることが示された。

リニアモータの端末効果に関する最近の解析としては G.B.Kliman のものがある<sup>\*</sup>。これには 2 次側が固体の場合のリニアモータの Mesh/Matrix technique による性能の予測値と試験結果との良好な相関関係が示されている。そこに書いてあるように、この計算プログラムは流体厚さの変化（および速度変化）、ポールピッチの変化、あるいは 2 次側が固体でない場合には十分な自由度をもっているとはいえないが、今後の改良により適応させることも可能となろう。

従って以下の観点より性能の予測および解析手法が必要となる。

1. ELIP および ALIP の端末効果についてより詳細な解析が要求される。すなわち数値積分解析法、および Mesh/Matrix technique についての考察がなされるべきである。
2. 前述 1.に伴い、端末効果を考慮したより広範な性能解析が要求されることとなる。このプログラムはかなり大型ポンプの電磁的、流体的性能を一定電圧において 0 ~ 120% の流量範囲にわたって完全に計算可能なものでなくてはならない。流路厚さの変化（従って流速変化）、ポールピッチの変化および端末の巻き方を取扱う能力も要求される。

このようなプログラムは大型電磁ポンプの設計の確立および種々の目的に適したポンプ型式の詳細な比較検討のために必要である。

このプログラムにより電磁ポンプの重要なパラメータ、すなわち周波数、ポールピッチ、流速、スリップ、ダクト形状および巻線形状が完全に検討可能で、これにより最適な電磁ポンプ型式の選定および最終的な設計がなされる。ある段階における電磁ポンプの最終的設計の進展は反復法により達成される。

## 5.2 性能解析、流線型ダクト

特に達成すべき点としては、流路の断面形状に起因する性能および NPSH 特性の改良である。Required NPSH は近似的に入口ナトリウム流速の 2 乗に比例する。しかしながら流速を上げればコンパクトなポンプにより高い効率を達成できる。流線型の流路断面は両者の利点を得ることができる。流線型ダクトの厚さと幅の両者またはいずれか一方の状態については FLIP, ALIP いずれのダクトの場合にも詳細に検討する必要がある。これは最終的な型式および設計を決定するうえで重要な点である。

電磁ポンプ、特に FLIP と ALIP のダクトは通常一定断面積となっているため流速はポンプ内部で一定となる。

導電性流体がポンプを通過する際、磁束に貫通される。これは固定子巻線を流れる電流によって発生する。導電性流体がポンプ出口において固定子を離れる際、流体中を回転する電流の流れ

\* G.B.Kliman and D.G.Elliott, Linear Induction Motor Experiments in Comparison With Mesh/Matrix Analysis, IEEE Paper, New York January 1973 ( C73-129-4 )

によって磁束の結合が保たれる（レンツの法則）。これは固定子全長を通過する流体により作られる。大型の電磁ポンプは高い磁束密度で、高い流速で運転される。これは材料とスペースの効率を上げるために必要であるが、この場合、電流の回転がかなり大きくなり、従って電力損失および流体の圧力損失が重大になる。その結果として効率が低下することとなる。すなわち、端末効果はこのような効率低下の原因となる。

この端末での損失は流線形ダクトにより著しく低減できる。この形状においては流体および空気の厚さは中心部において比較的小さく、従ってそこにおいて磁束密度は減少し、スリップが高くなり、そのため出口での損失は均一厚さのダクトの場合より格段に低下する。入口における流体の厚さは、損失の観点からは出口における流体の厚さほどは重要ではない。しかしながら入口流速を低くすることは応用上流体的観点からは有利で、すなわちポンプの得られる吸込圧力を低くできる。

この形状のダクトを使用すれば、種々のピッチの固定子コイルを用いることにより、さらに性能を改善できる。この場合、コイルのピッチと穴のピッチは軸方向の距離に応じて変化することとなり、最大のピッチは流速最大の点で生ずる。

### 5.3 FLIPダクトの開発

これまでに多くのFLIPが製作されたが、すべて均一断面で外部から支持されたダクトが採用されていた。そのため内部から支持されたダクトや曲線状ダクトを採用するには今後の開発が要求される。ダクトの模型（または実物大模型断面の部分的な模型）を設計、製作、試験することにより以下の点について検討すべきである。

- 曲線状ダクト製作の実現性およびもあるならば製作および品質管理に関して問題があるかを明らかにすること。
- 内部支持付きダクトの製作の実現性を確立し、それに関連した種々の問題を解決すること。

FLIPダクト模型の試験としては、水流動試験装置を用いた振動、衝撃、流動、および機械試験などがある。

以上に述べたFLIPのダクト本体の開発の他に、全体的なダクト形状の設計についても以下の点について十分に検討を要する：

- ダクト端末の遷移域において矩形ダクトが円管に接続される部分の設計。曲線状ダクトまたは内部支持付きダクトにおいては、この部分は製作上および機械的設計の観点より非常に重要なものである。
- 設計されたダクトに対して熱膨張および圧力負荷が同時に作用した場合の検討。この問題は曲線状ダクトで固定子により外部から支持されたダクトの場合、特に重大である。

#### 5.4 ALIP 固定子の開発

大型 ALIP の固定子の製造のためには現在の技術以上のものが要求される。ALIP の固定子はすでに製作され、最大 400 gpm ( $1.51 \text{ m}^3/\text{min}$ ) まで満足な運転が可能で、一方大型のインダクションモータは長年にわたって使用されてはいるが、大型の ALIP 固定子で、核的環境において長期間の信頼性を有するためには特に開発が要求される。

ALIP 固定子の積層鉄心はポンプの軸に対して平行な半径方向の平面に設置されねばならない。

理想的には積層鉄心は径に比例した厚さとなるようにテーパをつけることが望ましい。現在のところそのような積層鉄心は製造されないため、他の構造をとらねばならない。より一般的な ALIP の製造法としては均一に絶縁された厚さ約 0.025 in (0.63 mm) の積層鉄心の積層を束にしてダクトの径に従って配列させる方法である。

この積層板は外径および内径を形成するように配列され、全長にわたって各穴ごとに 1 個の完全に絶縁されたコイルを取り囲む。

コイル導線は適切な位置に取付けられる必要があり、全体の構造としてはがん強で振動のないものであると同時に運転荷重およびまた地震荷重にも耐えられるものであること。

絶縁されたコイルは各々の抜板の束の穴にしっかりと適合することにより、半径方向および軸方向への動きを防止できるものであること。

固定子の構成法には種々の方法があるが、いずれについてもその評価にあたっては模型規模により試みる必要がある。形式が決定したならば実物大セクションを取付けて試験を行う。これには振動、衝撃、機械的、電気的試験などがある。

#### 5.5 高温 ALIP 固定子の開発

前述のごとくインダクション電磁ポンプのコイルに通常のモータの絶縁を使用する場合、外部冷却が要求される。信頼性および安全性が高度に要求されるシステムではコイル温度は常に  $392^\circ\text{F}$  ( $200^\circ\text{C}$ ) 以下に保持されねばならない。一方、比較的単純で信頼性のあるシステムの場合、絶縁は外部冷却なしで運転可能である。

この概念においては、ナトリウムはヒートシンクとしてポンプの損失となる。そのためコイルおよび鉄心はポンプ内を流動するナトリウムの温度以上に保持される必要がある。このコイルは非常に単純な形状で、剛性があり、サポートに要求される端末のもどりが無いため、ALIP は高温用固定子開発の初期において採用された。

固定子による損失は作動流体への伝導と対流により除去することができる。

巻線の温度はナトリウム温度より高いが、これは両者間の熱抵抗を最小にすることにより、減少させることができる。このようにしてポンプの損失はすべてナトリウム系に保存され、プラン

ト全体としての熱効率を最大にできる。コイル近傍の雰囲気をコントロールするために、ポンプの外側ケースは密閉され、その両端はポンプのダクトおよびノズルに頑丈に接続されねばならない。この場合ケースとダクトの温度差に基く熱膨張差に適応できる設計が要求される。外部からの強制冷却を行なわない場合にはポンプを冷却系のコールド・レグに設置することが好ましい。これはヒートシンクを最低温度の位置に置くためである。

ほとんどの電磁機器において固定子巻線の冷却設備は与えられた出力に対して機器の大きさを決定するうえでの重要な要因の一つである。巻線の温度は電気絶縁すなわちコイル内およびコイルから大地への絶縁の寿命に影響を与える。電磁ポンプの巻線の温度に影響を与える要因としてはナトリウム温度および周囲温度、ナトリウムと積層鉄心との熱抵抗、導体と積層板状の鉄心との熱抵抗およびコイル内の電流密度などがある。

固定子巻線の電流は二つの直交する電流により決定される。その一方はナトリウムおよび固定子鉄心に磁場を発生させるもので、他方は同一相にある成分でナトリウムに力を与えるものである。

*stator* の設計にあたっては実用的な電流密度を得るための銅（コイル）のスペースを十分にとり、一方実用的な磁束密度を得るための鉄心のスペースを確保し、なおかつ全体の大きさ、重量が過大とならないようにする必要がある。通常の運転条件が  $1200^{\circ}\text{F}$  ( $649^{\circ}\text{C}$ ) あるいは、それ以上で電気絶縁なしの場合、寿命期間中にわたる運転を可能とするためには固定子を外部冷却する必要がある。

したがって現状の電磁ポンプでは固定子に対して冷却材を流すための場所が必要である。冷却材としてはガス（空気、窒素ガスなど）をコイルのまわりおよび鉄心内に流すか、あるいは液体（水、NaK、オイル）を積層鉄心内のパイプに流す方法がある。液体とガスの強制対流を組合せる方法もある。電磁ポンプにはまだ応用されていないが、銅の導体の中心に高抵抗冷却流体を流す方法が考えられ、これは大型の発電機すでに実用化されている。

大型電磁ポンプの固定子の高温絶縁の開発は明らかに興味深い目標であり、これによって一層信頼性、便利さの向上、単純化が実現するであろう。RDT, STD M7-137 で述べた高温絶縁は以下の用途に対して利用できる。すなわち種々のコイル、導体、ソレノイド、計器、および  $500^{\circ}\text{C}$  ( $932^{\circ}\text{F}$ ) で通常運転の可能なモータなど。これは今までのもっぱら小さい巻線および低電圧で使用する宇宙機器のみに使用されていた。高温用電気機器の開発は大型電磁ポンプも含めてある程度の進歩を遂げている。

## 6. 電磁ポンプの歴史

力を導電性流体に作用させ圧力を発生する概念は1832年のMichael Faradayの書物に示されている。実際に応用されたのは20世紀に入ってから10年もたないうちでCarl Herringにより鋳造の分野においてであった。第2次大戦中にはアルミニウムの鋳造工業をはじめ金相学、化学プロセスにおいて応用されるに至った。

GEは1947年以来電磁ポンプ、特にナトリウム冷却原子炉プラント用のものについて開発を行ってきた。1948年には400 gpm ( $1.5 \text{ m}^3/\text{min}$ ) のHIPおよび1,200 gpm ( $4.5 \text{ m}^3/\text{min}$ ) のFLIPが製作、試験された。1953年から1956年にかけては17台の大型FLIPが製作、試験された。そのうち約半数は3,000 gpm at 75 psi head (揚程  $5.3 \text{ kg/cm}^2$  にて  $11.3 \text{ m}^3/\text{min}$ )、残りは3,300 gpm at 85 psi head (揚程  $6 \text{ kg/cm}^2$  にて  $12.4 \text{ m}^3/\text{min}$ )である。これらは水冷式でbus-bar(バスバー)から流体までの効率は43%であった。

1958年には5,000 gpm ( $18.9 \text{ m}^3/\text{min}$ ) のFLIP 1台が高速実験炉計画のために製作されANLで試験された。また11,000 gpm ( $41.6 \text{ m}^3/\text{min}$ ) ALIPがFermi炉用に設計されたが、これは製作されなかった。EBR-IIには6,500 gpm ( $24.5 \text{ m}^3/\text{min}$ ) のFLIPが2次冷却系の主循環ポンプに使用されている。1951年のSIR program用に製作され使用されていた比較的小型のFLIP 2台は、その後EBR-IIに移され2次系に現在も使用されている。

一方、電磁ポンプの開発は1950年代にフランス、ソ連および英國でも続けられていた。Dounreay炉にはその主冷却系に48台の電磁ポンプが使用されている。フランスでもナトリウム系およびテストループに電磁ポンプを使用している。

1960年代にはアメリカの宇宙計画で電磁ポンプが開発、採用され、その小型軽量、全レンジにわたる流量可変、および高い信頼性が活かされた。HIPは2200°F ( $1204^\circ\text{C}$ )までの流体に使用された。

電磁ポンプはナトリウム用として広範な用途をもつが、二つのタイプに分けられ、すなわち化学プラントでの輸送用および熱伝達システムの再循環用がある。用途に応じてその特性もまた異なる。例えば潜水艦用では小型で静かなことはもちろん、信頼性と効率が問題とされる。これについては効率43%で10,000時間メンテナンス・フリーの運転が可能となっている。一方小型の試験装置用としては通常、高信頼性、低コストを目標として材料および製造方法が決定される代わりに効率は無視される。宇宙用としては信頼性と軽量化が重要で、この場合の効率に対する重要度は大出力プラント用と小型試験装置用との中間である。

### 6.1 電磁ポンプに関するGEの経験

GEは60以上ものHIPを製作した。これらは流量  $1 \sim 500 \text{ gpm}$  ( $0.0038 \sim 1.9 \text{ m}^3/\text{min}$ )、

ヘッド 310 psi (21.8 kg/cm<sup>2</sup>) まで、温度 2200°F (1204°C) までである。さらに FLIP も約 25 台製造されこれらは流量 6,500 gpm (24.6 m<sup>3</sup>/min) まで、ヘッド 85 psi (6 kg/cm<sup>2</sup>) まで、流体温度 700°F (371°C) までである。

Table 6-1 はこれらのポンプのリストで、ここにはハードウェアは示されていない。これらの中には GE が設計しユーザが製造した、耐火材によるダクトのものなどがある。

これらのポンプは数千時間運転されている。GE の HIP に関しては、巻線の損傷および不良は認められず、ダクトの損傷が一件のみあった。これは残留した溶接スパッタの粒子の摩擦作用により、ダクトにエロージョンが発生したものである。この粒子は製作の際にループ内に残留したナトリウムに入ったもので、その後混入した粒子によるダメージを防ぐよう設計が変更された。

電磁ポンプに関する GE の予備設計、詳細設計および製造のハードウェアについても開発計画の実例が述べられている。液体金属を取扱う信頼性の高い機器では設計および製造技術が高度に要求されるため、事実各計画において実現されている。

#### アルカリ金属電磁ポンプ研究計画 (Contact NAS 3-2543)

EM アルカリ金属ポンプ研究計画の目的としては

- (1) 電磁ポンプがスペース動力プラントに使用可能かを決定する。
- (2) 種々の用途に適したポンプを選択できる基礎を確立する。および、
- (3) スペース動力プラント用電磁ポンプの概念および設計法の開発

などがある。これらの目的に対処するためには動力システムの集積および宇宙船用電力プラント全体についての広範な検討が要求される。文献を検討した結果、ポンプは 10 通りの型式に分類された。これらの基本的特性を、その信頼性を第 1 の基準として考察した結果、研究価値のある 3 型式にしばられた。この 3 型式のポンプすなわち複相インダクション、単相インダクションおよび d-c コンダクションタイプに対して設計解析手法および性能の予測法の開発が行なわれた。

計算プログラムが作られたが、これにおいては使用目的に応じた多数の設計を検討できるような設計手法はまだ得られていない。この計算プログラムの結果は NASA Report OR-380 に示されている。

#### 解析に基く電磁ポンプの設計 (Contact NAS 3-8500)

この計画の目的はナックーランキンサイクル動力システム用のボイラ供給電磁ポンプの設計を行うことである。そして運転点の異なる 2 台の電磁ポンプの詳細設計も含まれている。最終的に決定されたのは HIP で効率、信頼性、重量の最適条件として決定された。この結果は NASA Report OR-911 に含まれている。

#### ボイラ供給電磁ポンプの製造および試験

これは NAS 3-8500 に引き継いで実施され、ナックボイラ供給用電磁ポンプーモデル 5KY410PCi の図面引き、製造および試験が含まれる。このポンプのダクトは T-111 合金で

表 6-1 GE の電磁ポンプに関する経験

	台数	流量 (m³/min) (ℓ/min)		圧力 (kg/cm²)	温度 (°F)(°C)	使用 流体	ダクト材質
HIP							
GE V	2	20	76	80	5.6	1200 649	Na 304 SS
GE V	2	6	23	20	1.4	1200 649	Na 304 SS
GE V	2	6	23	20	1.4	1200 649	Na 304 SS
GE V	4	6	23	20	1.4	1200 649	Na 304 SS
GE SPPS	1	4	15	80	5.6	500 260	NaK 316 SS
GE SPPS	1	4	15	80	5.6	500 260	NaK 318 SS
GE SPPS	1	3	11	80	5.6	500 260	NaK 318 SS
GE NSP	1	3	11	80	5.6	500 260	NaK 318 SS
	1	0.15	0.57	80	4.2	1200 649	NaK K 304 SS
GE SPPS (NASA)	1	32.8	124	240	16.8	1000 538	K T-111
GE NSP	1	5	19	80	5.6	1200 649	K 304 SS
Brook	1	0.0576	0.22	100	7.0	1600 538	Na Cb-1% Zr
Air	1	4	15	120	8.4	1400 649	K 316 SS
GE-SPPS	1	4	15	45	3.1	1200 649	K 316 SS
GE-SPPS	1	5	19	80	5.6	1500 816	K 316 SS
GE-SPPS	1	3.5	13	100	7.0	1800 1010	K 316 SS
GE-SPPS	1	1.29/5	49/19	100/20	7.0/14	2200 1204	NaK Cb-1% Zr
GE-SPPS	1	1.29/5	49/19	100/20	7.0/14	2200 1204	NaK Cb-1% Zr
GE-SPPS	1	1.29/5	49/19	100/20	7.0/14	2200 1204	NaK Cb-1% Zr
NASA	1	2	76	210	14.8	1400 760	NaK Cb-1% Zr
NASA	1	0.39	1.5		4.6	800 427	C Cb-1% Zr
Oak Ricks	1	0.158/0.473	0.6/1.8	200	14.1	1600 871	C 316 SS
	2	50/10	190/38	50/115	35/8.1	1400 760	K Ob-1% Zr
GE-SPPS	1	0.116/0.29	0.44/1.1	200/150	14/10.5	1200 649	K 316 SS
Air	1	10	37.8	120	8.4	1400 760	K Cb-1% Zr
GE-APED	1	80	304	30	2.1	1000 538	K 316 SS
JPL	1	0.75	28	270	18.9	1400 782	C Cb-1% Zr
JPL	1	16	60	270	18.9	1400 1093	Li Cb-1% Zr
ANL	1	1.7/6.5	6.4/25	100/20	7.0/1.4	2000 1204	Na Cb-1% Zr
Pandw(ORNL)	2	5	19	50	3.5	2200 1427	Li Cb-1% Zr
Oak Ridge NL	5	30	113	70	4.9	2600 816	K 304 SS
GE-APED	3	25	95	30	2.1	1500 566	Na 304 SS
	1	34	129	40	2.8	1050 621	NaK 316 SS
GNEN(IGE)	1	25	95	200	14.1	1150 800	Na 316 SS

表 6-1 ( 続き )

ユーザー	台数	流量 (gpm)	(m <sup>3</sup> /min)	圧力 (l/min)	(psi)	(kg/cm <sup>2</sup> )	温 度 (°F)	(°C)	使 用 流 体	ダクト材質
GE-APED	1	10/5		38/19	120/150	84/10.5	1472	427	Na	316 SS
GE-BRDO	1	15/30		57/114	150	105	800	593	Na	304 SS
GE-SPPS	1	200		756	20	14	1100	1010	NaK	
GE-SPPS	1	42		159	150	10.5	1850	871	NaK	316 SS
	1	500		1890	40	28	1600	593	Na	304 SS
	1	150		567	50	3.5	1100	982	Na	
KASA	1	80		302	30	2.1	1800	1093	Na	Cb-1% Zr
	...	210		794	35	2.5	2000	538		304 SS
GE-APED	1	20/250		76/945	50/12	3.5/0.8	1000	566		304 SS
GE-APED	1	250		945	30	2.1	1050	566	Na	304 SS
GE-SPPS	1	85		321	75	5.3	2200	1204	Li	T-111
GE-SPPS	1	5		19	300	21.1	2000	1204	K	T-111
FLIP										
GE-SPPS	1	160	0.605	605	70	4.9	1400	760	NaK	321 SS
GE-SPPS	1	160	0.605	605	70	4.9	1400	760	NaK	-
GE-BRDO	1	200	0.756	756	125	8.8	800	427	Na	304 SS
GE-BRDO	1	200/300		756, 1134	130	9.1	1100/1000	593/574	Na	304 SS
Atomics International	3	318	120	1202	310	21.8	1000	574	Na	304 SS
Atomics International	2	13	0.049	49	30	2.1	1200	649	Na	316 SS
KAPL	2	60	0.227	227	30	2.1	700	371	Na	347 SS
KAPL	2	1200	45	4536	38	2.7	700	371	Na	347 SS
KAPL(Mark A)	9	3000	11.3	11340	75	5.3	580	304	Na	347 SS
KAPL(Mark B)	8	3300	12.5	12474	85	6.0	580	304	Na	347 SS
LASL	2	Mark 2B ポンプの改良型								
Pratt & Whit		145	0.548	548	20	1.4	1000	538	Na	316 SS
Argonne Nat'l	1	5000	18.9	18900	40	2.8	700	371	Na	347 SS
SEFOR	2	5000	18.9	18900	38	2.7	700	371	Na	304 SS
	1	5500	20.8	20790	53	3.7	700	371	Na	347 SS
	1	6500	24.6	24570	53	3.7	590	310	Na	304 SS
Allieg Ludlum	1	150		567	25	1.8	2800	1538	Steel	Ceramic

a. これらのポンプは1951年に製作され、現在 EBR-II の 2 次充填系に使用されている。

\* ダクトのみ

b. このポンプは、EBR-II の 2 次主循環系に使用されている。

\*\* 固定子のみ

\*\*\* 設計のみ

# # 設計および研究のみ

できており、ナック温度は $1,000^{\circ}\text{F}$ ( $538^{\circ}\text{C}$ )であるが、ポンプはもっと高い温度で運転可能である。ポンプの性能としては、入力電圧 $135\text{V}$ 、圧力 $240\text{psi}$ ( $16.9\text{kg/cm}^2$ )、流量 $3.25\text{lb/sec}$ ( $1.47\text{kg/sec}$ )において最大効率 $16.3\%$ であった。 $10,000$ 時間の耐久試験は $1970$ 年 $10$ 月に満足に完了し、全試験を通じて性能の劣化は認められなかった。ポンプ巻線はホットスポット温度 $1200^{\circ}\text{F}$ ( $649^{\circ}\text{C}$ )用に設計、運転され、 $850^{\circ}\text{F}$ ( $454^{\circ}\text{C}$ )のナックにより冷却される。本試験結果はNASA Report CR-1950に示されている。

#### 1次系電磁ポンプの設計(NAS 3-10504)

これはランキンサイクルスペース動力システムの1次系にリチウムを流すための種々の型式の電磁ポンプの解析およびtrade-offの研究をするためのものである。5種類の基本的な型式のポンプが解析、検討された。これはd-cコンダクション、a-c単相インダクション、3相FLIP、ALIP、およびHIPである。以上の各型式についての詳細な検討および比較、および信頼性、効率、重量、製造法などの要因について考察した結果、3相HIPが選ばれて詳細に設計、研究されることとなった。特定な目的のために流量 $30\text{lb/sec}$ ( $13.6\text{kg/sec}$ )ヘッド $20\text{psi}$ ( $1.4\text{kg/cm}^2$ )、使用流体 $2100^{\circ}\text{F}$ ( $1149^{\circ}\text{C}$ )リチウムのポンプが要求された。このポンプは設計点において連続運転が可能である。またこのポンプはリチウムの入力温度(imput temperature) $1900^{\circ}\text{F} \sim 2200^{\circ}\text{F}$ ( $1038^{\circ}\text{C} \sim 1204^{\circ}\text{C}$ )において $10\text{lb/sec}$ at $40\text{psi}$ ( $2.8\text{kg/cm}^2$ において $4.5\text{kg/sec}$ )から $35\text{lb/sec}$ at $10\text{psi}$ ( $0.7\text{kg/cm}^2$ にて $15\text{kg/sec}$ )までの範囲での運転が可能である。詳細設計の結果、ポンプは全長約 $50\text{in}$ ( $1270\text{mm}$ )、直径 $16\text{in}$ ( $392\text{mm}$ )となった。重量は約 $1,000\text{pound}$ ( $4536\text{kg}$ )で全体効率は $16\%$ となった。結果はNASA Report CR-1571に示されている。

#### 電磁ポンプModel 5KY414PK1

このポンプはJet Propulsion Laboratoryにおいて圧力 $270\text{psi}$ ( $19\text{kg/cm}^2$ )、温度 $2200^{\circ}\text{F}$ ( $1204^{\circ}\text{C}$ )で使用するために設計された。この運転は成功し、結果はJPL Technical report 32-1150に示されている。

#### 電磁ポンプModel 5KY 414PD1

このポンプはOak Ridge National Laboratory用で圧力 $200\text{psi}$ ( $14.6\text{kg/cm}^2$ )、温度 $1600^{\circ}\text{F}$ ( $871^{\circ}\text{C}$ )で使用される。これはすでに $10,000$ 時間以上運転されている。結果はOak Ridge National Laboratory report ORNL-TM-1793に示す。

#### 電磁ポンプModel 5KY 416PGI, 5KY416PHI

これらはSEFOR炉プロジェクトの補助ポンプに用いられる。これらはSEFORの特別な装置の仕様に基いて設計製作されたもので、放射線照射に対する要求、広範な解析に基く設計、および厳格な点検の要求などが含まれている。

#### SEFORポンプの設計製作

これはSEFORプロジェクト用の以下の電磁ポンプの設計製作を含む。

1. 主循環ポンプー2台のFLIPで5000 gpm ( $18.9 \text{ m}^3/\text{min}$ ) , 38 psi ( $2.67 \text{ kg/cm}^2$ ), ナトリウム温度  $700^\circ\text{F}$  ( $371^\circ\text{C}$ ) 効率 35%, NPSH15 Psia ( $1.05 \text{ kg/cm}^2$  absolute)
2. 補助ポンプー1台はHIPで, 250 gpm ( $0.945 \text{ m}^3/\text{min}$ ), 30 psi ( $2.1 \text{ kg/cm}^2$ ), ナトリウム温度  $1050^\circ\text{F}$  ( $566^\circ\text{C}$ ) であり, もう1台はHIPで50/250 gpm ( $0.189/0.945 \text{ m}^3/\text{min}$ ), 50/12 psi ( $3.51/0.844 \text{ kg/cm}^2$ ), ナトリウム温度  $1050^\circ\text{F}$  ( $566^\circ\text{C}$ )
3. その他の設備のポンプ (service pump) - 3台のLIPで25 gpm ( $0.095 \text{ m}^3/\text{min}$ ), 30 psi ( $2.1 \text{ kg/cm}^2$ ),  $1050^\circ\text{F}$  ( $566^\circ\text{C}$ )

これらのポンプはすべてFayetteville, Arkansas のSEFORで運転された。これらはSEFORの特別な装置の仕様に基いて設計製作されたもので、放射線照射に対する要求、広範な解析に基く設計および厳格なユーザの検査仕様に応ずるよう設計、製作されている。ポンプの性能はSEFORの試験期間中を通してメンテナンスが不要で、またポンプに原因するトラブルも全くなかった。

## 6.2 電磁ポンプに関する外国での経験

(NUCLEX\* 72において報告されたもの)

### 6.2.1 フランス

FLIPはフランスでは最大400 gpm ( $1.5 \text{ m}^3/\text{min}$ ), 200 psi ( $14.1 \text{ kg/cm}^2$ ) のものまで使用されている。一例として250 gpm ( $0.945 \text{ m}^3/\text{min}$ ), 温度  $1060^\circ\text{F}$  ( $570^\circ\text{C}$ ), 60 psi ( $4.2 \text{ kg/cm}^2$ ), NPSH9 psia ( $0.63 \text{ kg/cm}^2$  absolute) のものがある。

ALIPは炉心内のループおよびPhenixのループに使用されている。 $1500^\circ\text{F}$  ( $816^\circ\text{C}$ )において1000時間以上の運転実績がある。

d-cコンダクションポンプはRapsodieのナトリウム中に浸漬されて40,000時間以上の運転実績がある。

### 6.2.2 英 国

電磁ポンプを最初に原子炉に使用したのは英国で、Dounreay高速炉 (DFR)においてであった。ここでは48台のEMPが主冷却系に使用され、配管径の減少、配管破断時のダメージの低下に役立ち、同時にリーグがなく高い信頼性を達成している。

1959年以来、24台のDFR1次ポンプが連続的に運転されている。この間ポンプの欠陥

\* テクニカル・ミーティング議事録No.7より—International Nuclear Industry Fair (NUCLEX) 1972年10月

\* GAAA会社の電磁ポンプに関する論文

に起因する原子炉の停止はたった2回のみで両者とも内部巻き線の接続に関するものだった。そこで固定子を巻き直して、絶縁を改善した。それ以外には巻線の欠陥はなく、またダクトあるいはダクトからコイル側への bar(duct-to-copper side bars)についても欠陥はなかった。

“ D F R の経験に基いて ” という NUCLEX の文献によると 4.5% の効率を達成することはすぐにでも可能であろう。たとえ機械式ポンプの効率が 100% であっても、LMFBR プラントの発電効率には約 1% 程しか影響しないだろう。このペナルティも年間 3 ~ 4 日の予定していなかった出力で帳消しされる。2つの型のポンプでの経験から、この目標を達成することは機械式ポンプにとっては難しいと思われる。と書いてある。

### 6.3 米国に於ける電磁ポンプの背景

サブマリン計画、ANL、SEFOR および EBR-II の 2 次冷却系に於る  $11.3 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $3000 \text{ gpm}$ ) から  $24.5 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $6500 \text{ gpm}$ ) の規模についての FLIP ポンプの性能は、かなり満足なものであった。これらのポンプは、予想どおりではあるが、ナトリウム中不純物に基づく影響がなく、いかなる部分に於ても、形状に容認できる程度を超える形態がみられなかつた。コイル温度を含めて、性能は本質的に予想どおりであった。定格点でのポンプ効率はほぼ 40% であった。電圧を変化させることにより、正確に、連続的な流量制御が達成された。供給電源は、いずれの場合も、440V、3相、60Hz のものであった。

この性能は、損耗や故障により、必ず軸受や軸封にメンテナンスが要求される同程度規模の機械式ポンプの性能との好対象をなすものである。

これらの性能をベースにして考えると、LMFBR の主冷却系用として電磁ポンプが有利であることが明確である。

### 6.4 EBR-II ポンプ (FLIP) の設計仕様

FLIP は、3 つの主要なアセンブリからなる。即ちポンプダクト、2 つの固定子、ポンプケーシングの 3 つである。Table. 6-2 にポンプの設計パラメータを示す。

#### 6.4.1 ポンプダクトアセンブリー EBR-II 2 次系ポンプ

ポンプダクトアセンブリーの主な部分は、ノズル（出入口）、伸縮継手、レデューサ（ディフューザ）とポンプダクトである。Fig. 3-1 と 3-3 は EBR-II ポンプである。

ダクトアセンブリーの全部分は、ステンレス製である。吸込、吐出ノズルの接続部は、突合せ溶接（バットウェルディング）である。

伸縮継手は、ポンプダクトとポンプケーシングの熱膨張差を吸収する。これは、2 つのベローズと支持、位置決め用部分とからなる。2 つのベローズは、通常の漏洩流路に対して直列となる

Table 6-2 EBR-II FLIPの設計パラメータ

ポンプ定格	
流 量	24.5 m <sup>3</sup> /min (6500 gpm)
揚 程	3.7 kg/cm <sup>2</sup> (53 psi)
流 体	ナトリウム 371°C (700°F)
電 源	480V, 3相, 60Hz
入 力	336 kW
効 率	43%
力 率	30%
顕著な設計特性	
同期速度流量	31.8 m <sup>3</sup> /min (8425 gpm)
流体の電気比抵抗	20.6 μΩ-cm (8.12 μΩ·in)
極 数	8
相シーケンス	1-2-3
制御条件	連続
コイルホットスポット温度	200°C (392°F)
ヒータ条件	
電 壓	220V, 単相
電 力	10 kW
冷却材条件	
冷 却 材	水
流 量	113 ℥/min (30 gpm)
圧力(損失)	1.8 kg/cm <sup>2</sup> (25 psi) 2固定子並列
入口温度(許容最大値)	35°C (95°F)
熱 負 荷	56 kW
形状寸法	
幅	1.63 m (64 $\frac{1}{8}$ in)
長 さ	3.17 m (124 $\frac{1}{16}$ in)
高 さ	1.07 m (42 in)
重 量	8.4 ton (18,500 lb)

ように配置されている（即ち、2重障壁という意味である）。

入口、出口のレデューサ、ディフューザは、伸縮継手部、ノズル部など円形継面部とダクトの形断面部との間のナトリウム流路のつなぎをしている。強度部材としてのフレームは、内圧による過度の応力や変形をさけるためこのレデューサ、ディフューザ（遷移部分）部に溶接されている。

E BR-II 2次系の場合のような、 $24.5 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $6,500 \text{ gpm}$ )、 $3.7 \text{ kg/cm}^2$  ( $53 \text{ psi}$ ) のユニットに於るポンプダクトは、断面が、 $813 \text{ mm}$ 巾( $32 \text{ in}$ )、 $38.1 \text{ mm}$ 高( $1.5 \text{ in}$ )で長さ  $1255 \text{ mm}$  ( $49.4 \text{ in}$ ) である。ダクト壁の肉厚は、 $1.6 \text{ mm}$  ( $1/16 \text{ in}$ ) である。ダクトは、固定子コイルでつくられる。移動磁場によって流れるナトリウムを内包するものである。ポンプ作用が生まれるのは、流路中のまさにこのダクト部においてである。E BR-II ポンプのダクトは、者空引きによって外圧でおしつぶされないように、内部にスペーサとサポートをもっている。内圧に対して自己の力で支持できないので、ポンプケーシングにある固定子によって支持される。スペーサは、ダクト内のナトリウム流れおよびナトリウム中の電流に対する抵抗が最小になるよう、形状、向き、場所を選んでつくられている。

#### 6.4.2 固定子アセンブリー E BR-II ポンプ

液体で冷却されるポンプの固定子アセンブリは、それぞれ、穴あき鋼板による積層板鉄心と、整形巻きされたコイル、冷却材管、固定子構造固定板ならびに金属製断熱材とからなっている。

2つの固定子アセンブリは、電気的、構造的に独立である。

電力は、ポンプケーシングを経て、セラミックと金属とを接合した端子によって各固定子に供給される。各固定子内を流れる冷却材は、それぞれ、AISI 規格で、タイプ 300 番台にあるステンレスの 1 インチ Sch 40 管で導かれる。積層板鉄心は、従来の誘導電動機の場合と同じく、磁束の通りやすい磁気抵抗の小さい流路を提供する。その鉄心群の熱伝導率をよくするため、積層板は 4 番目ごとに銅製のものが入っている。

コイルは、大型誘導電動機のものと非常によく似た形である。しかし、積層板の溝が平行なので、コイルの 2 つの側面は、両側の平板内で結ばれている。コイルは、整形巻きされ、ガラスでおおわれ、シリコン溶着のマイカテープによって絶縁されている。それらは、8 極の磁場を形成し、 $60 \text{ Hz}$  のもとで同期進行速度が  $55.4$  ( $16.8 \text{ m/s}$ ) となるように配置されている。

固定子板アセンブリは、積層鉄心を支持し、ポンプダクトに対し、必要な外部拘束力を与える。これは、炭素鋼板で作られ、I 型のはり構造を呈する。

積層鉄心とダクトの間の断熱材は、コイルとダクト内の高温ナトリウムとの間の熱の障壁となる。これはステンレス鋼の膜と、細長いステンレス製リボンとの交互の積み重ねでできている。この設計は、熱伝達を制限すること、金属製断熱材内での渦電流損失を最小にするために考えられたものである。

#### 6.4.3 ポンプケーシングアセンブリ

ケーシングは、ポンプの他の部分を固定するために溶接され、クレームである。それは、強度部材そのものである。

#### 6.4.4 ポンプアセンブリ

ポンプアセンブリでは、ポンプダクトアセンブリが両端の円錐は、ダクトアセンブリとポンプケーシングとの両方に溶接されている。

固定子アセンブリは、合いくぎで位置決めされ、ポンプケーシングにボルトと埋め込みボルトにより、設置されている。接合部は、金属Oーリングでシールされている。

#### 6.4.5 外部との取合

ポンプには、次のような外部との取合がある。

- 入口、出口端での溶接管の接続点
- 2つの固定子アセンブリの各々での3ヶ所の電源リード線の取合
- ポンプケーシングの各端での4ヶ所のヒータリード線の取合
- 2つの固定アセンブリの各々において、2ヶ所の冷却用水の取合（冷却材を液体とするポンプの場合）
- ケーシング出口端での2つのリーグディテクターのリード線の取合
- 各固定子での4ヶ所のヒータリード線の取合
- ケーシング入口端でのポンプケーシング換気口
- コイルホットスポット温度測定用の2固定子各々にある各1個の熱電対ウェルの取合
- レデューサ、ディフューザの温度測定用に設けた固定子各端に設けた3個の熱電対の取合
- 溝のくさび部の下方にあるコイル溝でのコイル温度を測定するためにある各固定子1個の熱電対の取合

## 7. キャビテーション－誘導式電磁ポンプでの経験

遠心ポンプ、プロペラ型ポンプあるいは水車における気泡の発生、消滅の現象は、キャビテーションと呼ばれ、ひろく、研究、観察されてきている。この呼び名は、長時間厳しいキャビテーション条件下におかれたインペラやプロペラにみられるピット状の損傷によってきていていると考えられる。損傷は、砂や砂利が通過するかのような鋭いノイズが発生している状態で運転された場合にのみ生ずるのが普通である。

この現象は、同時に存在する種々の効果により、複雑な結果を呈する場合が多い。すなわち、化学作用、材料の耐衝撃性、材料強度、表面仕上げ、エロージョン、流体密度、流体純度などである。

伝導型ポンプの場合、電流は、ポンプダクトの金属壁に溶接あるいは黄銅付けされた硬質のブスバーから直接伝導性流体中に流れる。理想的には、電流は、流体に直角にダクトをまっすぐ横切って入るはずである。その流路は、電流密度と流体抵抗の積が一定となるように、ブスバーの中心にある平均電流密度の領域から、ブスバーの端部領補へと拡がる。流体のうける電磁力は、直交する磁場内で電流と直角の方向である。この磁場は、ポンプ本来の磁場と電流による自己誘導との結果によるものである。端部の電流は、ダクトに沿って流れの方向の成分を有するので、ダクト壁に直角の方向に働く力成分があることになる。この力は、AC フラーデー型ポンプの場合、電流の周波数の 2 倍の振動数をもって振動する。また、局所的な、磁束密度と電流密度の積に比例する大きさを有する。従って、流体の実際の速度が零の場合でもこの力がキャビテーションを抑制するに有効な圧力を過ぎた所では、キャビテーションを発生する可能性がある。ピット状損傷が観察された例をとると、“砂利”の通過音すなわちインペラのキャビテーションの場合にあったようなノイズがやはり運転中に観測されている。

この研究で対象となっている大型多相誘導型ポンプの場合は、伝導型ポンプのような電流、磁束の状態は存在しない。電磁ポンプのキャビテーション現象を論ずるときは、このことを忘れてはならない。

抗体のまわりの流れとか、水中の殻や殻に沿った流れといった流体力学的抗力の研究の場合、いわゆる“シートキャビテーション”がしばしばみられる。ある流速のしきい値（あまり高くない）以上で、光を反射する性質が現われる。表面上方の流体運動からこの“シート”が生じている間、損傷も、ピット状損傷もこの現象に伴うことがないのがふつうである。流速が増加し、流体の蒸気圧を過ぎたとき、気泡が生じ、消滅する現象が起こる。この気泡は、流速の 2 乗に比例して増えるエネルギーをもっている。

大型多相誘導型ポンプでは、ピット状損傷が生じたことはない。これは、運転条件が非常に保

守的基準によっていたことによるだろう。FLIPについてのキャビテーション試験が、設計定格点で、他条件を一定に保持したまま、入口圧力のみを減少させていくという方法で何台かについて実施されている。圧力を減じていくと、流量がわずかに、非常にゆっくりと減少し、判別しうるノイズは伴わない。さらに圧力を減じると、なめらかな“しゅう”と走る音がきこえる。最後に充分低い圧力にもっていくとあの砂や砂利を思い出させるような音がきこえる。

運転基準は、過去に於ては非常に保守的に定められていた。入口圧力を減じていった時に、流量が低下しはじめる条件を、運転入口圧力の限界というように定められてきている。Fig. 7-1 に示した  $4.54 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $1200 \text{ gpm}$ ) Fig. 7-2 および Fig. 7-2 に示した  $12.5 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $3300 \text{ gpm}$ ) の FLIP ポンプの試験結果からみると、この現象は、動圧との比が約 2 となる圧力にて生じることが判る。たとえば、ポンプの最小流路での動圧が  $6 \text{ psi}$  の場合、流量減少が生じ始める時の入口静圧は  $12.6 \text{ psi}$  である。流量減少に基づく基準は、可聴キャビテーション初生には達しない。他の原因によっているというべきである。たとえば、平板ダクトは、ナトリウム内圧によって固定子構造物におしつけられている。この荷重が固定子をゆがめている。しかし圧力が減少すると、ナトリウム流路断面積がわずかに減少する。このとき、一定スリップ（即ち、一定平均ナトリウム流速）流速が少しだが有意な量だけ影響されるのである。このように、圧力の変化に伴って流量が変化する相関関係は、歪ゲージをポンプ構造物に設置して測定したが、充分証明された。

Fig. 7-1 は、 $4.54 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $1200 \text{ gpm}$ ) の FLIP ポンプのキャビテーション結果を示したが、これによると、正味の流量が変化しない限界の、動圧に対する入口圧の比は  $100\%$  流量から  $70\%$  流量の範囲内で、 $2.1$  の一定値である。Fig. 7-2 は、2 台の  $12.5 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $3300 \text{ gpm}$ ) FLIP ポンプユニットの結果を掲しているが、入口圧に対して流量をプロットしたものである。動圧の約 4 倍に相当する  $50 \text{ psig}$  から、動圧の 2 倍に等しい  $24 \text{ psig}$  の間の入口圧の減少に応じて、流量が非常にゆっくりと減少している。これは、キャビテーションが生じていないことを暗示している。ポンプ出口の最大圧力は  $200 \text{ psig}$  という仕様になっているので、系統及び炉容器はそれを設計ベースにしている。NPSH<sub>reg</sub> は、設計定格の  $100\%$  流量で  $35 \text{ psia}$  ( $2.46 \text{ kg/cm}^2 \text{ a}$ ) から、最低流量仕様である定格の  $3\%$  流量での  $15 \text{ psia}$  ( $1.05 \text{ kg/cm}^2 \text{ a}$ ) まで直線的に減少している。これらの条件の他、さらにくわしく、入口圧レベルの効果を研究することは必要でない。これらの試験で、EMP は、定格流量時に  $7 \text{ psig}$  という入口圧レベルを含む。非常に低い入口圧において、充分運転が可能なことを確かめたわけであるから。

LMFBR の系統のため、即ち、加圧されない炉が、仕様である系統のためには、さらに調査が望まれる。最終目的とするところは、 $1 \text{ atm}$  のカバーガス圧となる高位置において、EMP を運転し、ポンプガードベッセルをなくすることである。

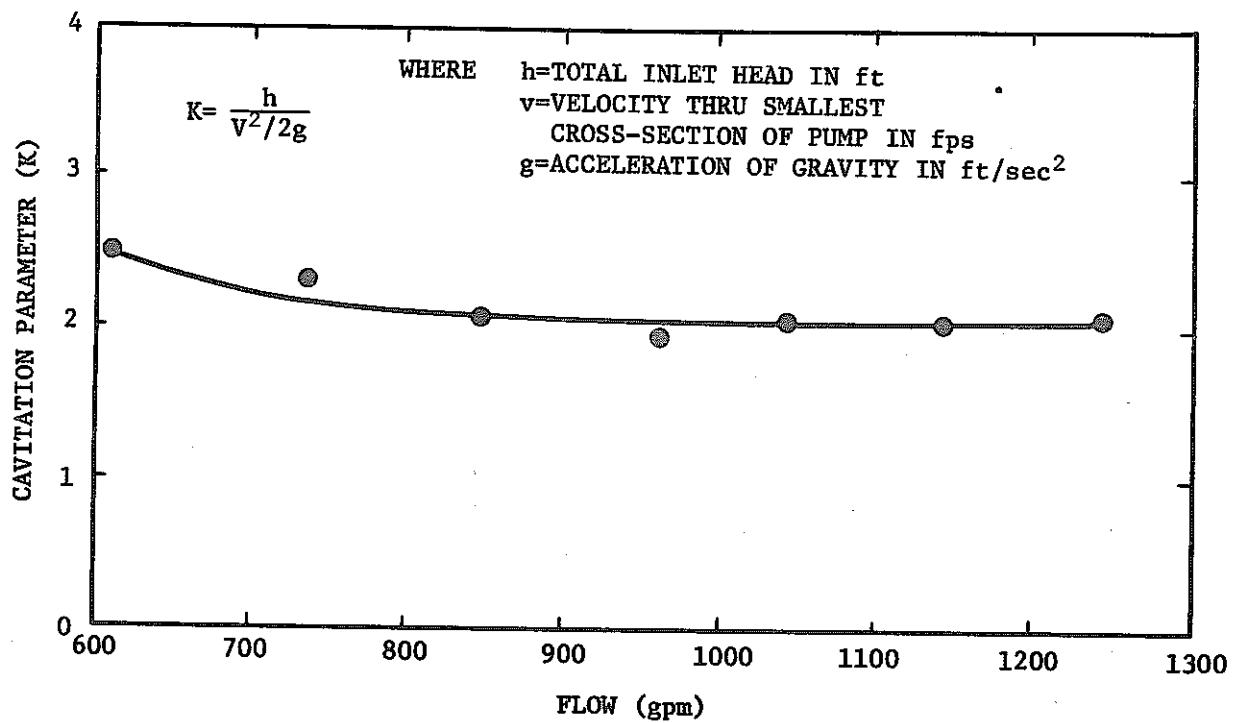


Fig. 7 - 1

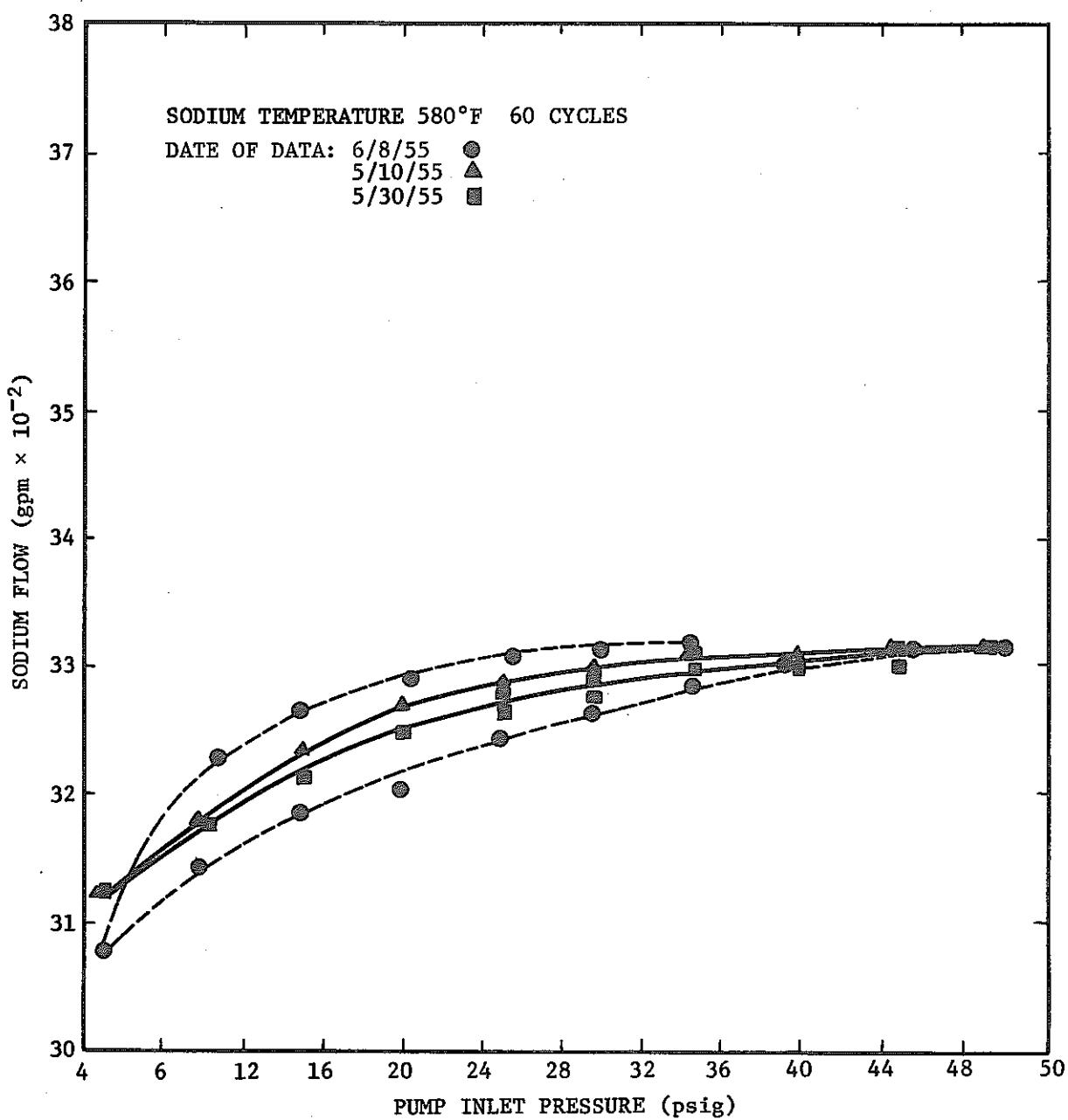


Fig. 7 - 2

## 付 錄 A

## プラント効率

## 名 称

$N_P$  ; ポンプ効率  
 $N_d$  ; ポンプ駆動系の効率(モータ+速度制御)  
 $N_{cy}$  ; 蒸気サイクル効率  
 $Q_R$  ; 炉心出力  
 $Q_{PI}$  ; 理想ポンプ動力  
 $F_{EC}$  ; 電磁ポンプ入力のコイル冷却系に分散される部分  
 $N_{GP}$  ; 総合プラント効率

## 仮 定

$$N_{cycle} = 40\%$$

$$F_{EC} = 20\%$$

$N_d = 91\%$  (機械式および電磁ポンプどちらの場合も)

一次系および二次系の  $\Delta t_s$  :  $300^{\circ}\text{F}$  ( $148.9^{\circ}\text{C}$ )

全負荷時の一次系および二次系の圧損；それぞれ  $150 \text{ psi}$  ( $10.55 \text{ kg/cm}^2$ )， $100 \text{ psi}$   
 $(7.03 \text{ kg/cm}^2)$

ポンプがコールドレグに設置されている時には，温度  $700^{\circ}\text{F}$  ( $371.11^{\circ}\text{C}$ )に一致するナトリウムの物性値( $cpt \rho$ )が一次系および二次系のどちらにも使用される。

ポンプがホットレグに設置されている場合には平均温度  $-1,000^{\circ}\text{F}$  ( $537.8^{\circ}\text{C}$ )が使用される。

## EMポンプの偏差(Deviation)

$$N_{GP} = \frac{\text{出 力}}{\text{炉心出力}}$$

$$N_{GP} = \frac{N_{cy} [Q_R + \sum \frac{Q_{FI}}{N_P} (1 - F_{EC})] - \sum \frac{Q_{PI}}{N_P N_d}}{Q_R}$$

ここで，

$$Q_{PI} = (\text{体積流量})(\text{ポンプ揚程}) = \left( \frac{Q_R}{C_P \rho \Delta t} \right) (\Delta P)$$

置き換えると

$$N_{GP} = N_{cy} - \left[ \frac{1.0 - N_p N_d (1 - F_{EC})}{N_d N_p \cdot C_p \rho} \right] \left[ \left( \frac{\Delta P}{\Delta t} \right)_p + \left( \frac{\Delta P}{\Delta t} \right)_s \right]$$

$$N_{GP} = 0.400 - \frac{0.725 \times 10^{-2}}{N_p} \quad (\text{ポンプがホットレグに設置されている場合})$$

$$N_{GP} = 0.400 - \frac{0.66 \times 10^{-2}}{N_p} \quad (\text{ポンプがコールドレグに設置されている場合})$$

機械式ポンプの偏差 (Deviation)

$$\text{総合プロント効率} = \frac{N_{cy} [Q_R + \sum \frac{Q_{PI}}{N_p}] - \sum \frac{Q_{PI}}{N_p N_d}}{Q_R}$$

ここで

$$Q_{PI} = (\text{体積流量}) (\text{ポンプ揚程}) = \left( \frac{Q_R}{C_p \rho \Delta t} \right) (\Delta P)$$

置換し整理すると

$$N_{GP} = N_{cy} - \frac{\frac{1}{N_d} - N_{cy}}{C_p \rho N_p} \left[ \left( \frac{P}{\Delta t} \right)_p + \left( \frac{P}{\Delta t} \right)_s \right]$$

$$N_{GP} = 0.4000 - \frac{0.65 \times 10^{-2}}{N_p} \quad (\text{ポンプがコールドレグに設置されている場合})$$

$$N_{GP} = 0.4000 - \frac{0.702 \times 10^{-2}}{N_p} \quad (\text{ポンプがホットレグに設置されている場合})$$

## 付 錄 B

### LMFBR の仕様および要求の要旨

#### 仕様および要求

以下の仕様および要求は現実には予備的あるいは概算的なものである。FFTF, デモプラント, 商用炉の主冷却系電磁ポンプのための概念設計が確立されるにつれて, 定量的仕様および要求が注文データに給せられる。

#### 制限に関する要求

GEにおける電磁ポンプ開発の歴史にわたって, 多くのポンプが設計製作され  $2000^{\circ}\text{F}$  ( $1093^{\circ}\text{C}$ )までの様々な温度の液体金属 囲気下で運転されてきた。液体金属用ポンプは多方面にわたる運転経験によって制限されてきた。

大口径電磁ポンプについては, 原型ユニットのナトリウム中における特別な運転性能試験が必要であると考えられる。

#### 使用上の要求

次の節は大型電磁ポンプのための要求および設計のガイドラインを述べている。

#### 性能面での要求

Table. B-1の値は試案であり, 続けられている解析や計算の結果により調整されるであろう。しかしそれらは最終的なポンプ性能に関するいくつかの見識を与える。

#### メンテナンス設備

以下の保守および検査設備は最小限であると考えられる。

- 凍結した液体金属の溶融
- 持ち上げ用取手と取扱装置
- 特殊工具
- ヒータの移動および再取付
- 固定子集合体の移動および再取付
- ポンプダクトの移動および再取付
- 計装および動力配線の切り離し

Table B-1 大型電磁ポンプの性能データ(予備)

パラメータ	FFT Fサイズ		モブレントサイズ		商用炉サイズ	
	FLIP	ALIP	FLIP	ALIP	FLIP	ALIP
設計流量	14,500 5489	14,500 5489	26,400 99.93	26,400 99.33	90,000 340.69	90,000 340.69
吐出圧力	205 14.41	210 14.77	185 130.1	174 12.23	225 15.82	197 13.85
N P S H	12 0.84	12 0.84	12 0.84	12 0.84	12 0.84	12 0.84
定格流量時ナトリウム温度(°F) (°C)	1050 565.6	1050 565.6	1025 551.7	1025 551.7	760 404.4	760 404.4
定格流量点での(性能曲線の)負の傾き%	80	80	80	80	100	100
概略効率(%)	51	49	52	49	52	43
停止揚程(定格吐出圧の%)	60-75	60-75	60-75	60-75	60-75	60-75
巻線への $I^2R$ 損失(kW)	140	185	240	255	1172	1325
力率(%)	51	39	50	43	51	38
ダクトへの $I^2R$ 損失(kW)	280	432	368	619	1600	4171

## 付 錄 C

### ポンプ信頼性データ

#### Availability/Capacity Factor プログラムの詳細

プログラムの特別な特徴は以下に掲げられている。

1. 故障率、プラント停止に伴う修理時間、ループ停止に伴う修理時間およびそれぞれの構成機器に対する修理方式
2. 修理が燃料交換にラップすることのできる総時間
3. 2ループ運転による定格出力の部分
4. 燃料交換の間の時間長さ

プログラムの実行は次のように要約される。

最初に3ループの全ての構成機器の故障に至る時間 (times-to-failure) を exponential failure law からランダムに計算する。プログラムはそれぞれのループの最初に故障した構成機器を記録し、それからこれらの3つの故障を年代順に配列する。

プログラムは最初の機器の故障に至る時間が燃料交換（から燃料交換まで）の間隔より少ないかをチェックする。もしそうなら次にプログラムはその構成機器に関連する修理方式をチェックする。もし修理方式がNo.1ならプログラムはプラント停止と次に2ループ起動を明らかにする。プログラムはプラントが2ループで運転されている間に、故障した構成機器の修復時間を明らかにする。

次にプログラムは3ループ運転の起動へ続く、修復の点検のためにプラントを停止しなければならないという事がらを考慮する。

最初の故障したループが修理されている間にもし第2のループが故障したら、プログラムはプラントが完全に停止され、そしてどちらの故障も引き続いて修理されることを明らかにする。

もしも最初の故障する構成機器が修理モードNo.2に関連していたとすれば、プラントは停止され、修理がされなければならない。ある場合には、プラントはループをドレンするためおよび修理のためのプラント停止へと続く放射線冷却を明らかにするため必要な5日間2ループで起動されることができる。

もし故障する最初の構成機器が修理方式No.3に関連するならプログラムはなされる決定に委ねる。もしプラントを停止しすぐに修理をすることによるエネルギー損失が、次の燃料交換まで2ループで走ることによるエネルギー損失より少なければ、プラントは停止され、修理がなされる。さもなければプラントは停止され、2ループ運転で再起動され、次の燃料交換まで走る。

プログラムは2ループ運転のもとでの第2の故障の可能性を考慮している。そしてその故障は

どちらのループも引き続いて修理されるまで、プラントを即座に停止させる。

プログラムに含まれるいくつかの詳細は燃料交換から燃料交換までの期間内に完了する修理の考慮である。この期間の残りは補助期間と考えられ、この期間中に付加する故障もプログラム中に考慮されている。

以上で述べてきたように、修理と燃料交換のオーバーラップの総計が考慮されている。

Table. C-1a 平板ダクト電磁ポンプの適用データ

型 式	能 力 *	流 量 gpm	圧 力 psi	温 度 °F	流体	抵 抗 率 $\mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$	入 力 (kW)	力 率 (%)	水力学的効率 (%)
5ky236A1	$1.56 \times 10^4$ ( $1.14 \times 10^2$ )	60 ( $0.23 \text{ m}^3/\text{min}$ )	30 ( $2.1 \text{ kg/cm}^2$ )	700 ( $371^\circ\text{C}$ )	Na	8.7 ( $3.4 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	4.8	23.8	16.4
	$2.28 \times 10^5$ ( $1.67 \times 10^3$ )	150 ( $0.57 \text{ m}^3/\text{min}$ )	25 ( $1.8 \text{ kg/cm}^2$ )	2800 ( $1538^\circ\text{C}$ )	Steel	61.0 ( $24.0 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	36.1	9.2	
5ky236AB1	$1.6 \times 10^6$ ( $11.7 \times 10^4$ )	3000 ( $11.36 \text{ m}^3/\text{min}$ )	75 ( $6.3 \text{ kg/cm}^2$ )	580 ( $304^\circ\text{C}$ )	Na	6.8 ( $2.7 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	229	37.5	42.8
5ky440AA1	$1.73 \times 10^6$ ( $12.7 \times 10^4$ )	5000 ( $18.93 \text{ m}^3/\text{min}$ )	40 ( $2.8 \text{ kg/cm}^2$ )	700 ( $371^\circ\text{C}$ )	Na	8.7 ( $3.4 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	224	34.8	38.9
5ky236AF1	$1.99 \times 10^6$ ( $14.6 \times 10^4$ )	3300 ( $12.49 \text{ m}^3/\text{min}$ )	85 ( $6.0 \text{ kg/cm}^2$ )	580 ( $304^\circ\text{C}$ )	Na	6.8 ( $2.7 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	284	45.1	43.1
5kyA49AA1	$2.98 \times 10^6$ ( $21.8 \times 10^4$ )	6500 ( $24.61 \text{ m}^3/\text{min}$ )	53 ( $3.7 \text{ kg/cm}^2$ )	700 ( $371^\circ\text{C}$ )	Na	8.7 ( $3.4 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	352	22.7	42.7
5ky440AB1	$1.65 \times 10^6$ ( $12.1 \times 10^4$ )	5000 ( $18.93 \text{ m}^3/\text{min}$ )	38 ( $2.7 \text{ kg/cm}^2$ )	700 ( $371^\circ\text{C}$ )	Na	8.7 ( $3.4 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	260	36.0	31.0
FFTサイズ	$28.2 \times 10^7$ ( $20.6 \times 10^5$ )	14500 ( $5.5 \text{ m}^3/\text{min}$ )	205 ( $14.4 \text{ kg/cm}^2$ )	830 ( $443^\circ\text{C}$ )	Na	9.5 ( $3.7 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	2528	51.0	50.0
デモプラント サ イ ズ	$5.76 \times 10^7$ ( $4.21 \times 10^5$ )	26400 ( $100 \text{ m}^3/\text{min}$ )	185 ( $13.0 \text{ kg/cm}^2$ )	1025 ( $552^\circ\text{C}$ )	Na	11.8 ( $4.7 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	4095	50.0	50.0
商用炉サイズ	$1.8 \times 10^8$ ( $1.32 \times 10^6$ )	90000 ( $340 \text{ m}^3/\text{min}$ )	225 ( $15.8 \text{ kg/cm}^2$ )	760 ( $404^\circ\text{C}$ )	Na	8.9 ( $3.5 \mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )	16833	51.0	50.0

\* 出力パラメータ=流量(gpm) × 吐出圧力(PSI) × 抵抗率( $\mu\text{-ohm}\cdot\text{cm}$ )

Table. C-1 b 平板ダクト電磁ポンプの適用データ

型 式	ダクト材質	長 さ (in)	幅 (in)	高 さ (in)	概略重量 (lb)	外形図	部品図	性能曲線
5ky236A1	347SS セラミック	4225 (107.32cm)	49 (124.46cm)	275 (69.85cm)	6430 (2916kg) 3000 (1361kg)	9077261		149HA894 149HA895
5ky236AB1	347SS	9475 (240.67cm)	39.25 (99.70cm)	25.5 (64.77cm)	12000 (5443kg)	1530980		149HA898
5ky440AA1	347SS	107.00 (271.78cm)	47.75 (121.29cm)	39.62 (100.63cm)	14000 (6350kg)	175D144	7076E51	149HA896
5ky236AE1	347SS	93.00 (236.22cm)	53.25 (135.26cm)	29.25 (74.30cm)	11460 (5198kg)	7076E50	7076E27	149HA897
5ky449AA1	347SS	124.75 (316.87cm)	64.12 (162.86cm)	42.00 (106.68cm)	18500 (8391kg)	525D520	7076E57	149HA899
5ky440AB1	304SS	7325  (186.06cm)	61.62  (156.51cm)	34.25  (87.00cm)	93.00  (421.8kg)	526D830	531E815	353HA359 353HA377 353HA360 353HA361
FFT F サイズ	304SS							
デモプラント サイズ	304SS							
商用炉 サイズ	304SS							

Table. C-1c 平板ダクト電磁ポンプの適用データ

型式	能力*	流量 gpm	圧力 psi	温度 °F	流体	抵抗率 $\mu\text{-ohm-cm}$	入力 kW	水力学的効率(%)	ダクト材質	力率(%)
FFT F サイズ	$2.89 \times 10^7$ ( $2.11 \times 10^6$ )	14500 ( $55 \text{ m}^3/\text{min}$ )	210 ( $14.8 \text{ kg/cm}^2$ )	830 ( $443^\circ\text{C}$ )	Na	9.5 ( $3.7 \mu\text{-ohm-cm}$ )	2462	50	304SS	39.3
デモプラント サイズ	$5.42 \times 10^7$ ( $3.96 \times 10^6$ )	26400 ( $100 \text{ m}^3/\text{min}$ )	174 ( $122 \text{ kg/cm}^2$ )	1025 ( $552^\circ\text{C}$ )	Na	11.8 ( $4.7 \mu\text{-ohm-cm}$ )	3728	50	304SS	43.2
商用炉 サイズ	$1.58 \times 10^8$ ( $1.16 \times 10^6$ )	90000 ( $340 \text{ m}^3/\text{min}$ )	197 ( $13.9 \text{ kg/cm}^2$ )	760 ( $404^\circ\text{C}$ )	Na	8.9 ( $3.5 \mu\text{-ohm-cm}$ )	16306	45	304SS	38.5

\* 出力パラメータ = 流量 ( gpm ) × 吐出圧力 ( psi ) × 抵抗率 (  $\mu\text{-ohm-cm}$  )

## 付 錄 D

## ダクトから固定子冷却への伝熱

ナトリウム冷却材に熱が加えられることは事実であるが、ダクト壁から固定子冷却への熱損失はTGサイクルにおいて部分的に取り戻されることは不可能である。

この予備的な検討はダクトから固定子冷却への熱損失は大型電磁ポンプにとって小型ポンプにおけるよりも小さな問題であり、それ故設計の主な問題にされるべきでないということを示している。

電磁ポンプダクトの外壁温度は内部のナトリウム温度と  $I^2R$  加熱によるダクト壁の温度上昇の和である。ダクトの壁の厚みが薄いことは外表面がナトリウム冷却材と大きな温度差がつくということを妨げる。ポンプダクトと固定子の間の熱絶縁は、二つの構成物（ダクトと固定子）の間の熱伝達を減少させる。大型電磁ポンプでは絶縁材（熱）のより大きな厚みか、この設計条件をより改善するために、考慮されるであろう。

Table. D-1 における熱損失解析は比較される設計の大きな相違によって制限されている。ガス冷却および液体冷却のどちらのポンプも含まれている。ヘリカル電磁ポンプおよびFLIPのどちらもこの検討には含まれている。大型電磁ポンプの概念的な設計においては、この検討は拡張され、電磁ポンプの他の設計要求と関連づけられるであろう。

Table. D-1 热損失解析

ポンプの種類	FLIP	FLIP (SEFOR)	HIP	
Q 流量 (gpm)	3300 (12.49 m³/min)	5000 (18.93 m³/min)	6000 (22.71 m³/min)	318 (1.20 cm³/min)
ΔP (psi)	85 (5.98 kg/cm²)	38 (267 kg/cm²)	53 (373 kg/cm²)	310 (21.80 kg/cm²)
総入力	278	260	336	168
出力	122	82	150	39.6
ダクトサイズ	36×24 in (91.4×61cm)	33½×39¾ in (85.1×101.0cm)	32×49½ in (81.3×125.7cm)	5.4 in i. d. (13.72 cm)
伝熱面積	A=1728 in² (1.11×10⁴ cm²)	A=2660 in² (1.72×10⁴ cm²)	A=2524 (1.63×10⁴ cm²)	7.6 in o. d. (19.3 cm) A=812 in² (0.52×10⁴ cm²)
ナトリウムから冷却ガスへのΔT (°F)	450 (232°C)	570 (299°C)	990 (532°C)	
ナトリウムから冷却ガスへの熱損失 (kW)	4	32	4.8	
I²R 損失 kW	38	24.5	2.2	
ダクト絶縁厚み (in)	1/16 (0.16 cm)	0.09 (0.23 cm)	0.25 (0.64 cm)	
総冷却熱量 (Total Cooling Load) (kW)	42	62	54	29.7

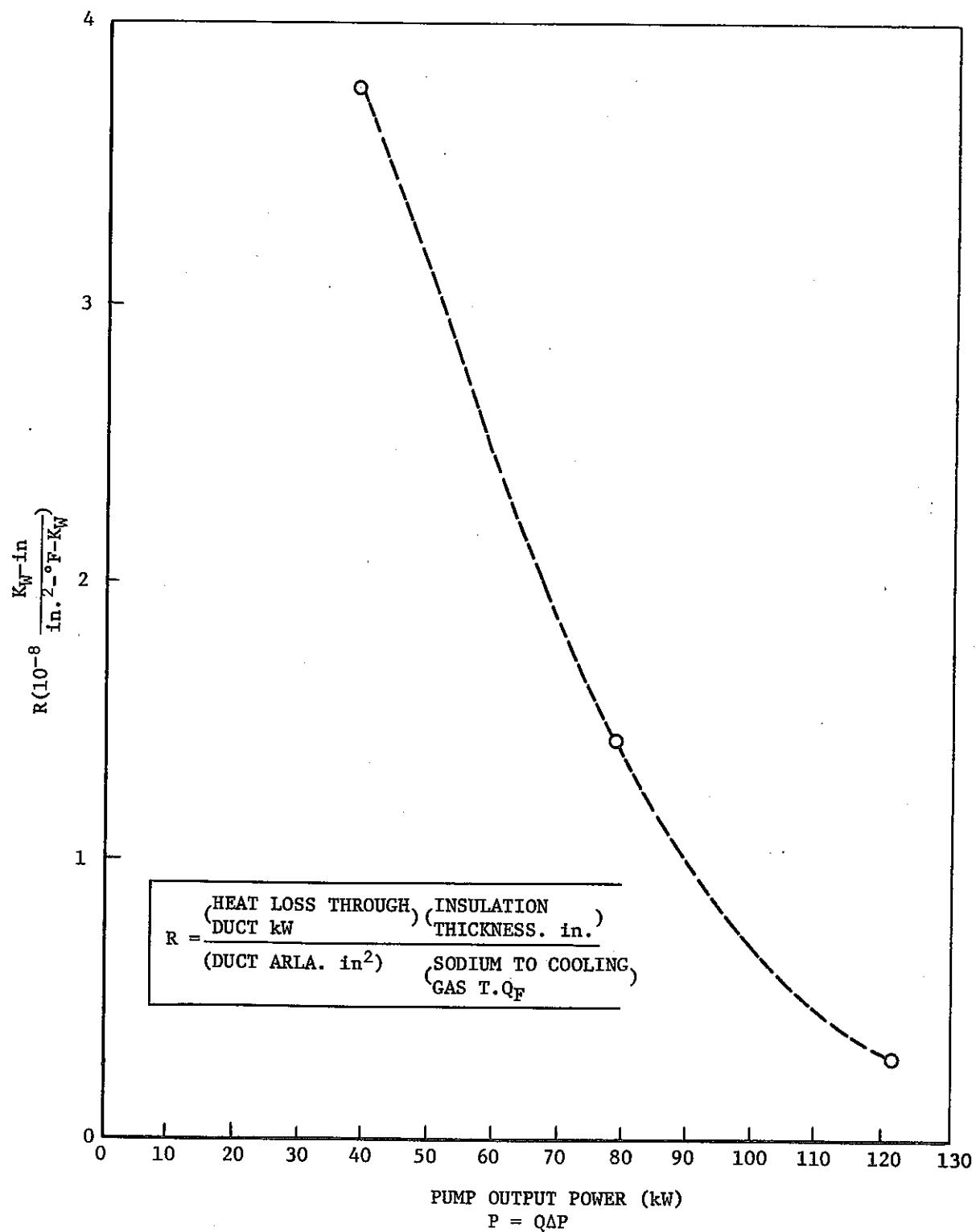


Fig. D - 1

## 附録 E ALIP用高温固定子の開発

アルミナ, anodized aluminumおよびセラミックのような無機絶縁材が 500°C (932°F) まで運転される開発モデル電磁ポンプで使用されてきた。大型ポンプの 700°C (1300°F) まで運転される無機材質は電磁ポンプ固定子の外部冷却系を取り除き, それ故に信頼性が増し, 全てのポンプの損失を主熱移送系に保存する。大型ポンプにとって振動, 熱膨張差および高電圧という問題が高温絶縁材の開発を複雑にするであろう。

### コイル設計, ALIP

ALIP用固定子コイルの形状は簡単で対象形である。二つの基本的な設計が考慮されてきた。最初の設計においては, 導体はコイルの全幅をもっており, 外層と内層(コイル)の間に必要な巻数を持ったひとつのらせんを形成する。この型のコイルでは外層から入ってくるリード線は巻線の残りとの接続を容易に受け入れる。内層のリード線のはいりやすさは之しく, 巷線の絶縁強度をそこなうことなしにこのリード線を接続するための準備がされなければならない。一つの接近法は導体が曲げられ, コイルの側面に沿って半径方向外側に導かれることである。この装置ではこのリード線を収容するために歯型積層板( tooth Tips )に選択的に刻み目をつけるかまたは絶縁材の必要な厚みを保ちながら, リード線のための空間を与えるためにコイルの内径を固定子穴より約 1 インチ程度大きくすることが必要である。ここで再び, むしろ積層板の一部の歯型積層板を動かすことによってこれらのリード線を接続するための空間を準備しなければならない。

第 2 のコイル基本設計は 2 列の導体の配列を結合する。要するにそれぞれの導体はコイルの約半分の幅をもち, コイルを構成する二つの導体は対向する方向に巻かれている。これらの導体は内層で接続されるか, そこで連続しているので 2 本のコイルリードは外層にあり, 最適の受け入れやすさを持つ。このコイルは前出の項で述べられた一列のデザインよりも何か複雑であるが, しかし接続はより簡単であり, 積層板を刻むことやコイルの setback または固定子穴の変更を必要としない。

### 電, 磁気材料

導体, 磁性体および絶縁体の材質の選択は, それらが運転される温度や雰囲気によって広くさしづれる。実際に電力の発電および利用に使用される全ての電気機器は 200°C 以下の温度で運転される。導電材料はほとんど一般に銅またはアルミニウムである。磁性材は主として珪素銅である。絶縁材は有機および無機材質のどちらも含んでいるが, 固化, 充填, 種々の構成物の結

合のために絶縁システムは有機樹脂に依存している。

外部冷却なしでホットレグで運転される電磁ポンプでは、磁性材の温度はそのキューリ点に近づくであろう。そして磁性体の通常の特性を適用させるための適当な材料の選択および設計が、設計および開発項目の中心になるであろう。

以下の議論では最高運転温度  $1000^{\circ}\text{F}$  ( $538^{\circ}\text{C}$ ) のナトリウムより温度が  $200^{\circ}\text{F}$  ( $93^{\circ}\text{C}$ ) 上昇することに相当して、磁性体は約  $1200^{\circ}\text{F}$  ( $649^{\circ}\text{C}$ ) まで運転可能であると仮定している。コイル周囲の内部ガス雰囲気は LMFBR ポンプに対する長寿命の要求に適合させるために必要になるであろう。

### 導電材料

導電材料の選択における基本的な考慮すべき点は、(1)導電性、(2)合成物が使用されていれば材料相互間、そして電気絶縁物への運転中の拡散、(3)結晶粒の成長または物理的強度や導電性が失われることに帰着する冶金的な現象、(4)関連する絶縁材との両立性、である。

一般に銅や銀のように導電性という観点からみて最良の材質は結晶の成長や導電材が絶縁材へ拡散することによる絶縁強度の劣化を通して、導電性や物理的強度が劣化することの影響を最も受けやすい。

温度のあがった状態での銅の急速な酸化は、絶縁された銅の巻線の処理に制限を課す。

良導電材のうちで有力な候補は散布-強化された (D-S) 銅である。D-S 銅は基本的に  $1\ \mu$  単位以下の beryllia 粒子の散布によって強化され、安定化された銅である。

酸化から適当に絶縁され、保護された材質は  $1600^{\circ}\text{F}$  またはそれ以上の温度での長時間使用に対して安定である。

処理する場合におけるように表面保護が必要なところでは、D-S 銅はニッケルや他の材質でおわれる。

高温用絶縁材料に対して銅熱膨張係数が高いので、D-S 銅コイルの絶縁システムは温度変化中の導体と絶縁材の相対的な動きを許容するよう設計されるであろう。このアプローチは巻線（銀でおおわれたニッケル）温度が  $1000^{\circ}\text{F}$  ( $538^{\circ}\text{C}$ ) (熱電対で約  $1040^{\circ}\text{F}$  ( $560^{\circ}\text{C}$ ))、推定導体温度  $1200^{\circ}\text{F}$  ( $649^{\circ}\text{C}$ ) 以上で  $10,000\text{ hr}$  の耐久運転を成功裏に終了した電磁ポンプで使用してきた。

絶縁材の体積を最小にし、コイルから固定子積層板への熱伝達を最大にするよう設計された絶縁システムにおいては絶縁材は連續で導体に結合されるであろう。

かなり良い導電性の導電材とかなり良い絶縁特性の絶縁材の組み合わされたシステムは特別に魅力的である。不運にして、良導電材は高絶縁材よりもかなり大きな膨張係数をもっている。

A N L の小型の A L I P に使用されたインバールー銅合成の導体は、その低い膨張係数が熱

応力割れの可能性の低い高強度セラミックのポット混合物 (Potting compound) と両立するという見込みを与えた点でよい選択である。しかしこの材質の低い導電性は効率を制限する主な要因であり、巻線温度を増加させる傾向がある。銅やニッケル-鉄の内部拡散によってポンプ寿命中に導体の導電性の劣化が起こることは  $1000^{\circ}\text{F}$  ( $538^{\circ}\text{C}$ ) 以下では期待できない。

### 磁性材

鉄、ニッケル、コバルトは室温で強磁性の三つの要素である。従って電力応用に使用できる全ての軟磁性材はこれらの要素またはこれらの合金で作られている。

鉄、ニッケル、コバルトのキューリ点の温度はそれぞれ  $1418^{\circ}\text{F}$  ( $770^{\circ}\text{C}$ )、 $676^{\circ}\text{F}$  ( $358^{\circ}\text{C}$ )、 $1968^{\circ}\text{F}$  ( $1076^{\circ}\text{C}$ ) である。純粋な状態ではこれらの材料は相対的に貧弱な構造特性をもち、交流磁界中では渦電流とヒステリシスによる重要な損失に遭偶する。

数%の珪素を含む珪素鋼は純鉄と比較すると、改善された構造特性をもち、交流磁界中の損失はかなり少ない。これらの合金はほとんど一般的に電気機械に使用されている。ニッケル-鉄合金は非常に高い透磁率、ある雰囲気下における腐食 (attack) に対する抵抗性などの貴重な物理的特性を必要とする応用や特殊な使用のために開発してきた。コバルト-鉄合金は飽和磁束密度の最も高い値を示し、鉄とコバルトの中間のキューリ点をもつ。

磁気積層板は固定子鉄芯や中心磁束反転鉄芯 (center flux return core) にとって必要とされる。固定子鉄芯は鉄芯の損失と同様、固定子巻線損失によって加熱され、そして約  $1100^{\circ}\text{F}$  ( $593^{\circ}\text{C}$ ) の温度で長寿命に適したものでなければならない。中心鉄芯は約  $1000^{\circ}\text{F}$  ( $538^{\circ}\text{C}$ ) の指定された最高温度の駆動流体中に完全に浸されている。珪素鋼およびニッケル-鉄の特殊な特性は有利であるが、これらの合金に関するキューリ点の温度は必要とされる運転温度に近い。

約  $1418^{\circ}\text{F}$  ( $770^{\circ}\text{C}$ ) のキューリ点温度と高い熱伝導性をもつ普通鋼はすでに有用であり、中心鉄芯内の使用に適用可能であるように思われる。普通鋼が外側の固定子鉄芯に適しているということを研究が示すかもしれないが、コバルト-鉄合金およびキューリ点温度  $1665^{\circ}\text{F}$  ( $907^{\circ}\text{C}$ ) の特殊な Hiperco 27 がより利益があり、もっともよい選択になるであろう。Hiperco 27 は NASA のプロトタイプポンプに使用された。

内部積層の絶縁に対する基本的要求は  $1000^{\circ}\text{F}$  ( $538^{\circ}\text{C}$ ) のポンプ寿命中にわたって安定であり、適当に残っていること、ガスの有意な量を含まないこと、および合理的な空間要素を持つことである。ANL によってモデルポンプに使用された Alkaphos は良い選択であるように見える。GE-SPL によって NASA のプロトタイプのボイラ給水ポンプに使用された Plasma-sprayed アルミナは受け入れられる選択であるが、空間要素に之しい。

### 絶縁材料

普通使用されている有機絶縁材は  $392^{\circ}\text{F}$  ( $200^{\circ}\text{C}$ )までに制限され、そして  $1100^{\circ}\text{F}$  ( $593^{\circ}\text{C}$ )に対する選択は無機絶縁材からなされるべきである。モータ、発電機、変圧器のような電気機器の絶縁システムは通常、絶縁強度に対しては（基本的には雲母であるが）無機材質をあてにしており、固化および補強に対してはファイバーガラスの構造物をあてにしている。これらの材質そして他のものも一緒に結合され、有機樹脂で scale され統合されている。約  $1000^{\circ}\text{F}$  ( $538^{\circ}\text{C}$ )という温度範囲では有機および現在有用なシリコン樹脂は不安定で、システムの完全さを依存している物理的性質および絶縁特性は急速にそこなわれる。

固定子巻線の多巻コイルは近接する巻線の間の絶縁および導体と固定子鉄芯の間の絶縁を必要とする。これらの機能のために使用される絶縁材はひとつのシステムに統合されるべきであるけれども、それらの要求はそれらが分離していると考えることが好都合であるということと非常に異なっている。

巻線絶縁の十分な機能は近接する巻線間の物理的空間を与え保つことであり、導電していることよりはむしろ絶縁していることである。雲母やある種のガラス、そして他の材質も含む無機材料の多様性は適当な絶縁および熱的特性をもっている。最も厳しい劣化作用は温度変化に関連するコイルの寸法変化であり、そして磁界中を導体が電流を運ぶことに関連する細かい振動運動である。振動力は小さく、それらはしっかりした組立を確かに注意深い寸法制御、保藏 (cure) によって生ずる収縮が最小である絶縁材料を使用することおよび同様の膨張特性をもつ絶縁および導体材料を選択することによって、絶縁に対する危険なしに適応させられるであろう。

ALIP 固定子コイルおよび固定子スロット中のコイルの位置は対称であるのでスロット中のもれ磁束に関する成分の電流の相互作用による基本的な振動力は放射状になり、それぞれの巻線のまわりに均一に分布している。このようにこの構造のコイルでは振動の傾向は少ししかない。

それぞれの導体の一側面または両側面に適用される高温用無機エナメルという方法によって巻線を絶縁すること、または巻線の間に巻線に結合されない無機セパレータを適用することは可能性がある。ANL によって作られたモデル ALIP は前者の方法が使われている。GE によって供給された原型ポンプは菱型コイルのスロット部分に高純度のアルミニナスペーサを使用し、端部巻線に S-グラステープを巻きつけた第 2 の方法を採用している。高温用エナメルはよりよい空間要素を提出し、もし試験が、それが適しているということを示せばむしろ好まれる。

コイルの組立に依存して絶縁はコイルとコイル内層で巻線に向うリードとの間に、また二列コイルデザインでは導体の二列の列間のどちらにも必要とされる。この絶縁は雲母、ガラスの布、そしてポット混合物のいろいろな組合せの中から選択されるであろう。二列コイルデザインに対しては、薄片雲母の円板または無機的に結合されたマットが使用されるであろう。