

リキッド式氷蓄熱空調システムに関する研究

竹本 靖 安江 進
片岡 浩人

Study on Liquid Ice Storage System for Air conditioning

Yasushi Takemoto Susumu Yasue
Hiroto Kataoka

Abstract

A joint research by The Chubu Electric Power Co., Inc. and Ohbayashi Corporation on a Liquid Ice Storage System for Air Conditioning was carried out from April 1986 to March 1988. An experimental system was constructed at the Technical Research Institute of Chubu Electric Power and experiments were conducted for two years. The COP of the heat pump when producing liquid ice was around 2.0. Liquid ice is composed of icelets of diameters approximately several hundred microns which were proven to melt very easily. The outlet temperature of ice storage was kept at around 0°C until the stored ice had been completely melted. According to analysis of the ice melting phase, the occurrence of actual melting had shifted to a temperature 2 to 3°C higher than the theoretical melting curve. Besides the above, experiments concerning a doublestage cooling operation using both heat pump and stored ice were conducted, and it became obvious that this operation was very practical.

概 要

中部電力㈱と㈱大林組の共同研究により、昭和61年4月から昭和63年3月まで実施した、リキッド式氷蓄熱空調システム実用化にかかわる研究の成果について報告した。本研究のため、中部電力㈱総合技術研究所内に実験装置を建設し、2年間にわたって実験を行なった。リキッドアイス生成時のCOPは、夏期夜間平均で約2.0となった。リキッドアイスは、数百ミクロンの粒状の氷から成るため、解氷特性に優れ、氷がなくなるまで槽出口温度はほぼ0°Cに保たれた。また、その解氷特性を把握するため、理論解析を行なった結果、実際の解氷は理想曲線に対して2~3°C高めに推移することが確認された。また、ヒートポンプと解氷を組み合わせた二段冷却の実験を行なった結果、二次側の冷水往返温度差を10~15°C以上とれることが分かり、その分搬送動力を大きく低減できることが明らかとなった。

1. はじめに

電力需要は、季節、平日および休日、また1日のうちの昼夜間で大きな格差がある。電力各社は、電力需要のピークを満たす発電設備を備えておく必要がある。一方、衆知のごとく火力発電、原子力発電はその容量制御が難しいため、需要の少ない時間帯においてはエネルギーを浪費せざるを得ず、不経済となっている。

特に、夏期昼間の電力需要の約33%は、冷房需要によって占められており、この分を夜間に移行できれば、電力供給の経済性の面において大きな改善が期待できる(図-1参照)。

このため、各電力会社は「業務用蓄熱調整契約」による夜間電力料金の割引制度を導入し、夜間電力の需要拡大を図ってきた。

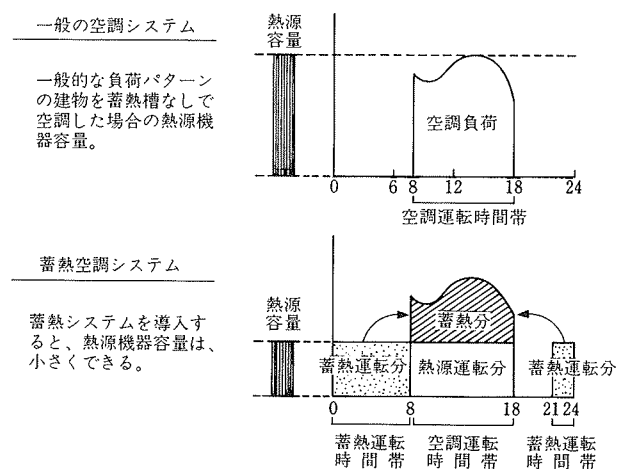


図-1 蓄熱式空調システムによる熱源負荷の平準化のしくみ

空調分野においては、従来水蓄熱方式が多く採用され、安価な夜間電力を利用してランニングコストを低減すると同時に負荷の平準化による熱源機器の小容量化が図られてきた。

しかし、最近この水蓄熱に代わるシステムとして、水の大きな融解潜熱 (80 kcal/kg) を利用して蓄熱を行なう、水蓄熱システムが脚光を浴びてきており、ここ数年間に数多くの実用プラントが増えてきている。図-2は、水蓄熱の基本的な方式を分類したものである。

水蓄熱システムは、従来の水蓄熱システムに比べて、蓄熱槽の容量を大幅に低減できる (1/3~1/5) という利点がある一方、一般の空調に必要な 5~7°C の冷熱源に対し、0°C あるいはそれ以下にまで冷却しなければならないため、冷凍機の COP (成績係数) が低くなるという欠点がある。

また、伝熱管の外表面あるいは内面に氷を生成するスタティック式 (ソリッド式とも言う) 水蓄熱では、ある程度氷が成長すると、氷が断熱材の働きをするため、冷凍機の COP が低下するという欠点がある。IPF (氷充てん率: 氷の体積と槽容積の割合) も一般的には 30~40% というのが実状である。

こういった方式に対し、製氷部で生成した氷を連続的に水蓄熱槽に搬出し、貯氷するダイナミック式水蓄熱と呼ばれるシステムが実用化されるようになってきた。

ダイナミック方式の一つとして、リキッド式がある。これは、製氷器 (フリーザー) でリキッド状の水を生成し、冷熱源として用いるもので、スタティック式と異なり製氷部分と蓄熱部分を分離できるため、地下ピットが利用できる。また、リキッド状アイスであるため搬送でき、かつ解氷特性も非常に優れている。

本報告は、このリキッド式水蓄熱空調方式に関して、中部電力(株)と(株)大林組が共同開発したシステム (研究期間: 昭和61年4月~昭和63年3月) について、解説したものである。

2. リキッド式水蓄熱空調システム

2.1. システム概要

リキッド式水蓄熱の性能評価およびその実用性検討のため、中部電力(株)総合技術研究所内に実験装置を設置し、昭和61年7月より実験を開始した。

その概要を図-3に示す。本システムは、ヒートポンプ、フリーザー、水蓄熱槽、温水槽、疑似負荷装置より構成されている。

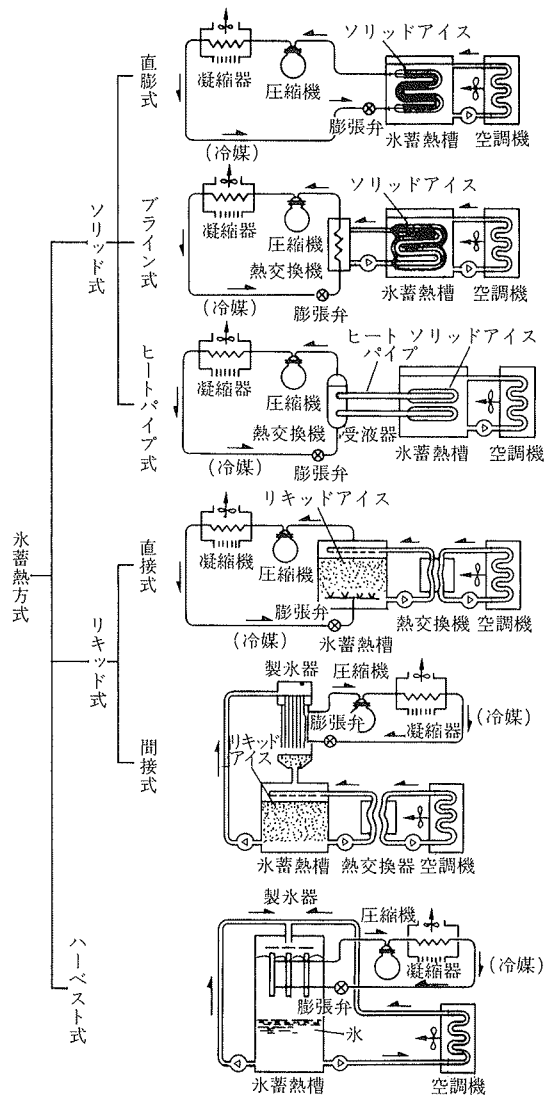


図-2 水蓄熱の基本的な方式

ヒートポンプは、製氷、冷水生成、温水生成の機能を有する空冷式で、本目的のため開発されたものである。

また、冷暖房負荷を任意に作り出すため、疑似負荷装置を設けた。

本実験装置には、次の四つの運転モードがある。

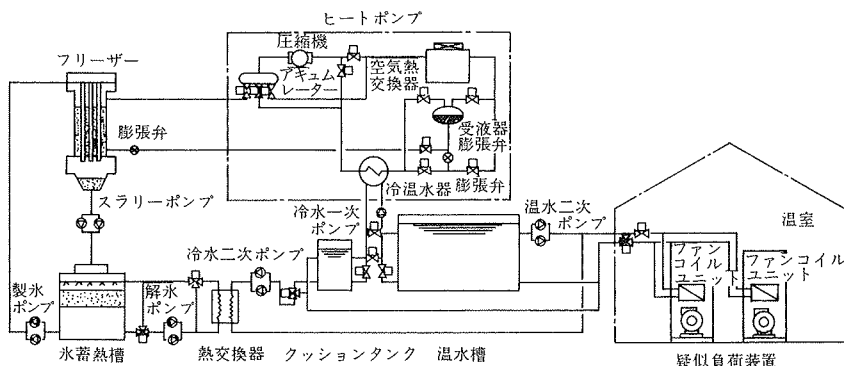


図-3 リキッド式水蓄熱実験プラントのシステム系統図

(1) 製氷運転 フリーザーでリキッドアイスを生成し、氷蓄熱槽に蓄える運転モード。

(2) 冷房運転 氷蓄熱とヒートポンプの組み合わせにより、冷房を行なう運転モード。

二次側還水の冷却に当たっては、冷却を2段階に分け、ヒートポンプにて冷却した後、プレート式熱交換器を介して氷の冷熱で冷やし、所定の温度まで下げる。こうして、氷蓄熱の低い蓄熱温度を有効に利用し、ヒートポンプをカスケード式を使用することにより冷房運転時におけるヒートポンプのCOP向上を図っている。なお、氷蓄熱のみでも冷房を行なえる。

(3) 温水蓄熱運転 ヒートポンプにより、温水を生成し、温水槽に蓄える運転モード。

(4) 暖房運転 ヒートポンプにより、温水を生成しつつ、暖房を行なう運転モード。

製氷・冷房の各運転モードにおける冷媒、製氷用液および水の流れを、それぞれ図-4、図-5に示す。

表-1に、本実験装置に用いている機器の詳しい仕様を一覧表にして示した。

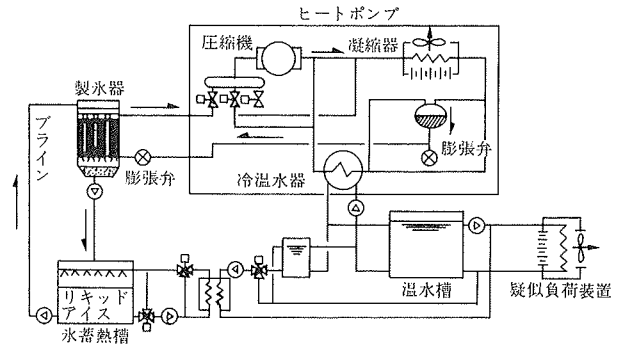


図-4 製氷運転モード

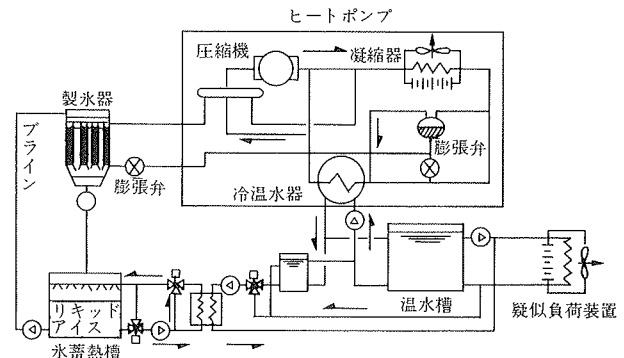


図-5 冷房運転モード

名称	台数	仕様
空気熱源ヒートポンプチラー	1	圧縮機 10.8kW
		製氷能力 20,000kcal/h
		冷水運転時能力 31,000kcal/h(JIS条件)
		温水運転時能力 38,000kcal/h(JIS条件)
フリーザー	1	550φ×3,500H 伝熱面積 10.6m ² チューブ (SUS製)50.8φ×39本
		F P R 製 2,000×2,000×2,000H 呼称 8m ³
氷蓄熱槽	1	F P R 製 3,000×2,000×2,000H 呼称 12m ³
温水蓄熱槽	1	F P R 製 1,000×1,000×2,000H 呼称 2m ³
クッションタンク	1	プレート式熱交換器 交換熱量 60,000kcal/h
製氷ポンプ	2	ラインポンプ 50φ×300ℓ/min×6mAq×0.75kW
スラリーポンプ	2	ラインポンプ 50φ×300ℓ/min×6mAq×0.75kW
解氷ポンプ	2	ラインポンプ 32φ×100ℓ/min×12mAq×0.4kW

表-1 本実験装置の主要機器表

2.2. フリーザーの構造とリキッドアイスの生成法

リキッドアイスは、図-7に示すフリーザーによって作られる。フリーザーは、堅型のシェルアンドチューブの熱交換器で、器内にはステンレスのチューブが多数取り付けられている。氷蓄熱槽から運ばれた製氷用液(12%エチレングリコール水溶液)は、器内のチューブ内表面を膜状に流下する際、外側の冷媒液により冷却され、氷点以下となって、水の一部が氷に変化し、リキッドア

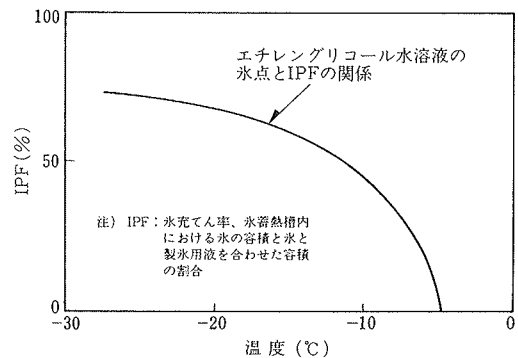


図-6 エチレングリコール水溶液の氷点とIPFの関係

イスが生成される(図-6参照)。実際の運転においては、最初蓄熱槽内の温度が高いので氷点近くに達するまでは氷が生成されず液が冷却される。フリーザーレーシーバーに落下したリキッドアイスは、製氷用液の混合物となるが、その粒径が小さいため、通常のポンプで容易に氷蓄熱槽へと搬送できる。製氷用液は氷とエチレングリコールとの混合物であるため、チューブ内で氷が生成する際、濃度の高いエチレングリコール水溶液が析出した氷の粒を包み込むため、氷は小さな粒状の塊りの集まり、すなわちリキッドアイスとなる。このようにして、リキッドアイスがフリーザーによって連続的に生成される。写真-1に、本フリーザーによって生成されるリキッドアイスの性状を示す。

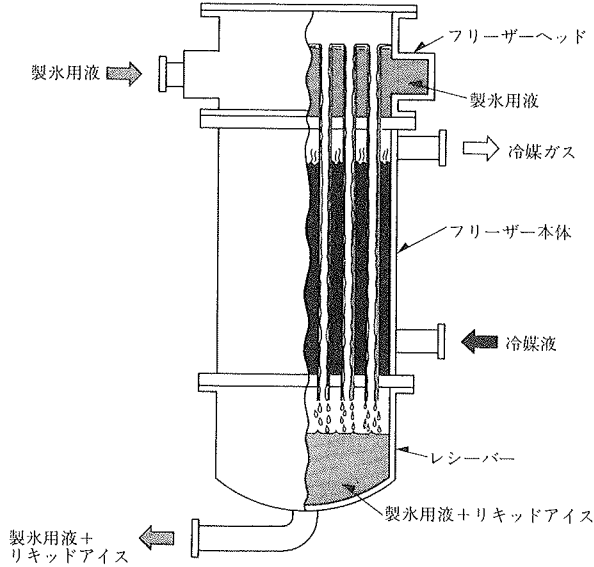


図-7 フリーザーの構造

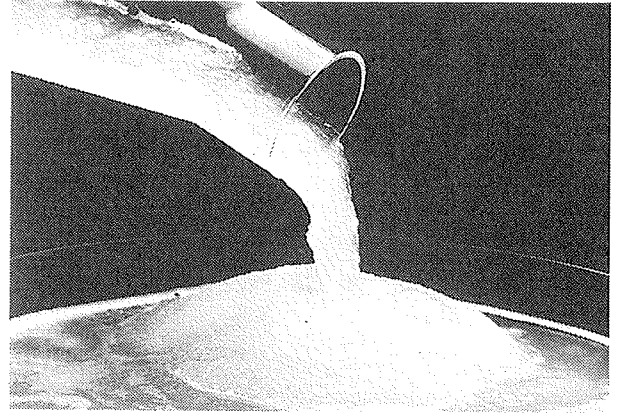


写真-1 リキッドアイス

3. 実験結果および考察

3.1. 製氷運転時におけるシステム性能

製氷運転例を図-8および図-9に示す。製氷用液の温度は、フリーザーによる冷却によって、次第に降下する。氷点に達するとリキッドアイスが生成し始め、製氷用液の冷却は、顕熱変化から潜熱変化へと移行する。このため、フリーザー出入口温度の差は、ほとんどなくなるが、製氷量が増えるに従って製氷用液のグリコール濃度が上昇し、その氷点が下がるため、出口温度は顕熱変化に比べ緩慢ではあるが、降下していく。

フリーザーの冷却量は、製氷量の増加、すなわち IPF (Ice Packing Factor, 氷充てん率に氷蓄熱槽内の水量 [kg]/槽内の液と氷を合わせた重量 [kg]) の増加に従って、少しずつ減少している。これは、水量が増すにつれ、フリーザーを通過する製氷用液の氷点下がる。このため、製氷用液を冷やすフリーザーの冷媒温度も下がり、

その分ヒートポンプの性能(出力)が低下するためである。

COP は、最初2.8程度であったものが2以下に下がっていく。IPFが増加するにつれ、COPが降下するのは、前述したごとく、冷媒の蒸発温度が下がるためである。

しかしながら、今回製作したヒートポンプは多機能型(製氷・冷水生成・温水生成ができる)を目的とした試作品であり、モード切替え用の電磁弁が多く、フリーザーから圧縮機に至る部分において大きな圧損が生じ、その分効率が下がっている。これを改造して圧損を小さくすれば、COPは実験値より0.2~0.3程度改善される見込みである。

実験中に達成した最大 IPF は 48% である。この最大値は、氷蓄熱槽に蓄えられたリキッドアイスが再循環し、フリーザー・ヘッドにたまり、製氷用液がフリーザーチューブ内を正常に流れ込まなくなり、フリーザーの能力が大幅に低下し、やむなく運転を停止した時点での IPF の値である。この現象を防止すれば更に高い IPF も可能と考えられる。図-10は、その改善策であり、槽下部にはリキッドアイス再循環防止用のフィルタ(10ミクロン角のステンレスの網)が取り付けられている。

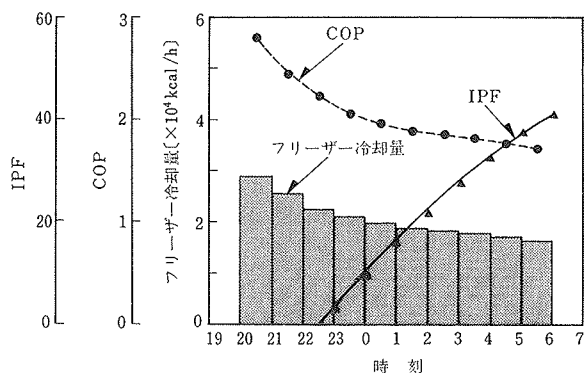


図-8 製氷運転時における COP, IPF

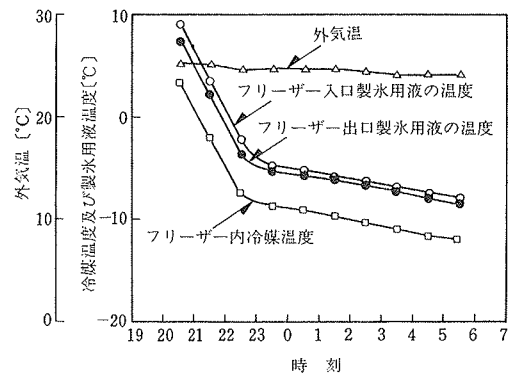


図-9 製氷運転時における各部温度の推移

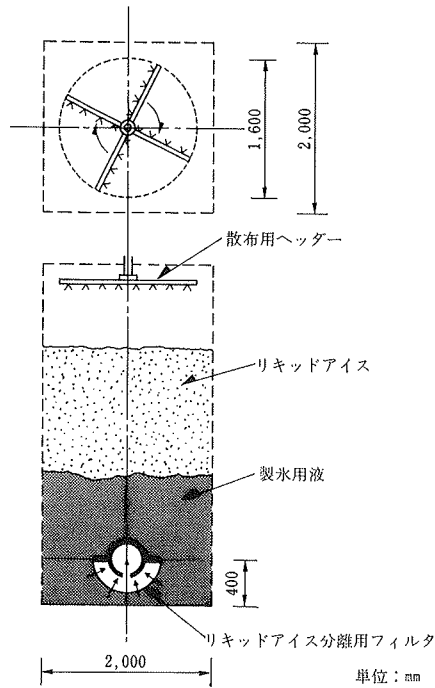


図-10 新しい氷蓄熱槽の構造

3.2. 解氷運転時におけるシステム性能

図-11には、解氷運転例を示す。図中に示した理論曲線は、常に氷粒の表面にその氷点での濃度のエチレングリコール水溶液が接触していると仮定しての槽出口液温の推移を示したものである。実際には、各々の氷粒の表面が解けた水でコーティングされるような状態になるため、このような理想状態にはならない。

このため、実際の槽出口液温は、理想曲線より2~3°C高いレベルで推移したが、積算負荷（槽より取り出した冷熱量の積算値）80 Mcalの時点（全蓄熱量の60%）まで-4.0°C以下で推移していることを見れば、実用的には低温の冷水を供給する能力についてはリキッドアイスは優れた性能を持つと言える。実験の結果、相当大きな負荷に対しても、氷が解けるまで出口液温を0°C以下に保ち得ることが確認された。

また、図-10には、前述した理想曲線に解氷運転を近づけるため考案した、攪拌効果を有する還液散布用のスプリンクラーの概念図を示す。

3.3. 氷蓄熱およびヒートポンプによる二段冷却運転

図-5に示した運転モードにより、実験を行なった結果の一例を図-12に示す。疑似負荷装置返りの二次側冷水（14°C）は、ヒートポンプにより5°C（温度差分）冷却

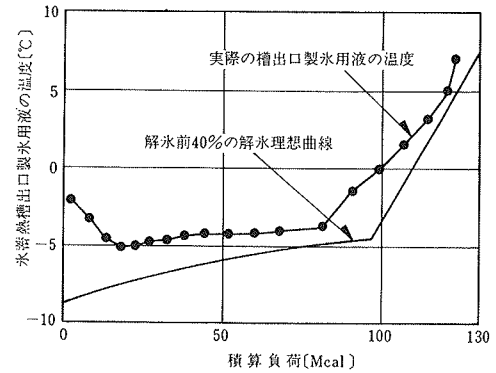


図-11 解氷運転時における槽出口液温の推移例

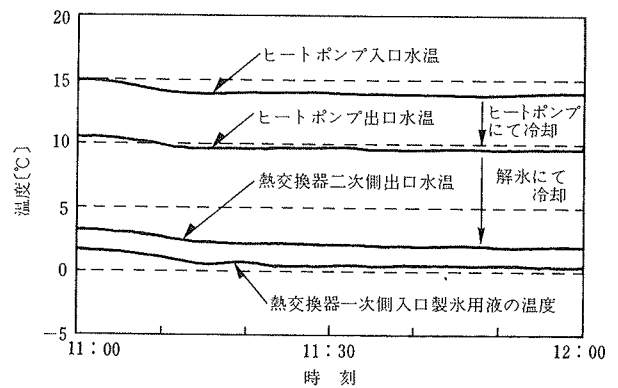


図-12 ヒートポンプと解氷による二段冷却運転例

された後、氷により更に冷却され、2°Cの低温の冷水となって再び疑似負荷装置に運ばれている。この結果、ヒートポンプと氷蓄熱を両用することによって、通常（5°C）の2倍の大温度差が実現可能であり、搬送動力を通常の半分以下で済ますことができることが確認された。また、除湿効果の点で有利な低温度レベルの二次側送水温（2~3°C）も氷蓄熱によって可能なことが分かった。

4. おわりに

2年間にわたる実験によって、リキッド式氷蓄熱実用化にかかわる諸問題を十分に検討することができた。現在、これらの実験結果をふまえて、システムの標準化を図ると共に適用分野について検討を加えている。報告を終了するに当たり、ご協力下さいました中部電力(株)需要開発研究室 田中貞夫副主査・同左岩尾憲三副主査の両研究員および日立造船タンクシステム(株)特機プロジェクト部 福本寛則氏に深く感謝の意を表します。