

「平成 22 年度電力負荷平準化対策推進事業」
先導的負荷平準化機器導入普及モデルに係る調査

報 告 書

平成 23 年 2 月 28 日

財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター

1. 整理・分析の統一フォーマットの作成	2
1.1. 建物概要.....	2
1.2. 運転実績データ分析方法.....	2
(1). 冷暖房負荷.....	2
(2). 熱源生産熱量.....	2
(3). 蓄熱バランス.....	2
(4). 電力デマンド低減.....	2
(5). 電力夜間移行.....	4
(6). 熱負荷夜間移行.....	4
(7). 単体性能.....	4
(8). システム性能.....	4
(9). 省エネルギー効果.....	5
(10). CO2 排出量削減.....	5
1.3. 計測データ処理方法.....	6
1.3.1. 10min または 15min データから 1 時間データへの処理.....	6
1.3.2. 1 時間データから 1 日データへの処理.....	7
1.3.3. 1 日データから 1 月、1 年データへの処理.....	7
2. IS 施設	8
2.1. 建物概要・空調/蓄熱システム概要.....	8
2.1.1. 建物概要と蓄熱システム導入目的.....	8
2.1.2. 蓄熱システムの概要.....	10
2.2. 計測データ・データ分析による設備の運転状況調査結果.....	14
2.2.1. 計測データについて.....	14
2.2.2. 負荷平準化機器設備の運転管理状況.....	15
(1). 冷房負荷.....	15
1). 月別冷房負荷.....	15
2). 時刻別冷房負荷.....	16
(2). 熱源設備の運転状況.....	17
1). 日別熱源機器生産熱量の推移.....	17
2). 代表日の運転状況.....	19
(a) 蓄熱バランス図.....	19
(b) 冷却水温度と冷水温度.....	20
2.2.3. 負荷平準化機器設備におけるピークシフト・ピークカット電力の推移及び定量的分析.....	21
(1). 電力デマンド低減効果.....	21
(2). 月別夜間移行率.....	22
1). 電力夜間移行率.....	22

2). 熱負荷夜間移行率	24
2.2.4. CO2削減効果の推移及び定量的分析結果	25
(1). 熱源機単体 COP の推移	25
1). 月別熱源機単体 COP	25
(a) ブラインターボ冷凍機	25
(b) 冷水インバータターボ冷凍機	26
2). 時刻別熱源機単体 COP	27
(a) ブラインターボ冷凍機	27
(b) 冷水インバータターボ冷凍機	30
(2). 熱源ポンプ WTF の推移	33
(3). 熱源システム COP の推移	35
(4). システム COP、エネルギー消費係数の推移	36
(5). 一次エネルギー消費量の統計値との比較	37
2.2.5. 先導的負荷平準化機器の最適制御方式に関する考察	38
(1). 設計時の留意点	38
(2). 運用時の留意点	40
3. YC施設	41
3.1. 建物概要・空調/蓄熱システム概要	41
3.1.1. 建物概要と蓄熱システム導入目的	41
3.1.2. 蓄熱システムの概要	43
(1). 夏期の運転方法	43
(2). 冬期の運転方法	43
3.2. 計測データ・データ分析による設備の運転状況調査結果	49
3.2.1. 計測データについて	49
3.2.2. 負荷平準化機器設備の運転管理状況	51
(1). 冷暖房負荷	51
1). 月別冷暖房負荷	51
2). 時刻別冷暖房負荷	52
(2). 熱源設備の運転状況	54
1). 日別熱源機器生産熱量の推移	54
(a) 冷房運転	54
(b) 暖房運転	55
2). 夏期代表日の運転状況	57
(a) 蓄熱バランス図	57
(b) 冷却水温度	58
(c) 蓄熱槽内温度	58
3). 暖房代表日の運転状況	60
(a) 蓄熱バランス図	60
(b) 冷却水温度と冷水温度	61

(c) 蓄熱槽内温度	61
3.2.3. 負荷平準化機器設備におけるピークシフト・ピークカット電力の推移及び定量的分析	63
(1). 電力デマンド低減効果	63
(2). 月別夜間移行率	64
1). 電力夜間移行率	64
2). 熱負荷夜間移行率	66
3.2.4. CO ₂ 削減効果の推移及び定量的分析結果	67
(1). 熱源機単体 COP の推移	67
1). 月別熱源機単体 COP	67
(a) 高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）	67
(b) 熱回収ターボ冷凍機（R-2）	68
(c) 高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）	69
(d) ブラインターボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）	70
(e) 空冷ヒートポンプチラー（R-1）	71
2). 時刻別熱源機単体 COP	72
(a) 高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）	72
(b) 熱回収ターボ冷凍機（R-2）	75
(c) 高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）	77
(d) ブラインターボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）	79
(e) 空冷ヒートポンプチラー（R-1）	82
(2). 熱源ポンプ WTF の推移	85
(3). 熱源システム COP の推移	90
(4). システム COP、エネルギー消費係数の推移	91
(5). 一次エネルギー消費量・CO ₂ 排出量の統計値との比較	92
3.2.5. 先導的負荷平準化機器の最適制御方式に関する考察	93
(1). 設計時の留意点	93
(2). 運用時の留意点	95
4. HA施設の調査データ分析結果	96
4.1. 建物概要・空調/蓄熱システム概要	96
4.1.1. 建物概要と蓄熱システム導入目的	96
4.1.2. 蓄熱システムの概要	98
4.2. 計測データ・データ分析による設備の運転状況調査結果	100
4.2.1. 計測データについて	100
4.2.2. 負荷平準化機器設備の運転管理状況	101
(1). 冷暖房負荷	101
1). 月別冷暖房負荷	101
2). 時刻別冷房負荷	102
(2). 熱源設備の運転状況	104
1). 日別熱源機器生産熱量の推移	104

2). 代表日の運転状況	106
(a) 蓄熱バランス図	106
(b) 冷却水温度と冷水温度	107
(c) 蓄熱槽内温度	108
4.2.3. 負荷平準化機器設備におけるピークシフト・ピークカット電力の推移及び定量的分析	
109	
(1). 電力デマンド低減効果	109
(2). 月別夜間移行率	110
1). 電力夜間移行率	110
2). 熱負荷夜間移行率	112
4.2.4. CO ₂ 削減効果の推移及び定量的分析結果	113
(1). 熱源機単体 COP の推移	113
1). 月別熱源機単体 COP	113
2). 時刻別熱源機単体 COP	114
(2). 熱源ポンプ WTF の推移	117
(3). 熱源システム COP の推移	118
(4). システム COP、エネルギー消費係数の推移	119
(5). 一次エネルギー消費量・CO ₂ 排出量の統計値との比較	120
1). 年間一次エネルギー消費量の統計値との比較	120
(a) 省エネルギーセンター公表値との比較	120
(b) 東京都公表値との比較	121
2). 年間 CO ₂ 排出量の統計値との比較	122
4.2.5. 先導的負荷平準化機器の最適制御方式に関する考察	124
(1). 設計時の留意点	124
(2). 運用時の留意点	125
5. まとめ	126

1. 整理・分析の統一フォーマットの作成

運転データの分析を行うにあたり、統一の分析フォーマットを表 1-1 のように設定した。なお、データ分析方法は、(社)空気調和・衛生工学会「SHASE-M 0007-2005 設備システムに関するエネルギー性能計測マニュアル」に準拠して行うものとする。

1.1.建物概要

ここでは、建物用途、床面積、規模、空調システム（機器容量、蓄熱系統図、制御方法）、蓄熱導入目的等を把握する。

1.2.運転実績データ分析方法

(1). 冷暖房負荷

計測データより、最大負荷、年間負荷（年間合計値、月別合計値、日合計値、時刻別値）を算出し、負荷の発生状況を把握する。

$$\begin{aligned} \text{◆冷暖房負荷 [kW]} &= \text{二次側冷温水流量 [L/min]} \times \text{水の比熱 [kJ/kg}^\circ\text{C]} \times \text{水の密度 [kg/L]} \\ &\quad \times \text{二次側冷温水往還温度差 [}^\circ\text{C]} \times 60 [\text{min/h}] \div 3,600 [\text{kJ/kWh}] \end{aligned}$$

グラフフォーマットは時系列・日系列グラフのほか、時刻別値・日合計値の降順ソートグラフを用い、冷暖房負荷の発生状況を分析する。

(2). 熱源生産熱量

計測データより、熱源生産熱量（年間合計値、月別合計値、日合計値、時刻別値）を算出し、蓄熱時（夜間）の生産熱量と追掛運転時（昼間）の生産熱量に分けて、熱源機器の蓄熱運転状況を把握する。

$$\begin{aligned} \text{◆熱源生産熱量 [kW]} &= \text{一次側冷温水（ブライン）流量 [L/min]} \times \text{冷媒の比熱 [kJ/kg}^\circ\text{C]} \\ &\quad \times \text{冷媒の密度 [kg/L]} \times \text{熱源出入口温度差 [}^\circ\text{C]} \times 60 [\text{min/h}] \div 3,600 \\ &\quad [\text{kJ/kWh}] \end{aligned}$$

グラフフォーマットは蓄熱運転時（夜間）と追掛運転時（昼間）に分けて、系列・日系列グラフのほか、時刻別値・日合計値の降順ソートグラフを用い、熱源機器の運転状況を分析する。

(3). 蓄熱バランス

冷暖房負荷の最大日（または最大相当日）の冷暖房負荷に対し、熱源機器の運転状況（生産熱量、冷温水温度またはブライン温度）、外気温度、蓄熱量（残蓄熱量）、熱源機器・ポンプの運転状況（ON-OFF）をグラフ化し、蓄熱運転および追掛運転が正常に行われているかを確認する。

(4). 電力デマンド低減

最大電力日（または最大冷暖房負荷日）のピークカット時間帯（13:00～16:00）における電力デマンド値が、蓄熱を行わなかった場合に比較してどの程度低減されるかを分析する。

$$\text{◆ピークカット率 [\%]} = \text{ピークカット時間帯の電力デマンド低減 [kW]} \div \text{非蓄熱のピークカット時間帯の最大電力 [kW]} \times 100$$

表 1-1 データ分析方法

分類	項目	詳細
1. システム概要	①建物概要	所在地
		建物用途
		延床面積
		階数規模
		構造
	②空調全体／蓄熱システム概要	システム系統図 機器仕様(機器容量、台数) 制御方法
③蓄熱導入目的		

分類	項目	評価指標	単位	解析間隔	必要データ	算出方法
2. 運転実績データ	①冷暖房負荷	最大負荷	kW	年間最大値(時刻別値)	二次側冷暖房負荷(熱量)または二次側流量と二次側往還温度	二次側負荷=二次側流量×往還温度差
		年間負荷	kWh/年、kWh/月、kWh/日	年間合計値、月・日別値、時刻別値		
	②熱源生産熱量	熱源生産熱量(全日、夜間、昼間) 降順ソート	kW、kWh/年、kWh/月、kWh/日	年間合計値、月・日別値、時刻別値	熱源機生産熱量または一次側流量と熱源出入口温度	熱源生産熱量=一次側流量×熱源出入口温度差
	③蓄熱運転状況	蓄熱バランス(冷暖房負荷に対する熱源運転状況)	kW、℃、kWh	最大負荷日の時刻別値	最大負荷時の熱源生産熱量、二次側負荷、外気温湿度、冷温水(ブライン)出入口温度、蓄熱量	
	④電力デマンド低減	ピークカット電力	kW	最大電力デマンド時	最大電力、ピークカット電力	非蓄熱の場合の最大電力を推定(非蓄熱の熱源電力を想定)
		ピークカット率	%	最大電力デマンド時	最大電力、ピークカット電力	非蓄熱の場合の最大電力を推定(非蓄熱の熱源電力を想定)
	⑤電力夜間移行	熱源電力夜間移行量	kWh/年、kWh/月	年間・月別合計値	熱源システム全体電力量(夜間、昼間)	
		熱源電力夜間移行率	%	年間・月別値	熱源システム全体電力量(夜間、昼間)	熱源システム全体電力量(夜間)と全日電力量との比率
	⑥熱負荷夜間移行	熱負荷夜間移行量	kWh/年、kWh/月	年間・月別合計値	熱源生産熱量(夜間、昼間)	
		熱負荷夜間移行率	%	年間・月別値	熱源生産熱量(夜間、昼間)	熱源システム全体生産熱量(夜間)と合計生産熱量との比率
	⑦単体性能	熱源単体COP	—	年間平均値、月平均値、時刻別値	熱源機単体エネルギー量、熱源生産熱量	COP=熱源生産熱量÷熱源エネルギー量[外気温度、冷温水・ブライン・冷却水温度別負荷率別に算出]
		ポンプWTF	—	年間平均値、月平均値	ポンプ電力量、二次側負荷	ポンプWTF=ポンプ電力量÷二次側負荷[出入口温度差別に算出]
	⑧熱源システム性能	熱源システムCOP	—	年間平均値、月平均値、時刻別値	熱源システムエネルギー量、熱源生産熱量	熱源システムCOP=熱源生産熱量÷熱源システムエネルギー量
		システムCOP	—	年間平均値、月平均値	熱源システムエネルギー量、二次側負荷	SCOP II = 二次側負荷÷熱源システムエネルギー量[※SCOP I は一次エネルギー換算]
		エネルギー消費係数	—	年間平均値、月平均値	熱源システムエネルギー量、二次側負荷	SCOP I の逆数
		システム効率	—	年間平均値、月平均値	熱源生産熱量、二次側負荷	システム効率=二次側負荷÷熱源生産熱量
	⑨省エネルギー効果	一次エネルギー消費量(建物全体)	MJ/m2[延床面積あたり]	年間合計値	建物全体エネルギー量(電気、ガス、油)、一次エネルギー消費量原単位	建物全体エネルギー量から一次エネルギー消費量を算出し、基準値と比較
	⑩CO2排出量削減	CO2排出量(建物全体)	kg-CO2/m2年[延床面積あたり]	年間合計値	建物全体エネルギー量(電気、ガス、油)、CO2排出係数	建物全体エネルギー量からCO2排出量を算出し、基準値と比較
	⑪室内状態	室内温度、室内湿度	℃、%RH	年間平均値、月平均値、時刻別値	室内温湿度	—

(5) 電力夜間移行

建物全体の電力量に対して、蓄熱空調システムにより熱源システムの電力量が夜間にどの程度移行（シフト）されているかを分析する。

$$\text{◆電力夜間移行率 [\%]} = \text{熱源システムの夜間電力量 [kWh]} \div \text{建物全体電力量 [kWh]} \times 100$$

また、熱源システムの合計電力量に対して、蓄熱空調システムにより熱源システムの電力量が夜間にどの程度移行（シフト）されているかを分析する。

$$\text{◆熱源電力夜間移行率 [\%]} = \text{熱源システムの夜間電力量 [kWh]} \div \text{熱源システムの合計電力量 [kWh]} \times 100$$

(6) 熱負荷夜間移行

熱源システムの合計生産熱量に対して、蓄熱空調システムにより熱源システムの生産熱量が夜間にどの程度移行（シフト）されているかを分析する。

$$\begin{aligned} \text{◆熱負荷夜間移行率 [\%]} &= \text{熱源システムの夜間生産熱量 [MJ]} \div \text{熱源システムの合計生産熱量 [MJ]} \times 100 \\ &= \text{熱源システムの夜間生産熱量 [kWh]} \div \text{熱源システムの合計生産熱量 [kWh]} \times 100 \end{aligned}$$

(7) 単体性能

熱源機単体および熱源ポンプ（一次側ポンプ）の機器単体性能として、熱源単体 COP とポンプ WTF を算出し、外気温度や冷却水温度別、ブライン温度別の COP を分析する。

$$\begin{aligned} \text{◆熱源単体 COP} &= \text{熱源生産熱量 [kWh]} \div \text{熱源単体エネルギー量 [kWh]} \\ &= (\text{熱源生産熱量 [MJ]} \div 3.6 [\text{MJ/kWh}]) \div \text{熱源単体エネルギー量 [kWh]} \end{aligned}$$

※熱源単体エネルギー量は、電動式では熱源機単体電力量、ガス吸収式冷温水機では冷温水機のガス消費量の熱量換算値と冷温水機の電力量の合計値とする。

$$\begin{aligned} \text{◆ポンプ WTF} &= \text{熱源生産熱量 [kWh]} \div \text{ポンプ電力量 [kWh]} \\ &= (\text{熱源生産熱量 [MJ]} \div 3.6 [\text{MJ/kWh}]) \div \text{ポンプ電力量 [kWh]} \end{aligned}$$

(8) システム性能

熱源システムの構成機器である熱源機、熱源ポンプ、その他補機（冷却塔、冷却水ポンプ）全体を含めた熱源システム COP、その他の効率（システム COP、エネルギー消費係数、システム効率）を算出し、熱源システムの運転性能を分析する。

$$\begin{aligned} \text{◆熱源システム COP} &= \text{熱源生産熱量 [kWh]} \div \text{熱源システムエネルギー量 [kWh]} \\ &= (\text{熱源生産熱量 [MJ]} \div 3.6 [\text{MJ/kWh}]) \div \text{熱源システムエネルギー量 [kWh]} \end{aligned}$$

※熱源システムエネルギー量は、電動式では熱源機単体電力量に熱源ポンプおよびその他補機の電力量を加算した値、ガス吸収式冷温水機では冷温水機のガス消費量の熱量換算値と冷温水機の電力量および熱源ポンプ、その他補機の電力量の合計値とする。

◆システム COP (SCOP II : 二次エネルギー換算値)

= 冷暖房負荷 (二次側負荷) [kWh] ÷ 熱源システムエネルギー量 (二次エネルギー換算) [kWh]

◆システム COP (SCOP I : 一次エネルギー換算値)

= 冷暖房負荷 (二次側負荷) [kWh] ÷ 熱源システムエネルギー量 (一次エネルギー換算) [kWh]

※電力の一次エネルギー換算値は省エネルギー法より全日平均 9.76MJ/kWh とする。

※A 重油一次エネルギー換算値は地球温暖化対策地域推進計画策定ガイドラインの温室効果ガス排出量計算のための算定式及び排出係数一覧より 39.1MJ/L とする。

◆エネルギー消費係数 = 1 ÷ システム COP (SCOP I : 一次エネルギー換算値)

◆システム効率 = 冷暖房負荷 (二次側負荷) [kWh] ÷ 熱源生産熱量 [kWh] × 100

(9). 省エネルギー効果

蓄熱空調システムの省エネルギー効果として、導入した建物全体の一次エネルギー消費量を算出し、基準値と比較する。

◆建物全体一次エネルギー

= Σ (建物全体のエネルギー消費量 [単位消費量] × エネルギー別一次エネルギー消費量原単位 [MJ/単位消費量]) ÷ 延床面積

※基準値は、省エネルギーセンターや東京都等で公表している値とする。

※電力の一次エネルギー換算値は省エネルギー法より全日平均 9.76MJ/kWh とする。

※A 重油一次エネルギー換算値は地球温暖化対策地域推進計画策定ガイドラインの温室効果ガス排出量計算のための算定式及び排出係数一覧より 39.1MJ/L とする。

(10). CO2 排出量削減

蓄熱空調システム導入による CO2 排出量削減効果として、導入した建物全体の CO2 排出量を算出し、基準値と比較する。

◆建物全体 CO2 排出量

= Σ (建物全体のエネルギー消費量 [単位消費量] × エネルギー別 CO2 排出係数 [MJ/単位消費量]) ÷ 延床面積

※基準値は、東京都等で公表している値とする。

※エネルギー別 CO2 排出係数は、基準値で採用されている CO2 排出係数に合わせる。

1.3.計測データ処理方法

1.3.1. 10min または 15min データから 1 時間データへの処理

10min または 15min 間隔の計測データの 1 時間データへの処理方法は、表 1-2 に示すように、瞬時データ（温度、湿度、流量）と運転 ON-OFF データ（運転時間）については 0:00 から始まる 6 個の 10min データ（15min の場合は、0:00 から始まる 4 個の 15min データ）の合計値を 6 で除した値（15min の場合は、4 で除した値）を 0:00 の 1 時間データとする。

積算データ（熱量、電力量）については、0:00 から始まる 6 個の 10min データ（15min の場合は、0:00 から始まる 4 個の 15min データ）の合計値を 0:00 の 1 時間データとする。

表 1-2 計測データ処理方法

10min	1h			1日				
		アナログ		デジタル		アナログ		デジタル
		瞬時データ	積算データ	運転ON-OFF		瞬時データ	積算データ	運転ON-OFF
		温度、湿度、流量	熱量、電力量	運転時間		温度、湿度、流量	熱量、電力量	運転時間
0:00	0:00	0:00から始まる6個の10minデータの合計値を6で除した平均値を0:00の1時間データとする。	0:00から始まる6個の10minデータの合計値を0:00の1時間データとする。	0:00から始まる6個の10minデータの合計値を6で除した数値を0時台の運転時間とする。 (例:0.5時間)	0:00	0:00から始まる24個の1時間データの合計値を24で除した平均値を1日の平均データとする。なお、運転時間平均とする場合は、運転時間数で除して平均値とする。	0:00から始まる24個の1時間データの合計値を1日の合計データとする。	0:00から始まる24個の1時間データの合計値を1日の合計運転時間とする。
0:10								
0:20								
0:30								
0:40								
0:50								
23:00	23:00	同上	同上	同上				
23:10								
23:20								
23:30								
23:40								
23:50								

15min	1h			1日				
		アナログ		デジタル		アナログ		デジタル
		瞬時データ	積算データ	運転ON-OFF		瞬時データ	積算データ	運転ON-OFF
		温度、湿度、流量	熱量、電力量	運転時間		温度、湿度、流量	熱量、電力量	運転時間
0:00	0:00	0:00から始まる4個の15minデータの合計値を4で除した平均値を0:00の1時間データとする。	0:00から始まる4個の15minデータの合計値を0:00の1時間データとする。	0:00から始まる4個の15minデータの合計値を4で除した数値を0時台の運転時間とする。	0:00	0:00から始まる24個の1時間データの合計値を24で除した平均値を1日の平均データとする。なお、運転時間平均とする場合は、運転時間数で除して平均値とする。	0:00から始まる24個の1時間データの合計値を1日の合計データとする。	0:00から始まる24個の1時間データの合計値を1日の合計運転時間とする。
0:15								
0:30								
0:45								
23:00	23:00	同上	同上	同上				
23:15								
23:30								
23:45								

1.3.2. 1時間データから1日データへの処理

1時間間隔の計測データの1日データへの処理方法も表 1-2 に示すように、瞬時データ（温度、湿度、流量）については0:00から始まる24個のデータの合計値を24で除した値を1日の平均値とする。

積算データ（熱量、電力量）および運転 ON-OFF データ（運転時間）については、0:00 から始まる24個のデータの合計値を1日の合計データとする。

1.3.3. 1日データから1月、1年データへの処理

1日の計測データの1月、1年データへの処理方法は、1時間データを1日データへ処理する方法と同様に、瞬時データ（温度、湿度、流量）については月毎の日数（1年の場合は、年間日数）のデータの合計値を日数で除した値を1月または1年の平均値とする。

積算データ（熱量、電力量）および運転 ON-OFF データ（運転時間）については、月毎の日数（1年の場合は、年間日数）のデータの合計値を1月または1年の合計データとする。

なお、平均値は必要に応じて空調運転時間だけを対象とした平均とする場合もある。

2. I S 施設

2.1.建物概要・空調/蓄熱システム概要

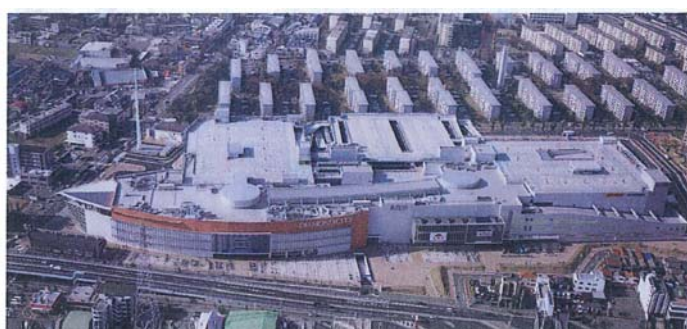
2.1.1. 建物概要と蓄熱システム導入目的

I S 施設の建物概要を表 2-1 に示す。I S 施設は、地上 5 階建ての S・SRC 構造であり、延床面積 171,055m²（中央空調エリア 73,111m²、個別空調エリア 25,190m²、駐車場 72,754m²）の商業施設である。

2004 年 10 月に新築で竣工され、①熱源機器の高効率化、②熱源システムの最適制御により電力量の低減と夜間移行率の向上を図る、③得られたデータを他建物の蓄熱システム（水、氷）に水平展開を行い負荷平準化を図ることを目的として、氷蓄熱システム（ブラインターボ冷凍機：製氷時冷却能力 2,004kW・追掛運転時 2,919kW×2 台、氷蓄熱槽：STL 型 140m³×5 槽）＋冷水インバータターボ冷凍機（氷併用時冷却能力 3,200kW・単独運転時冷却能力 2,620kW×1 台）が導入されている（図 2-1 参照）。

表 2-1 建物概要（I S 施設）

①建物概要	建物名称	I S 施設
	所在地	大阪府堺市
	建物用途	商業施設
	延床面積	171,055m ² (中央空調エリア:73,111m ² 、個別空調エリア:25,190m ² 駐車場:72,754m ²)
	階数規模	地上 5階、地下 0階
	構造	S・SRC造
②空調/蓄熱システム概要	熱源機	BTR 製氷2,004kW 追従2,919kW ×2台 WTR 併用3,200kW 単独2,620kW ×1台
	蓄熱槽	25,056MJ(140m ³) ×5台(ユニット型、STL)
	空調	各階単一ダクト方式＋ファンコイルユニット
	その他	一部ビルマルチエアコン設置
	動機	新設
③蓄熱導入目的	目的	熱源機器の高効率化、最適制御により、消費電力量の低減と夜間移行率の向上を図る。また、得られたデータを他建物の蓄熱システム（水、氷）に水平展開を行い、負荷平準化に寄与する。



(a) 施設外観



(b) 氷蓄熱槽

写真 2-1 I S 施設の外観

データ解析対象範囲

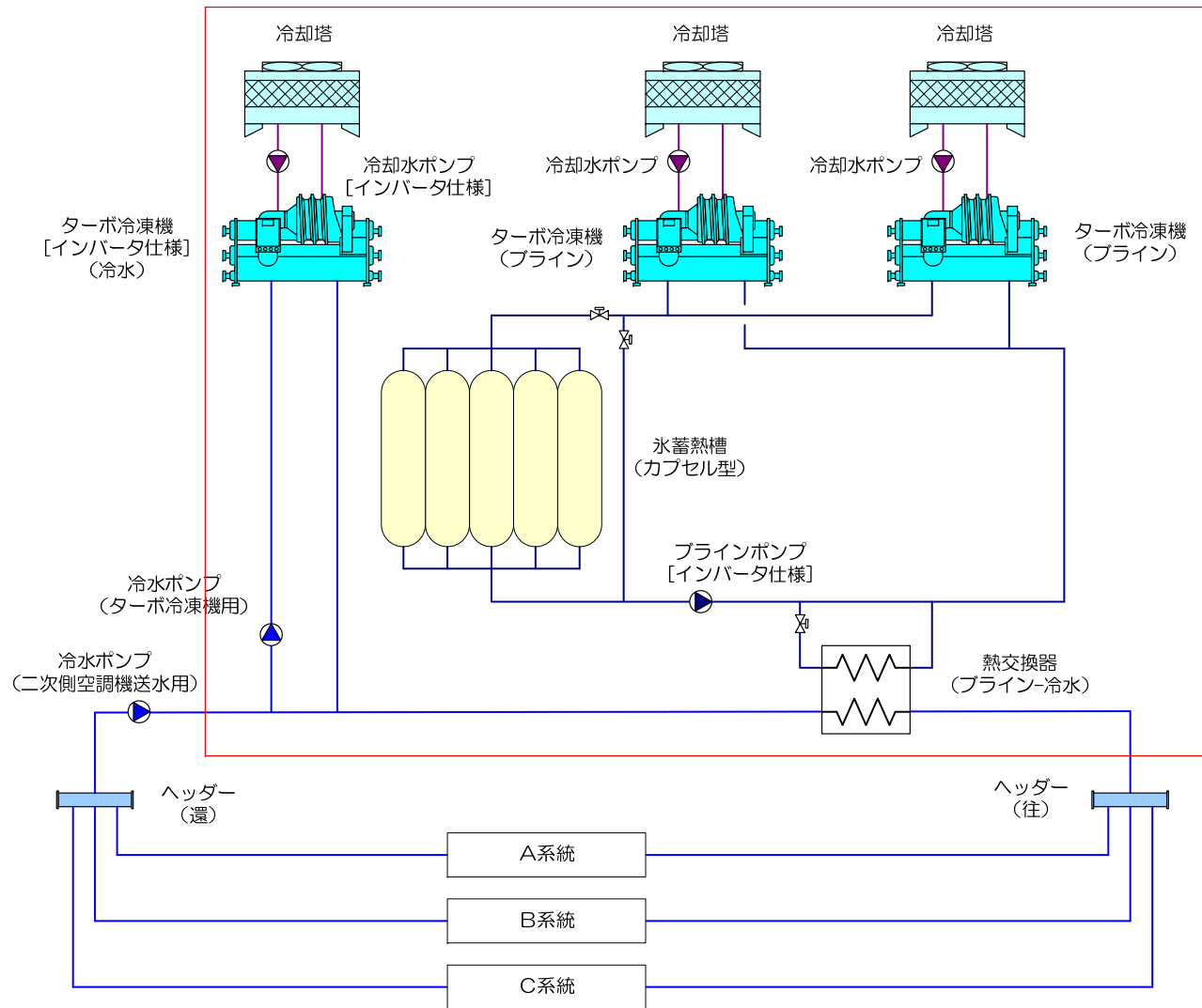


図 2-1 熱源システム

2.1.2. 蓄熱システムの概要

熱源システム(図 2-1 参照)は、ブライントーボ冷凍機、氷蓄熱槽(スタティック型:氷充填率 60%)、冷水インバーターボ冷凍機、冷却塔、熱交換器(ブライナー冷水)、各種ポンプから成る。各機器の仕様を表 2-2 に示す。氷蓄熱槽は立体駐車場スロープ中央部のデッドスペースに配置することで省スペース化を図っている。施設全体は年間冷房要求であり、本システムの中央熱源系統は冷房専用としている。システムを補完するために、エントランス部の外乱や時間外営業に対応可能なように個別熱源として電気式ヒートポンプエアコンを設けている。

なお、本熱源システムは、事業主が安全かつ円滑に施設運営を行い、オペレーションコストの低減を主眼とし、常時 1~2 名で施設運営可能となっている。

表 2-2 熱源機器仕様

機器名称	台数	仕様
ブライントーボ冷凍機	2	高効率定速型 蓄熱運転時: 2,004kW(ブライン温度 -2.0°C → -5.0°C) 追掛運転時: 2,919kW(ブライン温度 11.4°C → -7.0°C)
水冷ターボ冷凍機	1	高効率インバーター型 昼間冷房時: 3,200kW(冷水温度 17.0°C → 12.0°C) 夜間冷房時: 2,620kW(冷水温度 11.0°C → 7.0°C)
氷蓄熱槽	5	密閉円筒型 槽容積: 140m ³ (25,056MJ) 蓄冷温度: -5.0°C / -2.0°C 放冷温度: 7.0°C / 5.0°C
冷却水ポンプ(BTR用)	2	片吸込渦巻型 10,135L/min × 0.222MPa × 55.0kW
冷却水ポンプ(WTR用)	1	片吸込渦巻型 9,103L/min × 0.192MPa × 45.0kW
ブラインポンプ	3	片吸込渦巻型 10,398L/min × 0.44MPa × 110.0kW
冷水一次ポンプ	1	片吸込渦巻型 9,172L/min × 0.137MPa × 30.0kW
冷却塔(BTR用)	2	開放式白煙防止超低騒音型 蓄熱運転時: 2,546kW(外気湿球温度 25.5°C) 追掛運転時: 3,535kW(外気湿球温度 27.0°C)
冷却塔(WTR用)	1	開放式白煙防止超低騒音型 冷房運転時: 3,684kW(外気湿球温度 27.0°C)
熱交換器	2	プレート式(ブライン/水) 伝熱面積: 685.5m ² 冷却能力: 5,359kW

熱源システムの運転回路を図 2-3 (夜間運転: 22:00~8:00) と図 2-4 (昼間運転: 8:00~22:00) に示す。

夜間(22:00~8:00)は、ブライントーボ冷凍機でブラインを冷却(-2~-5°C)し、氷蓄熱槽へ送り、氷蓄熱槽内の球形カプセル内の冷媒を冷却し製氷させる(図 2-2 参照)。二次側空調機は、23:00頃まで運転されているため、22:00~23:00は冷水インバーターボ冷凍機にて冷水を冷却し、冷房負荷を賄っている。

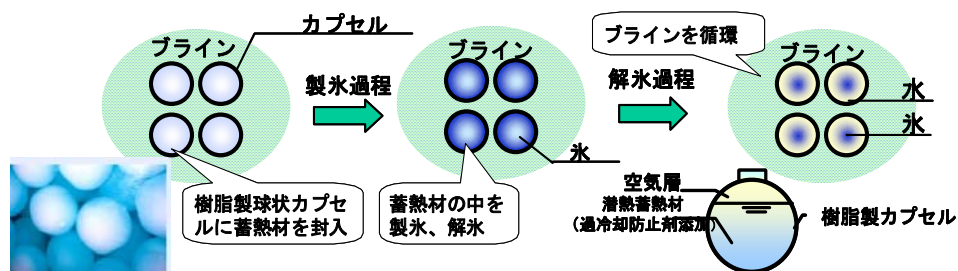


図 2-2 カプセル型氷蓄熱のしくみ

昼間(8:00～22:00)は、氷蓄熱槽内のカプセル内氷で冷却されたブラインを取り出し(図 2-2 参照)、熱交換器へ送る。この時、ブライン温度が低すぎる場合は、氷蓄熱槽をバイパスした温度が高めのブラインと混合させ、所定の温度(5℃)となるように制御される。熱交換器ではブラインと冷水(冷水インバータターボ冷凍機で予冷されている)の熱交換を行い、冷水は所定の温度(7℃)で二次側空調機へ送水される。氷蓄熱槽内の残蓄熱量を把握し、残蓄熱量によりブラインターボ冷凍機の追掛運転判断が行われる。ブラインターボ冷凍機は、ブライン出口温度が5℃程度で運転され、製氷運転時より高いため、COPが高い運転となっている。

冷水インバータターボ冷凍機は、熱交換器(ブライン-冷水熱交換)と直列で接続され、二次側空調機からの戻り冷水を12℃程度まで予冷する。冷水インバータターボ冷凍機は、部分負荷特性が良いが冷却水温度によって最高COPとなる負荷率が変化するため、その時点で最高COPとなる負荷率で運転するように制御を行っている。

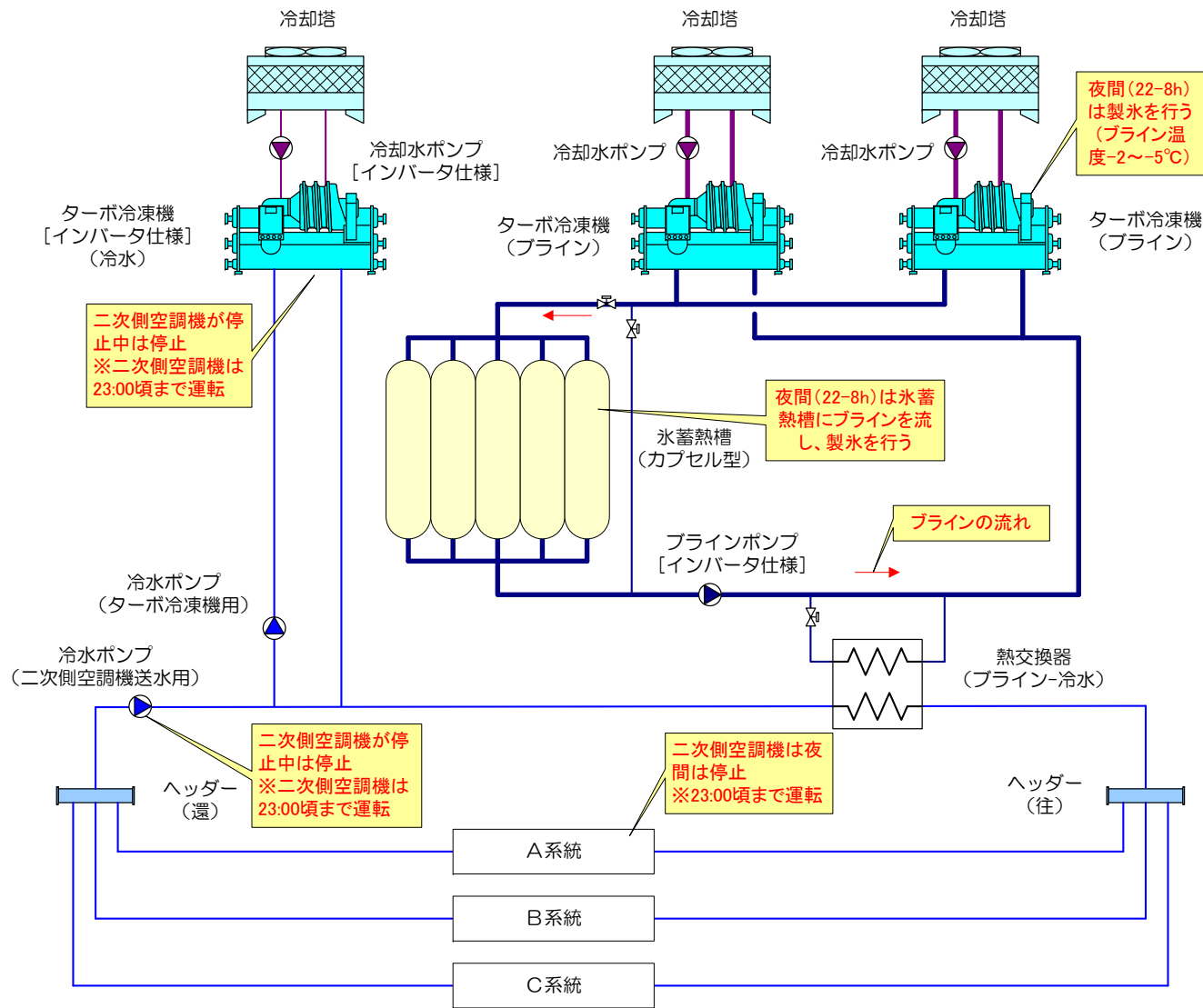


図 2-3 熱源システムの夜間運転回路

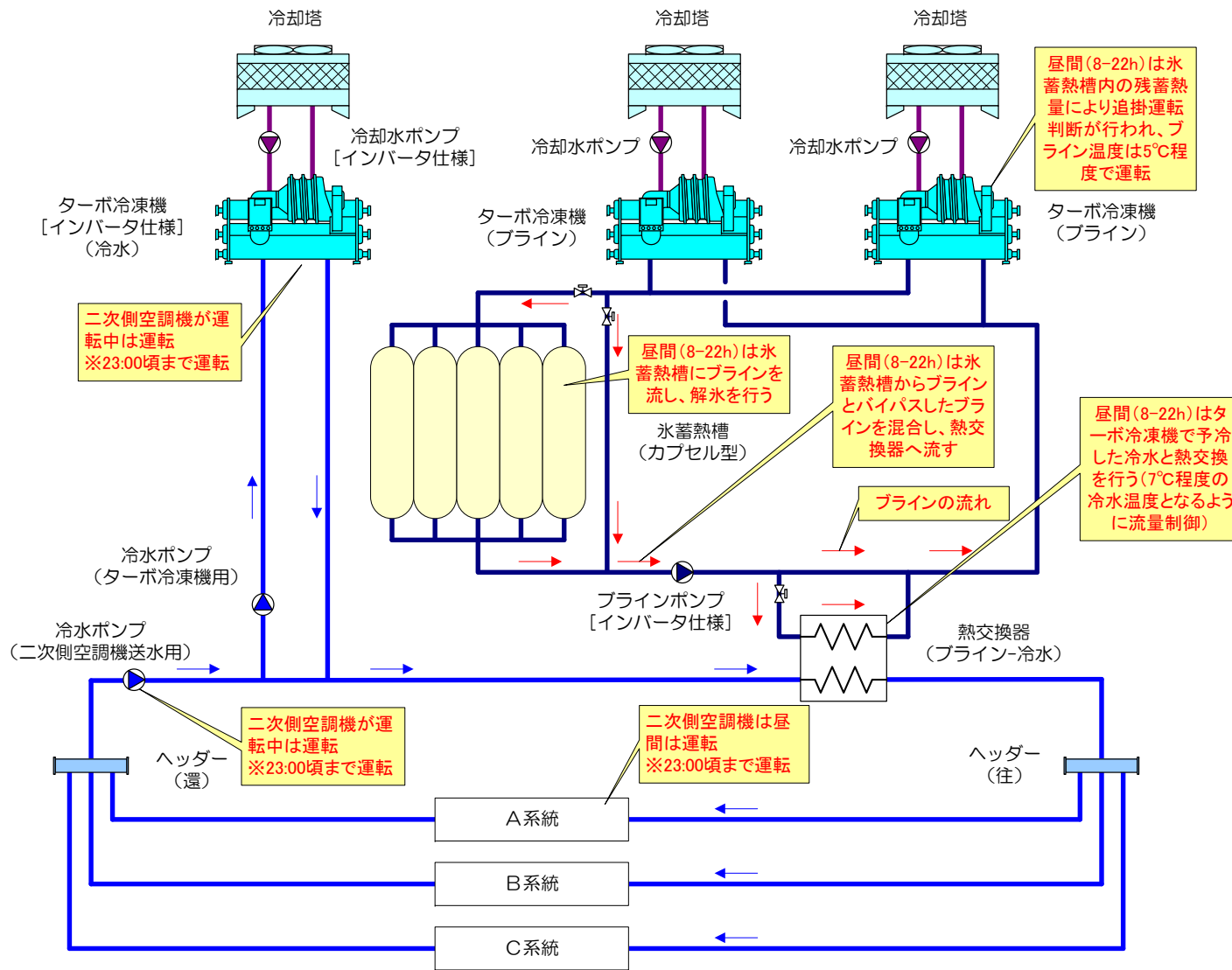


図 2-4 熱源システムの昼間運転回路

2.2.計測データ・データ分析による設備の運転状況調査結果

2.2.1. 計測データについて

I S施設の計測データは2009/1/1～2009/12/31の1hデータであり、先述のように空衛学会「SHASE-M 0007-2005 設備システムに関するエネルギー性能計測マニュアル」に準拠して処理した。

また、本施設の中央熱源システムは年間冷房用であるが、補完空調として電気式ヒートポンプエアコンが導入されているが、それらの系統の電力量を個別で計測は行っていないため、本分析は中央式空調システム（中央熱源空調エリア延床面積 73,111m²）の分析と建物全体のエネルギー消費分析（一次エネルギー消費量、CO₂排出量）となっている。

分析に使用した計測データ内容を表 2-3 に示す。

表 2-3 分析に使用した計測データ内容

機器・場所	機器番号	計測項目	単位
外気		外気温度	瞬時 °C
蓄熱槽		蓄熱槽ブライン出口温度	瞬時 °C
蓄熱槽		蓄熱槽ブライン入口温度	瞬時 °C
熱源機	BTR-1	ブライン出口温度	瞬時 °C
熱源機	BTR-1	ブライン入口温度	瞬時 °C
熱源機	BTR-2	ブライン出口温度	瞬時 °C
熱源機	BTR-2	ブライン入口温度	瞬時 °C
熱源機(二次側送水)	WTR-1	冷水出口温度	瞬時 °C
熱源機	WTR-1	冷水入口温度	瞬時 °C
熱交換器	HEX-1	冷水出口温度	瞬時 °C
熱交換器	HEX-2	冷水出口温度	瞬時 °C
熱源機	BTR-1	ブライン流量	瞬時 m ³ /h
熱源機	BTR-2	ブライン流量	瞬時 m ³ /h
熱源機	WTR-1	冷水流量	瞬時 m ³ /h
ブラインポンプ	BP-1	電力量	差分積算 kWh
ブラインポンプ	BP-2	電力量	差分積算 kWh
ブラインポンプ	BP-3	電力量	差分積算 kWh
冷却水ポンプ	CDP-1	電力量	差分積算 kWh
熱源機	BTR-1	電力量	差分積算 kWh
冷却塔(ファン)	CT-1	電力量	差分積算 kWh
冷却水ポンプ	CDP-2	電力量	差分積算 kWh
熱源機	BTR-2	電力量	差分積算 kWh
冷却塔(ファン)	CT-2	電力量	差分積算 kWh
冷却水ポンプ	CDP-3	電力量	差分積算 kWh
熱源機	WTR-1	電力量	差分積算 kWh
冷却塔(ファン)	CT-3	電力量	差分積算 kWh
冷水一次ポンプ	CP-5	電力量	差分積算 kWh
外気		外気湿度	瞬時 %RH
熱源機	BTR-1	冷却水出口温度	瞬時 °C
熱源機	BTR-1	冷却水入口温度	瞬時 °C
熱源機	BTR-2	冷却水出口温度	瞬時 °C
熱源機	BTR-2	冷却水入口温度	瞬時 °C
熱源機	WTR-1	冷却水出口温度	瞬時 °C
熱源機	WTR-1	冷却水入口温度	瞬時 °C
熱源機	BTR-1	生産熱量	差分積算 MJ
熱源機	BTR-2	生産熱量	差分積算 MJ
熱源機	WTR-1	生産熱量	差分積算 MJ
蓄熱槽		蓄熱量	未使用 MJ
蓄熱槽		放熱量	未使用 MJ
建物全体		電力量	差分積算 kWh

2.2.2. 負荷平準化機器設備の運転管理状況

(1). 冷房負荷

1). 月別冷房負荷

2009年1月から12月の中央熱源システムの月別冷房負荷を図2-5に示し、月別冷房負荷の降順ソート図（冷房負荷を多い月から順に並べた図）を図2-6に示す。

中央熱源システムの年間合計冷房負荷は14,541MWh/年で、7と8月が多く2,200MWh/月程度（それぞれ全体の15%）となっている。冬期でも500～600MWh/月の冷房負荷があり、最も少ない2月において515MWh/月（全体の3.5%）となっている。各月の冷房負荷は概ね平均外気温と相関している。

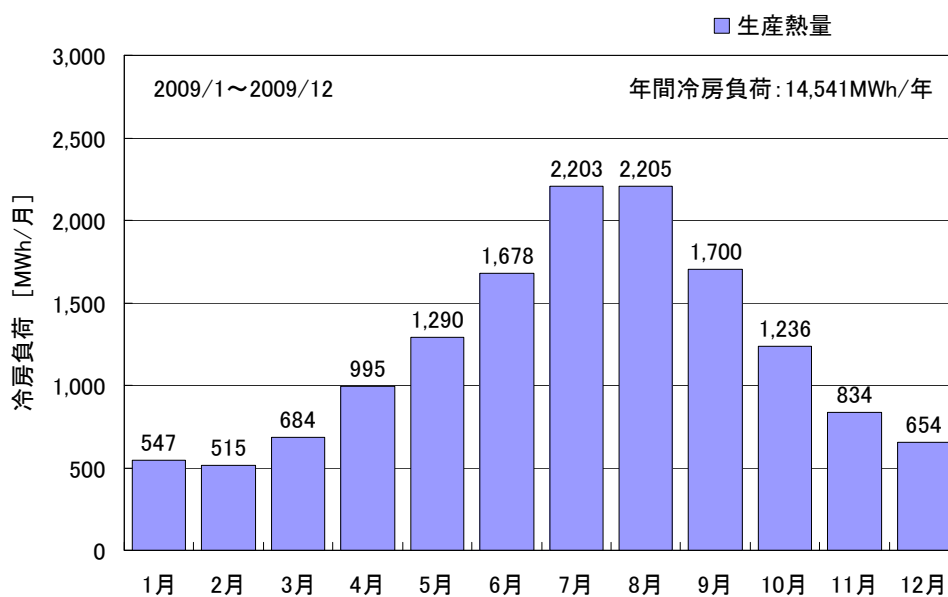


図 2-5 月別冷暖房負荷

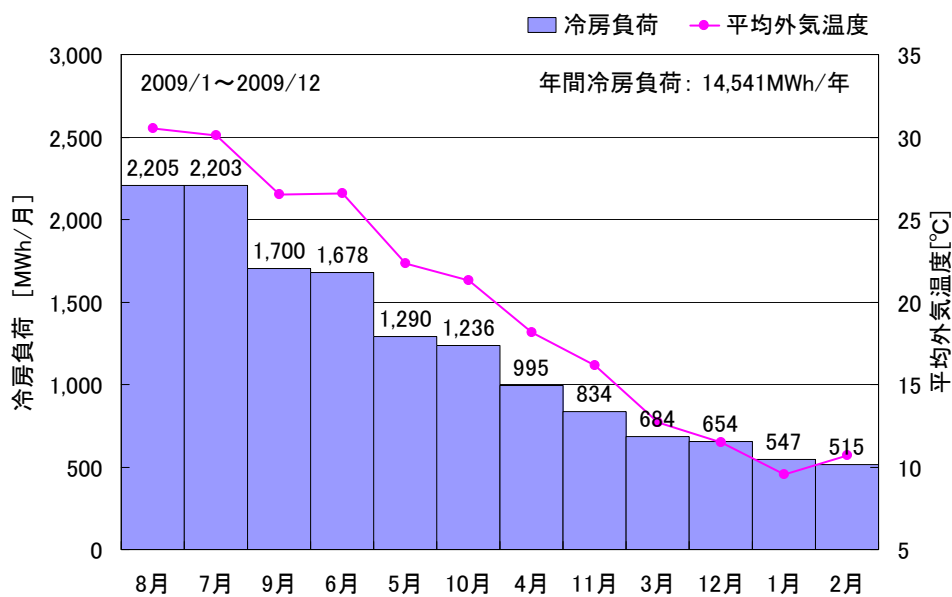


図 2-6 月別冷房負荷（降順ソート）

2).時刻別冷房負荷

2009/1/1～2009/12/31の中央熱源系統の時刻別冷房負荷を図2-7に示す。中央熱源系統の最大冷房負荷は6,751kWであり、中央空調エリア面積73,111m²に対して、単位面積当たりの冷房負荷は92.3W/m²となっている。空気調和衛生工学会発行「コージェネレーションシステム計画・設計と評価」に示されている冷房負荷データ140kWh/m²年に比較すると若干小さくなっている。

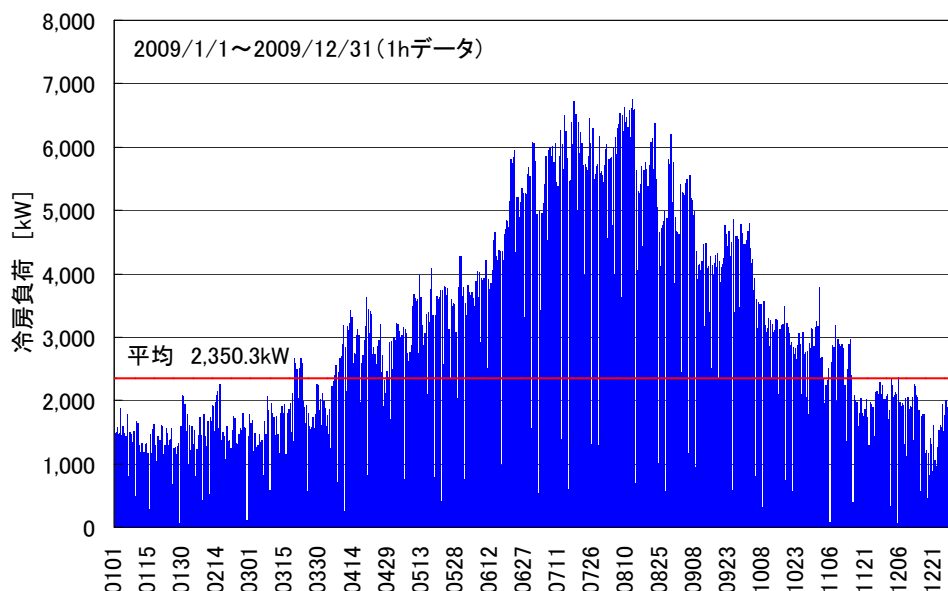


図 2-7 時刻別冷房負荷

中央熱源系統の時刻別冷房負荷の降順ソート図（時刻別冷房負荷を大きいから順に並べた図）を図2-8に示す。冷房負荷の発生時間数は年間で5600h/年程度となっている。時間平均冷房負荷は2,350kW [最大冷房負荷6,751kWの35%]である。

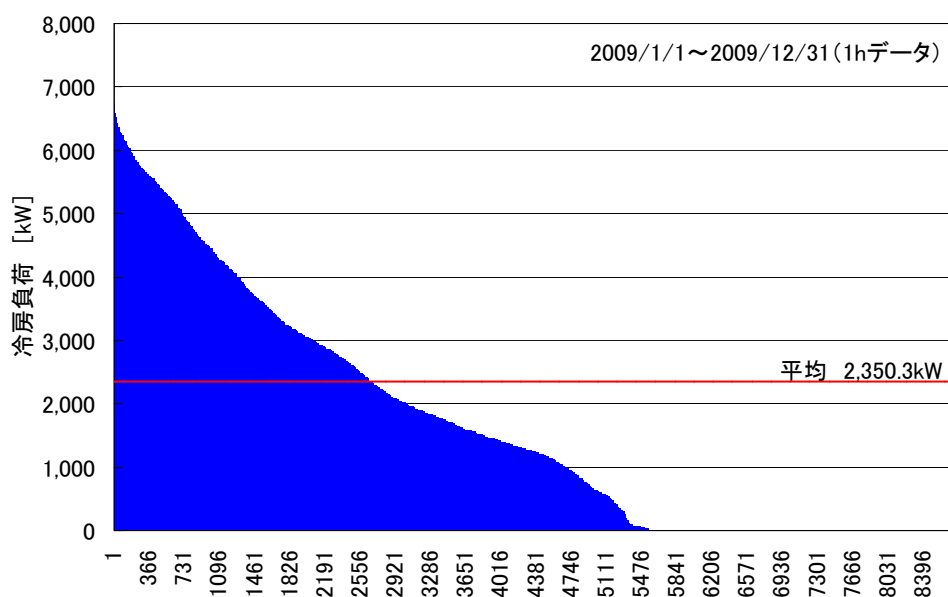


図 2-8 時刻別冷房負荷（降順ソート）

(2). 熱源設備の運転状況

1). 日別熱源機器生産熱量の推移

2009/1/1～2009/12/31 の蓄熱システムの熱源機器（ブラインターボ冷凍機：BTR-1 は1号機、BTR-2 は2号機、冷水インバータターボ冷凍機 WTR-1）の日合計生産熱量を図 2-9 に示す。図 2-9 では、熱源1台ごとの生産熱量を昼夜別（夜：22:00～8:00、昼：8:00～22:00）に示している。

また、図 2-10 に水冷ブラインチラーの日合計生産熱量の降順ソートを示す。

4月～11月上旬は、夜間に2台のブラインターボ冷凍機が製氷運転を行い、昼間は盛夏時期（7月～8月）を除き、冷水インバータターボ冷凍機だけが追掛運転を行っている。盛夏時期（7月～8月）はBTR-1 および BTR-2 も追掛運転を行っている。

年間を通じて冷水インバータターボ冷凍機が夜間に運転を行っているが、これは二次側空調機が23:00頃まで運転を行っており、ブラインターボ冷凍機が製氷運転専用となるため、冷水インバータターボ冷凍機で冷房負荷を賄っていることを示している。1～3月、11月中旬～12月では冷房負荷はすべて氷蓄熱で賄われている。

日合計冷房生産熱量は、最大で78,561kWh/日（2009/8/12）となっており、この日のブラインターボ冷凍機の運転時間は16時間、冷水インバータターボ冷凍機の運転時間は14時間となっている。（後述の図 2-11 参照）

生産熱量の夜間移行率（昼夜合計生産熱量に対する夜間生産熱量の比率）は、年間で71%となっている。詳細は後述する。

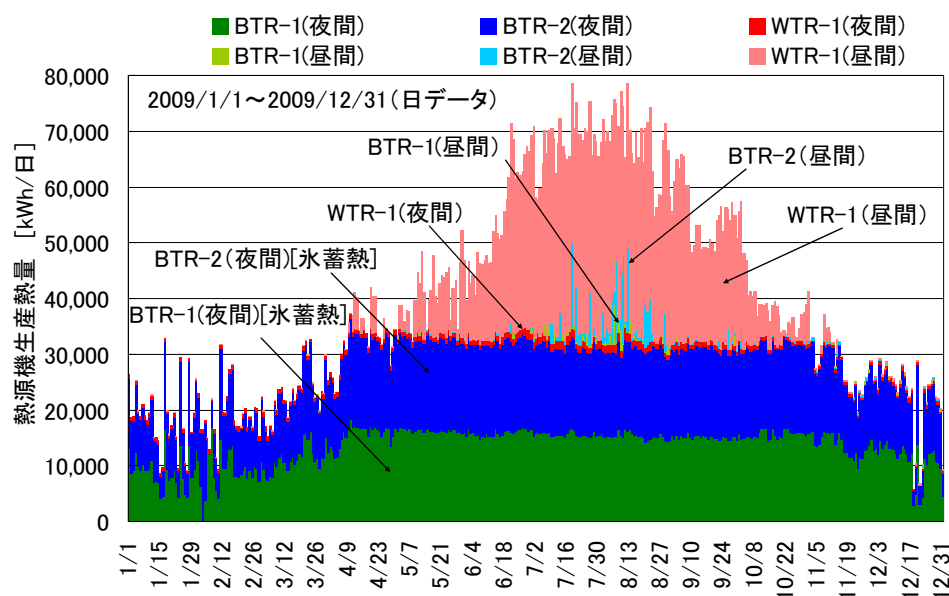


図 2-9 日別熱源機器生産熱量（熱源機別、昼夜別）

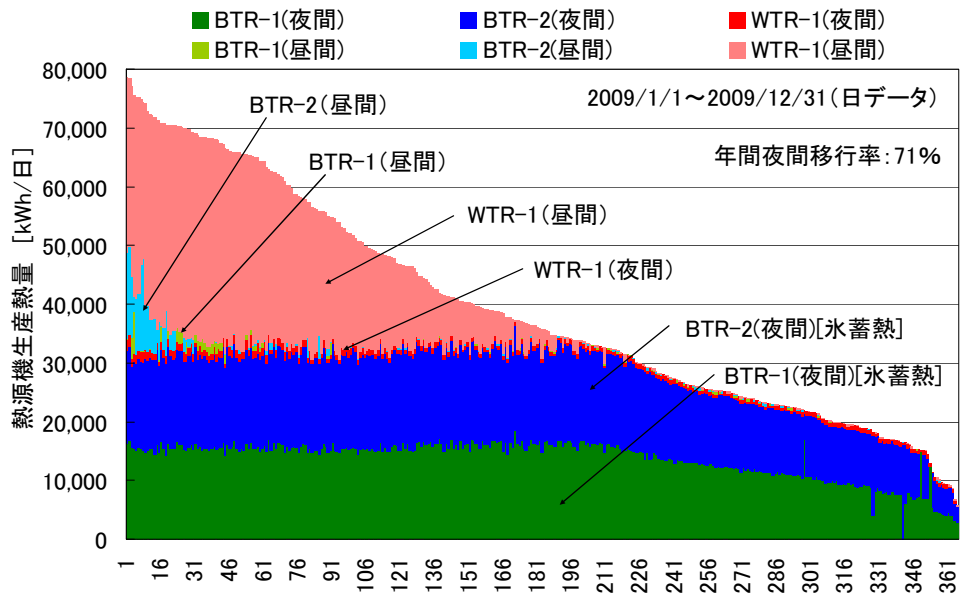


図 2-10 日別熱源機器生産熱量 (降順ソート・熱源機別、昼夜別)

2).代表日の運転状況

(a) 蓄熱バランス図

2009年の日積算冷房負荷の最大日(2009/8/12)の蓄熱バランス図を図2-11に示し、熱源機の時刻別電力量と機器単体COPを図2-12に示す。

この日の外気温度は35.3℃(14時)であり非常に暑い日であり、2009年の最大冷房負荷6,751kWが16時に発生した。また、日合計冷房負荷は80,726kWh/日であった。

ブライントーボ冷凍機2台による製氷運転(蓄熱運転)は22時から6時まで行われ、10時から15時にブライントーボ冷凍機1台が追掛運転を行っている。また、冷水インバーターターボ冷凍機は9時から22時まで運転している。

この日の熱負荷夜間移行率(=製氷時生産熱量÷日合計生産熱量として算出)は41%となっており、設計想定値33%より高くなっている。これは設計ピーク負荷に対して実際のピーク負荷が小さかったためである。

夜間の製氷運転時のブライン温度は最低-6.1℃(冷却水入口温度27.7℃)であり、一方、昼間のブライントーボ冷凍機追掛運転時は、氷蓄熱槽の低温ブラインと混合させて熱交換器にブラインを供給して冷水の冷却を行っているため、追掛運転時のブライントーボ冷凍機出口ブライン温度を製氷時より高くできる(4.3~6.1℃)ことより、熱源機冷却能力が大きくなり、熱源機単体COPも製氷運転時の4.0程度に対して、追掛運転時は4.3程度と高くなっている(熱源機単体COPの詳細は後述)。

また、二次側空調機からの戻り冷水を冷水インバーターターボ冷凍機でプレクールした後に、熱交換器(ブライン-冷水)で冷水をさらに冷却する直列運転となっているため、冷水インバーターターボ冷凍機のCOPは非常に高く、6.0~7.4となっている。

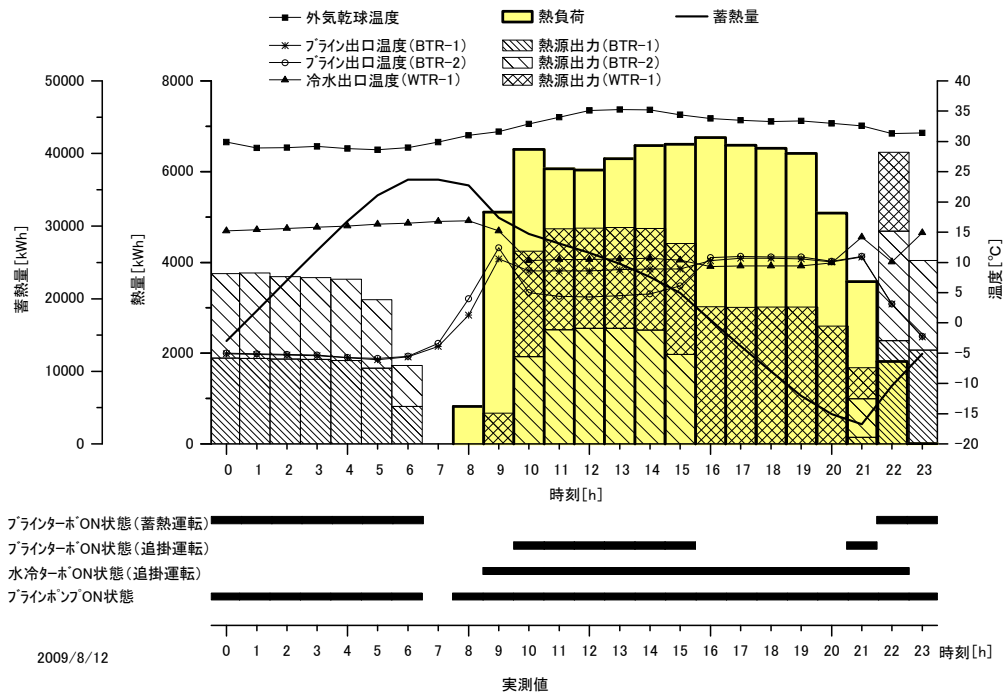


図 2-11 蓄熱バランス図 (夏期代表日)

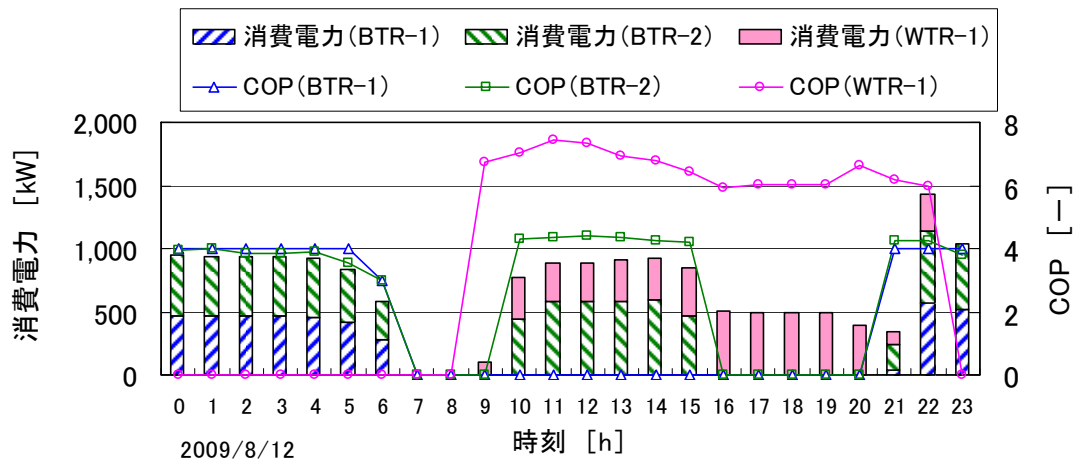


図 2-12 時刻別熱源機電力量と熱源機単体 COP (夏期代表日)

(b) 冷却水温度と冷水温度

日積算冷房負荷の最大日 (2009/8/12) おける蓄熱システムの時刻別の熱源機出口ブライン温度・冷水温度 (図 2-11 と同値) と熱源機入口冷却水温度および二次側空調機へ送水している冷水温度を図 2-13 に示す。

ブラインターボ冷凍機入口冷却水温度は、夜間の製氷時は 28~30°C 程度と低めに運転制御されている。また、冷水インバーターボ冷凍機の出口冷水温度は 10°C 程度と高くなっており、二次側空調機への冷水送水温度は 7.0°C で安定している。

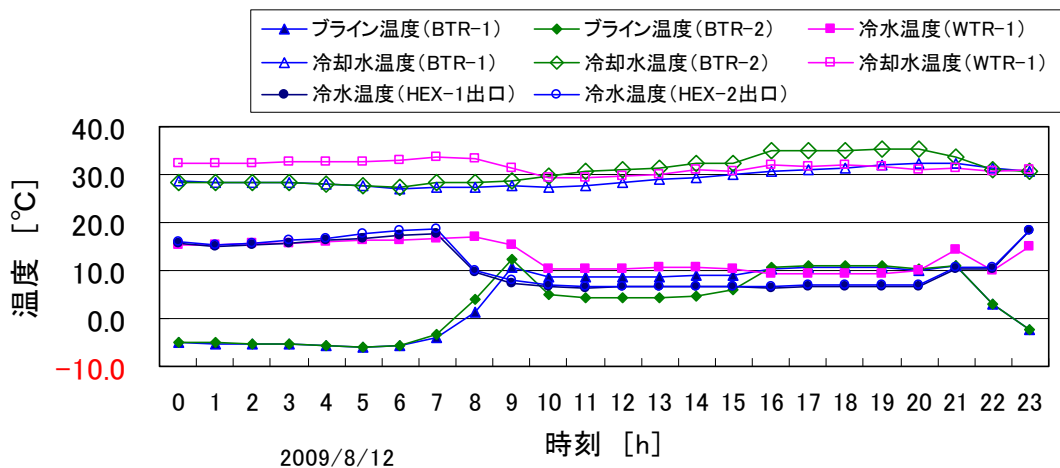


図 2-13 時刻別熱源機ブライン・冷却水温度及び冷水温度 (夏期代表日)

2.2.3. 負荷平準化機器設備におけるピークシフト・ピークカット電力の推移及び定量的分析

(1). 電力デマンド低減効果

最大冷房負荷日（2009/8/12）の建物全体の時刻別電力量と蓄熱システムにより夜間に移行された電力量を図 2-14 に示す。

蓄熱システムにより熱源機の運転を夜間にシフトさせ、高効率な冷水インバーターボ冷凍機の運転により 12～17 時の電力デマンドは 7,930～8,500kWh/h 程度となっており、電力デマンド低減が図られている。（図 2-14 の青色ハッチング部分が夜間にシフトされた電力量を示している。）

※青色ハッチング部分の夜間移行電力量は、蓄熱利用量を昼間の熱源機平均 COP で除して算出している。

蓄熱システムを導入したことにより、建物全体の時刻別電力量が夜間に移行された割合を示す夜間電力移行率（図 2-14 の折線：シフト率＝夜間移行電力量÷受電電力量）に関しては、日平均で 6%程度となっている。

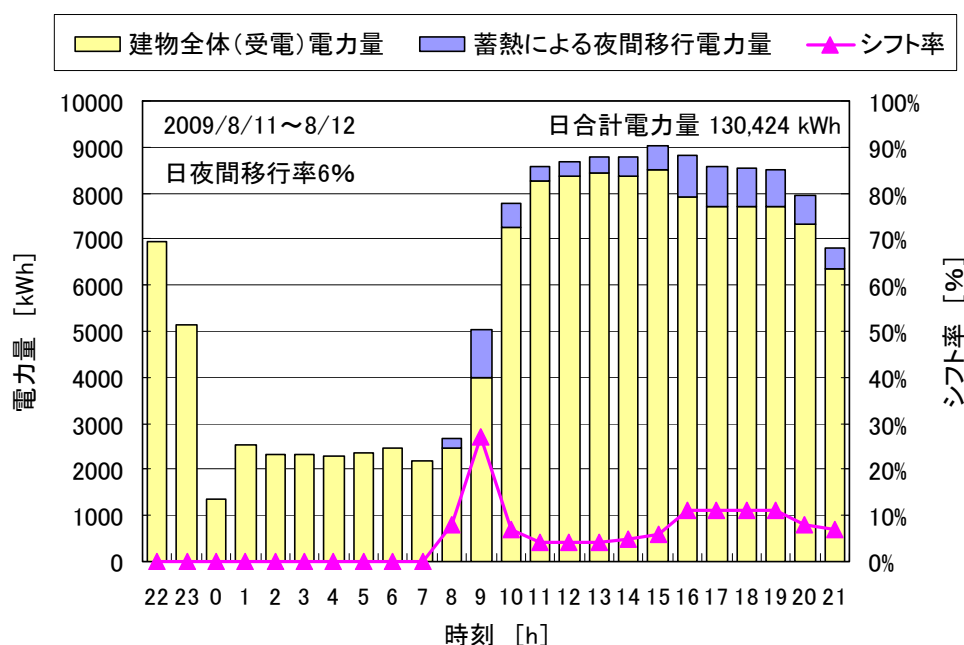


図 2-14 最大冷房負荷日の電力デマンドの推移

図 2-15 に 2009 年の最大冷房負荷日（2009/8/12）の 13:00～16:00 の商用電力系統の最大電力発生時刻におけるピークカット電力を示す。

蓄熱システム導入により、建物全体の電力デマンドは 15 時において 524kW 低減し、電力のピークカット率は 6%（＝15 時のピークカット電力 524kW÷蓄熱を導入しなかった場合の建物全体の受電電力 9,024kW）となっている。

なお、この日の建物全体電力量に対する電力夜間移行率は、9.0%（＝熱源機器夜間消費電力量 11,772kWh/日÷建物全体日合計電力量 130,304kWh/日）となっている。負荷平準化機器導入計画時の建物全体電力量に対する電力夜間移行率想定は、電力ピーク日で 8.8%であり、想定と同等の効果をあげている。

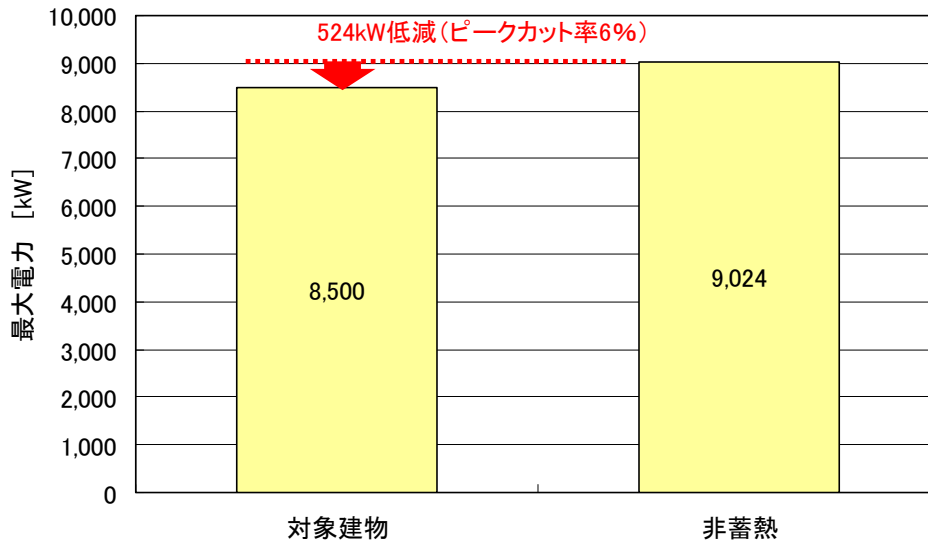


図 2-15 最大冷房負荷日のピークカット電力

(2). 月別夜間移行率

1). 電力夜間移行率

表 2-4 と図 2-16 に建物全体電力量に対する月別電力夜間移行率を示し、表 2-5 と図 2-17 に熱源機電力量に対する月別電力夜間移行率を示す。

建物全体電力量に対する月別電力夜間移行率は、蓄熱システムの導入による建物全体電力量の夜間移行の割合を示す指標であり、年間平均で8%となっている。なお、中間期と冬期は、冷房負荷が少なくなり、蓄熱システムによる夜間移行電力量が小さくなるため、建物全体の電力夜間移行率は夏期より小さい値となる。

一方、熱源機電力量に対する月別電力夜間移行率は、冷房負荷の多い夏期は熱源機が昼間に追掛運転を行うため小さくなり、冷房負荷の少ない中間期では蓄熱で冷房負荷をほとんど賄うため夜間移行率は高くなっている。年間平均では78%と高い値となっている。

表 2-4 月別電力夜間移行率（建物全体電力量に対して）

	建物全体(受電)電力量	熱源システム夜間電力量	建物全体-熱源システム夜間電力量	電力夜間移行率
	MWh	MWh	MWh	%
1月	2,924	158	2,766	5%
2月	2,590	146	2,443	6%
3月	2,889	194	2,695	7%
4月	2,930	276	2,655	9%
5月	3,190	323	2,867	10%
6月	3,328	329	2,999	10%
7月	3,755	352	3,403	9%
8月	3,812	346	3,465	9%
9月	3,354	319	3,035	10%
10月	3,137	308	2,828	10%
11月	2,845	237	2,608	8%
12月	2,838	182	2,656	6%
合計	37,591	3,171	34,420	8%

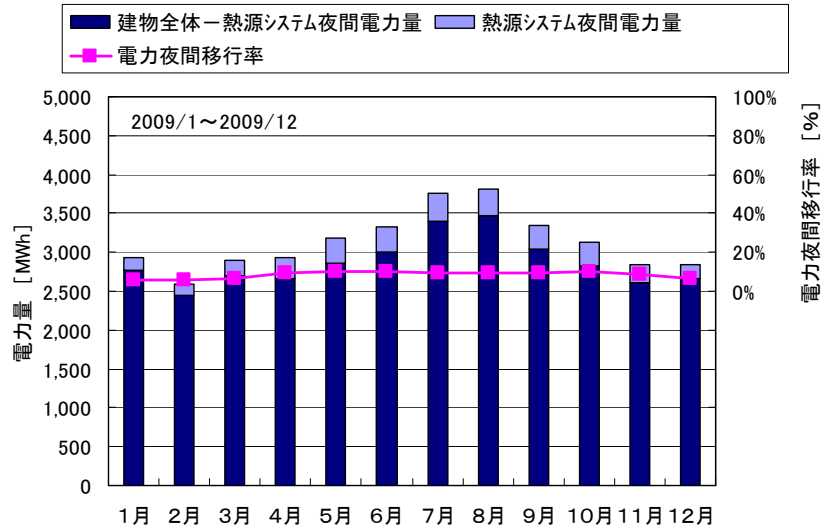


図 2-16 月別電力夜間移行率 (建物全体電力量に対して)

表 2-5 月別電力夜間移行率 (熱源機電力量に対して)

	熱源システム電力量	熱源システム夜間電力量	熱源システム昼間電力量	熱源電力夜間移行率
	MWh	MWh	MWh	%
1月	165	158	7	96%
2月	153	146	7	95%
3月	202	194	8	96%
4月	290	276	15	95%
5月	367	323	44	88%
6月	450	329	121	73%
7月	591	352	239	60%
8月	593	346	247	58%
9月	447	319	128	71%
10月	353	308	45	87%
11月	252	237	15	94%
12月	193	182	11	94%
合計	4,056	3,171	885	78%

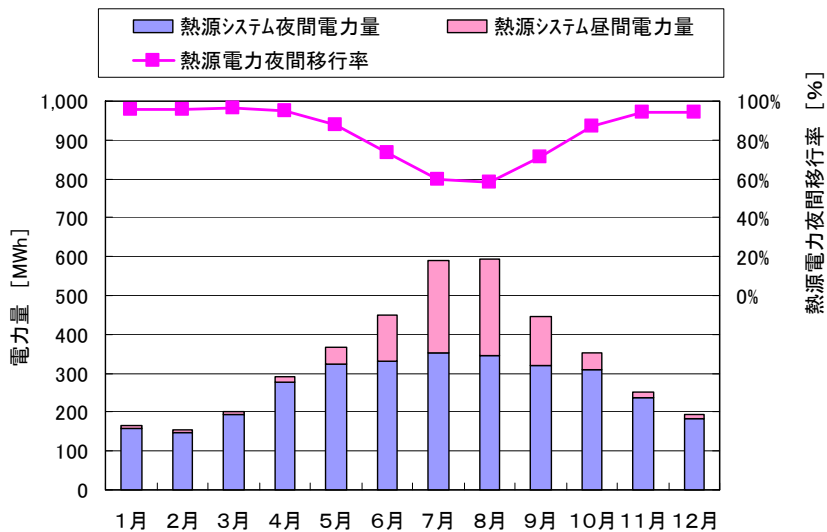


図 2-17 月別電力夜間移行率 (熱源機電力量に対して)

2).熱負荷夜間移行率

表 2-6 と図 2-18 に月別熱負荷夜間移行率を示す。月別熱負荷夜間移行率は、熱源機の運転において蓄熱量でどれだけの冷房負荷が賅われたかを示す指標であり、月別電力夜間移行率と同様に、冷房負荷の多い夏期は熱源機が昼間に追掛運転を行うため小さくなり、冷房負荷の少ない中間期では蓄熱で冷房負荷をほとんど賅うため夜間移行率は高くなる。

本施設の月別熱負荷夜間移行率は、盛夏期の7・8月は47～48%であるが、中間期と冬期は82～100%であり、年間平均では71%となっており、適正な運転が行われている。

表 2-6 月別熱負荷夜間移行率

	生産熱量 (夜間)	生産熱量 (昼間)	生産熱量 (合計)	夜間移行率 (熱量)
	MWh	MWh	MWh	%
1月	575.9	2.3	578.2	100%
2月	526.3	2.5	528.7	100%
3月	713.3	3.4	716.7	100%
4月	952.3	49.7	1,001.9	95%
5月	1,036.5	234.0	1,270.4	82%
6月	995.5	640.8	1,636.2	61%
7月	1,011.2	1,094.3	2,105.5	48%
8月	994.4	1,116.1	2,110.5	47%
9月	952.8	690.0	1,642.9	58%
10月	992.3	223.7	1,216.1	82%
11月	821.7	37.6	859.3	96%
12月	680.8	16.4	697.2	98%
合計	10,253.0	4,110.6	14,363.6	71%

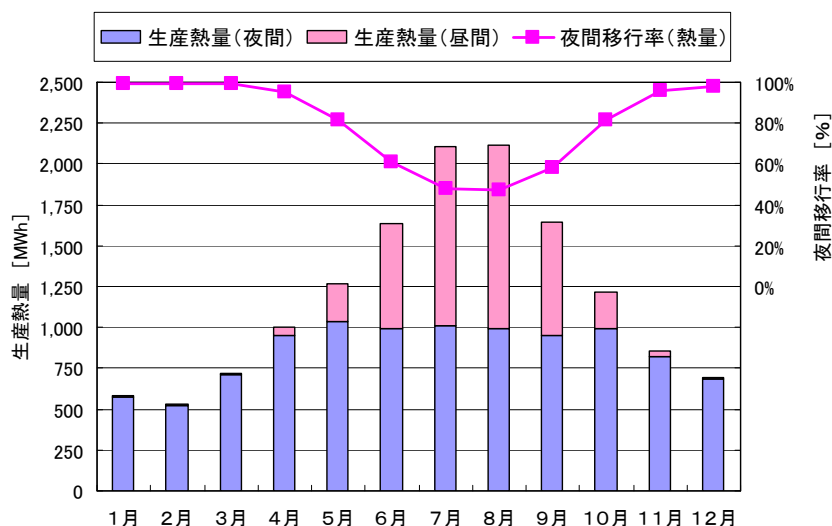


図 2-18 月別熱負荷夜間移行率

2.2.4. CO2 削減効果の推移及び定量的分析結果

(1). 熱源機単体 COP の推移

1). 月別熱源機単体 COP

(a) ブラインターボ冷凍機

表 2-7 と図 2-19 に月別、昼夜別のブラインターボ冷凍機単体 COP [2 台の平均 COP] を示す。月別のブラインターボ冷凍機単体 COP は、夏期 7・8 月では 3.8 程度であるが、中間期と冬期では 4.5～5.2 と高くなっており、年間平均で 4.5 となっている。

夜間蓄熱時（製氷運転）の熱源機単体 COP は 7～9 月は 3.9 程度、中間期と冬期では 4.5～5.2 であり、年間平均で 4.5 となっている。7～9 月以外の COP が高くなっている要因は、ブラインターボ冷凍機の冷却水温度が低めになるように運転制御されているためである。

昼間追掛運転時の熱源機単体 COP は年間平均 3.1 と低くなっているが、これは昼間運転時では部分負荷運転が多く、また起動・停止時の運転時間が多くなっていることによるものと考えられる（図 2-22 参照）。しかし、昼間追掛運転時間は全運転時間に対して非常に少ないため、夜間製氷時の COP と全日平均 COP が同程度の値となっている。

表 2-7 月別熱源機単体 COP (ブラインターボ冷凍機)

	熱源単体COP	熱源単体COP (夜間)	熱源単体COP (昼間)
	—	—	—
1月	5.02	5.03	0.00
2月	4.98	4.99	0.00
3月	5.13	5.14	0.00
4月	4.87	4.87	0.00
5月	4.50	4.51	0.00
6月	4.17	4.18	2.84
7月	3.79	3.91	2.69
8月	3.84	3.92	3.35
9月	4.11	4.13	3.19
10月	4.53	4.54	0.00
11月	4.91	4.92	0.00
12月	5.21	5.23	0.00
平均	4.45	4.50	3.14

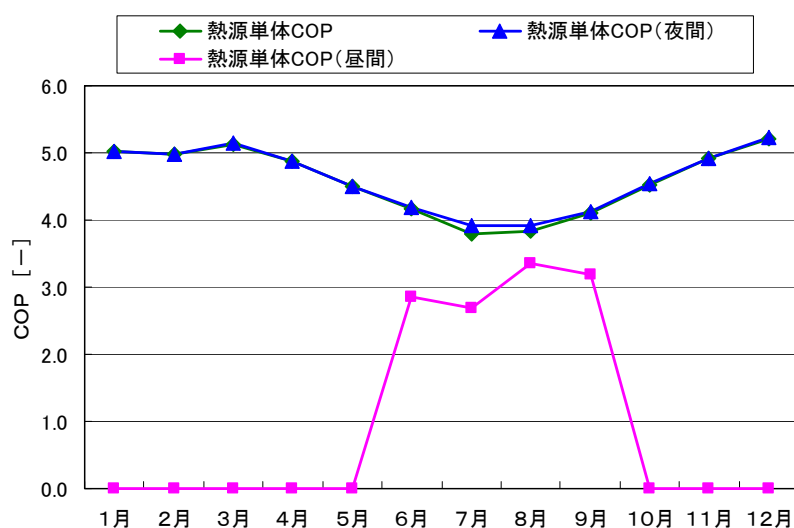


図 2-19 月別熱源機単体 COP (ブラインターボ冷凍機)

(b) 冷水インバータターボ冷凍機

表 2-8 と図 2-20 に月別、昼夜別の冷水インバータターボ冷凍機単体 COP を示す。月別の冷水インバータターボ冷凍機単体 COP は、夏期 7・8 月では 6.6 程度であり、中間期と冬期ではさらに高く 8.4～11.7 となっており、年間平均で 7.6 となっている。

夜間 COP は 22:00～0:00 の運転 COP であり、昼間 COP は 10:00～22:00 の運転 COP を示しているが、年間平均は同程度の値となっている。なお、中間期の昼間 COP は 10～13 と非常に高くなっている。

夏期より中間期と冬期の COP が高くなっている要因は、冷水インバータターボ冷凍機の冷却水温度が低めになるように運転制御されていることと、冷水インバータターボ冷凍機は部分負荷運転時の COP が高く、特に冷却水温度が低めに制御されることで、一層 COP が向上する特性を有しており、中間期と冬期は部分負荷運転で運転されているためである。なお、冷水インバータターボ冷凍機の冷却水温度や定格能力に対する冷却能力比と COP の関係については後述する。

表 2-8 月別熱源機単体 COP (冷水インバータターボ冷凍機)

	熱源単体COP	熱源単体COP (夜間)	熱源単体COP (昼間)
	—	—	—
1月	8.87	9.34	0.00
2月	8.42	8.90	0.00
3月	8.61	9.03	0.00
4月	11.68	9.70	12.87
5月	11.35	8.87	11.70
6月	7.98	7.10	8.03
7月	6.51	6.40	6.52
8月	6.68	6.34	6.69
9月	8.51	7.14	8.59
10月	10.14	8.43	10.33
11月	8.82	8.86	8.80
12月	8.68	9.48	0.00
平均	7.55	7.72	7.54

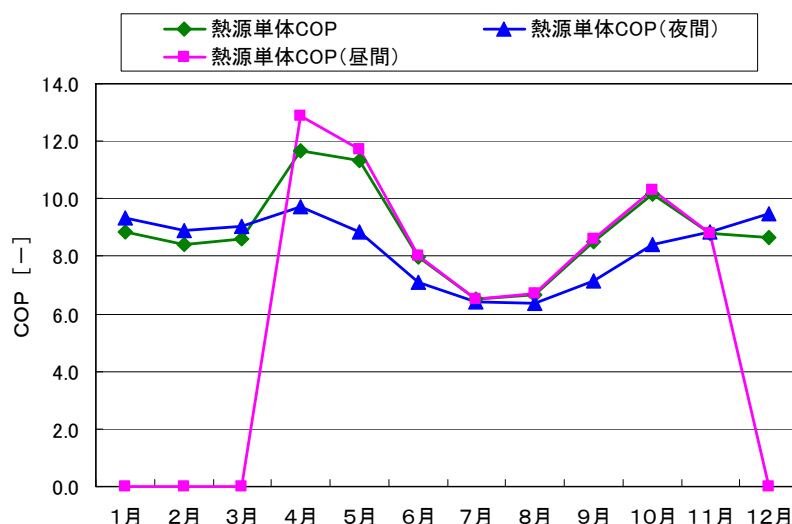


図 2-20 月別熱源機単体 COP (冷水インバータターボ冷凍機)

2).時刻別熱源機単体 COP

(a) ブラインターボ冷凍機

① 熱源機の運転負荷比別頻度分布

ブラインターボ冷凍機のカタログ定格での運転負荷比を 1.0 とし（製氷能力を 1.0）、その能力に対する各時刻の熱源機負荷比の頻度分布（製氷運転時、追掛運転時）を図 2-21 と図 2-22 に示す。

夜間（22-8h）の製氷運転時では、0.9 以上の負荷比で運転している割合が全運転時間の 75% となっている。一方、昼間（8-22h）の追掛運転時では、ほとんどが部分負荷運転であり、0.1 未満の負荷比での運転が多くなっている。

なお、製氷冷却能力（カタログ定格 2,004kW）に対して冷却能力が大きい（負荷比 1.0 以上）場合が見られるが、これは、冷却水温度を低めに制御して運転した場合は冷却能力が増加すること及びブライン温度が高くなるにしたがって冷却能力することによるものである。また、負荷比は 1 時間の熱源機生産熱量に対して算出されているため、熱源機の起動・停止時間帯の負荷比は低めの値となっている。

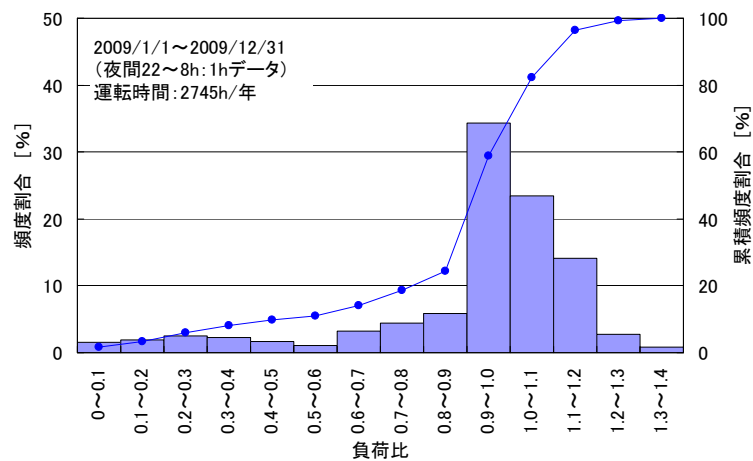


図 2-21 熱源機負荷比の頻度分布（ブラインターボ冷凍機：製氷運転時）

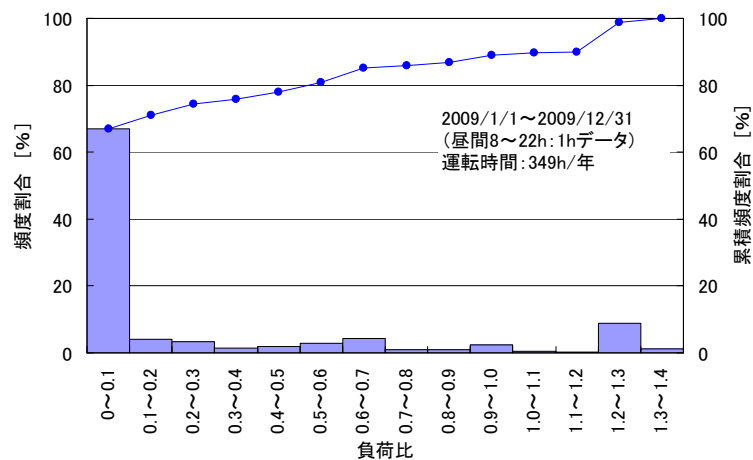


図 2-22 熱源機負荷比の頻度分布（ブラインターボ冷凍機：追掛運転時）

②時刻別熱源機単体 COP

ブライントーボ冷凍機の冷却水温度・ブライン温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 2-23 に示し、負荷比・ブライン温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 2-25 に示す。

図 2-23 では、冷却水温度が低くなるにしたがい COP が高くなっており、また、ブライン温度が高くなるにしたがい COP が高くなっている。夜間製氷運転時（ブライン温度が -1°C 以下）と昼間追掛運転時（ 1°C 以上）の比較では、ブライン温度が高い昼間追掛運転時の方が概ね 0.5 程度 COP が高くなっている。COP が低い値で散布している時間は、熱源機の起動時、停止時の運転となっている（起動時、停止時は熱源機が低い負荷比で運転し COP が低い運転状態となる）。図 2-24 に熱源機の起動時（主として 22h）と停止時（主として 7h）を除いた時刻の COP 分布を示すが、熱源機起動時と停止時を除いた場合の COP は高い値で安定している。なお、起動時、停止時の低い負荷比の運転時間は少なく、年平均 COP への影響は非常に少ない。

本施設では昼間の追掛運転時は、ブライントーボ冷凍機で冷却したブラインと氷蓄熱槽から取り出す低温ブラインを混合させ二次側冷水を冷却する回路での運転となるため（図 2-4 参照）、追掛運転時のブライン温度が高い運転となり COP 向上が図られている。

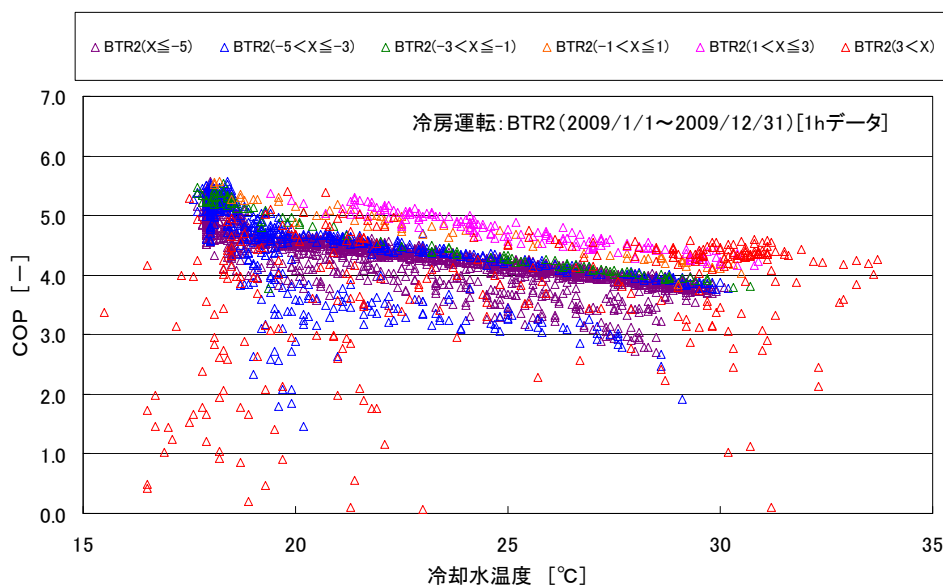


図 2-23 時刻別熱源機単体 COP (ブライントーボ冷凍機：冷却水温度・ブライン温度別)

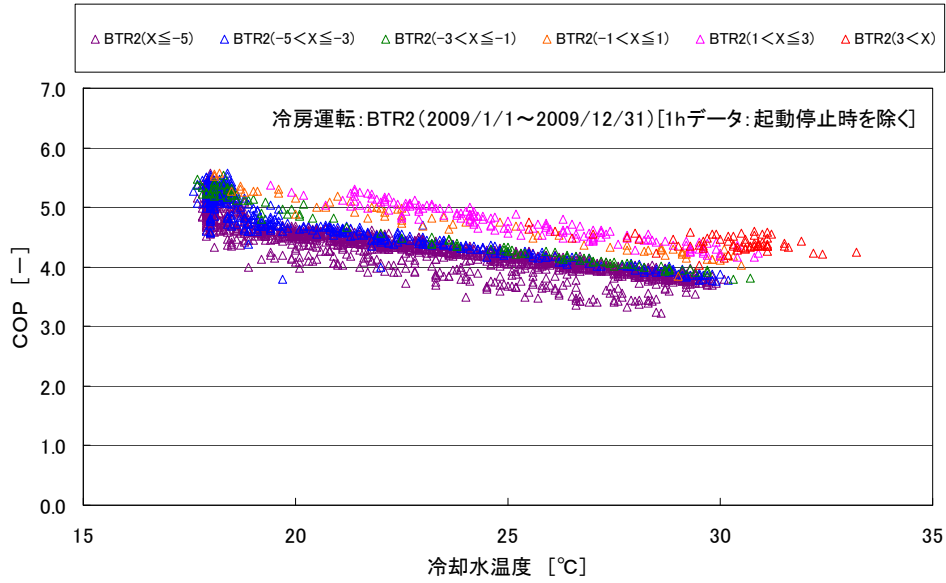


図 2-24 時刻別熱源機単体 COP
(ブライントーボ冷凍機：冷却水温度・ブライン温度別) [起動停止時を除く]

図 2-25 では、ブライン温度が -1°C 以下の製氷運転時（図中：青色系）では、負荷比が高くなるにしたがい COP が高くなっており、 $3.0\sim 5.0$ となっている。なお、製氷時の負荷比が 0.6 以下の運転は、起動時、停止時の状態を示している。

一方、図 2-25 において、ブライン温度が 1°C 以上の追掛運転時（図中：赤色系）では、負荷比が 1.2 前後での運転が多くなっており、COP が $4.0\sim 5.3$ と高くなっている。追掛運転時で負荷比が 0.1 以下の運転は、起動時、停止時の状態を示している。

なお、負荷比が 0.6 以上の運転において、同一ブライン温度でも COP が変化しているが、これは冷却水温度の違いによるものと考えられ、冷却水温度が低い場合に COP が高くなっている。

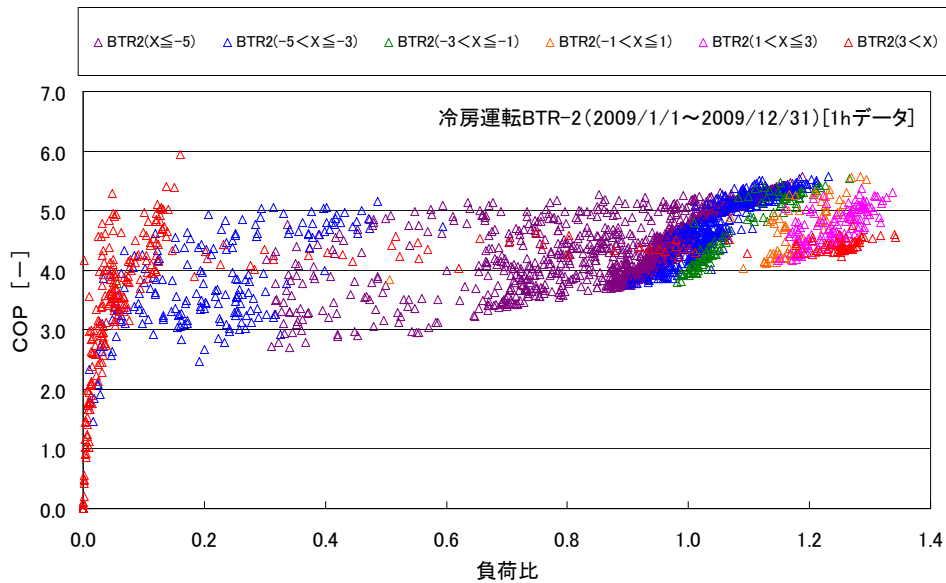


図 2-25 時刻別熱源機単体 COP (ブライントーボ冷凍機：負荷比・ブライン温度別)

(b) 冷水インバータターボ冷凍機

① 熱源機の運転負荷比別頻度分布

冷水インバータターボ冷凍機のカタログ定格での運転負荷比を 1.0 とし、その能力に対する各時刻の熱源機負荷比の頻度分布（製氷運転時、追掛運転時）を図 2-26 と図 2-27 に示す。

夜間運転時（22-8h）では、0.4 以下の負荷比で運転している割合が全運転時間の 90%以上となっている。一方、昼間（8-22h）の追掛運転時では、0.9~1.0 の負荷比での運転が全運転時間の 30%、0.4~0.7 の負荷比での運転が 50%程度となっている。

0.9~1.0 の負荷比での運転は 7・8 月の盛夏時期で行われており、0.4~0.7 の負荷比での運転は 4~6 月、9~10 月に行われている。

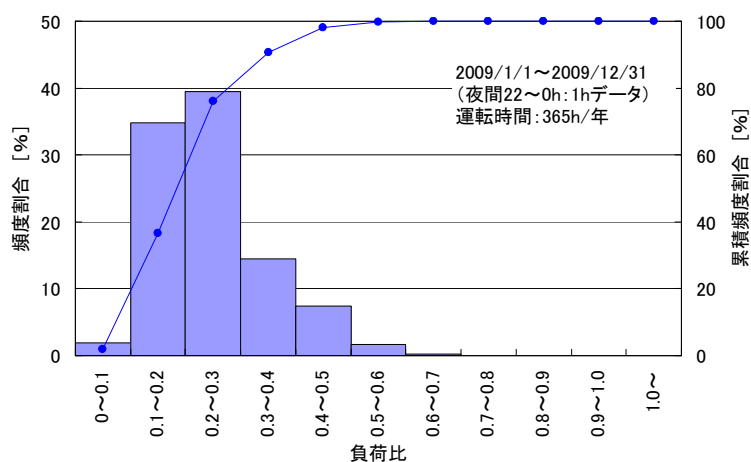


図 2-26 熱源機負荷比の頻度分布（冷水インバータターボ冷凍機：夜間運転時 22-8h）

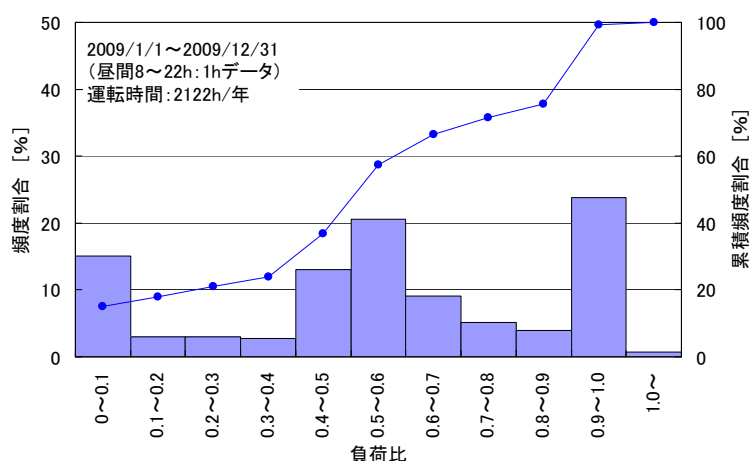


図 2-27 熱源機負荷比の頻度分布（冷水インバータターボ冷凍機：昼間運転時 8-22h）

②時刻別熱源機単体 COP

冷水インバータターボ冷凍機の冷却水温度・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 2-28 に示し、負荷比・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 2-29 に示す。

図 2-28 では、冷却水温度が低くなるにしたがい COP が高くなっており、また、冷水温度が高くなるにしたがい COP が高くなっている。冷水温度が 10～12℃、冷却水温度が 18℃程度の運転では COP が 18 程度（負荷比は 0.4～0.5 程度）と非常に高くなっている。

図 2-29 では、負荷比が低くなるにしたがい COP が高くなっており、負荷比が 0.4～0.5 の運転時が最も COP が高くなり、COP は 18 程度に達している。この図は、インバータターボ冷凍機が部分負荷特性に優れているということを実証している。

冷水温度が低い場合は負荷比が高い状態であり、盛夏時期の運転となっており、冷水温度が高く負荷比も低い状態は中間期に多くなっている。おり、COP は負荷比が 3.0～5.0 となっている。なお、製氷時の負荷比が 0.6 以下の運転は、起動時、停止時の状態を示している。

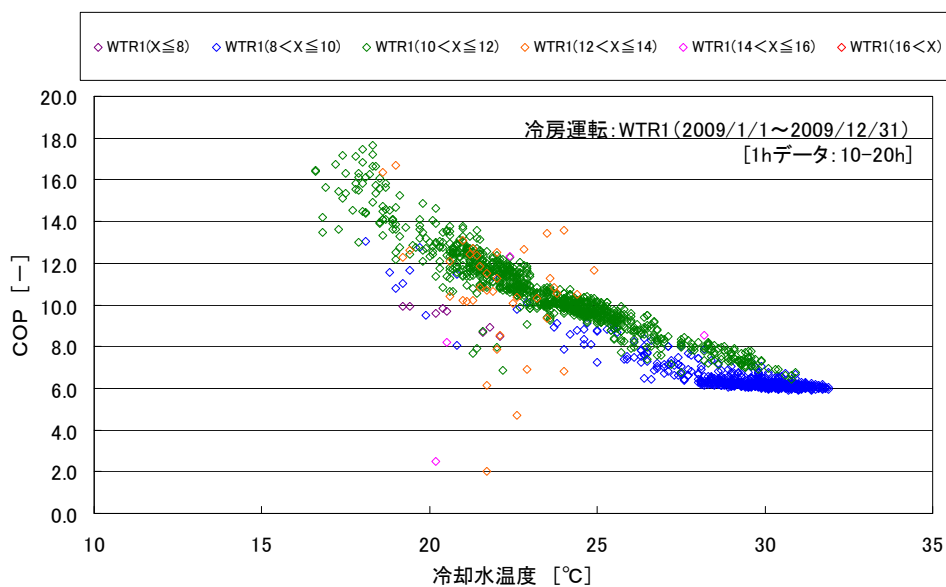


図 2-28 時刻別熱源機単体 COP (冷水インバータターボ冷凍機：冷却水温度・冷水温度別)

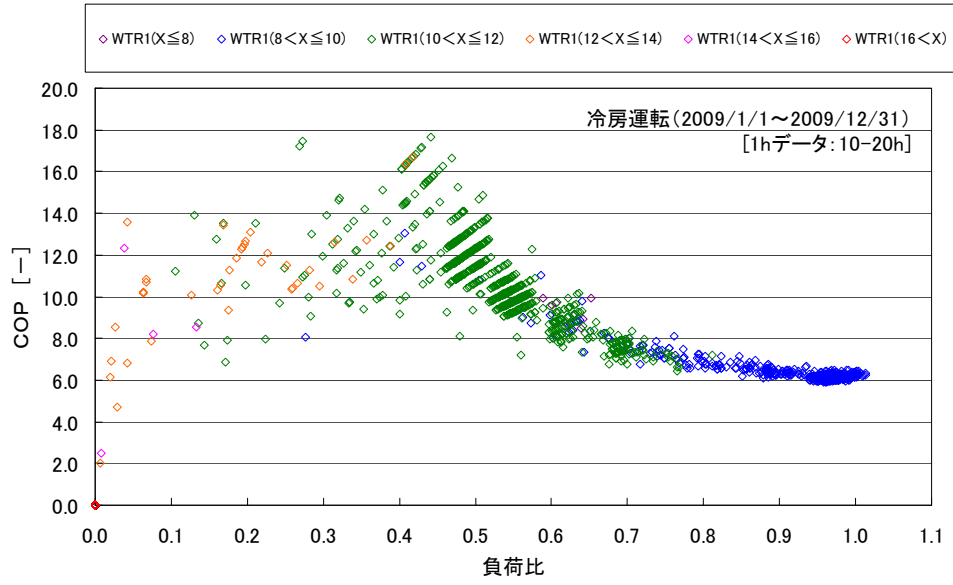


図 2-29 時刻別熱源機単体 COP (冷水インバータターボ冷凍機：負荷比・冷水温度別)

(2) 熱源ポンプ WTF の推移

① ブラインポンプ

ブライントーボ冷凍機用のブラインポンプの熱搬送効率を評価する指標としての WTF (= 熱源生産熱量 ÷ ポンプ電力量) の月別平均値を表 2-9 と図 2-30 に示す。

冷水搬送システムの WTF はピーク負荷に対して密閉回路では 35 以上が望ましいとされるが、表 2-9 と図 2-30 はブラインポンプの WTF であり、ブライン温度差が 2.5~3℃程度であることと、昼間運転時では熱源機の冷却熱量に対しての数値であり氷蓄熱槽からの放熱量が含まれていないため、冷水搬送システムの WTF より低くなっている。

なお、ブラインポンプは熱源機の台数に合わせて運転台数制御+インバータ制御を行っており、年間を通じて一定の搬送効率を維持している。

表 2-9 月別熱源ポンプ WTF (ブラインポンプ)

	ポンプWTF (ブライン)
	—
1月	17.6
2月	17.8
3月	18.4
4月	18.4
5月	17.8
6月	17.1
7月	16.5
8月	16.6
9月	16.7
10月	17.7
11月	18.3
12月	18.7
平均	17.5

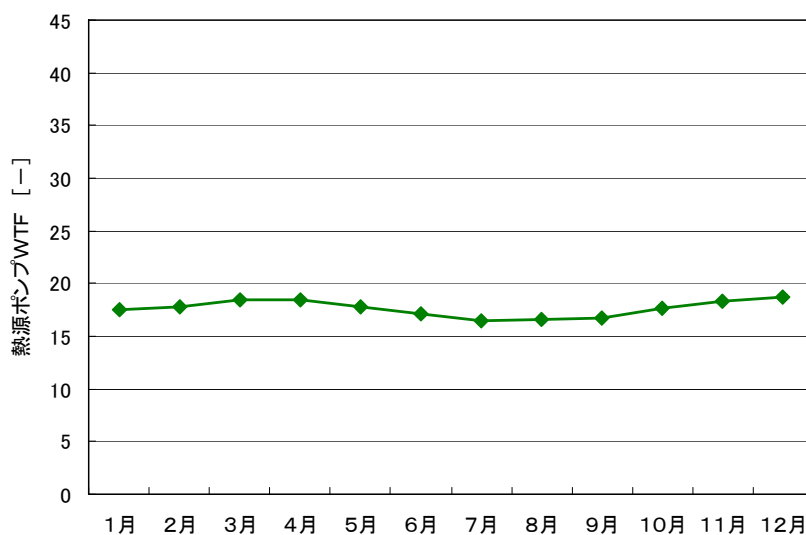


図 2-30 月別熱源ポンプ WTF (ブラインポンプ)

②冷水インバータターボ冷凍機用冷水ポンプ

冷水インバータターボ冷凍機用の冷水ポンプのWTFの月別平均値を表 2-10 と図 2-31 に示す。

冷水搬送システムのWTFはピーク負荷に対して密閉回路では35以上が望ましいとされるが、年間平均では63.4と高く効率の良い運転となっている。

なお、冷水インバータターボ冷凍機用の冷水ポンプは定速運転であり、冷房負荷の多い夏期はWTFが高く、冷房負荷の少ない冬期にはWTFが低くなっている。

表 2-10 月別熱源ポンプWTF (冷水インバータターボ冷凍機用冷水ポンプ)

	ポンプWTF (冷水)
	—
1月	23.7
2月	22.8
3月	25.7
4月	37.0
5月	45.0
6月	62.6
7月	83.1
8月	79.7
9月	59.5
10月	48.0
11月	33.2
12月	26.2
平均	63.4

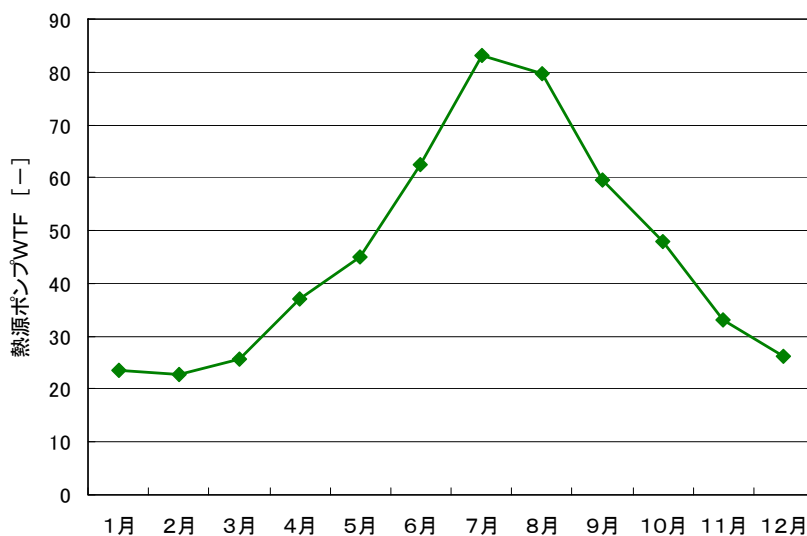


図 2-31 月別熱源ポンプWTF (冷水インバータターボ冷凍機用冷水ポンプ)

(3) 熱源システム COP の推移

熱源システムを構成する熱源機単体及び熱源ポンプ、冷却塔、冷却水ポンプの電力量を対象とした熱源システム全体の効率を評価する熱源システム COP の月別平均値を表 2-11 と図 2-32 に示す。

熱源システム COP の推移は、夜間の熱源システム COP はブラインターボ冷凍機単体 COP の推移と同様の傾向を示し、昼間の熱源システム COP は冷水インバータターボ冷凍機単体 COP の推移と同様の傾向を示している。

なお、中間期の昼間の熱源システム COP が 5.0～5.6 と非常に高くなっている理由は、①氷蓄熱システムと冷水インバータターボ冷凍機を直列で組合せることにより、氷蓄熱側で冷水冷却の低温側を受け持ち、冷水インバータターボ冷凍機側では高い冷水温度で冷却することで COP が高くなること、②冷水インバータターボ冷凍機単体 COP が高いこと、③冷水インバータターボ冷凍機の冷却水ポンプのインバータ制御による流量制御を行っているためである。

表 2-11 月別熱源システム COP

	熱源システムCOP	熱源システムCOP (夜間)	熱源システムCOP (昼間)
	—	—	—
1月	3.50	3.64	0.00
2月	3.45	3.60	0.00
3月	3.55	3.68	0.00
4月	3.45	3.45	3.37
5月	3.46	3.21	5.34
6月	3.64	3.02	5.30
7月	3.56	2.87	4.58
8月	3.56	2.87	4.52
9月	3.68	2.98	5.41
10月	3.44	3.22	5.00
11月	3.42	3.47	2.57
12月	3.61	3.74	0.00
平均	3.54	3.23	4.64

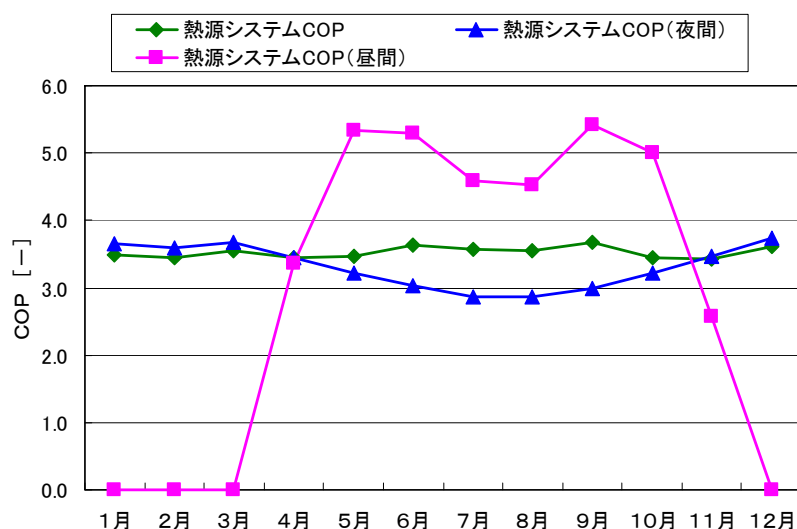


図 2-32 月別熱源システム COP

(4) システム COP、エネルギー消費係数の推移

熱源システムを構成する熱源機単体及び熱源ポンプ、冷却塔、冷却水ポンプの電力量を対象とし、熱源システムの二次側空調負荷に対する効率（配管熱損失・熱取得等も含む）であるシステム COP [二次エネルギー基準を SCOP II、一次エネルギー基準を SCOP I で表す] と SCOP I の逆数であるエネルギー消費係数の月別平均値を表 2-12 と図 2-33 に示す。

また、二次側空調負荷を熱源システムの生産熱量で除したシステム効率も併せて表 2-12 と図 2-33 に示す。システム効率は蓄熱槽や配管系からの熱損失（熱取得）、ポンプ動力による熱エネルギー損失（取得）を評価する指標である。

月別 SCOP II（二次エネルギー換算）は 3.3~3.8（年間平均 3.59）となっている。また、月別 SCOP I（一次エネルギー換算）は 1.2~1.4（年間平均 1.32）と 1.0 を超え、本システムが非常に高効率なシステムであることを示している。さらに、エネルギー消費係数は、年間平均で 0.76 である。

蓄熱システムのシステム効率においても、ほとんど変化はなく、システムの熱損失に変化はなく断熱保温性能に問題はない。なお、1.0 以上となっているが、計測誤差と考えられる。

表 2-12 月別システム COP・エネルギー消費係数・システム効率

	システムCOP (SCOP II)	システムCOP (SCOP I)	エネルギー消費係 数	システム効率
1月	3.31	1.22	0.82	0.95
2月	3.36	1.24	0.81	0.97
3月	3.39	1.25	0.80	0.95
4月	3.43	1.26	0.79	0.99
5月	3.52	1.30	0.77	1.02
6月	3.73	1.38	0.73	1.03
7月	3.73	1.38	0.73	1.05
8月	3.72	1.37	0.73	1.04
9月	3.80	1.40	0.71	1.03
10月	3.50	1.29	0.77	1.02
11月	3.32	1.22	0.82	0.97
12月	3.39	1.25	0.80	0.94
平均	3.59	1.32	0.76	1.01

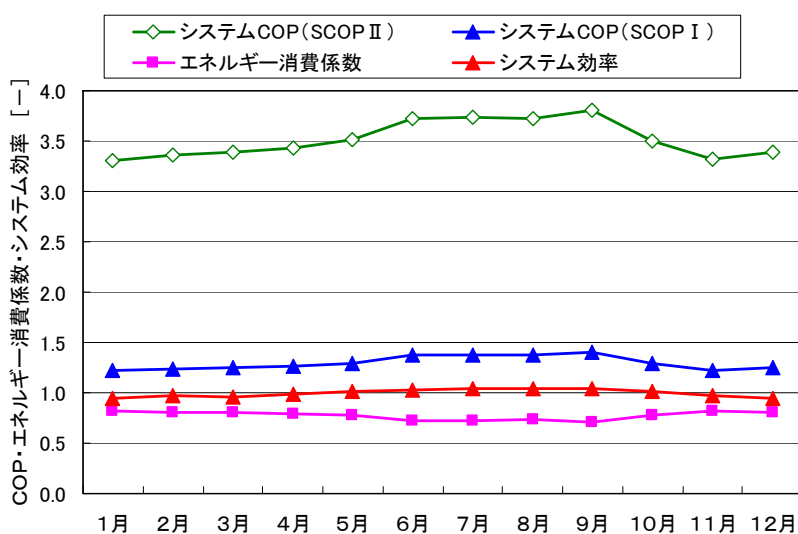


図 2-33 月別システム COP・エネルギー消費係数・システム効率

(5) 一次エネルギー消費量の統計値との比較

建物全体の年間電力使用量から、建物全体の年間一次エネルギー消費量を算出し、日本ビルエネルギー総合管理技術協会が公表している統計値（建築物エネルギー消費量調査報告書 H20 年度版：デパート・スーパー）との比較を表 2-13 と図 2-34 に示す。

なお、電力の一次エネルギー換算値は省エネルギー法より全日平均 9.76MJ/kWh とする。

日本ビルエネルギー総合管理技術協会の一次エネルギー消費量統計値（2,955MJ/m²年）との比較では、本施設は 2,145MJ/m²年であり 27%低くなっている。

表 2-13 一次エネルギー消費量（日本ビルエネルギー総合管理技術協会公表値との比較）

	対象建物	統計値
	MJ/m ² 年	MJ/m ² 年
熱源機器	162	2,955
補機	69	
その他	1,913	
合計	2,145	2,955
	73%	100%

※1: 数値は延床面積(171,055m²)当たり

※2: 統計値: 日本ビルエネルギー総合管理技術協会
「建築物エネルギー消費量調査報告書」(平成20年度版)
デパート・スーパーの値を使用

※3: 電力一次エネルギー消費量原単位 9760kJ/kWh

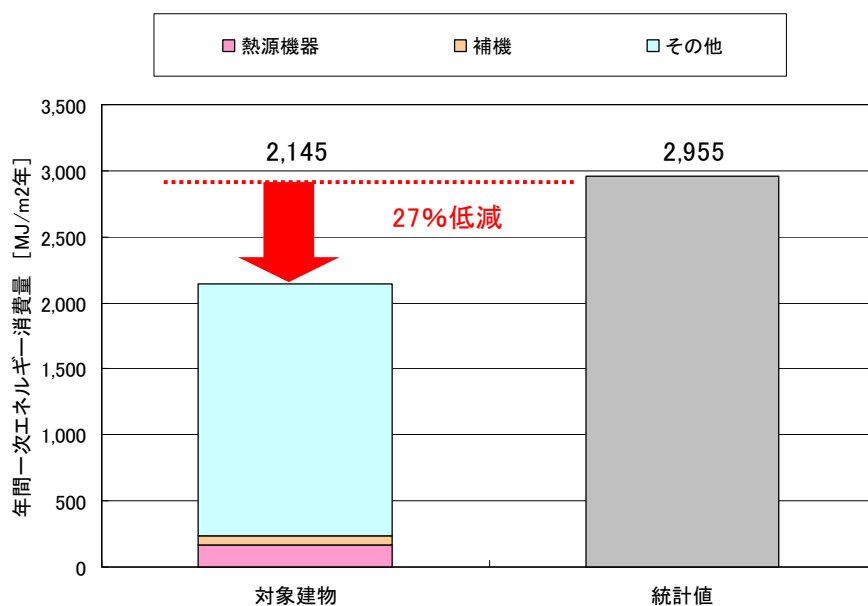


図 2-34 一次エネルギー消費量（日本ビルエネルギー総合管理技術協会公表値との比較）

2.2.5. 先導的負荷平準化機器の最適制御方式に関する考察

(1). 設計時の留意点

負荷平準化機器・システムとしての蓄熱システム（特に氷蓄熱システム）を導入する際の設計時の留意事項と本施設での実施状況を表 2-14 と表 2-15 に示す。

表 2-14 蓄熱システムを導入する際の設計時の留意事項と本施設での実施状況 (1)

NO.	蓄熱設計時に留意する事項	本施設での実施状況	備考
1	高効率熱源機の導入を検討する。	氷蓄熱用として高効率なブラインターボ冷凍機を採用し、冷水冷却用として部分負荷特性に優れたインバーターターボ冷凍機を採用している。 氷蓄熱による冷水冷却の予冷として冷水インバーターターボ冷凍機を直列に接続し、冷水インバーターターボ冷凍機の冷水温度を高く設定し、更なる効率向上と負荷平準化を図っている。	図 2-3・図 2-4 参照
2	製氷運転時にブライン温度が過剰に低くならないような氷蓄熱システム設計を行う。	左記を考慮し氷蓄熱システムを設計している。計測データでは、最大冷房負荷日でブライン温度は最低でも-6℃程度に抑えられている。	図 2-11・図 2-13 参照
3	追掛運転時の効率向上を図る	ブラインターボ冷凍機の昼間追掛運転時に氷蓄熱槽をバイパスさせ、氷蓄熱槽からの低温ブラインと混合して二次側冷水を冷却する回路構築し、追掛運転時のブライン温度を高く運転することで COP 向上を目指している。計測データでは、追掛運転時の COP が製氷時より高く運転されている。	図 2-4・図 2-12・図 2-19 参照
4	13:00～16:00 の電力デマンド低減を図ることを検討する。なお、電力デマンド低減時でも安定した温度の冷温水を二次側空調機へ供給する。	13:00～16:00 にブラインターボ冷凍機の運転台数を低減させ、冷水予冷用の冷水インバーターターボ冷凍機を優先的に運転することで、電力デマンド低減を図っている。 電力デマンド低減時でも、安定して7℃の冷水を二次側空調機へ送水している。	図 2-11・図 2-13・図 2-14 参照
5	蓄熱システムの導入時は夜間移行率（電力、熱負荷）の向上を図る。	日積算冷房負荷の最大日での熱負荷夜間移行率は 42%、年間の熱負荷夜間移行率は 74%となっており、年間の電力夜間移行率（熱源電力量に対して）は 81%と高くなっている。	図 2-11・図 2-18・図 2-17 参照

表 2-15 蓄熱システムを導入する際の設計時の留意事項と本施設での実施状況 (2)

NO.	蓄熱設計時に留意する事項	本施設での実施状況	備考
6	蓄熱システム導入により熱源機容量の低減が図れるが、余裕を見すぎて過剰な熱源機容量としないようにする。	本施設では省エネルギー向上と負荷平準化を図ることを目的としており、二次側負荷は氷蓄熱放熱+ブライントーボ冷凍機追掛運転+冷水予冷用インバータターボ冷凍機で賄われている。 熱源機は、将来の負荷増加を考慮に入れて機器容量を選定しているが、現状では、最大冷房負荷 6,751kW 程度であり、省エネルギー運用を考慮して、氷蓄熱放熱+ブライントーボ冷凍機 1 第追掛運転 (2,919kW) + 冷水予冷用インバータターボ冷凍機 (3,200kW) での運用としている。	表 2-2・図 2-11 参照
7	必要蓄熱容量と建築条件から、蓄熱方式 (水蓄熱、氷蓄熱) の検討を行う。	設置スペースを考慮し、氷蓄熱量 25,056MJ×5 基を立体駐車場スロープ中央部のデッドスペースに配置している。 設置スペースの課題を解決しており、設置方法の雛形となり得る。	写真 2-1 参照
8	熱源システム全体の効率向上	ブラインポンプをインバータ仕様とし、熱源機の運転に合わせた台数+インバータ制御を行っている。 冷水インバータターボ冷凍機の冷却水ポンプをインバータ仕様とし、冷却水温度と流量の制御を行っている。	図 2-3・図 2-4 参照

(2). 運用時の留意点

負荷平準化機器・システムとしての蓄熱システム（特に氷蓄熱システム）を運用する際の一般的な留意事項と本施設での運用状況を表 2-16 に示す。

表 2-16 蓄熱システムを運用する際の一般的な留意事項と本施設での運用状況

NO.	運用時に留意する事項	本施設での運用状況	備考
1	蓄熱熱源機の高効率運用	ブライントーボ冷凍機と冷水インバータターボ冷凍機の COP 向上を図るために、冷却水温度を低めに運転制御している。	図 2-23・図 2-28 参照
2		蓄熱運転時は 100%能力で運転している。 （熱源機は一般的に部分負荷運転時より 100%能力運転時の方が COP は高くなる。）	図 2-21 参照
3	残蓄熱はできる限りさせないように制御する。 （氷蓄熱槽からの熱損失を最小限に抑える。）	残蓄熱は極力ないように運転制御が行われている。 また、残蓄熱量を蓄熱制御パラメータとしており、残蓄熱量が 60%以上であれば、残蓄熱量と熱源機追掛運転で負荷処理が行えると判断し、蓄熱運転は行わない制御としている。	図 2-11 参照
4	電力デマンド低減のために熱源機の追掛運転を制限する際でも安定して低温冷水が取り出せるように、蓄熱量の確保とシステム運転制御調整が必要である。	昼間は氷蓄熱槽からの放熱と熱源機の追掛運転を適正に制御し、安定して低温冷水（7℃）を送水できている。	図 2-11・図 2-13 参照
5	蓄熱運転時間が 10 時間未満では追掛運転は行わない制御調整が必要である。	概ね左記となるように運転調整が行われている。 また、その結果として夜間移行率（電力、熱負荷）が高く維持されている。	図 2-9・図 2-10・図 2-17・図 2-18・図 2-11 参照

3. Y C 施設

3.1. 建物概要・空調/蓄熱システム概要

3.1.1. 建物概要と蓄熱システム導入目的

Y C 施設の建物概要を表 3-1 に示す。Y C 施設は、地上 14 階地下 4 階の S・SRC・RC 構造であり、延床面積 89,568m² の商業施設である。

1984 年 10 月の竣工後 20 年以上経過し、①設備機器の老朽化に伴う機器能力・効率の低下、②地球温暖化に伴う更なる省エネルギーの推進（省エネルギー法、東京都条例）、③テナントビルとしてより一層の競争力の向上（エネルギーコスト低減）を目的として、既存の水蓄熱システム（冷水槽 1,700m³、温水槽 400m³）+ガス吸収式冷温水発生器から、既存の水蓄熱槽を利用した水蓄熱+氷蓄熱システム（冷水槽 1,700m³、氷・温水兼用槽 400m³）への改修が行われている。（改修前システム：図 3-1 参照、改修後システム：図 3-2、機器仕様：表 3-2 参照）

本改修では、①営業しながら 3 年間のロングスパンでの順次リニューアル、②オール電化・高効率熱源機への更新、③蓄熱量増強によるエネルギーコストの低減、④計測データに基づく最適システムの選定、⑤将来の負荷増や故障時におけるフレキシビリティの向上、⑥各種補助金の活用によるインシヤルコストの抑制をコンセプトとしている。

表 3-1 建物概要 (Y C 施設)

①建物概要	建物名称	Y C 施設
	所在地	東京都千代田区
	建物用途	商業施設
	延床面積	89,573m ² (駐車場11,547m ² 含む)
	階数規模	地上14階、塔屋2階、地下4階
	構造	S・SRC・RC造
②空調/蓄熱システム概要	熱源機	ターボ冷凍機 蓄熱2057kW×2台 空気熱源ヒートポンプ700kW×1台 熱回収ターボ冷凍機1758kW×1台 ブライントーボ冷凍機 蓄熱1758kW×1台
	蓄熱槽	水蓄熱1700m ³ (混合型) 氷蓄熱400m ³ (ダイナミック型)
③蓄熱導入目的	動機	①老朽化 ②省エネルギーの推進 ③エネルギーコストの削減
	目的	①蓄熱量増強によるエネルギーコストの低減 ②将来の負荷増や故障時におけるフレキシビリティの向上



写真 3-1 Y C 施設外観

(出典：http://www.takenaka.co.jp/majorworks/past/majorworks_yurakucho_mullion)

改修前のセントラル熱源は空冷ヒートポンプとガス吸収式冷凍機、ターボ冷凍機（各1台）、熱回収ターボ冷凍機（2台）を採用していたが、改修後は空冷モジュールヒートポンプチラー（1台）、高効率ターボ冷凍機（2台）、熱回収ターボ冷凍機、ブライントーボ冷凍機（各1台）による冷暖房を行っている。なお、温水槽を氷蓄熱槽として兼用し冷房蓄熱量の増強を図っている。

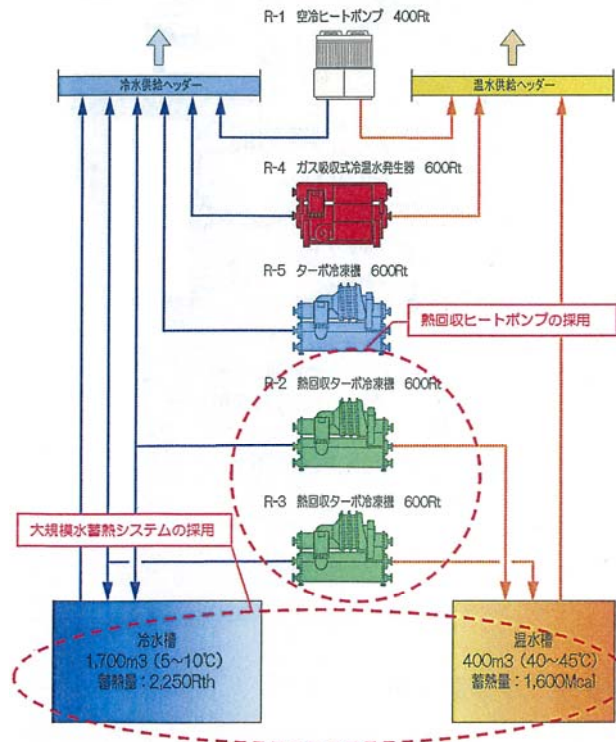


図 3-1 熱源システム（改修前）

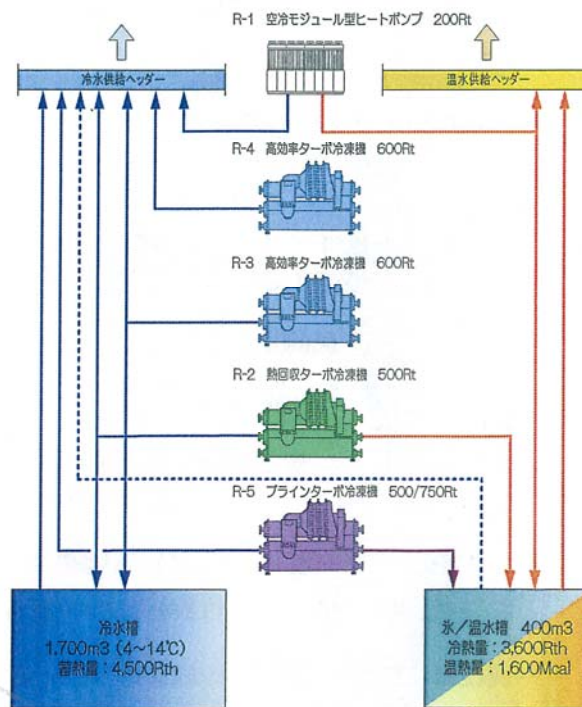


図 3-2 熱源システム（改修後）

表 3-2 改修前後の熱源機器仕様

	リニューアル前	リニューアル後（3期工事終了時点）
R-1	空気熱源ヒートポンプ 冷却能力：400Rt（13℃→8℃）	モジュール型空冷ヒートポンプ 冷却能力：200Rt（13℃→8℃） 加熱能力：765kW（38℃→45℃）
R-2	熱回収型水熱源ヒートポンプ（蓄熱系） 冷却能力：600Rt（13℃→8℃）	熱回収ターボ冷凍機（蓄熱系） 冷却能力：500Rt
R-3	同上	高効率ターボ冷凍機（蓄熱系） 冷却能力：600Rt （蓄熱時：10℃→4℃、追掛時：13℃→8℃）
R-4	ガス直焚冷温水発生器 冷却能力：600Rt（13℃→8℃）	高効率ターボ冷凍機（非蓄系） 冷却能力：600Rt（13℃→8℃）
R-5	ターボ冷凍機 冷却能力：600Rt（13℃→8℃）	ブライントーボ冷凍機（氷蓄熱用） 冷却能力：製氷時500Rt／追掛時750Rt
蓄熱槽	冷水槽 1,700m ³ （5℃→10℃） 蓄熱量：2,250Rth	冷水槽 1,700m ³ （4℃→14℃） 蓄熱量：4,500Rth（2,250Rth増量）
	温水槽 400m ³ （40℃→45℃） 蓄熱量：530Rth	氷／温水槽 400m ³ （IPF37%） 蓄熱量：530Rth 蓄熱量：3,600Rth（冷房時）
熱交換器	冷水槽～二次側への熱交換器 300Rt×2 還り側温度アプローチ：3℃ （13→10℃）	冷水槽～二次側への熱交換器 660Rt×2 還り側温度アプローチ：1℃（15→14℃）
その他		二次ポンプの変流量化（冷水系8台 温水系6台）

3.1.2. 蓄熱システムの概要

改修された熱源システムの夏期の運転回路を図 3-3（夜間運転：22～8 時）と図 3-4（昼間運転：8～22 時）に示し、冬期の運転回路を図 3-5（夜間運転：22～8 時）と図 3-6（昼間運転：8～22 時）に示す。

(1). 夏期の運転方法

夏期の夜間（22～8 時）の蓄熱運転では、高効率ターボ冷凍機（R-3）により冷水槽へ冷水蓄熱を行い、ブライントーボ冷凍機（R-5）でブラインを冷却し過冷却水を生成して氷蓄熱槽〔氷・温水兼用槽を氷槽として使用〕へ製氷蓄熱（ダイナミック方式）を行う。

夏期の昼間（8～22 時）の放熱・追掛運転では、冷水槽の冷水と熱交換して二次側空調機へ送水する放熱運転と氷蓄熱槽の低温冷水と熱交換して二次側空調機へ送水する放熱運転を行い、さらに蓄熱用に使用されている高効率ターボ冷凍機（R-3）と熱回収ターボ冷凍機（R-2）をクローズ回路で追掛運転させ、空冷ヒートポンプチラー（R-1）と高効率ターボ冷凍機（R-4：クローズ回路専用）の運転とブライントーボ冷凍機（R-5）で冷却したブラインと熱交換した冷水を二次側空調機へ送水することで、施設全体の冷房負荷を賄っている。なお、熱回収ターボ冷凍機（R-2）は夏期には、冷水単独モードで運転し冷房排熱は冷却塔で大気へ放出されている。

(2). 冬期の運転方法

本施設は年間を通して冷房負荷が発生するため、冬期の夜間（22～8 時）の蓄熱運転では、熱回収ターボ冷凍機（R-2）を熱回収モードで運転し、冷水槽へ冷水蓄熱を行うと同時に、冷房排熱を温水で回収し温水槽〔氷・温水兼用槽を温水槽として使用〕へ蓄熱を行っている。なお、熱回収ターボ冷凍機（R-2）はダブルバンドル型であり、温水槽が満蓄状態となった場合は、冷房排熱は冷却塔で大気へ放出される回路へ切り換えられる。また、空冷ヒートポンプチラー（R-1）で温水蓄熱が行える回路とな

っているが、現状の運転では空冷ヒートポンプチラー（R-1）は追掛運転だけ行っている。

冬期の昼間（8～22時）の放熱・追掛運転では、冷房負荷に対しては、冷水槽の冷水と熱交換器を介して二次側空調機へ送水する放熱運転を行い、さらに蓄熱用に使用されている高効率ターボ冷凍機（R-3）をクローズ回路で追掛運転させて、施設全体の冷房負荷を賄っている。暖房負荷に対しては、温水槽の温水と熱交換器を介して二次側空調機へ送水する放熱運転を行い、さらに空冷ヒートポンプチラー（R-1）を暖房モードで運転させて、施設全体の暖房負荷を賄っている。

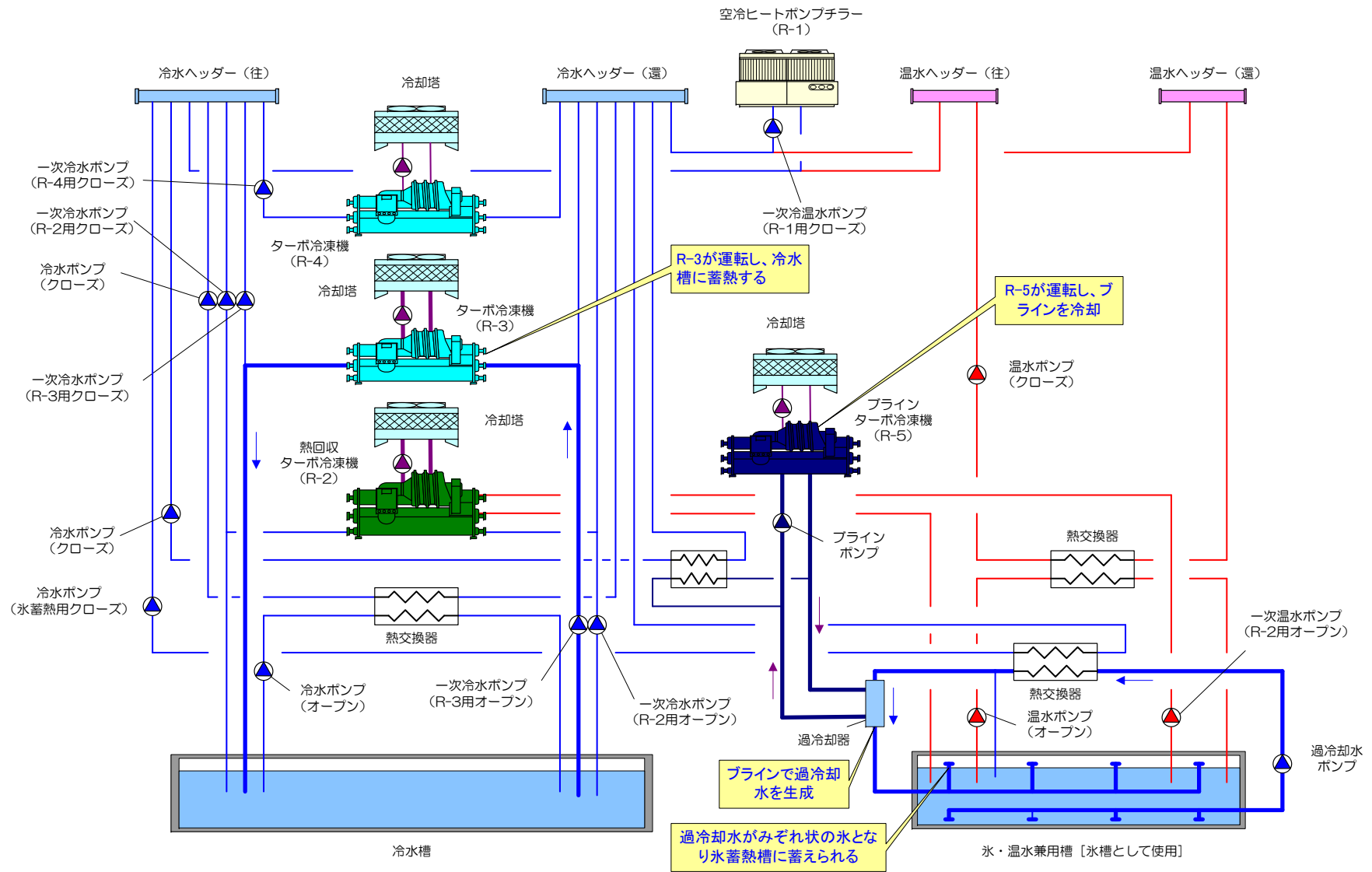


図 3-3 熱源システムの夏期運転回路 (夜間)

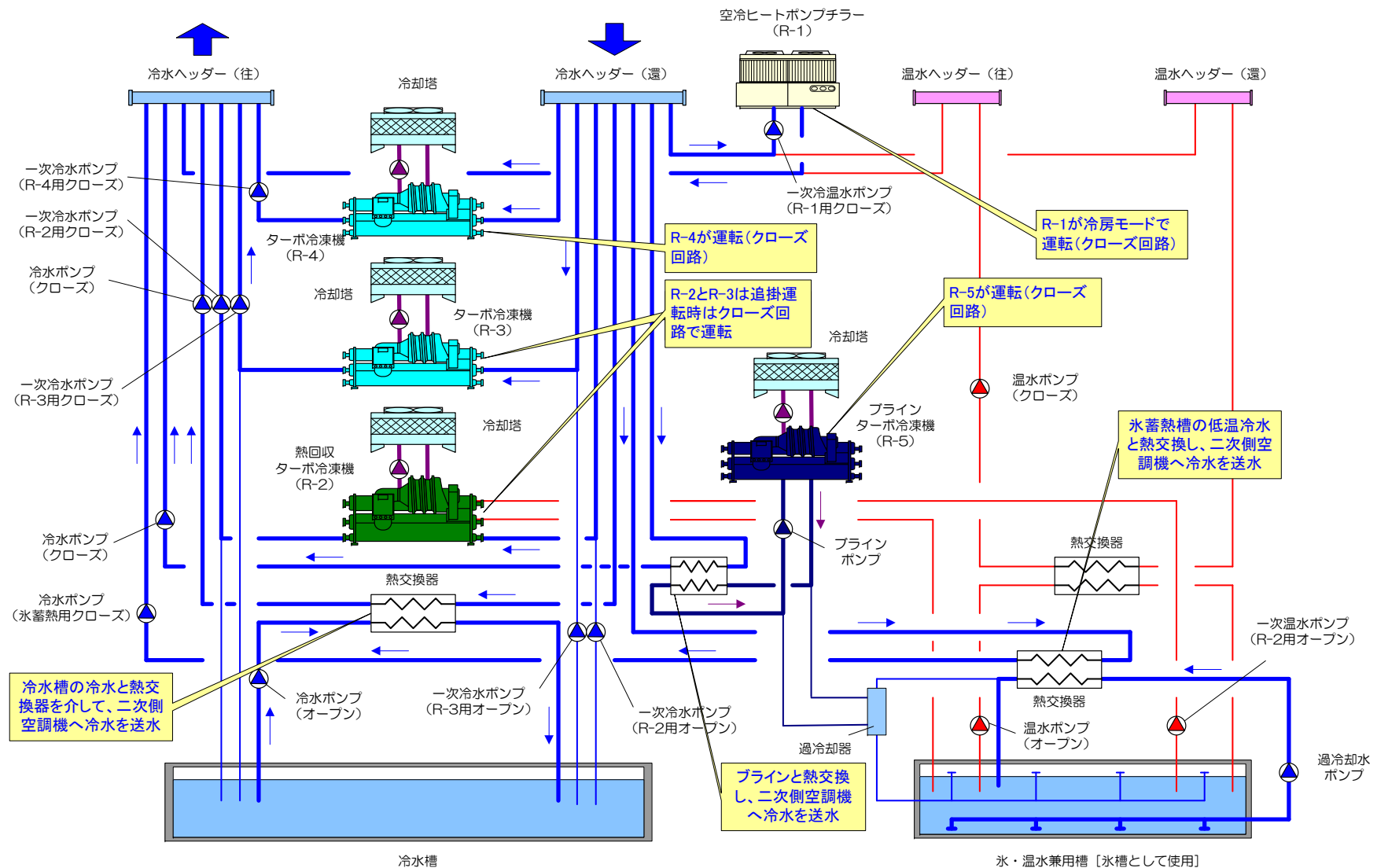


図 3-4 熱源システムの夏期運転回路 (昼間)

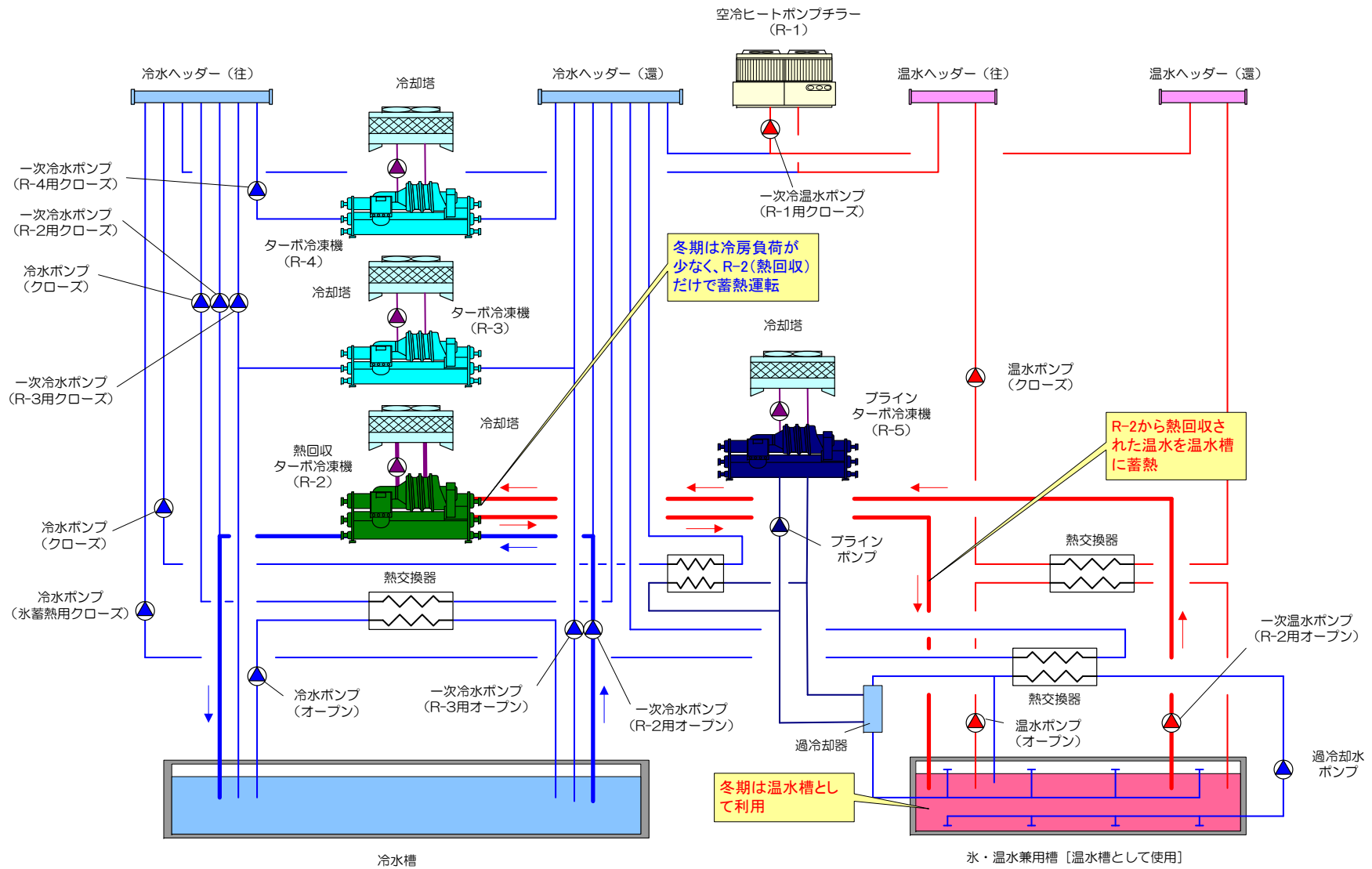


図 3-5 熱源システムの冬期運転回路 (夜間)

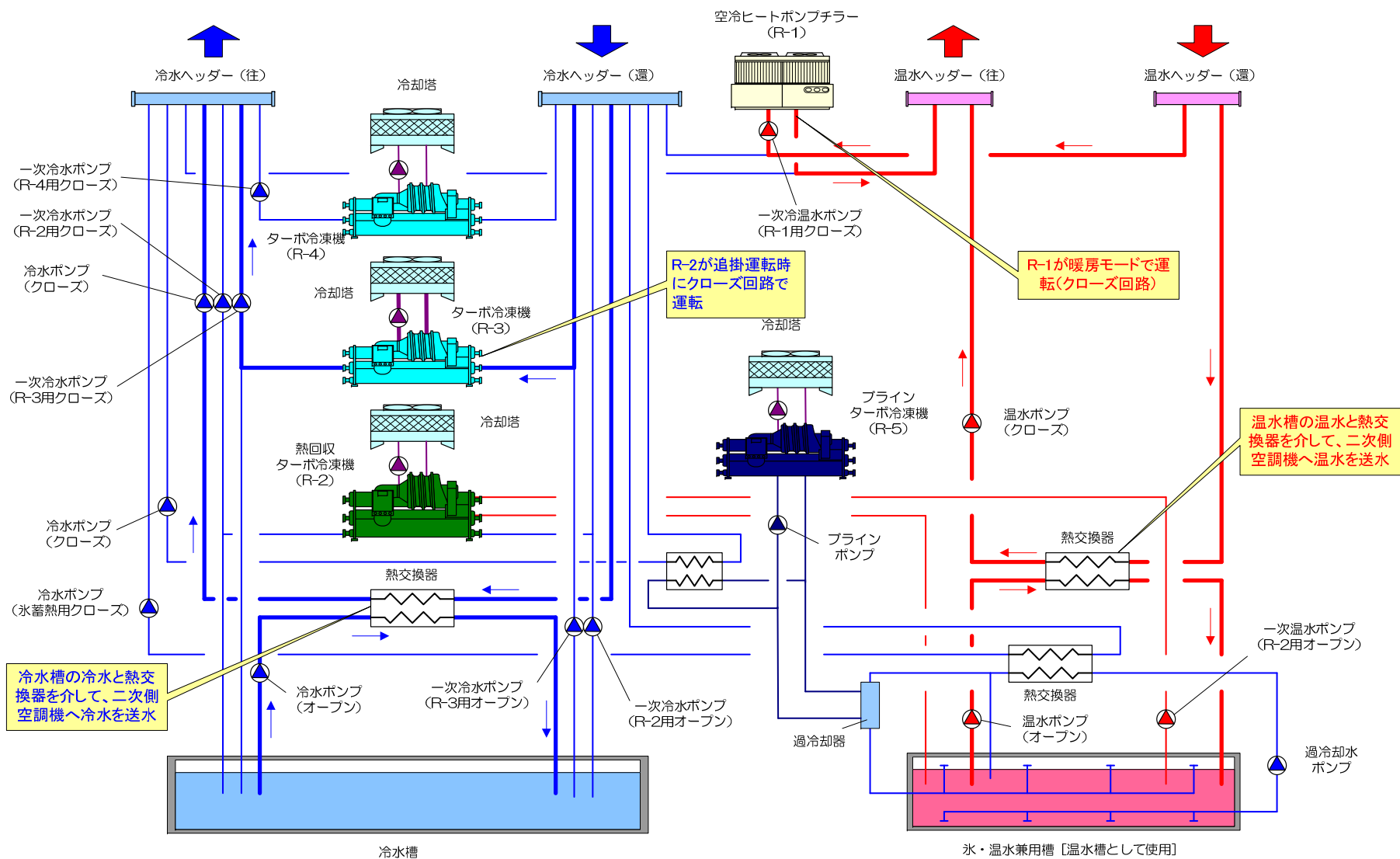


図 3-6 熱源システムの冬期運転回路 (昼間)

3.2.計測データ・データ分析による設備の運転状況調査結果

3.2.1. 計測データについて

Y C施設の計測データは 2009/1/1～2009/12/31 の 10min データであり、先述のように空衛学会「SHASE-M 0007-2005 設備システムに関するエネルギー性能計測マニュアル」に準拠して処理した。

本施設の中央監視装置で収集している計測データと分析に使用した計測データ内容を表 3-3 に示す。表 3-3 中の赤字が分析に使用した計測データ内容を示している。

なお、本分析は中央式空調システムの詳細分析とし、個別式空調（パッケージ空調機）は計測データがないため対象外としている。なお、施設全体の電力使用量は中央式空調システムと個別式空調の両方を含んだデータとなっている。

3.2.2. 負荷平準化機器設備の運転管理状況

(1). 冷暖房負荷

1). 月別冷暖房負荷

2009年1月から12月の中央熱源システムの月別冷暖房負荷を図3-7に示す。中央熱源システムの年間合計冷房負荷は9,663MWh/年で、7月が最も多く1,770MWh/月（全体の18%）となっている。

中央熱源システムの年間合計暖房負荷は664MWh/年で、月合計暖房負荷は2月が最も多く180MWh/月（全体の27%）であり、7月の冷房負荷1,770MWh/月と比較すると2月の暖房負荷180MWh/月は10%程度と非常に少なくなっている。

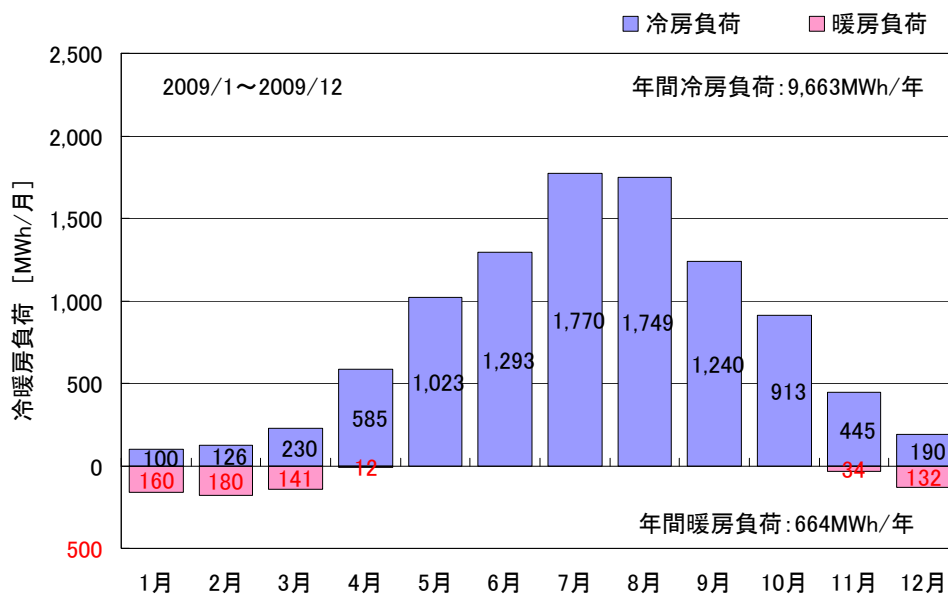


図 3-7 月別冷暖房負荷

中央熱源システムの月別冷暖房負荷の降順ソート図（冷房負荷、暖房負荷とも多い月から順に並べた図）を図3-8に示す。

中央熱源システムの年間冷暖房負荷比率は、冷暖房負荷合計10,327MWh/年に対して、冷房94%（9,663MWh/年）、暖房6%（664MWh/年）であり、暖房負荷が非常に少なくなっている。

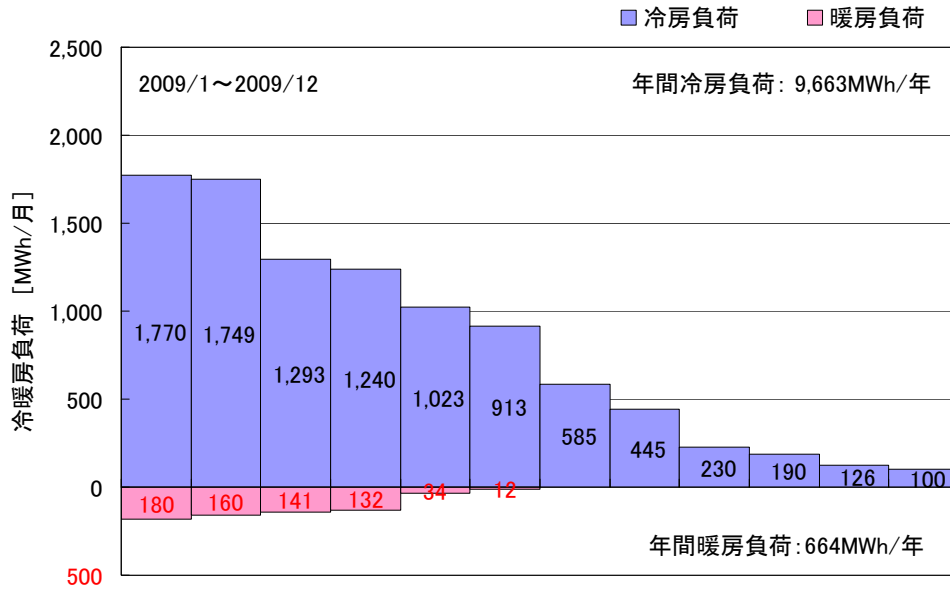


図 3-8 月別冷暖房負荷 (降順ソート)

2).時刻別冷暖房負荷

2009/1/1～2009/12/31の中央熱源系統の時刻別冷暖房負荷を図 3-9 に示す。中央熱源系統の最大冷房負荷は7,179kWであり、延床面積89,573m²に対して、単位面積当たりの冷房負荷は80.1W/m²となっている。空気調和衛生工学会発行「コージェネレーションシステム計画・設計と評価」に示されている冷房負荷データ140kWh/m²年に比較すると若干小さくなっている。

一方、中央熱源系統の最大暖房負荷は1,680kWであり、延床面積89,573m²に対して、単位面積当たりの暖房負荷は18.7W/m²と非常に小さくなっている。暖房負荷は、11月上旬から4月上旬において発生している。

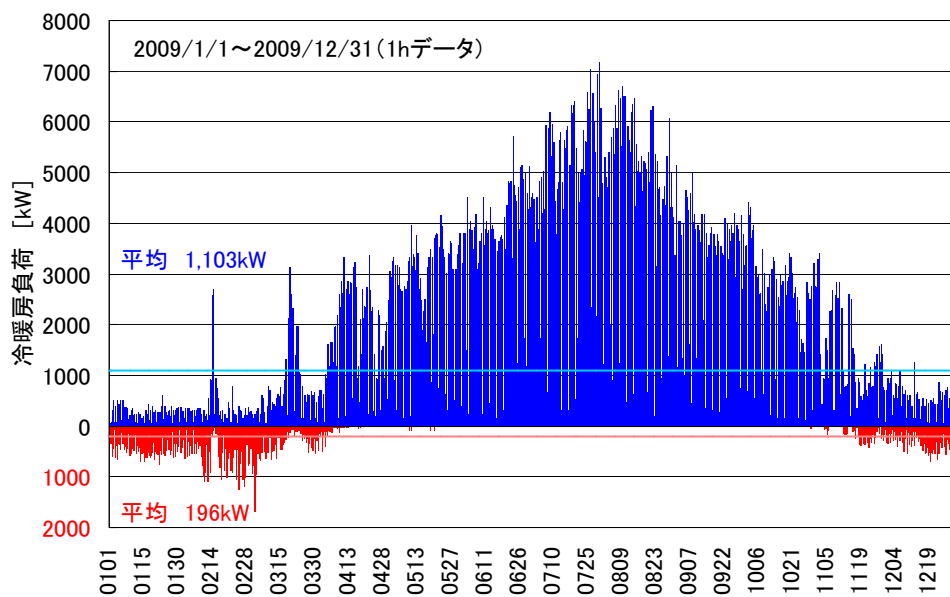


図 3-9 時刻別冷暖房負荷

中央熱源系統の時刻別冷暖房負荷の降順ソート図（時刻別冷暖房負荷を大きいから順に並べた図）を図 3-10 に示す。

冷房負荷の時間平均冷房負荷は 1,103kW であり最大冷房負荷 7,179kW の 15%である。年間を通して冷房負荷が発生しているが、図 3-9 でもわかるように暖房運転時の冷房負荷は少なくなっている。

暖房負荷の時間平均暖房負荷は 196kW であり最大暖房負荷 1,680kW の 12%であり、暖房負荷も平均負荷率が小さくなっている。

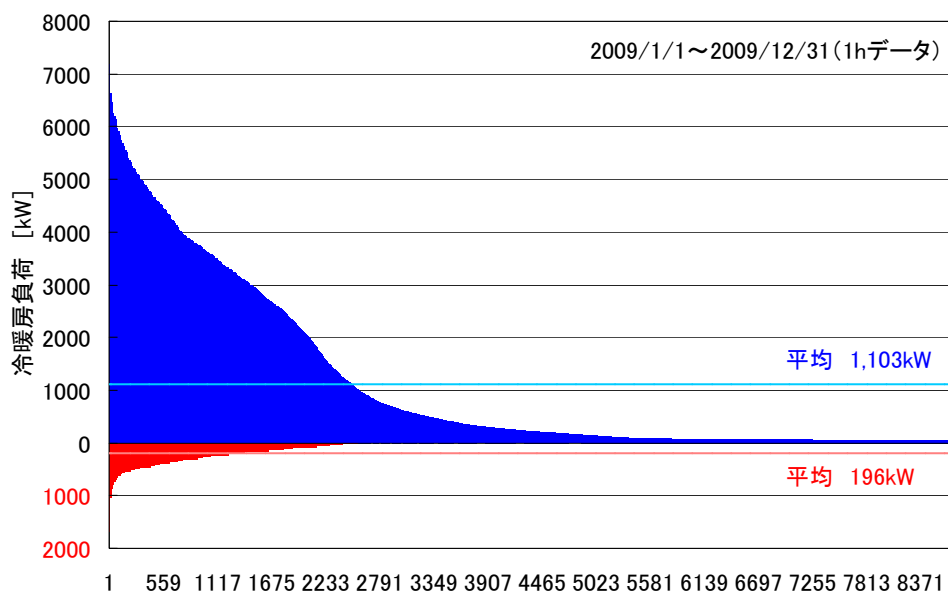


図 3-10 時刻別冷暖房負荷（降順ソート）

(2). 熱源設備の運転状況

1). 日別熱源機器生産熱量の推移

(a) 冷房運転

2009/1/1～2009/12/31 の熱源機器の冷房運転における日合計生産熱量を図 3-11 に示す。図 3-11 では、熱源 1 台ごとの生産熱量を昼夜別（夜：22:00～8:00、昼：8:00～22:00）に示している。

※R-1：空冷ヒートポンプチラー、R-2：熱回収ターボ冷凍機、R-3：高効率ターボ冷凍機（蓄熱用）、

R-4：高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用）、R-5：ブライントーボ冷凍機

また、図 3-12 に熱源機器の冷房運転における日合計生産熱量の降順ソートを示す。

冷房負荷の多い 5 月下旬～9 月末では、夜間は冷水蓄熱運転と氷蓄熱運転の両方を行っている。冷水蓄熱時では高効率ターボ冷凍機（R-3）が運転し、氷蓄熱ではブライントーボ冷凍機（R-5）が運転される。この期間は冷房負荷が大きいため、昼間は、空冷ヒートポンプチラー（R-1）、熱回収ターボ冷凍機（R-2）、高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）、高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）、ブライントーボ冷凍機（R-5）のすべての熱源機器が運転する。

4 月中旬～5 月中旬と 10 月～11 月中旬では、夜間は冷水蓄熱運転だけ行い、氷蓄熱運転は行っていない。昼間は、高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）が主として運転されている。

冷房負荷の少ない 1 月～4 月上旬、11 月下旬～12 月では、夜間の蓄熱運転だけで熱負荷を賅っており、熱回収ターボ冷凍機（R-2）が主として運転されている。

日合計冷房生産熱量は、最大で 84,119kWh/日（2009/8/22）となっており、この日の熱源機の運転時間は 23 時間となっている。（後述の図 3-15 参照）

生産熱量の夜間移行率（昼夜合計生産熱量に対する夜間生産熱量の比率）は、年間で 57%となっている。詳細は後述する。

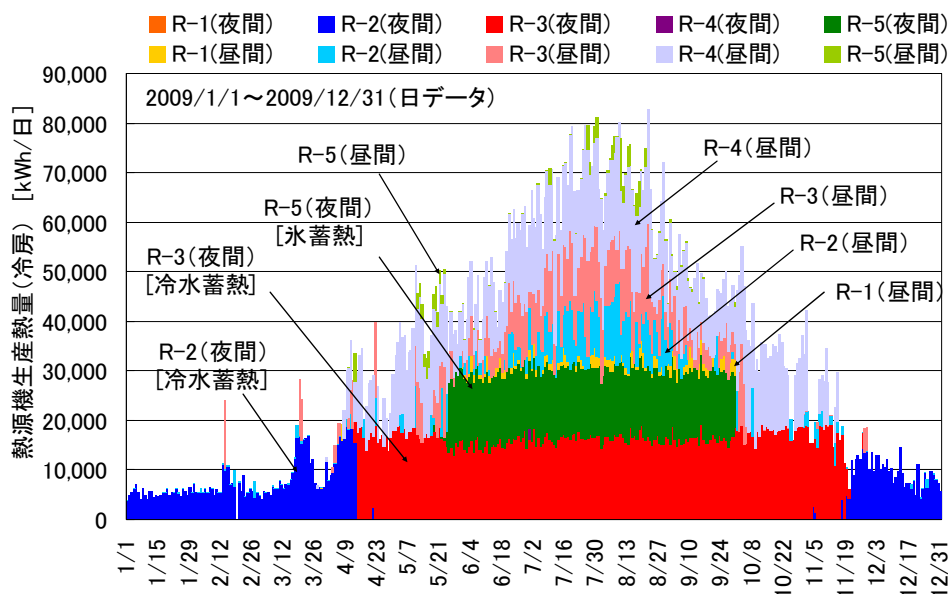


図 3-11 日別熱源機器生産熱量（冷房運転：熱源機別、昼夜別）

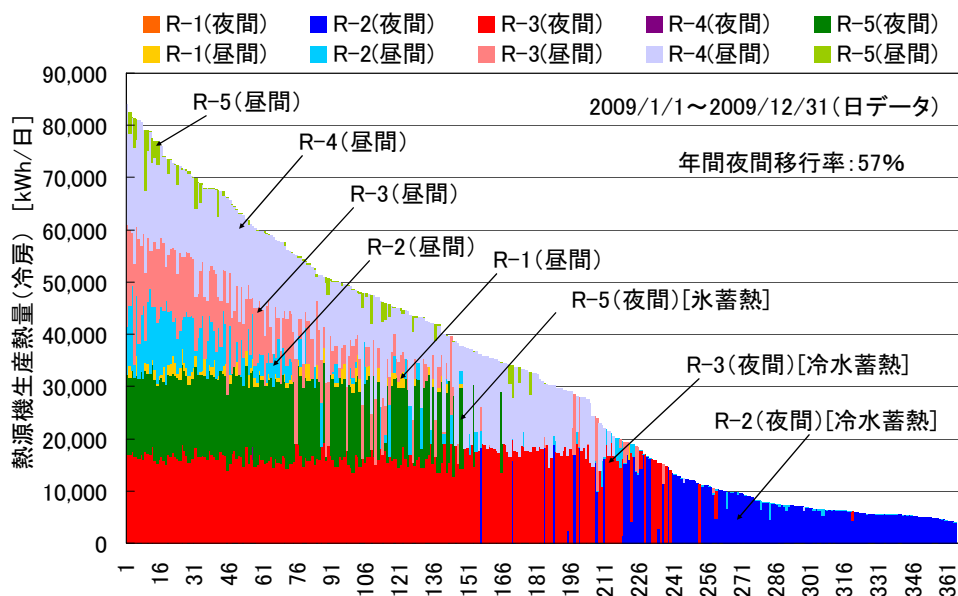


図 3-12 日別熱源機器生産熱量（冷房運転降順ソート・熱源機別、昼夜別）

(b) 暖房運転

熱源機器の暖房運転における熱源機別、昼夜別の日合計生産熱量を図 3-13 に示し、図 3-14 に暖房運転の日合計生産熱量の降順ソートを示す。

1月～3月中旬および12月中旬～12月末の暖房運転では、夜間は熱回収ターボ冷凍機（R-2）の熱回収温水が温水槽に蓄熱され、昼間は空冷ヒートポンプチラー（R-1）が主として運転されている。

3月下旬～4月中旬および11月下旬～12月上旬では、すべて夜間の熱回収ターボ冷凍機（R-2）の熱回収温水による蓄熱運転で暖房が賅われている。

なお、4月中旬や11月中旬は、氷槽と温水槽の切替期間であり、熱回収ターボ冷凍機（R-2）が昼間に運転し暖房負荷を賅っている。

日合計暖房生産熱量は、最大で 11,918kWh/日（2009/12/19）となっている。暖房生産熱量の夜間移行率（昼夜合計生産熱量に対する夜間生産熱量の比率）は、年間で 58%となっている。詳細は後述する。

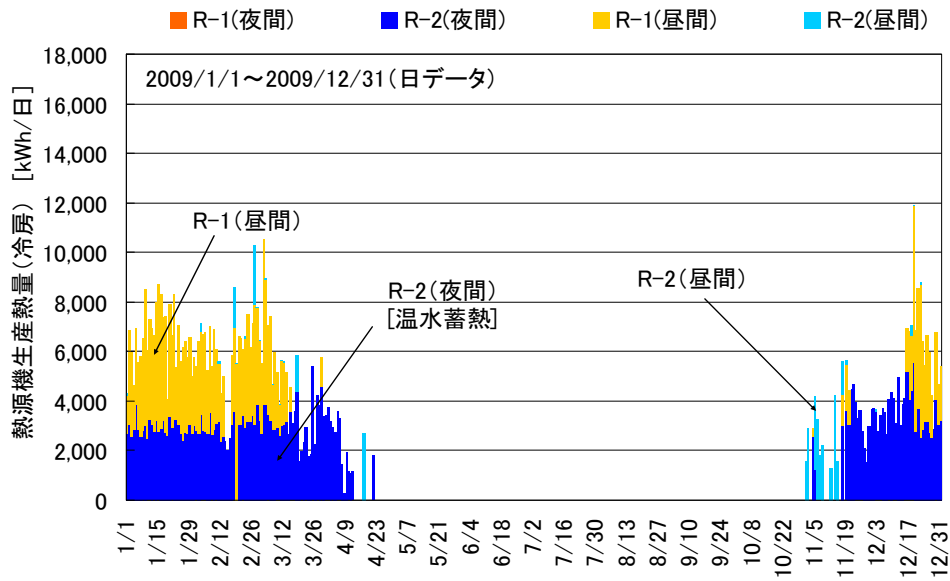


図 3-13 日別熱源機器生産熱量（暖房運転：熱源機別、昼夜別）

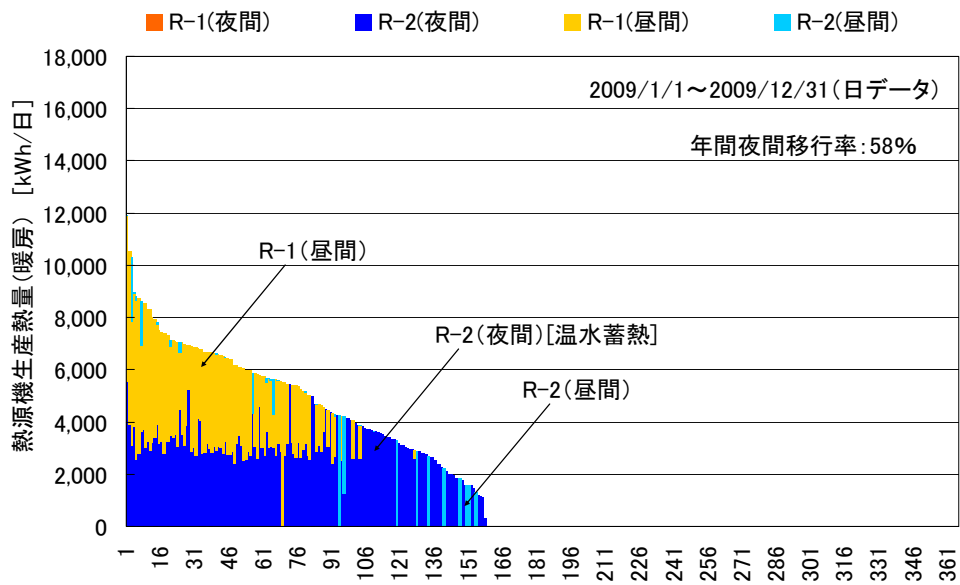


図 3-14 日別熱源機器生産熱量（暖房運転降順ソート・熱源機別、昼夜別）

2).夏期代表日の運転状況

(a) 蓄熱バランス図

2009年の日積算冷房負荷の最大日（2009/8/22）の蓄熱バランス図を図 3-15 に示し、熱源機の時刻別電力量と機器単体 COP を図 3-16 に示す。

この日の外気温度は 31.4℃（15 時）程度であったが、夜間外気温度が 28.1～29.℃と高く、日合計冷房負荷は 84,119kWh/日であった。この日の最大冷房負荷は 6,303kW で 11 時に発生している。

夜間の冷水蓄熱時は高効率ターボ冷凍機（R-3）が 22 時から 7 時まで運転し、氷蓄熱時はブラインターボ冷凍機（R-5）が 22 時から 7 時まで運転している。

昼間は、冷水蓄熱槽と氷蓄熱槽からの放熱運転が 8 時から 21 時まで行われている。熱源機は、高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）の運転時間が長く 9 時から 21 時まで運転しており、高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）は 11 時から 20 時までの運転であり、熱回収ターボ冷凍機（R-2）は冷房専用モードで 15 時から 20 時まで運転している。なお、この日はブラインターボ冷凍機（R-5）の追掛運転はなく、また空冷ヒートポンプチャラー（R-1）の冷房運転も行われていない。

この日の熱負荷夜間移行率（＝製氷時生産熱量÷日合計生産熱量として算出）は 37%となっている。夜間の冷水蓄熱温度は 4.2～6.8℃であり、製氷運転時のブライン温度は最低-4.6℃で運転されている。一方、昼間の各冷凍機の冷水送水温度は 7～8℃程度となっている。

熱源機単体 COP については、冷水蓄熱時は 4.1～5.0（R-3）、製氷運転時は 3.3～4.0 程度（R-5）となっており、昼間は R-4 が最も COP が高く 5.7～6.3、R-3 は 4.8～5.8、R-2 は 5.4 程度となっている（熱源機単体 COP の詳細は後述）。

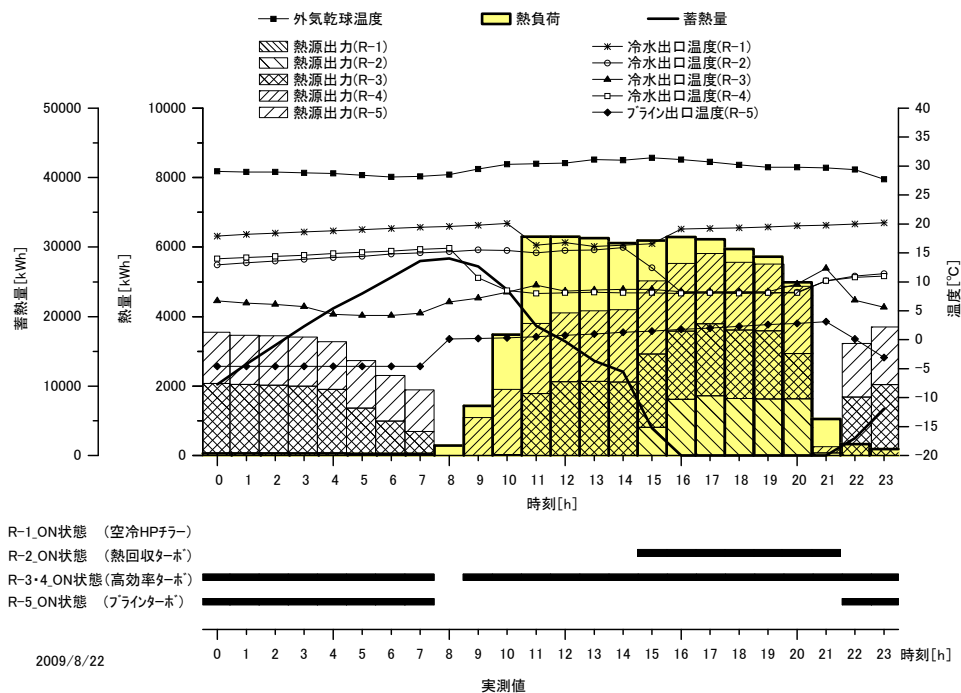


図 3-15 蓄熱バランス図 (夏期代表日)

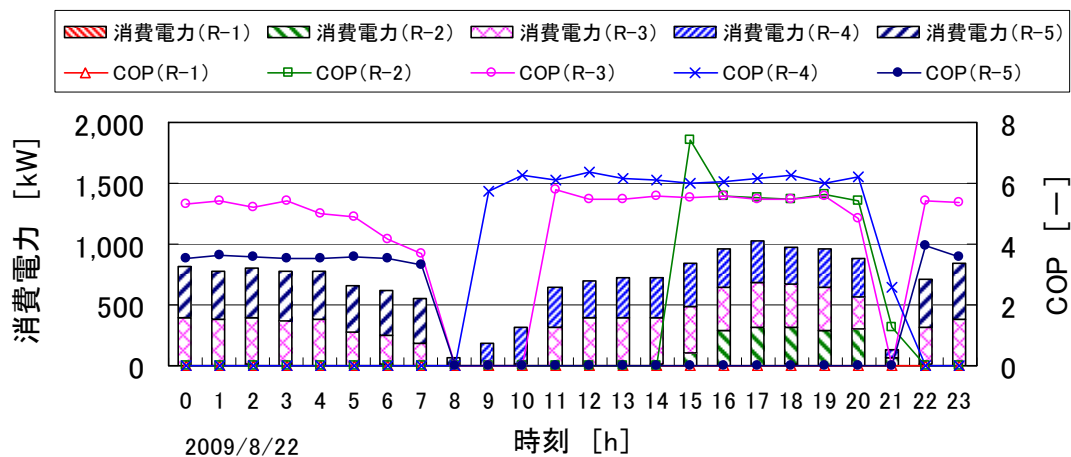


図 3-16 時刻別熱源機電力量と熱源機単体 COP（夏期代表日）

(b) 冷却水温度

日積算冷房負荷の最大日（2009/8/22）における各熱源機入口冷却水温度を図 3-17 に示す。熱源機入口冷却水温度は、ブライントーボ冷凍機（R-5）の冷却水が盛夏時期にも関わらず 28℃程度まで低めに運転制御されている。他の熱源機の冷却水は概ね 30～32℃で運転されている。

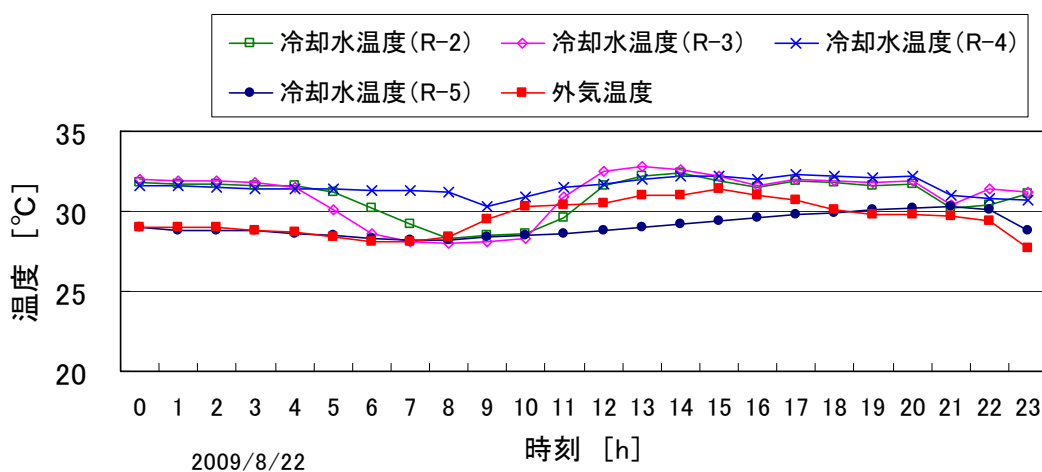


図 3-17 時刻別熱源機冷却水温度（夏期代表日）

(c) 蓄熱槽内温度

図 3-18 に日積算冷房負荷の最大日（2009/8/22）の時刻別の冷水蓄熱槽内温度を示す。冷水蓄熱槽内の温度は夜間（22-8h）の蓄熱運転時は徐々に温度が低くなり 8 時の時点で低温槽（NO.1）が 4℃程度まで低くなっている。（氷蓄熱槽からの低温冷水と熱交換し冷水槽の低温化を図り、蓄熱量を増加させている。）

昼間では、9時から21時の間は熱源機が追掛運転を行っているがクローズ回路で運転しており、冷水蓄熱槽内温度は放熱運転での変化を示している。冷水槽の温度変化は良好な温度プロフィールを示しており、蓄熱槽利用温度差は 9℃程度と大きくなっている。

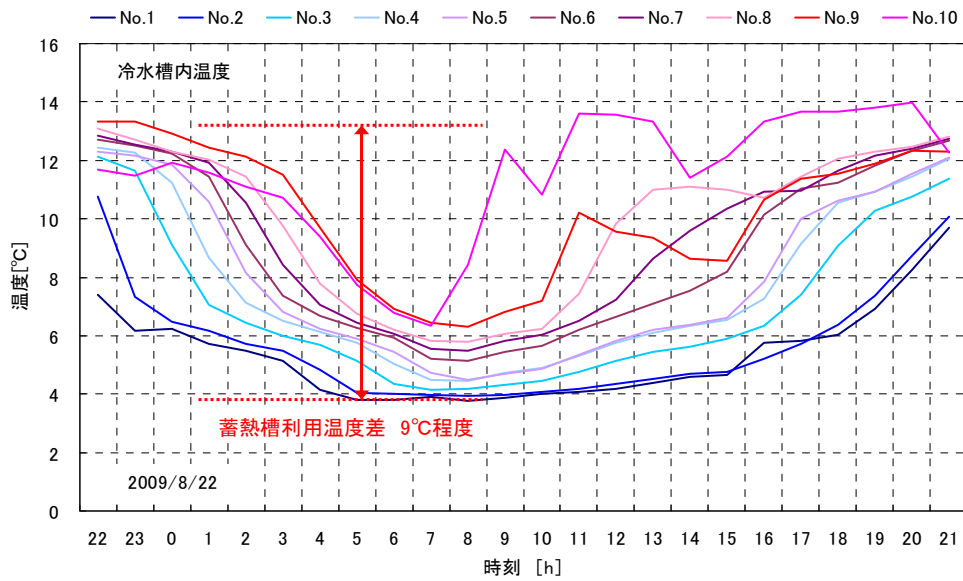


図 3-18 冷水蓄熱槽内温度プロフィール（夏期代表日）

図 3-19 に日積算冷房負荷の最大日（2009/8/22）の時刻別の氷蓄熱槽内温度を示す。夜間（22-8h）の蓄熱運転時は3時間程度で0°C程度まで温度が低くなり1時以降は0°C程度を維持している。

昼間では、11時から氷蓄熱槽から放熱運転が行われ、15時頃まで放熱される。これにより、氷蓄熱槽内温度は11時から高くなり15時には9°C程度まで上昇している。温度プロフィールは良好であり、蓄熱槽利用温度差は9°C程度と大きくなっている。

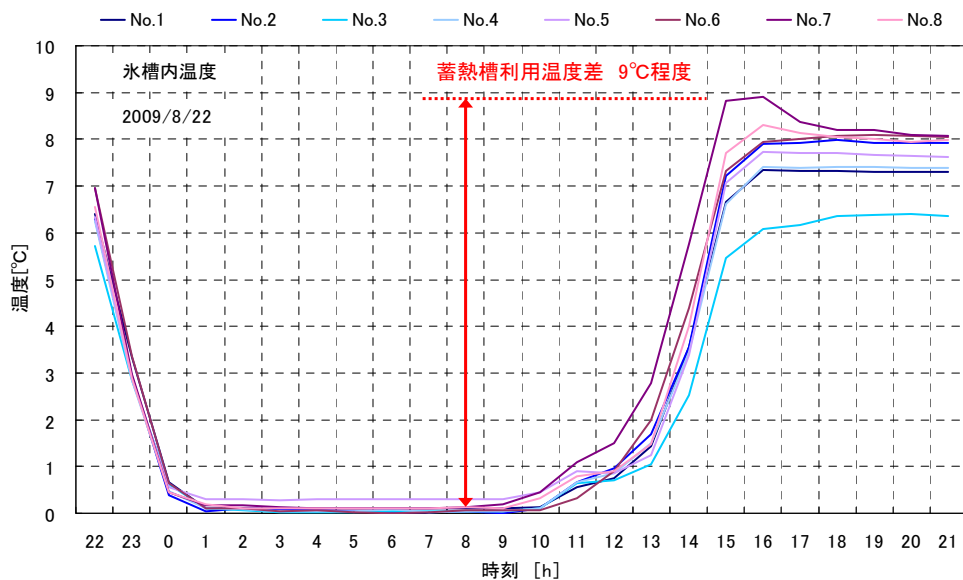


図 3-19 氷蓄熱槽内温度プロフィール（夏期代表日）

3).暖房代表日の運転状況

(a) 蓄熱バランス図

2009年の日積算暖房負荷の最大日(2009/3/3)の蓄熱バランス図を図3-20に示し、熱源機の時刻別電力量と機器単体COPを図3-21に示す。

この日の外気温度は4~8°C程度であり、日合計冷房負荷は12,077kWh/日であった。この日の最大冷房負荷は930kWで10時に発生している。

夜間の温水蓄熱は3時から6時に熱回収ターボ冷凍機(R-2)が熱回収モードで運転しており、温水温度は40~44°Cで蓄熱されている。一方、昼間の暖房運転では、温水槽の放熱運転において熱交換器を介して二次側空調機へ温水が送水されており、また空冷ヒートポンプチラー(R-1)の運転により36~40°C程度のやや低めの温水温度で送水されている。この結果、この日の暖房熱負荷夜間移行率(=製氷時生産熱量÷日合計生産熱量として算出)は36%となっている。

なお、図3-22に示すように、この日の冷房負荷は少なく、冷房熱源は熱回収ターボ冷凍機(R-2)が3時から6時まで蓄熱運転しているだけである。

熱源機単体COPについては、熱回収ターボ冷凍機(R-2)は冷水と温水の同時生産を行う熱回収モード運転を行っているため5.2~8.7と非常に高くなっており、空冷ヒートポンプチラー(R-1)は3.0程度となっている(熱源機単体COPの詳細は後述)。

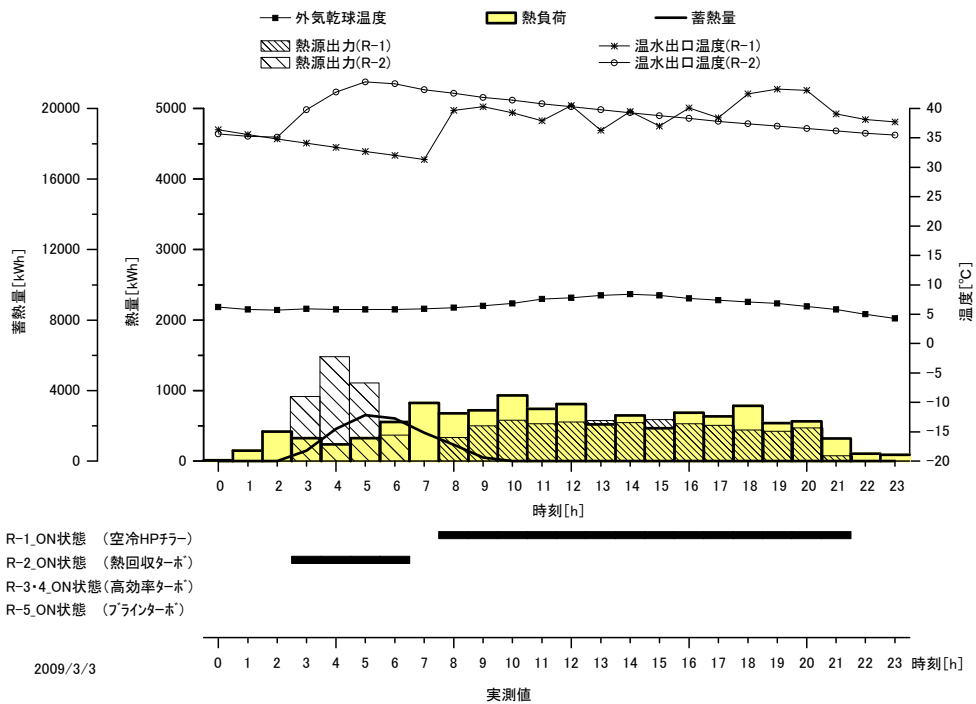


図 3-20 蓄熱バランス図 (冬期代表日)

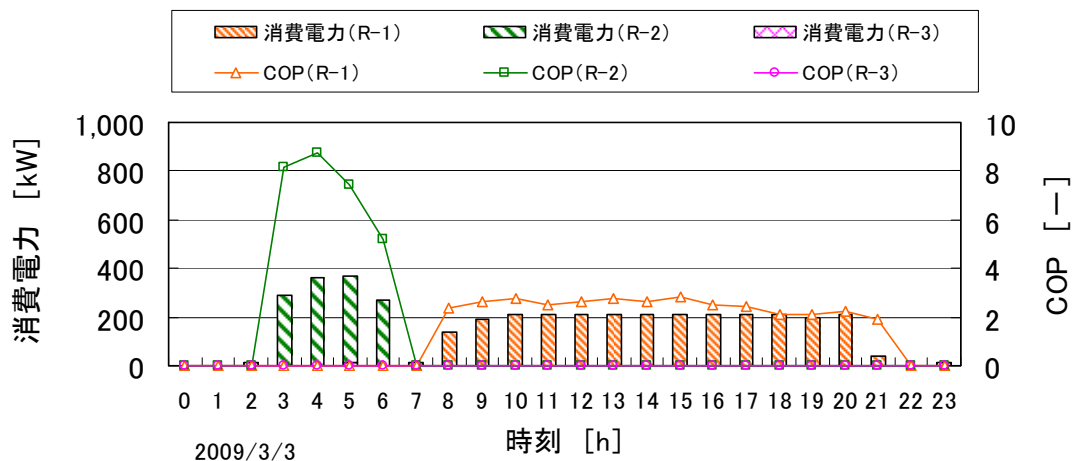


図 3-21 時刻別熱源機電力量と熱源機単体 COP (冬期代表日)

(b) 冷却水温度と冷水温度

日積算暖房負荷の最大日 (2009/3/3) おける冷暖房負荷と各熱源機の冷温水温度を図 3-22 に示す。暖房負荷に対して冷房負荷が非常に少なくなっているが、冷水槽と温水槽がバッファになり、熱回収ターボ冷凍機 (R-2) の運転が可能となっている。

熱回収ターボ冷凍機 (R-2) の温水温度は 40~44℃、冷水温度は 4.4~6.3 で蓄熱されている。また空冷ヒートポンプチラー (R-1) は 36~40℃程度のやや低めの温水温度で運転されている。

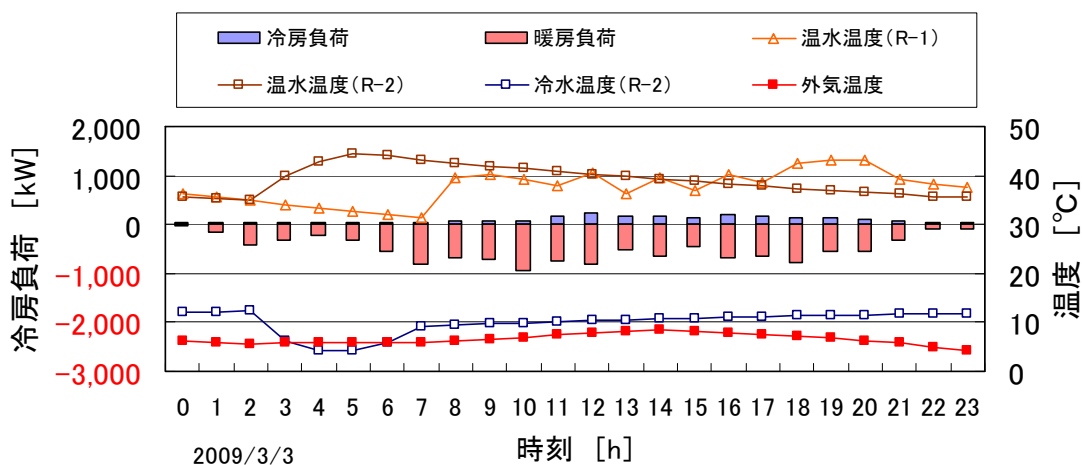


図 3-22 時刻別冷暖房負荷と熱源機温水温度・冷水温度 (冬期代表日)

(c) 蓄熱槽内温度

図 3-23 と図 3-24 に日積算暖房負荷の最大日 (2009/3/3) の時刻別の温水蓄熱槽内温度と冷水蓄熱槽内温度を示す。温水蓄熱槽内温度は熱回収ターボ冷凍機 (R-2) の 3時から 6時の運転により、36℃から 44.5℃まで温度が上昇している。温水槽からの放熱運転は 7時から行われ、蓄熱利用温度差は 9℃と大きくなっている。

冷水蓄熱槽内温度は熱回収ターボ冷凍機 (R-2) の 3時から 6時の運転により、11℃程度から 4℃程

度まで低くなっている。冷房負荷が少ないため、冷水蓄熱槽の利用温度差は夏期より小さいが7°C程度を維持している。

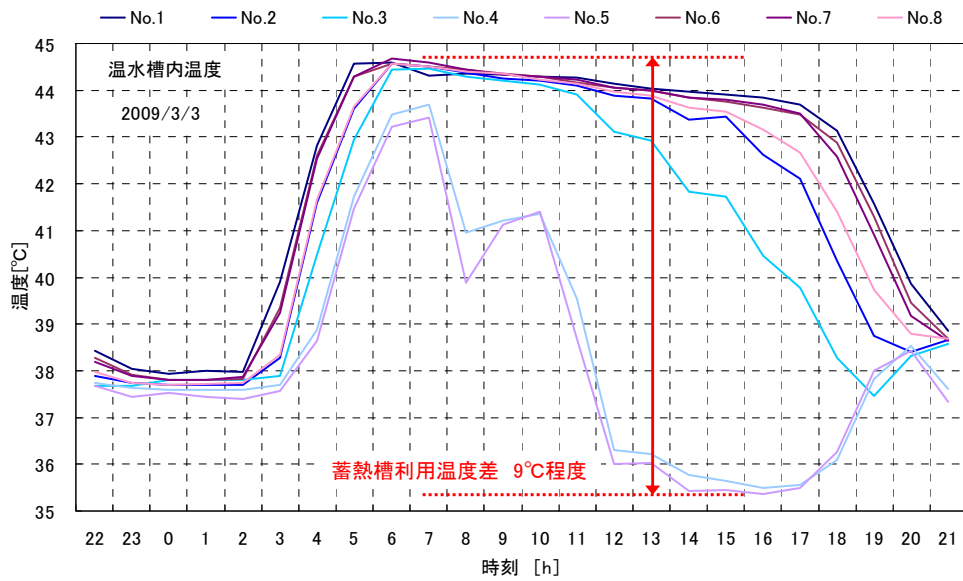


図 3-23 温水蓄熱槽内温度プロフィール (冬期代表日)

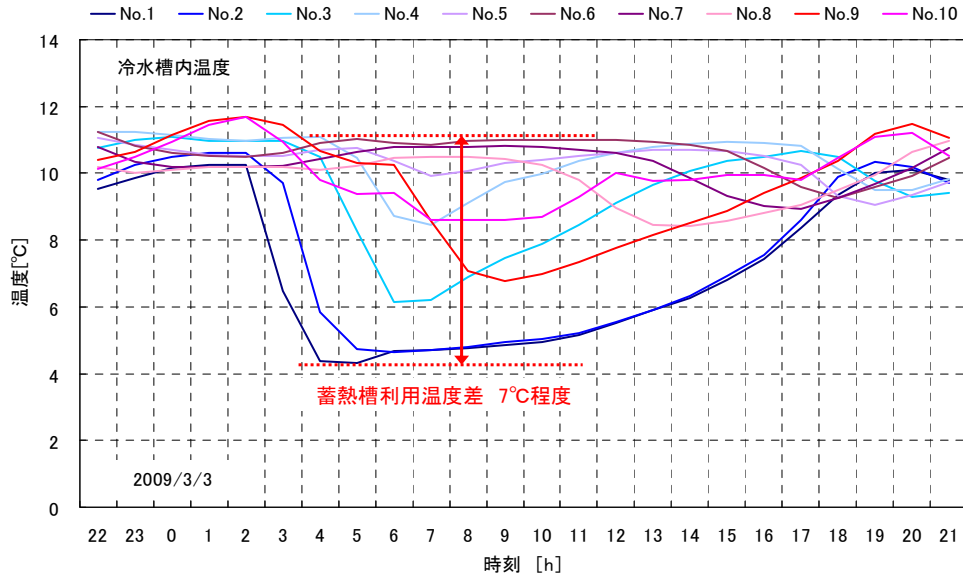


図 3-24 冷水蓄熱槽内温度プロフィール (冬期代表日)

3.2.3. 負荷平準化機器設備におけるピークシフト・ピークカット電力の推移及び定量的分析

(1). 電力デマンド低減効果

最大冷房負荷日（2009/8/22）の建物全体の時刻別電力量と蓄熱システムにより夜間に移行された電力量を図 3-25 に示す。

蓄熱システムにより熱源機の運転を夜間にシフトさせ、高効率なターボ冷凍機を中心とした運転により 11～17 時の電力デマンドは 5,860～6,200kWh/h 程度となっており、電力デマンド低減が図られている。（図 3-25 の青色ハッチング部分が夜間にシフトされた電力量を示している。）

※青色ハッチング部分の夜間移行電力量は、蓄熱利用量を昼間の熱源機平均 COP で除して算出している。

蓄熱システムを導入したことにより、建物全体の時刻別電力量が夜間に移行された割合を示す夜間電力移行率（図 3-25 の折線：シフト率＝夜間移行電力量÷受電電力量）に関しては、日平均で 14% 程度となっている。

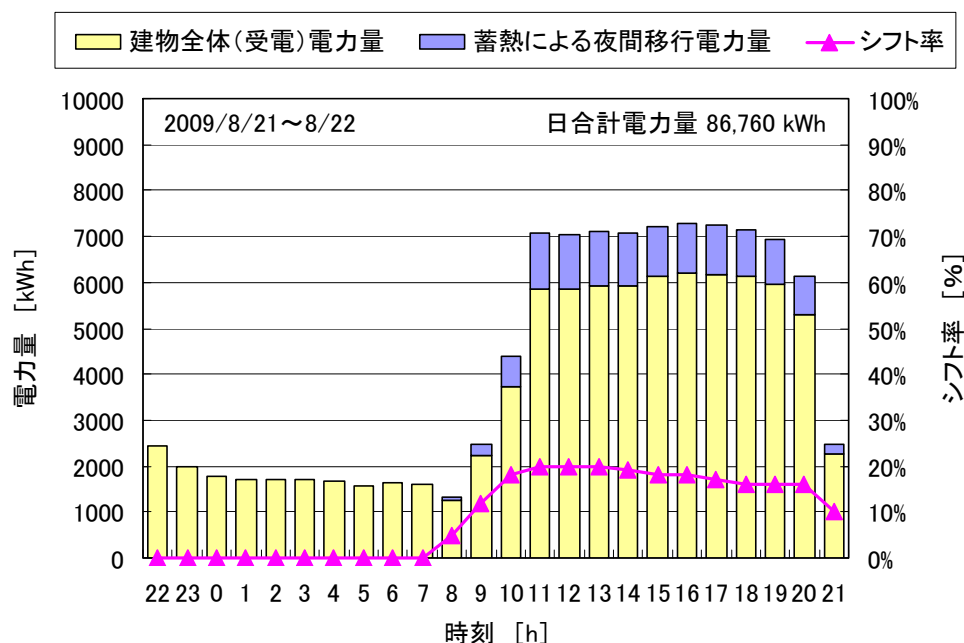


図 3-25 最大冷房負荷日の電力デマンドの推移

図 3-26 に 2009 年の最大冷房負荷日（2009/8/22）の 13:00～16:00 の商用電力系統の最大電力発生時刻におけるピークカット電力を示す。

蓄熱システム導入により、建物全体の電力デマンドは 15 時において 1,096kW 低減し、電力のピークカット率は 15%（＝15 時のピークカット電力 1,096kW÷蓄熱を導入しなかった場合の建物全体の受電電力 7,216kW）となっている。

なお、この日の建物全体電力量に対する電力夜間移行率は 11.9%（＝熱源機器夜間消費電力量 10,317kWh/日÷建物全体日合計電力量 86,760kWh/日）となっている。負荷平準化機器導入計画時の建物全体電力量に対する電力夜間移行率想定は、電力ピーク日で 7.7%であり、計画想定以上の値となっている理由は、電力使用量や冷房負荷等が設計想定より小さいためであり、蓄熱システムの効果がより大きく発揮されているといえる。

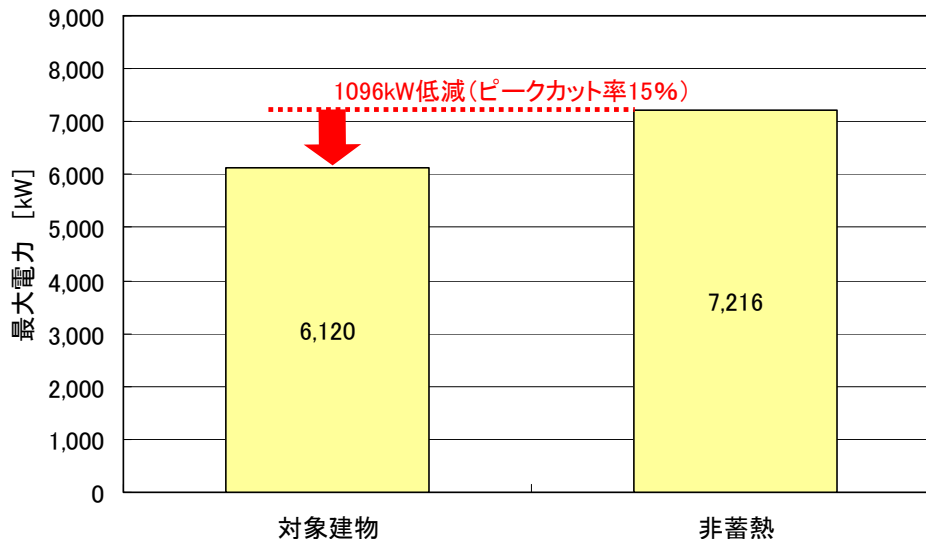


図 3-26 最大冷房負荷日のピークカット電力

(2). 月別夜間移行率

1). 電力夜間移行率

表 3-4 と図 3-27 に建物全体電力量に対する月別電力夜間移行率を示し、表 3-5 と図 3-28 に熱源機電力量に対する月別電力夜間移行率を示す。

建物全体電力量に対する月別電力夜間移行率は、蓄熱システムの導入による建物全体電力量の夜間移行の割合を示す指標であり、年間平均で8%となっている。なお、中間期と冬期は、冷房負荷が少なくなり、蓄熱システムによる夜間移行電力量が小さくなるため、建物全体の電力夜間移行率は夏期より小さい値となっている。

一方、熱源機電力量に対する月別電力夜間移行率は、冷房負荷の多い夏期は熱源機が昼間に追掛運転を行うため小さくなり、冷房負荷の少ない中間期や冬期では夜間移行率は高めになる。本施設では、氷蓄熱は5月下旬～9月末で運転され、電力デマンドが小さくなる中間期や冬期では、高効率ターボ冷凍機や熱回収ターボ冷凍機を中心とした水蓄熱システムの運用としているため、中間期や冬期の夜間移行率は54～77%となっており、年間平均では59%となっている。

表 3-4 月別電力夜間移行率（建物全体電力量に対して）

	建物全体(受電)電力量	熱源システム夜間電力量	建物全体-熱源システム夜間電力量	電力夜間移行率
	MWh	MWh	MWh	%
1月	1,860	48	1,812	3%
2月	1,723	47	1,676	3%
3月	1,894	72	1,822	4%
4月	1,916	108	1,808	6%
5月	2,153	163	1,990	8%
6月	2,243	276	1,967	12%
7月	2,521	305	2,216	12%
8月	2,516	306	2,210	12%
9月	2,248	283	1,965	13%
10月	2,101	131	1,969	6%
11月	1,928	105	1,823	5%
12月	1,899	71	1,828	4%
合計	25,001	1,913	23,087	8%

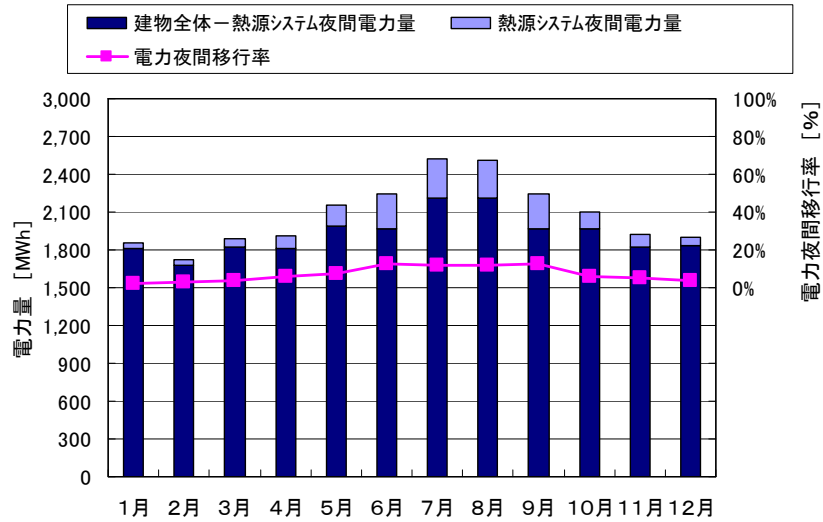


図 3-27 月別電力夜間移行率（建物全体電力量に対して）

表 3-5 月別電力夜間移行率（熱源機電力量に対して）

	熱源システム電力量	熱源システム夜間電力量	熱源システム昼間電力量	熱源電力夜間移行率
	MWh	MWh	MWh	%
1月	94	48	46	51%
2月	88	47	41	54%
3月	96	72	25	74%
4月	164	108	55	66%
5月	301	163	139	54%
6月	478	276	202	58%
7月	577	305	272	53%
8月	576	306	270	53%
9月	415	283	132	68%
10月	244	131	113	54%
11月	137	105	33	76%
12月	91	71	21	77%
合計	3,261	1,913	1,347	59%

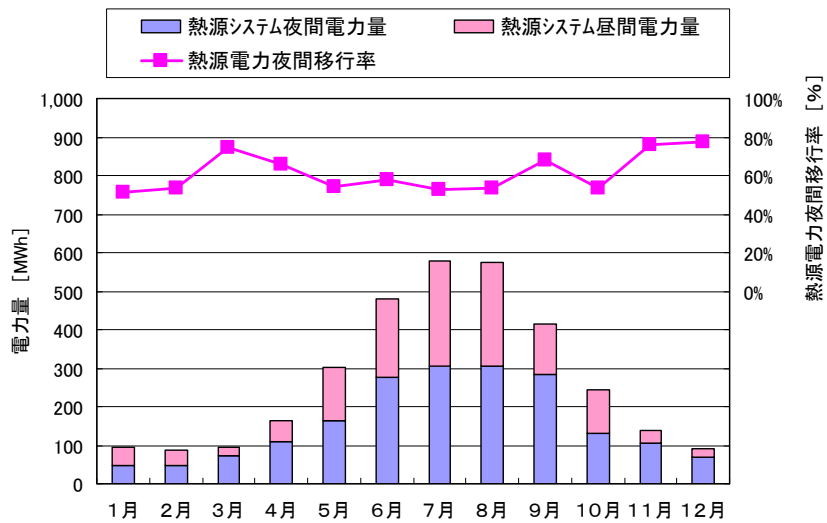


図 3-28 月別電力夜間移行率（熱源機電力量に対して）

2).熱負荷夜間移行率

表 3-6 と図 3-29 に月別熱負荷夜間移行率を示す。月別熱負荷夜間移行率は、月別電力夜間移行率と同様に、冷房負荷の多い夏期は熱源機が昼間に追掛運転を行うため小さくなり、冷房負荷の少ない中間期や冬期では夜間移行率は高めになる。

本施設では、氷蓄熱は5月下旬～9月末で運転され、中間期や冬期では、電力デマンドが小さくなるため省エネルギーの更なる向上をめざして、氷蓄熱を運転せず高効率ターボ冷凍機や熱回収ターボ冷凍機を中心とした水蓄熱システムの運用としているため、中間期や冬期の夜間移行率は50～88%となっており、年間平均では57%となっている。

表 3-6 月別熱負荷夜間移行率

	生産熱量(夜間)	生産熱量(昼間)	生産熱量(合計)	夜間移行率(熱量)
	MWh	MWh	MWh	%
1月	258.1	114.8	372.9	69%
2月	253.0	114.4	367.4	69%
3月	378.8	72.9	451.7	84%
4月	506.6	240.0	746.7	68%
5月	622.4	618.6	1,241.0	50%
6月	886.8	618.3	1,505.1	59%
7月	947.7	1,174.3	2,121.9	45%
8月	944.7	1,150.3	2,095.0	45%
9月	894.5	547.1	1,441.6	62%
10月	546.8	536.3	1,083.1	50%
11月	488.9	154.5	643.3	76%
12月	387.2	53.7	440.9	88%
合計	7,115.5	5,395.1	12,510.6	57%

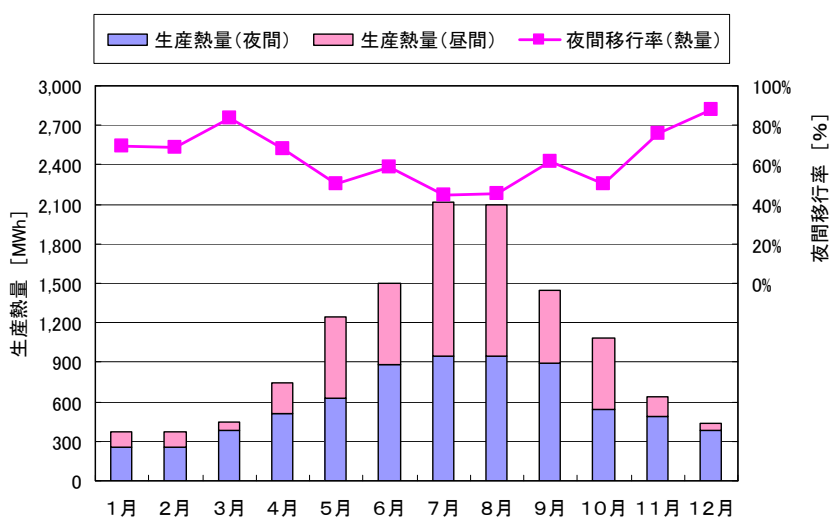


図 3-29 月別熱負荷夜間移行率

3.2.4. CO2 削減効果の推移及び定量的分析結果

(1). 熱源機単体 COP の推移

1). 月別熱源機単体 COP

(a) 高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）

表 3-7 と図 3-30 に月別、昼夜別の高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）単体 COP を示す。月別の高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）単体 COP は、年間を通して 4.8~6.0 と高い COP となっている。夏期 7・8 月では 5.4 程度であるが、中間期と冬期では冷却水温度を低めに運転制御し 6.0 まで COP が高くなっている。

夜間蓄熱時の COP は昼間の追掛運転時より高くなっているが、これは、蓄熱運転時の熱源機は 100% 能力運転を行っていることと冷却水温度が低めで運転されるためである。昼間は部分負荷での運転が多くなり、冷却水温度も夜間より若干高めとなることで COP が夜間より低めの値となっている。

表 3-7 月別熱源機単体 COP（高効率ターボ冷凍機・蓄熱用 R-3）

	熱源機単体 COP	熱源機単体 COP(夜間)	熱源機単体 COP(昼間)
	—	—	—
1月	0.00	0.00	0.00
2月	5.97	0.00	4.69
3月	6.07	0.00	4.65
4月	5.72	5.71	4.37
5月	5.56	5.52	4.56
6月	4.83	5.35	3.04
7月	5.36	5.17	4.55
8月	5.34	5.19	4.51
9月	5.48	5.38	4.65
10月	5.50	5.50	4.39
11月	5.72	5.73	4.15
12月	0.00	0.00	0.00
平均	5.55	5.44	4.35

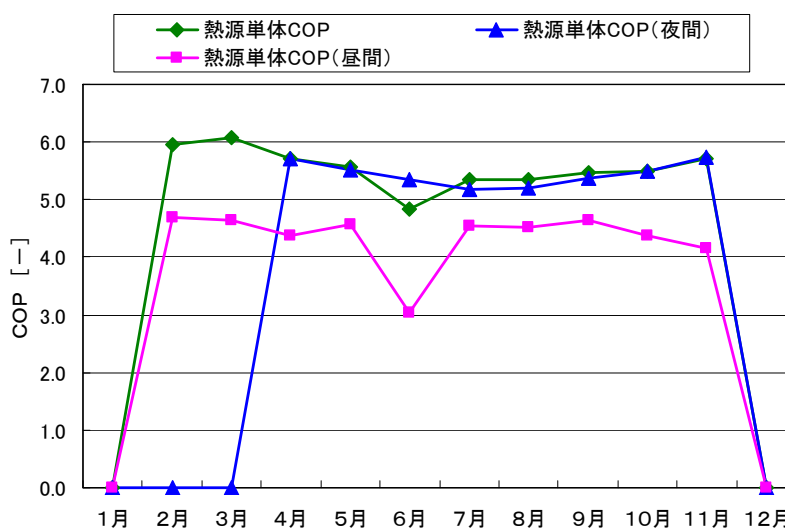


図 3-30 月別熱源機単体 COP（高効率ターボ冷凍機・蓄熱用 R-3）

(b) 熱回収ターボ冷凍機 (R-2)

表 3-8 と図 3-31 に月別、昼夜別の熱回収ターボ冷凍機 (R-2) 単体 COP を示す。月別の熱回収ターボ冷凍機 (R-2) 単体 COP は、夏期と中間期は冷房単独モードでの運転であり、概ね昼間の運転で使用されており、5.7~6.7 程度となっている。冬期は熱回収モードで運転され、冷水と温水の両方を生産しており、冷房と暖房の生産熱量を合わせた COP は非常に高く、6.8~7.2 となっている。

冬期の昼間は COP が低めになっているが、これは 8 時の停止時に部分負荷で運転していることによるものであり、運転時間は非常に少なく、全日平均 COP にはほとんど影響を与えていない。

表 3-8 月別熱源機単体 COP (熱回収ターボ冷凍機・R-2)

	熱源単体COP	熱源単体COP(夜間)	熱源単体COP(昼間)
	—	—	—
1月	6.93	6.97	4.48
2月	6.86	6.91	6.13
3月	6.69	6.75	4.74
4月	6.72	6.72	6.66
5月	6.26	0.00	6.26
6月	6.00	6.24	6.00
7月	5.73	0.00	5.73
8月	5.74	0.00	5.74
9月	6.19	—	6.19
10月	6.70	0.00	6.70
11月	7.23	6.93	8.56
12月	7.04	7.06	5.67
平均	6.51	6.80	6.07

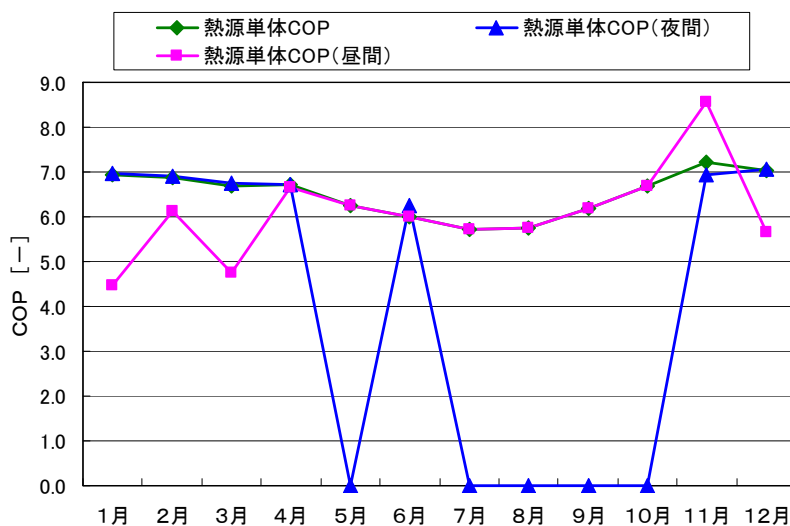


図 3-31 月別熱源機単体 COP (熱回収ターボ冷凍機・R-2)

(c) 高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）

表 3-9 と図 3-32 に月別の高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）単体 COP を示す。高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）は、昼間だけの運転であり、配管系統はクローズ回路となっている。

月別の高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）単体 COP は、年間を通して 6.0～6.7 と高い COP となっている。なお、3月は3月末に2時間程度低い負荷率で運転したため、COP が低い値となっているが、年間平均 COP には影響はない。

表 3-9 月別熱源機単体 COP（高効率ターボ冷凍機・クローズ回路専用 R-4）

	熱源単体COP	熱源単体COP(夜間)	熱源単体COP(昼間)
	—	—	—
1月	0.00	0.00	0.00
2月	0.00	0.00	0.00
3月	3.37	0.00	3.37
4月	6.37	0.00	6.37
5月	6.63	0.00	6.63
6月	5.96	—	5.96
7月	6.31	0.00	6.31
8月	6.27	0.00	6.27
9月	6.61	—	6.61
10月	6.70	0.00	6.70
11月	6.16	0.00	6.16
12月	0.00	0.00	0.00
平均	6.38	0.00	6.38

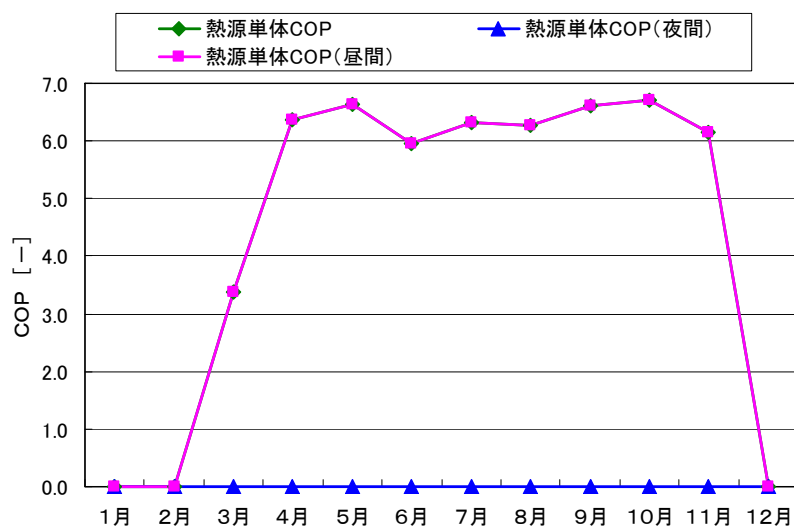


図 3-32 月別熱源機単体 COP（高効率ターボ冷凍機・クローズ回路専用 R-4）

(d) ブラインターボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）

表 3-10 と図 3-33 に月別、昼夜別のブラインターボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）単体 COP を示す。ブラインターボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）は氷蓄熱用として、ほとんど5月下旬～9月末の夜間に運転されている。4月は2時間程度昼間に追掛運転で運転したものである。

月別のブラインターボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）単体 COP は、7～9月は3.7程度、中間期の5月は4.3程度と高くなっており、年間平均の COP は4.0となっている。

夜間蓄熱時（製氷運転）の COP は7～9月より5～6月の方が高くなっているが、これは、冷却水温度が低めで運転されるためである。6月や9月昼間は部分負荷での運転が多くなり、冷却水温度も夜間より若干高めとなるために COP が夜間より低めの値となっている。

表 3-10 月別熱源機単体 COP（ブラインターボ冷凍機 R-5）

	熱源単体COP	熱源単体COP(夜間)	熱源単体COP(昼間)
	—	—	—
1月	0.00	0.00	0.00
2月	0.00	0.00	0.00
3月	0.00	0.00	0.00
4月	5.14	0.00	5.14
5月	4.33	4.21	4.75
6月	3.44	4.00	0.12
7月	3.73	3.74	3.51
8月	3.72	3.69	4.02
9月	3.78	3.82	1.89
10月	0.00	0.00	0.00
11月	0.00	0.00	0.00
12月	0.00	0.00	0.00
平均	4.02	3.89	3.86

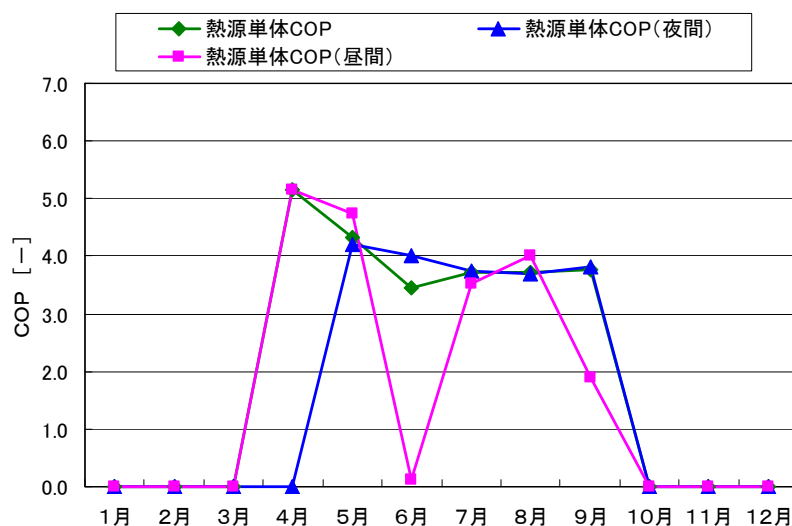


図 3-33 月別熱源機単体 COP（ブラインターボ冷凍機 R-5）

(e) 空冷ヒートポンプチラー (R-1)

表 3-11 と図 3-34 に月別の空冷ヒートポンプチラー (R-1) 単体 COP を示す。空冷ヒートポンプチラー (R-1) は、夏期は昼間だけの冷房運転、冬期は昼間だけの暖房運転であり、配管系統はクローズ回路となっている。なお、空冷ヒートポンプチラー (R-1) は、冷房時にはほとんど使用されておらず、主として、冬期において熱回収ターボ冷凍機の冷房排熱を利用した温水で賄えなかった場合の暖房負荷処理用として運転されている。

月別の空冷ヒートポンプチラー (R-1) 単体 COP は、夏期 (6~9 月) は 2.4~2.9 となっており、冬期 (12~3 月) は、2.4~2.6 となっており、年間平均では 2.43 となっている。

表 3-11 月別熱源機単体 COP (空冷ヒートポンプチラーR-1)

	熱源単体COP	熱源単体COP(夜間)	熱源単体COP(昼間)
	—	—	—
1月	2.56	0.00	2.63
2月	2.48	0.00	2.55
3月	2.35	0.00	2.50
4月	1.07	0.00	1.44
5月	0.23	0.00	0.41
6月	2.37	0.00	2.50
7月	2.77	0.00	2.92
8月	2.78	0.24	2.95
9月	2.90	0.17	3.03
10月	0.01	0.00	0.01
11月	1.32	0.00	1.71
12月	2.40	0.00	2.53
平均	2.43	0.20	2.59

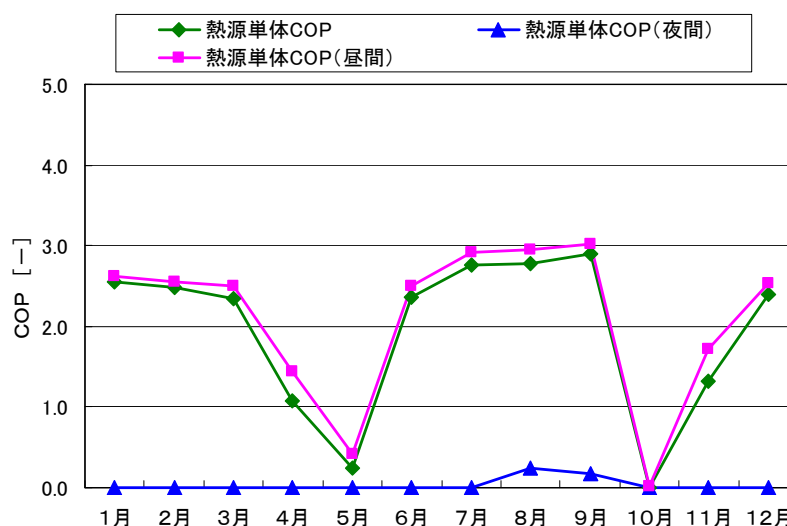


図 3-34 月別熱源機単体 COP (空冷ヒートポンプチラーR-1)

2).時刻別熱源機単体 COP

(a) 高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）

①熱源機負荷比の頻度分布

高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）のカタログ定格での運転負荷比を 1.0 とし、その能力に対する各時刻の熱源機負荷比の頻度分布（製氷運転時、追掛運転時）を図 3-35 と図 3-36 に示す。

夜間（22-8h）の蓄熱運転時では、0.8 以上の負荷比で運転している割合が全運転時間の 70% となっている。一方、昼間（8-22h）の追掛運転時は、クローズ回路での運転となり部分負荷での運転が多くなっているが、0.8 以上の負荷比で運転している割合が全運転時間の 60% となっており、比較的負荷比が高い運転となっている。

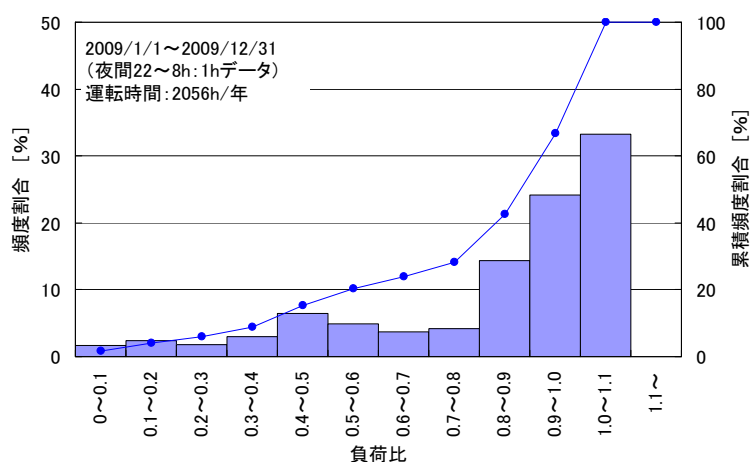


図 3-35 熱源機負荷比の頻度分布（高効率ターボ冷凍機・蓄熱用 R-3：蓄熱運転時）

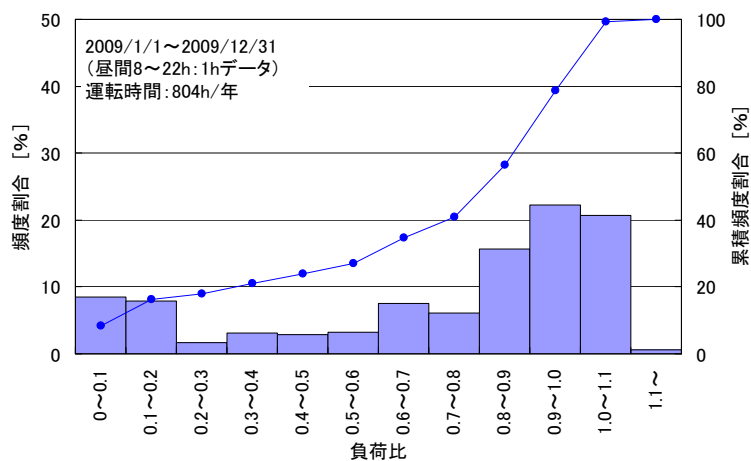


図 3-36 熱源機負荷比の頻度分布（高効率ターボ冷凍機・蓄熱用 R-3：追掛運転時）

②時刻別熱源機単体 COP

高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）の冷却水温度・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-37 に示し、負荷比・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-39 に示す。

図 3-37 では、冷却水温度が低くなるにしたがい COP が高くなっている。また、冷水温度が高くなるにしたがい COP が若干高くなっている。この特性より、冷却水温度を低めに運用できる中間期の方が夏期より COP が高くなっている（図 3-30 参照）。

図 3-37 では、COP が 4.0 以下の散布が見られるが、これは、熱源機の起動停止時の場合の値であり、起動停止時を除くと安定した COP が得られていることがわかる。（図 3-38 参照）

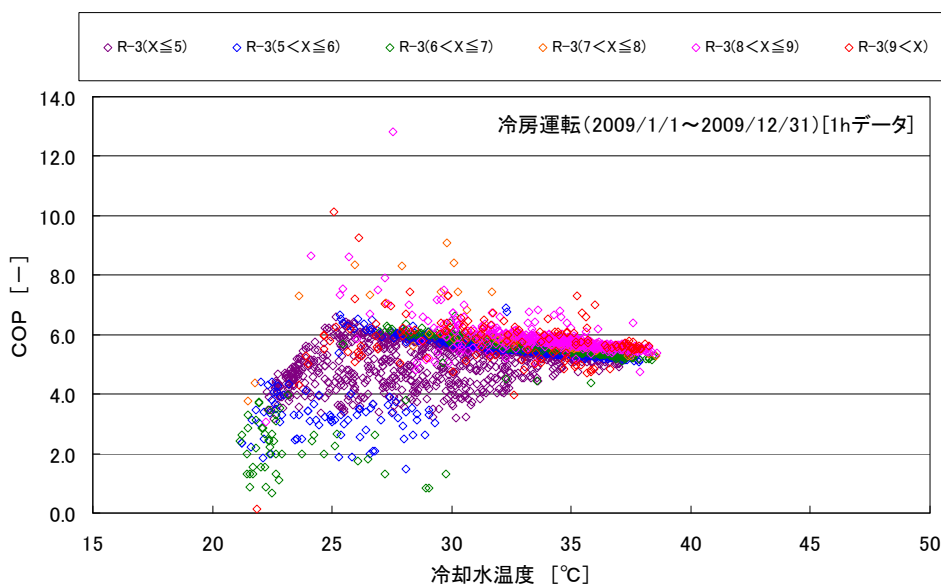


図 3-37 時刻別熱源機単体 COP（高効率ターボ冷凍機・蓄熱用 R-3：冷却水温度・冷水温度別）

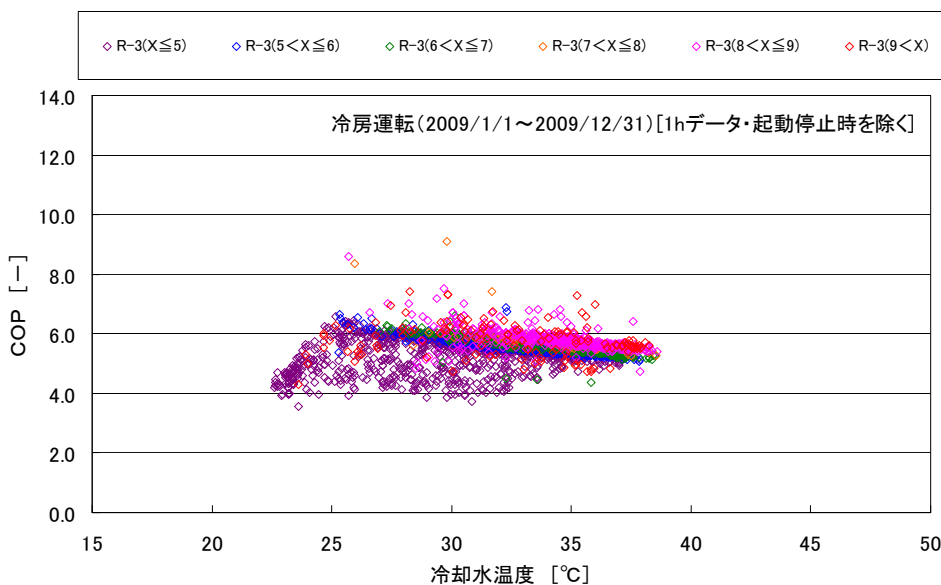


図 3-38 時刻別熱源機単体 COP
（高効率ターボ冷凍機・蓄熱用 R-3：冷却水温度・冷水温度別、起動停止時を除く）

図 3-39 では、負荷比が低くなるにしたがい COP が低くなっているが、図 3-35 と図 3-36 に示すように、部分負荷での運転時間は少なく、年平均 COP への影響は小さい。なお、負荷率が小さい運転は熱源機の起動停止時の場合である。

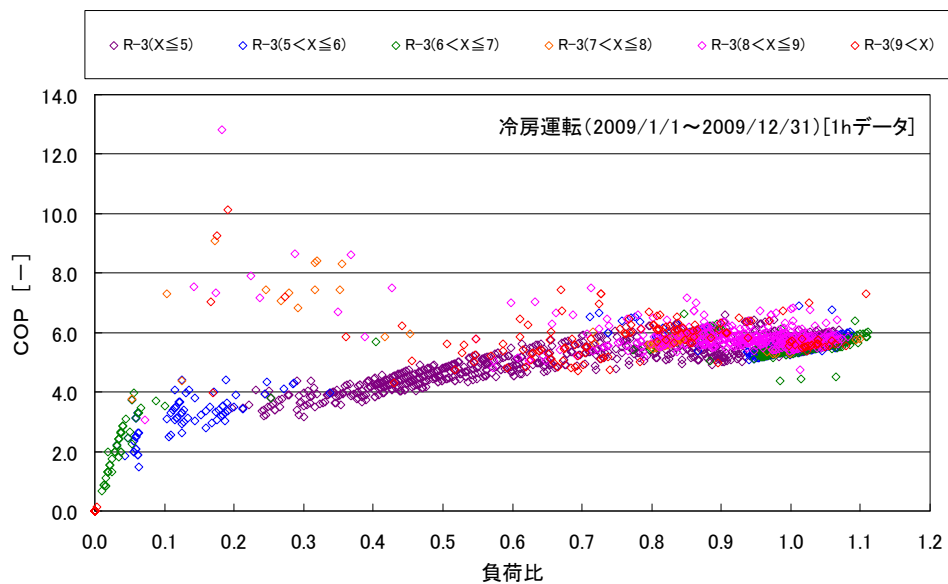


図 3-39 時刻別熱源機単体 COP (高効率ターボ冷凍機・蓄熱用 R-3 : 負荷比・冷水温度別)

(b) 熱回収ターボ冷凍機 (R-2)

① 熱源機負荷比の頻度分布

熱回収ターボ冷凍機 (R-2) のカタログ定格での運転負荷比を 1.0 とし、その能力に対する各時刻の熱源機負荷比の頻度分布 (製氷運転時、追掛運転時) を図 3-40 と図 3-41 に示す。

夜間 (22-8h) の蓄熱運転時では、0.8 以上の負荷比で運転している割合が全運転時間の 78% となっている。一方、昼間 (8-22h) の追掛運転時は、クローズ回路での運転となり部分負荷での運転が多くなっており、0.2 以上の負荷比で運転している割合が全運転時間の 30% となっている。

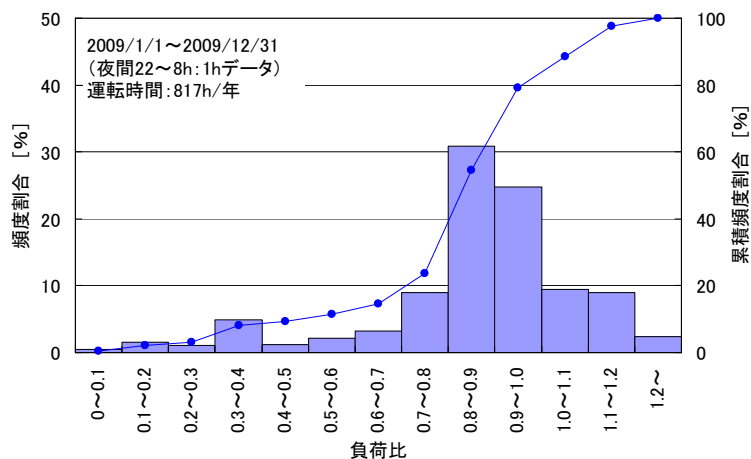


図 3-40 熱源機負荷比の頻度分布 (熱回収ターボ冷凍機 R-2 : 蓄熱運転時)

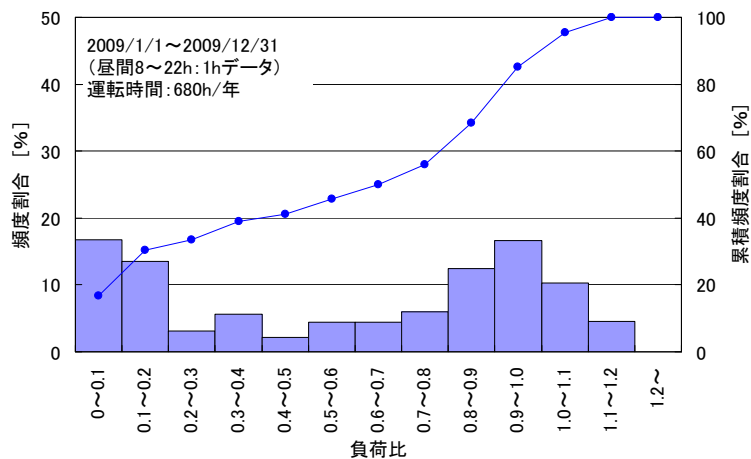


図 3-41 熱源機負荷比の頻度分布 (熱回収ターボ冷凍機 R-2 : 追掛運転時)

②時刻別熱源機単体 COP

熱回収ターボ冷凍機 (R-2) の冷却水温度・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-42 に示し、負荷比・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-43 に示す。

図 3-42 では、冷却水温度が低くなるにしたがい COP が高くなっている。また、冬期の熱回収モード (冷却水温度は温水温度を示している) では COP が 6~9 と非常に高くなっている。

図 3-43 では、負荷比が低くなるにしたがい COP が低くなっている。負荷比が 1.0 以上となる時間は冷却水温度が低めに運転制御され、熱源機冷房能力が増加している。

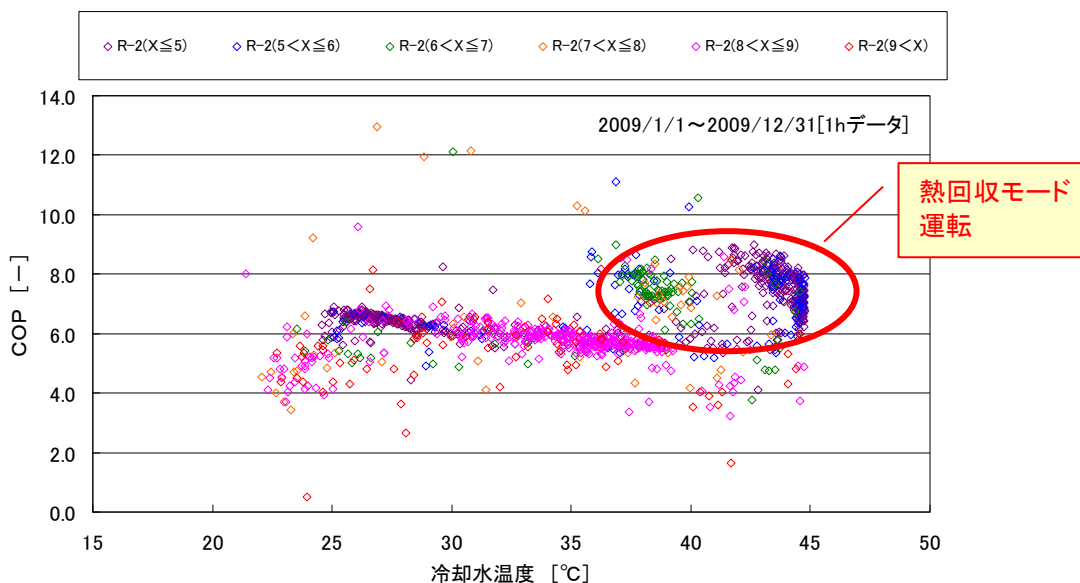


図 3-42 時刻別熱源機単体 COP (熱回収ターボ冷凍機 R-2 : 冷却水温度・冷水温度別)

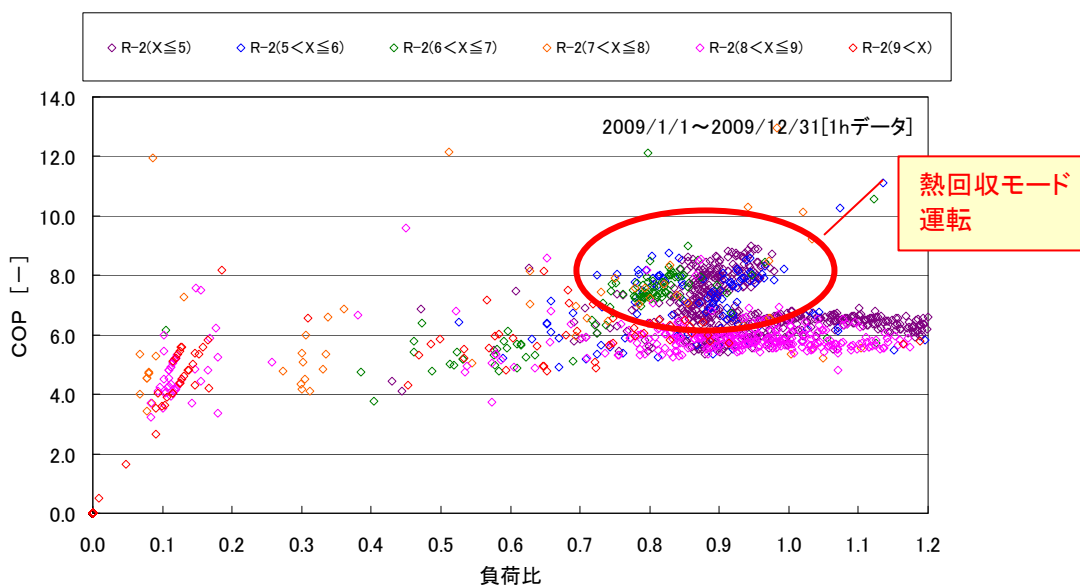


図 3-43 時刻別熱源機単体 COP (熱回収ターボ冷凍機 R-2 : 負荷比・冷水温度別)

(c) 高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）

① 熱源機負荷比の頻度分布

高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）のカタログ定格での運転負荷比を 1.0 とし、その能力に対する各時刻の熱源機負荷比の頻度分布を図 3-44 に示す。

高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）は昼間にクローズ回路で運転するが、0.7 以上の負荷比で運転している割合が全運転時間の 70% となっており、比較的負荷比が高い運転となっている。

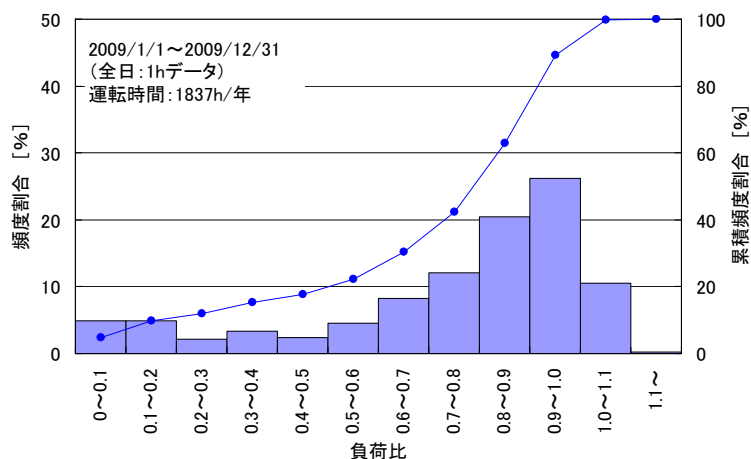


図 3-44 熱源機負荷比の頻度分布（高効率ターボ冷凍機 R-4）

② 時刻別熱源機単体 COP

高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）の冷却水温度・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-45 に示し、負荷比・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-46 に示す。

図 3-45 と図 3-46 は、高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）の特性と同様の傾向を示しているが、高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）より若干 COP が高めとなっている。

図 3-45 では冷却水温度が低くなるにしたがい COP が高くなっている。また、図 3-46 では、負荷比が低くなるにしたがい COP が低くなっているが、図 3-44 に示すように、部分負荷での運転時間は少なく、年平均 COP への影響は小さい。

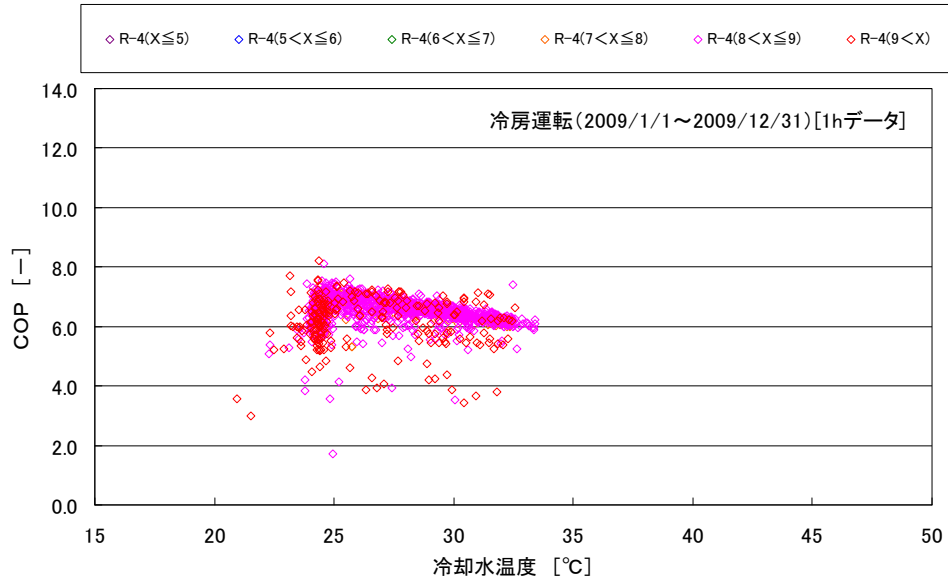


図 3-45 時刻別熱源機単体 COP (高効率ターボ冷凍機 R-4 : 冷却水温度・冷水温度別)

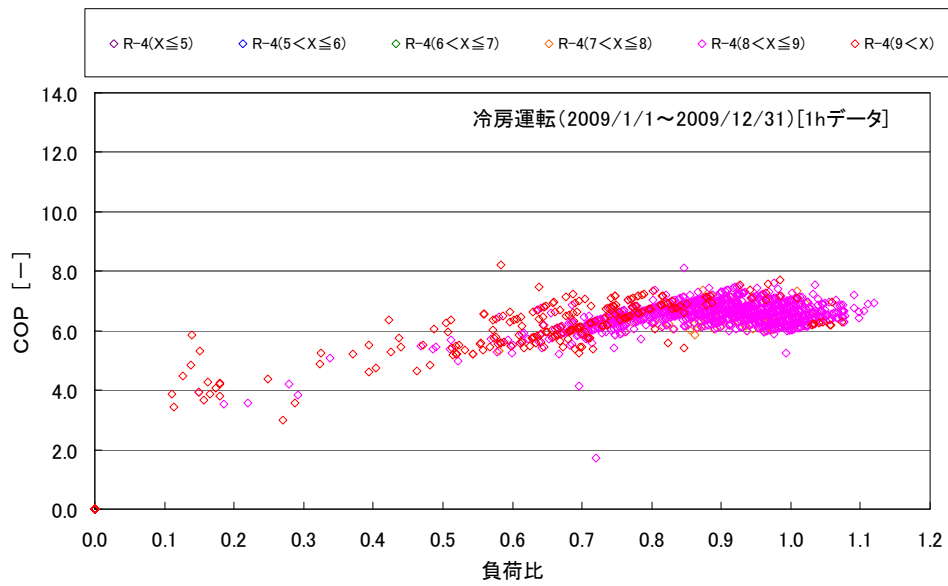


図 3-46 時刻別熱源機単体 COP (高効率ターボ冷凍機 R-4 : 負荷比・冷水温度別)

(d) ブラインターボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）

① 熱源機の運転負荷比別頻度分布

ブラインターボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）のカタログ定格での運転負荷比を 1.0 とし（製氷能力を 1.0）、その能力に対する各時刻の熱源機負荷比の頻度分布（製氷運転時、追掛運転時）を図 3-47 と図 3-48 に示す。

夜間（22-8h）の製氷運転時では、0.7 以上の負荷比で運転している割合が全運転時間の 90% となっている。一方、昼間（8-22h）の追掛運転時では、ほとんどが部分負荷運転となっている。

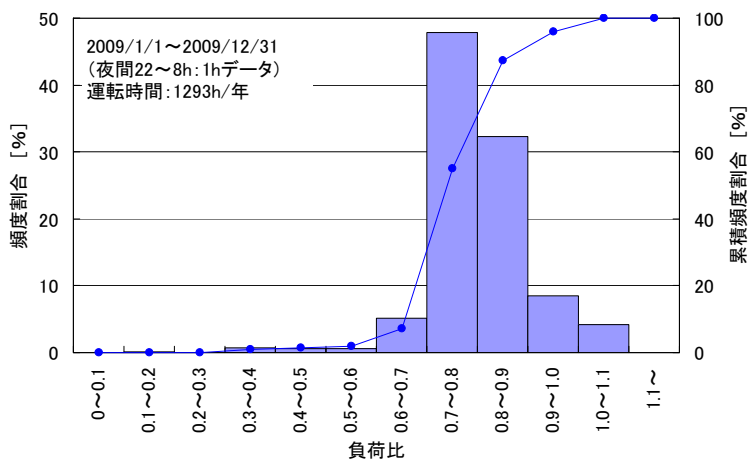


図 3-47 熱源機負荷比の頻度分布（ブラインターボ冷凍機 R-5：製氷運転時）

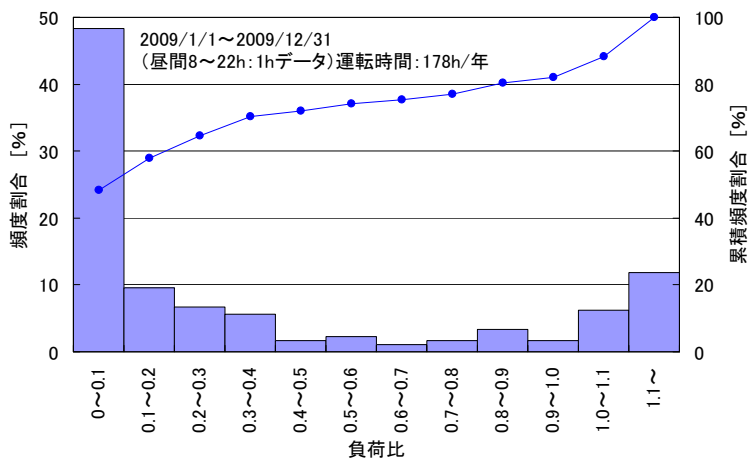


図 3-48 熱源機負荷比の頻度分布（ブラインターボ冷凍機 R-5：追掛運転時）

② 時刻別熱源機単体 COP

ブラインターボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）の冷却水温度・ブライン温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-49 に示し、負荷比・ブライン温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-51 に示す。

図 3-49 では、冷却水温度が低くなるにしたがい COP が高くなっており、また、ブライン温度が高くなるにしたがい COP が高くなっている。本施設では昼間の追掛運転時は、ブラインターボ冷凍機で冷

却したブラインと二次側からの戻り冷水を、熱交換器を介して熱交換し二次側冷水へ送水する運転となるため（図 3-4 参照）、追掛運転時のブライン温度が高い運転となり概ね 0.3~0.5 程度 COP が高くなっている。なお、COP が低い値で散布している時間は、熱源機の起動時、停止時の運転となっているが、起動時、停止時の運転時間は少なく、年平均 COP への影響は非常に少ない。

起動停止時を除いた COP の散布を図 3-50 に示す。これによると、COP は高い値で安定した運転であることがわかる。

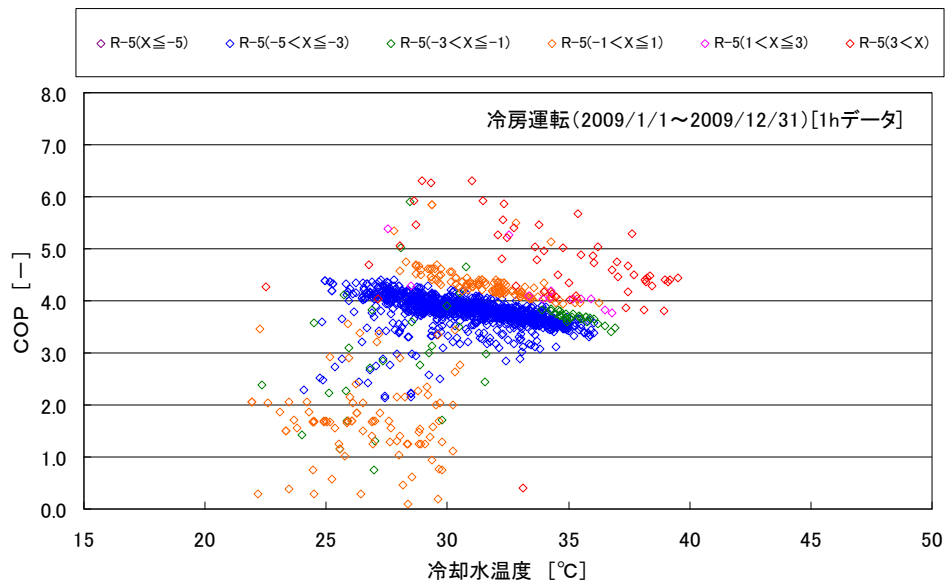


図 3-49 時刻別熱源機単体 COP (ブライントーボ冷凍機 R-5 : 冷却水温度・ブライン温度別)

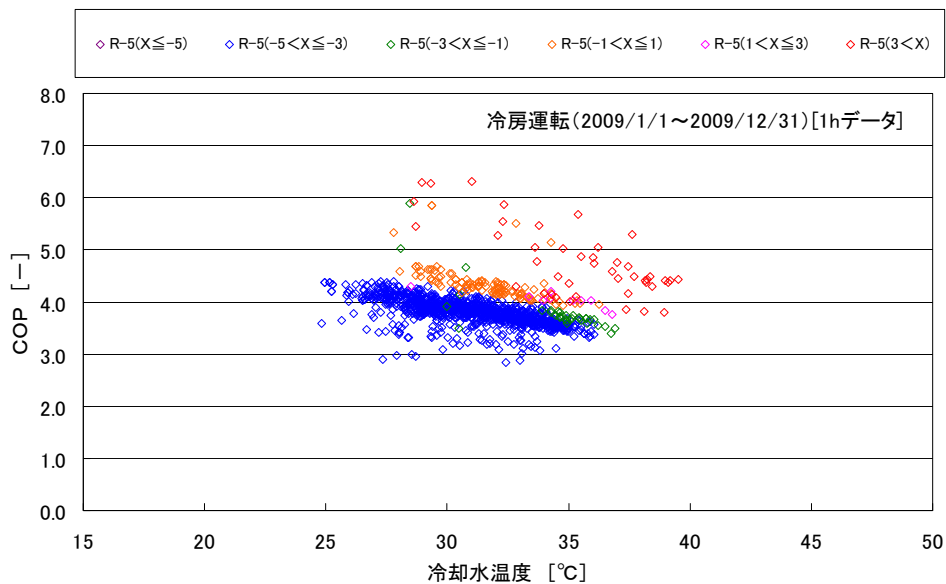


図 3-50 時刻別熱源機単体 COP
(ブライントーボ冷凍機 R-5 : 冷却水温度・ブライン温度別、起動停止時を除く)

図 3-51 では、製氷運転時の 0.7 以上の負荷比での運転がほとんどであり、COP は 3.5~4.3 程度と
なっていることがわかる。なお、負荷率が 0.6 以下は起動停止時の運転時を示している。

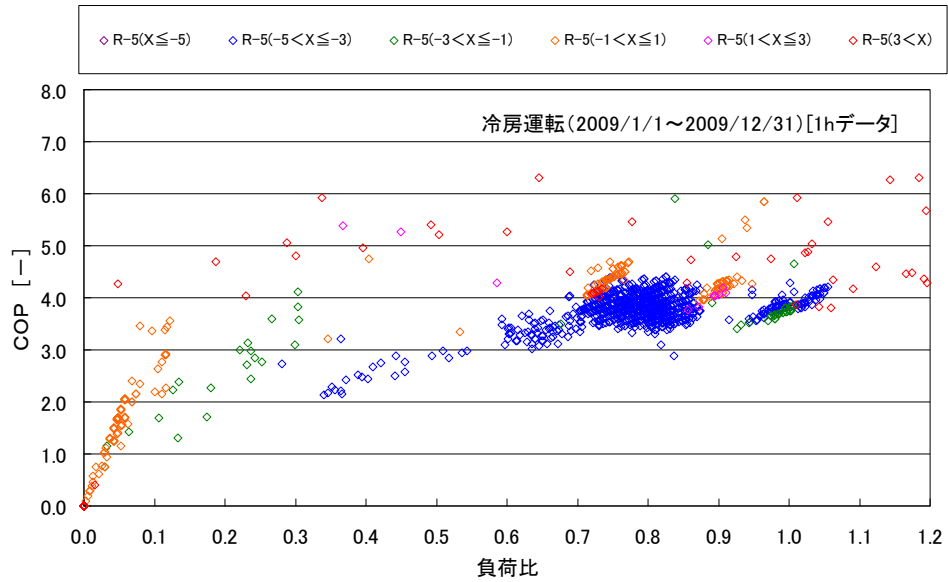


図 3-51 時刻別熱源機単体 COP (プラインターボ冷凍機 R-5 : 負荷比・ライン温度別)

(e) 空冷ヒートポンプチラー (R-1)

①熱源機の運転負荷比別頻度分布

空冷ヒートポンプチラー (R-1) のカタログ定格での運転負荷比を 1.0 とし、その能力に対する各時刻の熱源機負荷比の頻度分布 (冷房運転時、暖房運転時) を図 3-52 と図 3-53 と示す。

冷房運転時、暖房負荷時ともに、常に部分負荷で運転しており、冷房時は低負荷比での運転が多くなっている。暖房運転では 0.6~0.7 の負荷比での運転時間が多くなっている。

年間運転時間は少なく、冷房時は 500 時間程度、暖房時では 740 時間程度となっている。(参考: R-2 は 1,500 時間/年、R-3 は 2,860 時間/年、R-4 は 1,840 時間/年、R-5 は 1,470 時間/年)

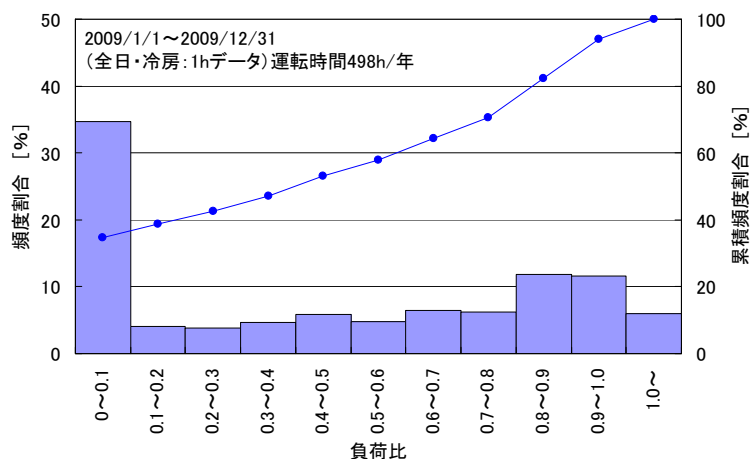


図 3-52 熱源機負荷比の頻度分布 (空冷ヒートポンプチラーR-1: 冷房運転時)

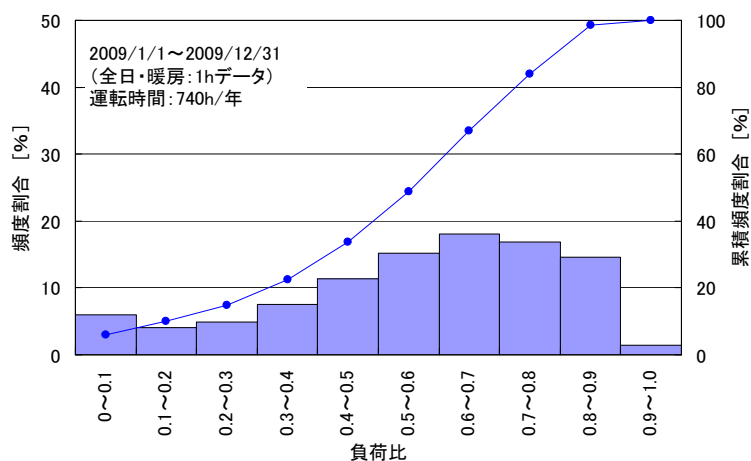


図 3-53 熱源機負荷比の頻度分布 (空冷ヒートポンプチラーR-1: 暖房運転時)

②時刻別熱源機単体 COP

空冷ヒートポンプチラー (R-1) の冷房運転における外気温度・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-54 に示し、負荷比・冷水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-55 に示す。また、暖房運転における外気温度・温水温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 3-56 に示し、負荷比・温水温度別の時刻別

熱源機単体 COP を図 3-57 に示す。

図 3-54 と図 3-56 では、冷房運転では外気温度が低くなるにしたがい COP が高く、暖房運転では外気温度が高くなるにしたがい COP が高くなっている。冷水や温水の温度による差異は見られない。

図 3-55 と図 3-57 では、冷房運転、暖房運転ともに負荷比が 0.2 程度までは COP は一定となっているが、これは、空冷ヒートポンプチラーがモジュール型機器となっており、熱源機本体側で各モジュールの負荷比を高い状態にし COP を高く維持することを目的として、モジュールの台数制御が行われていることによるものである。

なお、負荷比が 0.1 以下で散布している時間は、熱源機の起動時、停止時の運転となっているが、起動時、停止時の運転時間は少なく、年平均 COP への影響は非常に少ない。

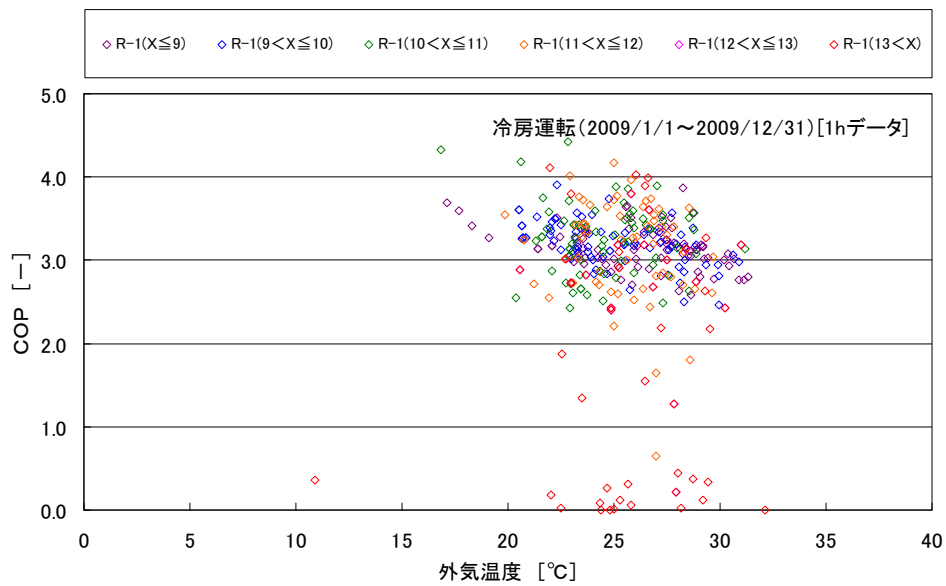


図 3-54 時刻別熱源機単体 COP (空冷ヒートポンプチラー冷房運転時：外気温度・冷水温度別)

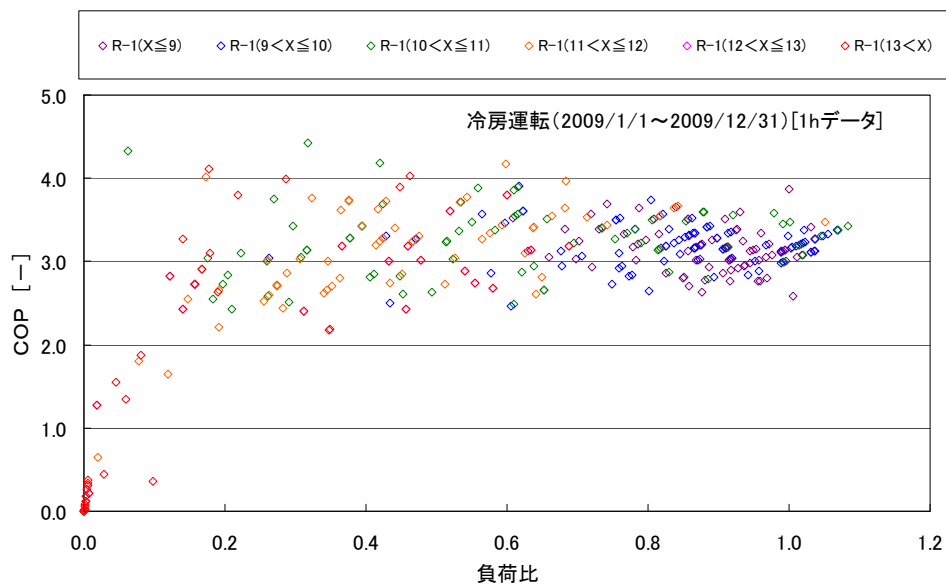


図 3-55 時刻別熱源機単体 COP (空冷ヒートポンプチラー冷房運転時：負荷比・冷水温度別)

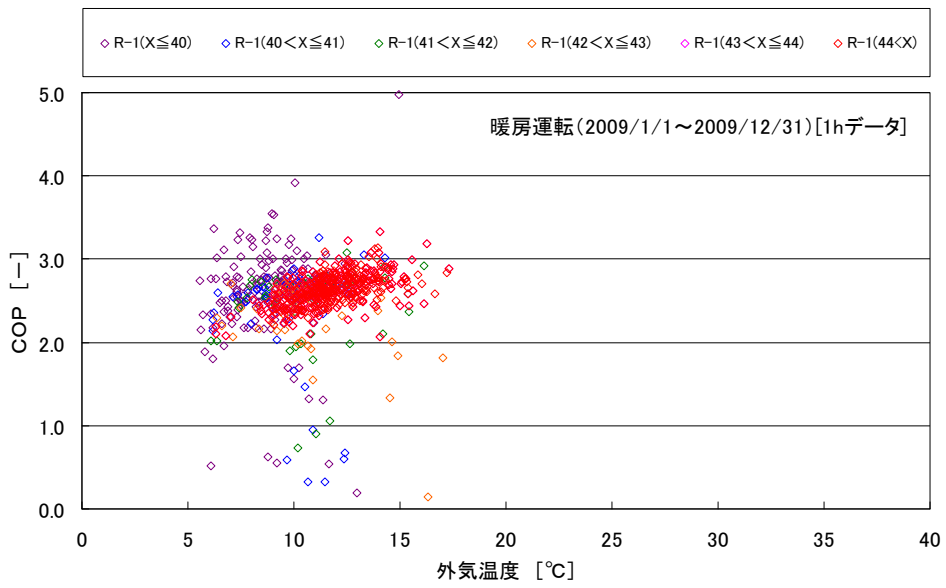


図 3-56 時刻別熱源機単体 COP (空冷ヒートポンプチラー暖房運転時：外気温度・温水温度別)

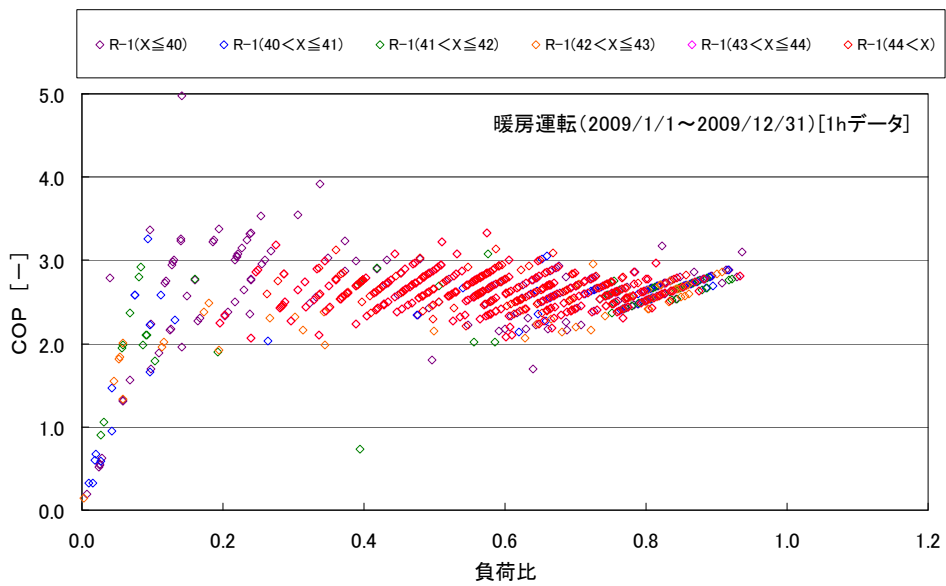


図 3-57 時刻別熱源機単体 COP (空冷ヒートポンプチラー暖房運転時：負荷比・温水温度別)

(2) 熱源ポンプ WTF の推移

①高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）用熱源ポンプ

高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）用一次冷水ポンプの WTF（＝熱源生産熱量÷ポンプ電力量）の月別平均値を表 3-12 と図 3-58 に示す。

冷水搬送システムの WTF はピーク負荷に対して密閉回路では 35 以上が望ましいとされるが、高効率ターボ冷凍機（蓄熱用 R-3）用一次冷水ポンプはインバータによる変流量制御が行われており、年間平均 54.9 と高くなっている。

表 3-12 月別熱源ポンプ WTF（R-3 用一次冷水ポンプ）

	ポンプWTF	生産熱量	ポンプ電力量
	—	MWh/月	MWh/月
1月	—	0.0	0.0
2月	57.9	13.9	0.2
3月	91.3	20.1	0.2
4月	52.8	328.0	6.2
5月	53.6	617.7	11.5
6月	50.2	632.6	12.6
7月	60.7	863.8	14.2
8月	59.7	828.1	13.9
9月	55.0	624.1	11.3
10月	50.8	592.3	11.7
11月	50.6	313.9	6.2
12月	—	0.0	0.0
平均	54.9	4,834.5	88.1

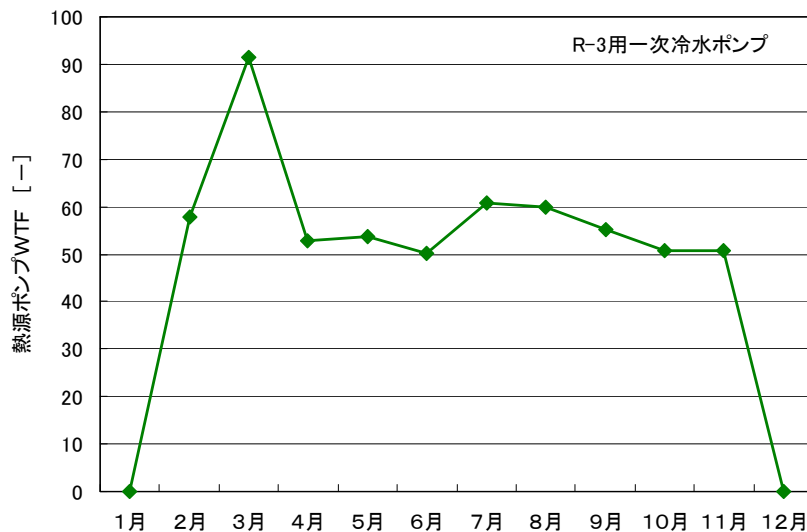


図 3-58 月別熱源ポンプ WTF（R-3 用一次冷水ポンプ）

②熱回収ターボ冷凍機 (R-2) 用熱源ポンプ

熱回収ターボ冷凍機 (R-2) 用の熱源ポンプ (一次冷水ポンプと一次温水ポンプ) の WTF の月別平均値を表 3-13 と図 3-59 に示す。

熱回収ターボ冷凍機 (R-2) は、夏期は昼間のクローズ運転だけであり、冬期は熱回収モード (蓄熱運転) によるオープン回路で運転している。このため、夏期は冬期よりも非常に高い値となっており、また、ポンプはインバータによる変流量制御が行われており、年間平均 60.9 と高くなっている。

表 3-13 月別熱源ポンプ WTF (R-2 用一次冷水+温水ポンプ)

	ポンプWTF	生産熱量	ポンプ電力量
	—	MWh/月	MWh/月
1月	50.3	260.4	5.2
2月	51.2	268.4	5.2
3月	54.7	386.8	7.1
4月	66.6	239.9	3.6
5月	84.3	40.3	0.5
6月	85.2	60.1	0.7
7月	92.1	224.7	2.4
8月	90.5	236.6	2.6
9月	91.2	39.5	0.4
10月	82.8	24.6	0.3
11月	55.4	240.2	4.3
12月	54.3	391.9	7.2
平均	60.9	2,413.4	39.6

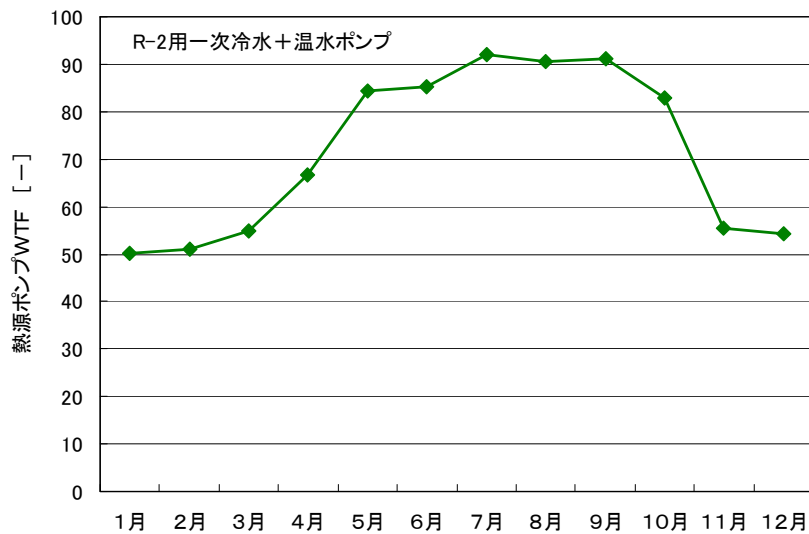


図 3-59 月別熱源ポンプ WTF (R-2 用一次冷水+温水ポンプ)

③高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）用熱源ポンプ

高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）用の一次冷水ポンプの WTF の月別平均値を表 3-14 と図 3-60 に示す。

高効率ターボ冷凍機（クローズ回路専用 R-4）は、昼間のクローズ運転だけであり、また、ポンプはインバータによる変流量制御が行われており、年間平均 WTF は 143.7 と非常に高い値となっている。

なお、3月は3月末に2時間程度低い負荷率で運転したため、WTF が低い値となっているが、年間平均 WTF には影響を及ぼしていない。

表 3-14 月別熱源ポンプ WTF (R-4 用一次冷水ポンプ)

	ポンプWTF —	生産熱量 MWh/月	ポンプ電力量 MWh/月
1月	—	0.0	0.0
2月	—	0.0	0.0
3月	49.3	1.4	0.0
4月	130.1	169.8	1.3
5月	146.6	441.5	3.0
6月	138.3	352.7	2.6
7月	144.4	534.9	3.7
8月	141.7	510.4	3.6
9月	149.7	317.7	2.1
10月	151.6	466.2	3.1
11月	133.7	84.4	0.6
12月	—	0.0	0.0
平均	143.7	2,879.0	20.0

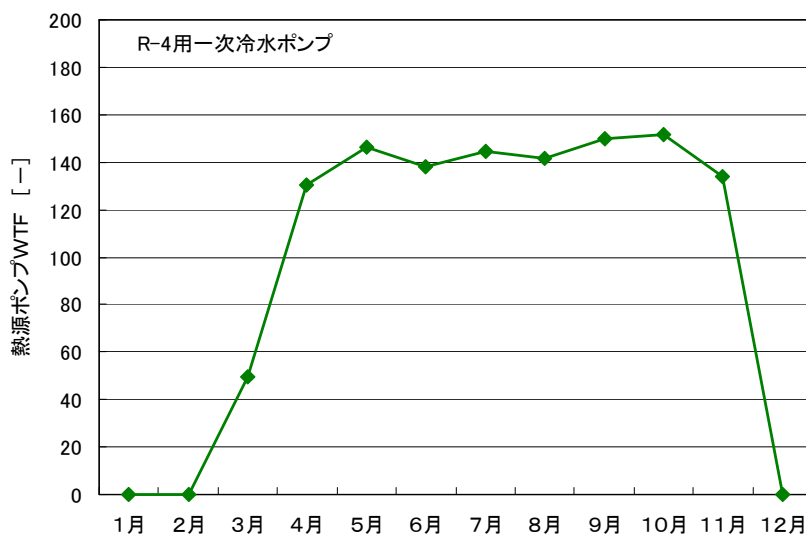


図 3-60 月別熱源ポンプ WTF (R-4 用一次冷水ポンプ)

④ブライントーボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）用熱源ポンプ

ブライントーボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）用のブラインポンプの WTF の月別平均値を表 3-15 と図 3-61 に示す。

ブライントーボ冷凍機（氷蓄熱用 R-5）は、常にクローズ運転となるが、ブライントーボ冷凍機出入口温度差が 3℃以下であり、他の熱源ポンプと比較すると低い値となっており、年間平均 16.5 となっている。

表 3-15 月別熱源ポンプ WTF (R-5 用ブラインポンプ)

	ポンプWTF	生産熱量	ポンプ電力量
	—	MWh/月	MWh/月
1月	-	0.0	0.0
2月	-	0.0	0.0
3月	-	0.0	0.0
4月	33.9	5.8	0.2
5月	18.9	141.1	7.5
6月	14.7	428.5	29.1
7月	17.3	460.3	26.6
8月	17.4	484.0	27.9
9月	16.1	412.1	25.6
10月	-	0.0	0.0
11月	-	0.0	0.0
12月	-	0.0	0.0
平均	16.5	1,931.7	116.9

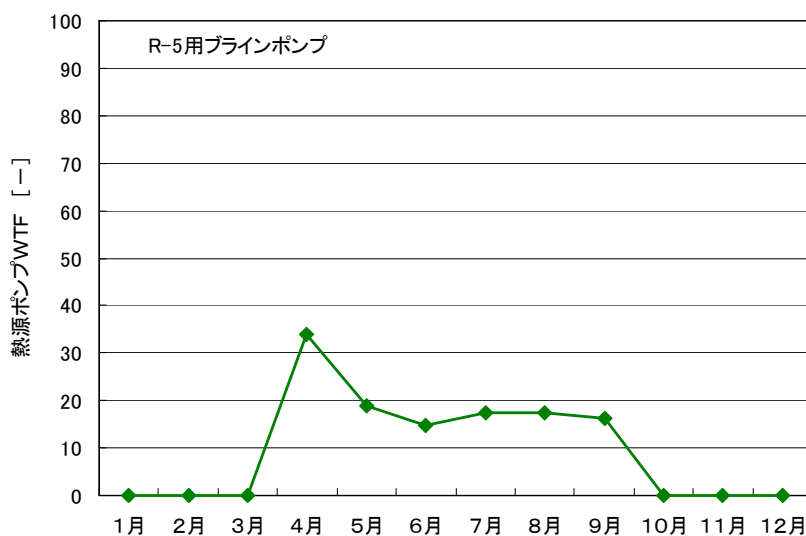


図 3-61 月別熱源ポンプ WTF (R-5 用ブラインポンプ)

⑤空冷ヒートポンプチラー (R-1) 用熱源ポンプ

空冷ヒートポンプチラー (R-1) 用の熱源ポンプ (一次冷水ポンプと一次温水ポンプ) のWTFの月別平均値を表 3-16 と図 3-62 に示す。

空冷ヒートポンプチラー (R-1) は、冷房運転、暖房運転ともに昼間のクローズ運転であり、このため、年間平均 90.8 と非常に高くなっている。

表 3-16 月別熱源ポンプ WTF (R-1 用一次冷水+温水ポンプ)

	ポンプWTF	生産熱量	ポンプ電力量
	—	MWh/月	MWh/月
1月	43.2	112.5	2.6
2月	83.9	85.2	1.0
3月	165.6	43.4	0.3
4月	159.0	3.2	0.0
5月	157.1	0.5	0.0
6月	164.9	31.2	0.2
7月	215.9	38.2	0.2
8月	203.7	35.8	0.2
9月	214.1	48.2	0.2
10月	—	0.0	0.0
11月	148.0	4.9	0.0
12月	179.6	49.0	0.3
平均	90.8	452.0	5.0

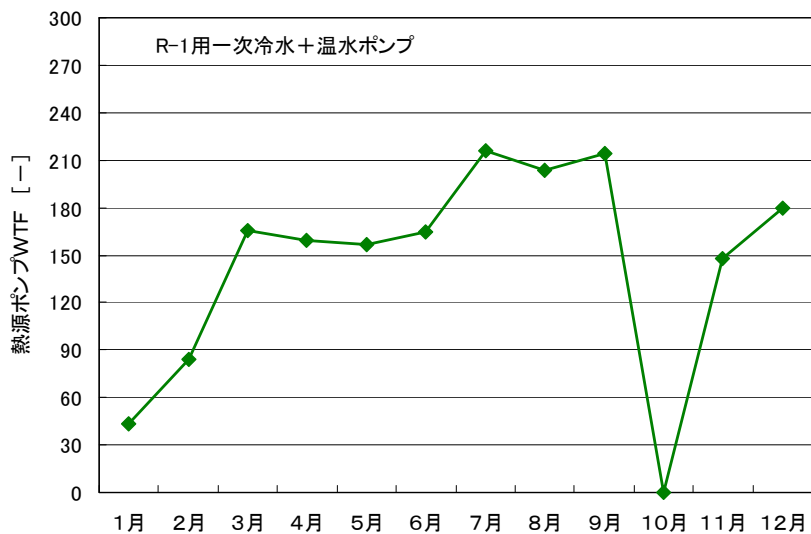


図 3-62 月別熱源ポンプ WTF (R-1 用一次冷水+温水ポンプ)

(3) 熱源システム COP の推移

熱源システムを構成する熱源機単体及び熱源ポンプ、冷却塔、冷却水ポンプの電力量を対象とした熱源システム全体の効率を評価する熱源システム COP の月別平均値を表 3-17 と図 3-63 に示す。

夜間の熱源システム COP の推移では、中間期では冷却水温度を低く運転制御していることもあり夏期より COP が高くなっている。また、冬期は熱回収ターボ冷凍機の熱回収モードでの運転により、非常に高い COP となっている。

昼間の熱源システム COP の推移では、夏期・中間期では高効率ターボ冷凍機の COP が高く、製氷運転がないために夜間より COP が高く、4 を超える値となっている。冬期は、空冷ヒートポンプチラーの運転が主体であり、2.5~3.0 程度の COP に留まっている。

全日の年間平均システム COP は 4.12 と高い値となっており、高効率ターボ冷凍機の導入および蓄熱+熱回収システムの導入効果が現れている。

表 3-17 月別熱源システム COP

	熱源システムCOP	熱源システムCOP (夜間)	熱源システムCOP (昼間)
	—	—	—
1月	3.98	5.41	2.49
2月	4.19	5.37	2.82
3月	4.69	5.29	2.94
4月	4.57	4.69	4.33
5月	4.12	3.82	4.46
6月	3.14	3.20	3.06
7月	3.67	3.09	4.32
8月	3.63	3.07	4.27
9月	3.46	3.15	4.13
10月	4.44	4.17	4.76
11月	4.68	4.68	4.70
12月	4.82	5.47	2.60
平均	4.12	4.28	3.74

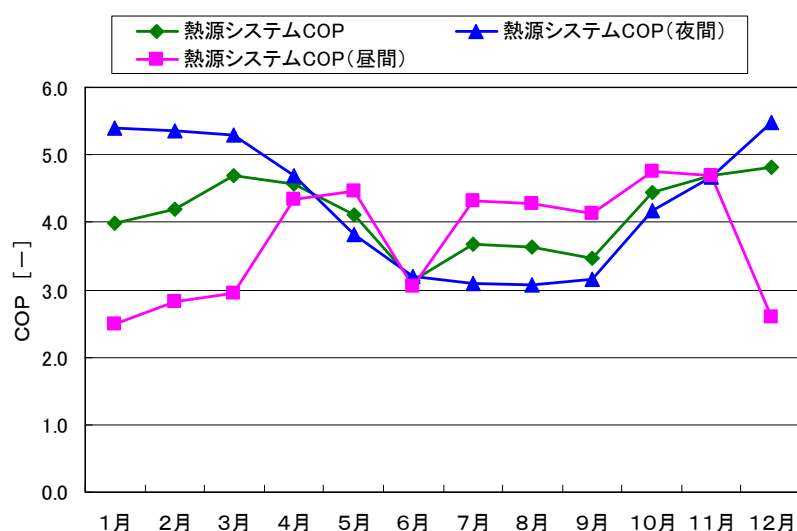


図 3-63 月別熱源システム COP

(4) システム COP、エネルギー消費係数の推移

熱源システムの二次側空調負荷に対する効率（配管熱損失・熱取得等も含む）であるシステム COP [二次エネルギー基準を SCOP II、一次エネルギー基準を SCOP I で表す] と SCOP I の逆数であるエネルギー消費係数の月別平均値およびシステム効率（二次側負荷と熱源機生産熱量の比率）を表 3-18 と図 3-64 に示す。

月別 SCOP II（二次エネルギー換算）は 2.7～3.9（年間平均 3.16）となっている。また、月別 SCOP I（一次エネルギー換算）は 1.0～1.4（年間平均 1.17）と 1.0 を超え、本システムが高効率なシステムであることを示している。さらに、エネルギー消費係数は、年間平均で 0.86 である。

蓄熱システムのシステム効率は、年間を通じてほとんど変化はなく、配管系統やシステム機器の熱損失に変化はなく断熱保温性能に問題はない。

表 3-18 月別システム COP・エネルギー消費係数・システム効率

	システムCOP (SCOP II)	システムCOP (SCOP I)	エネルギー消費係 数	システム効率
	—	—	—	—
1月	2.77	1.02	0.98	0.70
2月	3.48	1.29	0.78	0.83
3月	3.85	1.42	0.70	0.82
4月	3.65	1.35	0.74	0.80
5月	3.39	1.25	0.80	0.82
6月	2.70	0.99	1.01	0.86
7月	3.06	1.13	0.89	0.83
8月	3.03	1.12	0.89	0.83
9月	2.98	1.10	0.91	0.86
10月	3.75	1.38	0.72	0.84
11月	3.48	1.29	0.78	0.74
12月	3.52	1.30	0.77	0.73
平均	3.16	1.17	0.86	0.83

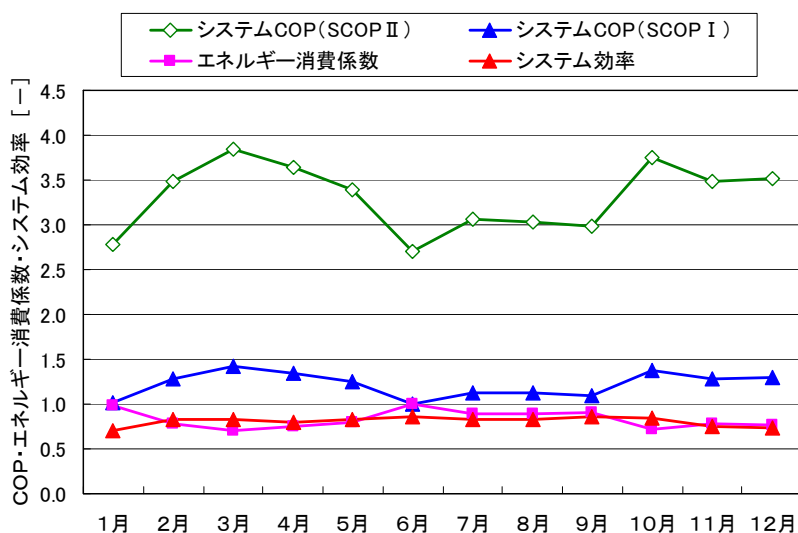


図 3-64 月別システム COP・エネルギー消費係数・システム効率

(5). 一次エネルギー消費量・CO2 排出量の統計値との比較

建物全体の年間電力使用量から、建物全体の年間一次エネルギー消費量を算出し、日本ビルエネルギー総合管理技術協会が公表している統計値（建築物エネルギー消費量調査報告書 H20 年度版：デパート・スーパー）との比較を表 3-19 と図 3-65 に示す。

なお、電力の一次エネルギー換算値は省エネルギー法より全日平均 9.76MJ/kWh とする。

日本ビルエネルギー総合管理技術協会の一次エネルギー消費量統計値（2,955MJ/m²年）との比較では、本施設は 2,724MJ/m²年であり 8%低くなっている。

表 3-19 一次エネルギー消費量（日本ビルエネルギー総合管理技術協会公表値との比較）

	対象建物	統計値
	MJ/m ² 年	MJ/m ² 年
熱源機器	264	2,955
補機	92	
その他	2,368	
合計	2,724	2,955
	92%	100%

※1: 数値は延床面積当たり(89,573m²)

※2: 統計値: 日本ビルエネルギー総合管理技術協会
「建築物エネルギー消費量調査報告書」(平成20年度版)
デパート・スーパーの値を使用

※3: 電力一次エネルギー消費量原単位 9760kJ/kWh

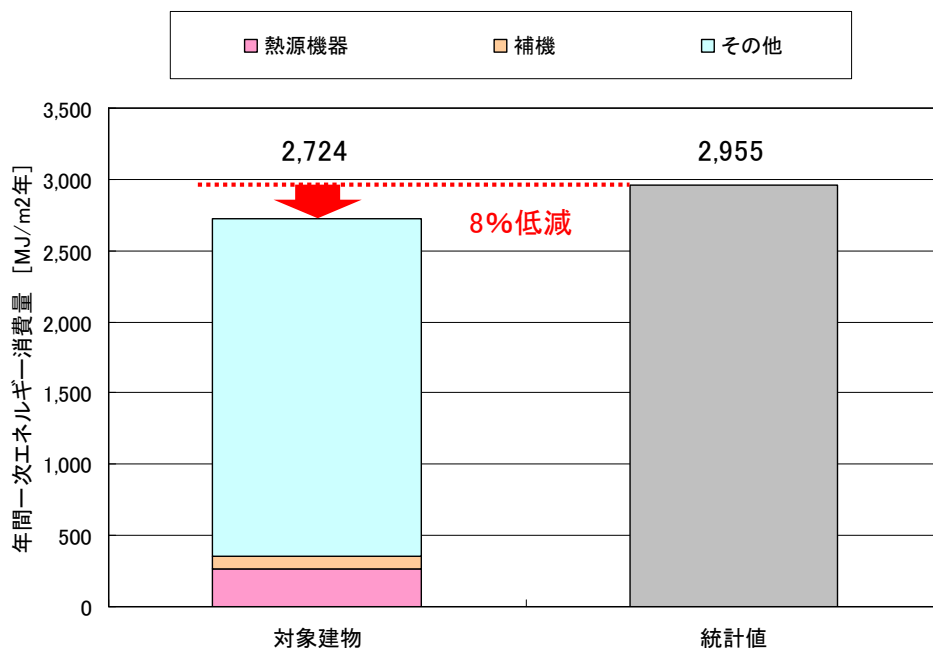


図 3-65 一次エネルギー消費量（日本ビルエネルギー総合管理技術協会公表値との比較）

3.2.5. 先導的負荷平準化機器の最適制御方式に関する考察

(1). 設計時の留意点

負荷平準化機器・システムとしての蓄熱システムを導入する際の設計時の留意事項と本施設での実施状況を表 3-20 と表 3-21 に示す。

表 3-20 蓄熱システムを導入する際の設計時の留意事項と本施設での実施状況 (1)

NO.	蓄熱設計時に留意する事項	本施設での実施状況	備考
1	高効率熱源機の導入を検討する。	機器単体 COP の高いターボ冷凍機を採用している。 冬期の冷暖房同時発生に対して熱回収システムを導入している。なお、蓄熱システムの導入により、冷房負荷と暖房負荷の大きさが異なる場合でも安定して高効率運転が可能となっている。 空冷ヒートポンプチラーはモジュール型を採用し、各モジュールの台数制御により負荷率を高く維持し COP を高い状態に保っている。	図 3-3～図 3-6 参照
2	製氷運転時にライン温度が過剰に低くならないような氷蓄熱システム設計を行う。	左記を考慮し氷蓄熱システム(ダイナミック方式：過冷却水による製氷)を設計している。計測データでは、最大冷房負荷日でライン温度は最低でも-5℃未満に抑えられている。	図 3-3・図 3-4・図 3-15・図 3-16 参照
3	追掛運転時の効率向上を図る	昼間の追掛運転では高効率ターボ冷凍機を主体で運転している。 蓄熱用熱源機は追掛運転時にはオープン回路運転からクローズ運転に切り替えて、搬送効率の向上を図っている。 ブライントーボ冷凍機の昼間追掛運転時は二次側冷水を冷却する回路構築し、追掛運転時のライン温度を高く運転することで COP 向上を目指している。	図 3-3～図 3-6 参照
4	13:00～16:00 の電力デマンド低減を図ることを検討する。なお、電力デマンド低減時でも安定した温度の冷温水を二次側空調機へ供給する。	13:00～16:00 に熱源機の運転台数を低減させ、放熱運転の負荷処理を多く運転制御することで、電力デマンド低減を図っている。 電力デマンド低減時でも、安定して7～9℃の冷水を二次側空調機へ送水している。	図 3-15 参照

表 3-21 蓄熱システムを導入する際の設計時の留意事項と本施設での実施状況 (2)

NO.	蓄熱設計時に留意する事項	本施設での実施状況	備考
5	蓄熱システムの導入時は夜間移行率（電力、熱負荷）の向上を図る。	日積算冷房負荷の最大日での熱負荷夜間移行率は 37%、年間の熱負荷夜間移行率は 57%となっており、年間の電力夜間移行率（熱源電力量に対して）は 59%となっている。 なお、本施設では省エネルギー運用を重視し、負荷平準化を目的とした氷蓄熱システムの運転は夏期に限定しているため、熱負荷夜間移行率や電力夜間移行率は、他の施設と比較すると若干低めとなっている。	図 3-20・図 3-28・ 図 3-29 参照
6	蓄熱システム導入により熱源機容量の低減が図れるが、余裕を見すぎて過剰な熱源機容量としないようにする。	将来の負荷増加への対応を考慮し、冷水蓄熱槽を 5~10℃の 5℃差から 4~14℃の 10℃差へ拡大し、冷熱蓄熱量を 2,250Rth から 4,500Rth へ増加させ、また既存温水槽を氷槽と兼用化させることで更に 3,600Rth の冷熱蓄熱量の増加を図っている。なお、これら蓄熱量の増加に対して、熱回収システムの導入も行うことで熱源機容量は改修前能力（冷房 2,800Rt、暖房 2,200Rt）より低減させている（冷房 2,650Rt、暖房 700Rt）。	図 3-1・図 3-2・図 3-3~図 3-6・表 3-2 参照
7	必要蓄熱容量と建築条件から、蓄熱方式（水蓄熱、氷蓄熱）の検討を行う。	将来の負荷増加への対応として、蓄熱槽容量を既存容量のままとし、冷水槽は利用温度差の拡大、温水槽は氷蓄熱槽と兼用させることで、冷熱蓄熱量を 2,250Rth から 8,100Rth まで増加させている。	図 3-1・図 3-2 参照
8	熱源システム全体の効率向上	熱源ポンプをインバータ仕様とし、冷暖房負荷に合わせた流量制御をインバータ制御にて行っている。計測データでは熱源ポンプの WTF が一般値に比較し非常に高い値となっている。	図 3-58・図 3-59・ 図 3-60 参照

(2). 運用時の留意点

負荷平準化機器・システムとしての蓄熱システムを運用する際の一般的な留意事項と本施設での運用状況を表 3-22 に示す。

表 3-22 蓄熱システムを運用する際の一般的な留意事項と本施設での運用状況

NO.	運用時に留意する事項	本施設での運用状況	備考
1	蓄熱熱源機の高効率運用	ブライントーボ冷凍機と冷水インバータターボ冷凍機の COP 向上を図るために、冷却水温度を低めに運転制御している。	図 3-17・図 3-37・ 図 3-42・図 3-45・ 図 3-49 参照
2		蓄熱運転時は高い負荷比で運転している。 (熱源機は一般的に部分負荷運転時より 100%能力運転時の方が COP は高くなる。)	図 3-35・図 3-40・ 図 3-47 参照
3	残蓄熱はできる限りさせないように制御する。 (氷蓄熱槽からの熱損失を最小限に抑える。)	残蓄熱は極力ないように運転制御が行われている。	図 3-15 参照
4	電力デマンド低減のために熱源機の追掛運転を制限する際でも安定して低温冷水が取り出せるように、蓄熱量の確保とシステム運転制御調整が必要である。	昼間は蓄熱槽からの放熱と熱源機の追掛運転を適正に制御し、安定した温度の冷水 (7~9℃) を送水できている。	図 3-15 参照
5	蓄熱運転時間が 10 時間未満では追掛運転は行わない制御調整が必要である。	概ね左記となるように運転調整が行われている。 また、その結果として夜間移行率 (電力、熱負荷) が高く維持されている。	図 3-11~図 3-14・ 図 3-27~図 3-29 参照

4. HA施設の調査データ分析結果

4.1. 建物概要・空調/蓄熱システム概要

4.1.1. 建物概要と蓄熱システム導入目的

HA施設の建物概要を表 4-1 に示す。HA施設は、地上 10 階地下 3 階の SRC 構造であり、延床面積 29,540m²（建築面積 2,254m²）の事務所ビルである。

昭和 39 年 3 月の竣工後、数回の設備改修が行われており、平成 18 年に、①老朽化に伴う熱源能力の低下、②既設水蓄熱の蓄熱効果が十分に発揮されていない、③負荷の増大による冷房効果の低下、といった理由から、既存の水蓄熱システム（ターボ冷凍機：冷却能力 1,265kW×2 台、水蓄熱槽：地下ピット 720m³）＋重油温水ボイラーから、氷蓄熱システム（水冷ブラインチラー：製氷時 360kW×2 台、氷蓄熱槽：FRP パネル型 105m³）＋重油温水ボイラーへの改修が行われている。（改修前：図 4-1 参照、改修後：図 4-2、表 4-2 参照）

表 4-1 建物概要（HA 施設）

①建物概要	建物名称	HAビル
	所在地	東京都
	建物用途	事務所、立体駐車場
	建築面積	2254 m ²
	延床面積	29540 m ²
	階数規模	地上10階、地下3階
	構造	SRC造
②空調/蓄熱システム概要	熱源機	水冷式ブラインチラー製氷360kW×2基(モジュールタイプ)
	蓄熱槽	氷蓄熱槽 105m ³ (屋内設置、FRPパネルタンク式温度成層型)
	空調	各階単一ダクトVAV方式
	その他	ビルマルチエアコン設置
③蓄熱導入目的	動機	①老朽化に伴う熱源能力の低下 ②既設水蓄熱の蓄熱効果が十分に発揮されていない ③負荷の増大による冷房効果の低下
	目的	OA化や室内環境基準を保持しながら、十分な蓄熱量を確保することで、最も合理的なピークシフト＋ピークカット運転を実現して、経済性・環境性を向上させる。



写真 4-1 HA施設外観

熱源システム改修では、暖房は改修前の直近に更新された既存重油温水ボイラーで対応させ、蓄熱槽は冷水専用としている。現状の蓄熱槽容量は 720m³ であり、空調負荷の増大、槽効率等（連通管の位置・数）を考慮した場合、既存水蓄熱槽容量では蓄熱量が不足すること、および工事規模、工期などフィジビリティ性を考慮し、さらに機械室・倉庫に遊休スペースが確保できることから、氷蓄熱に転換し、外融式現場施工型氷蓄熱槽（IPF40%）を地下3階倉庫スペースに設置されている。

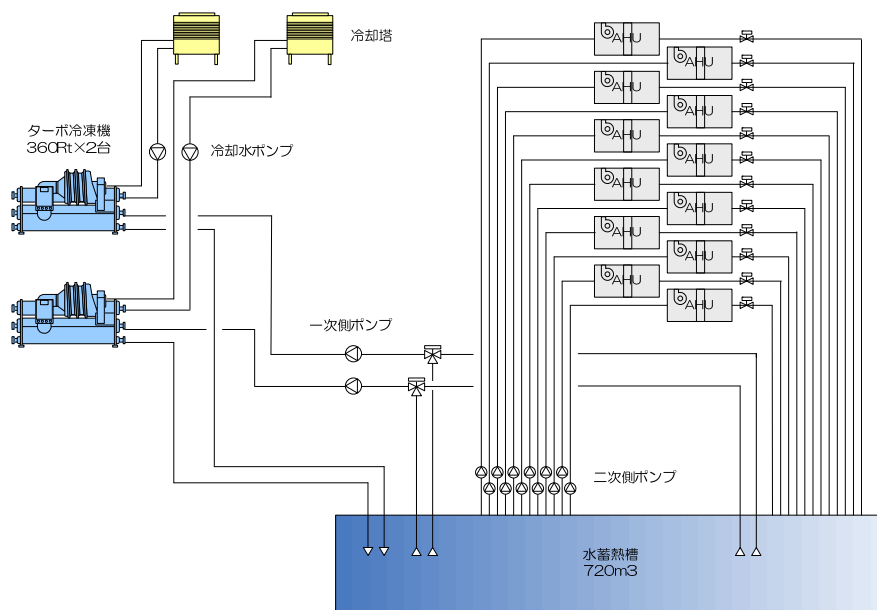


図 4-1 熱源システム（改修前）

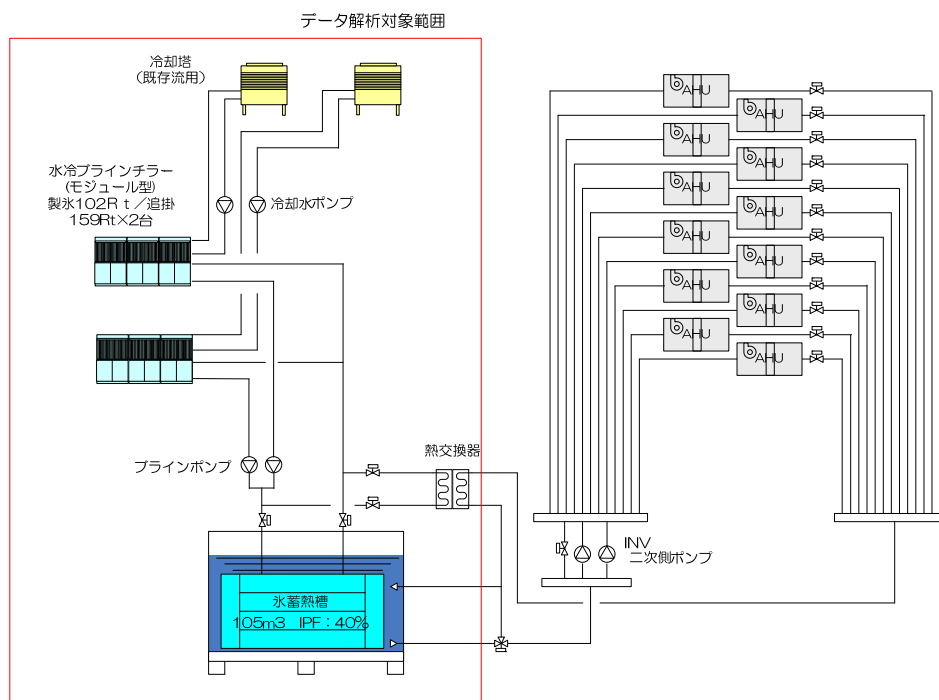


図 4-2 熱源システム（改修後）

表 4-2 改修後の熱源機器仕様

機器名称	台数	仕様
水冷ブラインチラー	2	製氷時360kW、追掛560kW(R-134a)
氷蓄熱槽	1	FRP製・外融式・105m ³ (IPF40%)
ブラインポンプ	2	1730L/min × 0.2MPa × 11kW
冷却塔	2	開放式345RT[既設再利用]
冷却水ポンプ	2	1990L/min × 0.54MPa × 45kW
二次側ポンプ	2	2200L/min × 0.294MPa × 18.5kW(インバーター制御)

4.1.2. 蓄熱システムの概要

改修された熱源システム（氷蓄熱システム）の運転回路を図 4-3（夜間運転：22～8 時）と図 4-4（昼間運転：8～22 時）に示す。

夜間の蓄熱運転は、水冷チラーで冷却されたブラインは氷蓄熱槽内の製氷コイルに流され、製氷コイルの周りに製氷を行う。なお、夜間は二次側の空調機は停止され、二次側ポンプも停止している。

昼間の追掛運転は、水冷チラーで冷却されたブラインは氷蓄熱槽内の製氷コイルをバイパスさせ、二次側冷水還り側に設置した熱交換器に流される。昼間は、空調機は運転され、空調機からの戻り冷水をブラインで冷却し、蓄熱槽からの低温冷水と混合させ、所定の温度まで冷却された冷水を空調機に送水する。循環するブライン温度は、空調機からの戻り冷水を冷却するため、製氷時より高い温度で運転することになるため、昼間の熱源機運転効率の向上が図れるシステムとなっている。

なお、熱源機器選定では、ピーク時間調整契約を 3 時間確保しピークシフト+ピークカットとして負荷平準化を図り、経済性（電気料金低減）、環境性の更なる向上を目指している。また、機器搬入ルートは、人荷用エレベータを利用するルートのみであったため、搬入性に優れたモジュール型的水冷チラーを採用している。

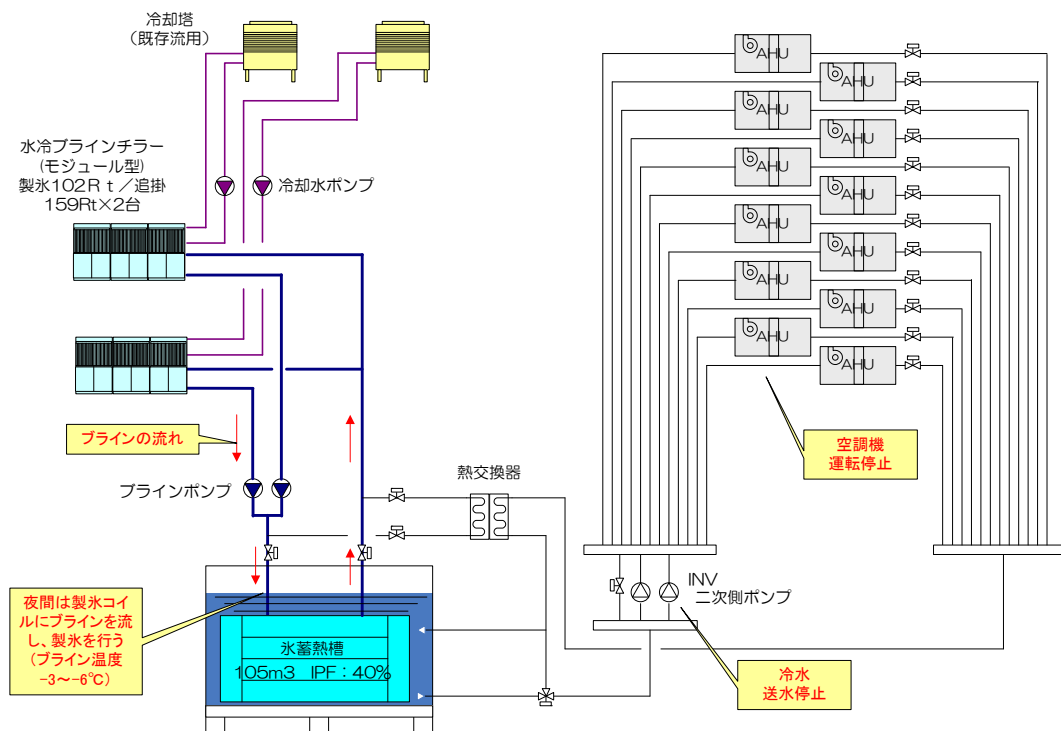


図 4-3 熱源システムの夜間運転回路

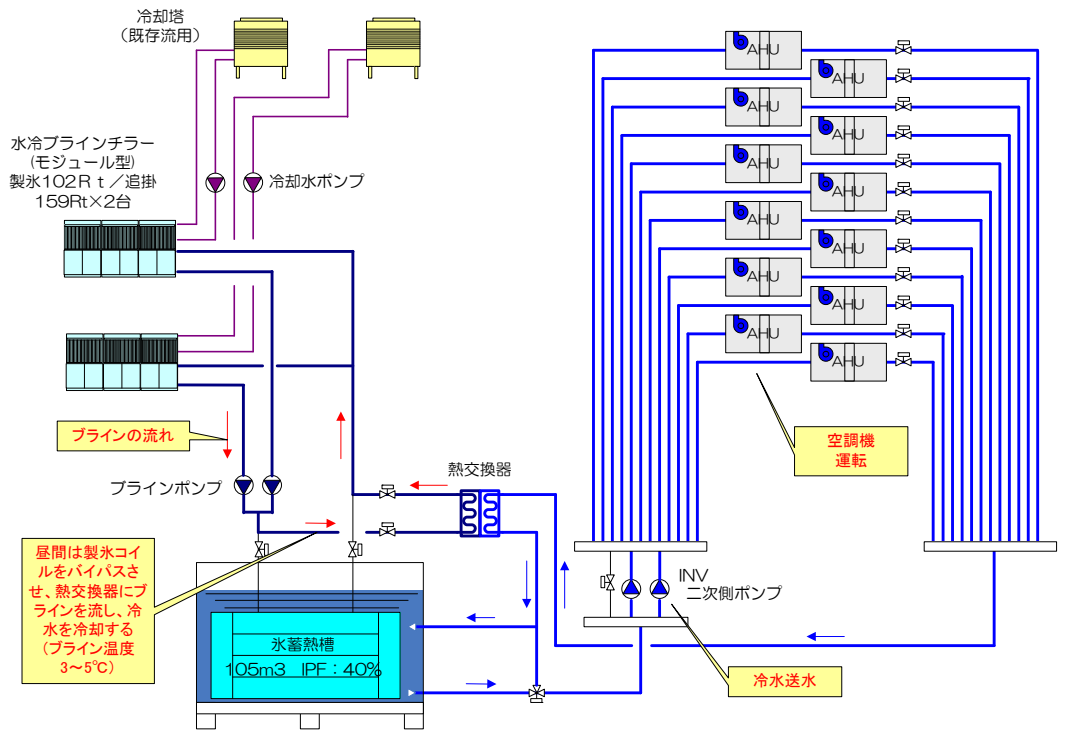


図 4-4 熱源システムの昼間運転回路

4.2.計測データ・データ分析による設備の運転状況調査結果

4.2.1. 計測データについて

HA施設の計測データは 2009/1/1～2009/12/31 の 10min データであり、先述のように空衛学会「SHASE-M 0007-2005 設備システムに関するエネルギー性能計測マニュアル」に準拠して処理した。なお、既存温水ボイラーの重油量は月別使用量のデータとなっている。

また、本施設は、窓側ペリメーターエリアを空冷ビル用マルチエアコンで負荷処理しているが、それらの系統の電力量を個別で計測は行っていないため、本分析は中央式空調システムの分析と建物全体のエネルギー消費分析（一次エネルギー消費量、CO2 排出量）となっている。

分析に使用した計測データ内容を表 4-3 に示す。

表 4-3 分析に使用した計測データ内容

計測項目	単位	間隔
冷水2次 負荷流量	l/min	10min
冷凍機 送水流量	l/min	10min
2次ポンプ吐出圧力	kPa	10min
氷蓄熱槽水位	%	10min
熱交負荷冷水入口	°C	10min
熱交負荷冷水出口	°C	10min
2次冷水 送水温度	°C	10min
氷蓄熱槽温度1	°C	10min
氷蓄熱槽温度2	°C	10min
氷蓄熱槽温度3	°C	10min
氷蓄熱槽温度4	°C	10min
ライン1 送水温度	°C	10min
ライン1 還水温度	°C	10min
ライン2 送水温度	°C	10min
ライン2 還水温度	°C	10min
冷却水1 入口温度	°C	10min
冷却水1 出口温度	°C	10min
冷却水2 入口温度	°C	10min
冷却水2 出口温度	°C	10min
熱源一括群指令	停止 運転	10min
エアローポンプ	停止 運転	10min
冷凍機 群指令	停止 運転	10min
熱源一括群指令	停止 運転	10min
蓄熱完了	停止 運転	10min
放熱完了	停止 運転	10min
フロー 起動指令	停止 運転	10min
膨張タンク 警報	正常 警報	10min
氷厚異常警報	正常 警報	10min
ライン 冷凍機1	停止 運転	10min
ライン 冷凍機2	停止 運転	10min
冷水2次 ポンプ1	停止 運転	10min
冷水2次 ポンプ2	停止 運転	10min
BT-1 電力量	kWh	10min
BP-1 電力量	kWh	10min
CTP-1 電力量	kWh	10min
BT-2 電力量	kWh	10min
BP-2 電力量	kWh	10min
CTP-2 電力量	kWh	10min
受電量	kWh	30min
重油量	L/月	月

4.2.2. 負荷平準化機器設備の運転管理状況

(1). 冷暖房負荷

1). 月別冷暖房負荷

2009年1月から12月の中央熱源システムの月別冷暖房負荷を図4-5に示す。中央熱源システムの年間合計冷房負荷は1,323MWh/年で、7月が最も多く295MWh/月(全体の22%)となっている。中央熱源システムの暖房負荷は計測データがなく、月別A重油消費量から温水ボイラーの効率を0.8(HHV)と想定して算出すると、年間で96MWh/年となっている。月合計暖房負荷は1月が最も多く31MWh/月であり、7月の冷房負荷と比較すると6%程度と非常に少なくなっている。

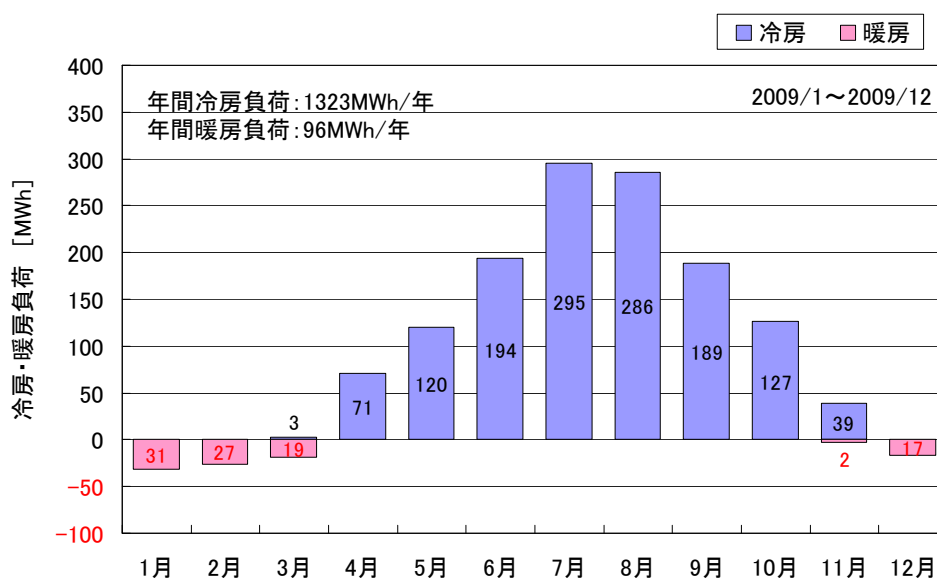


図 4-5 月別冷暖房負荷

中央熱源システムの月別冷暖房負荷の降順ソート図(冷房負荷、暖房負荷とも多い月から順に並べた図)を図4-6に示す。

中央熱源システムの年間冷暖房負荷比率は、冷暖房負荷合計1,474MWh/年に対して、冷房93%(1,323MWh/年)、暖房7%(96MWh/年)であり、暖房負荷が非常に少なくなっている。

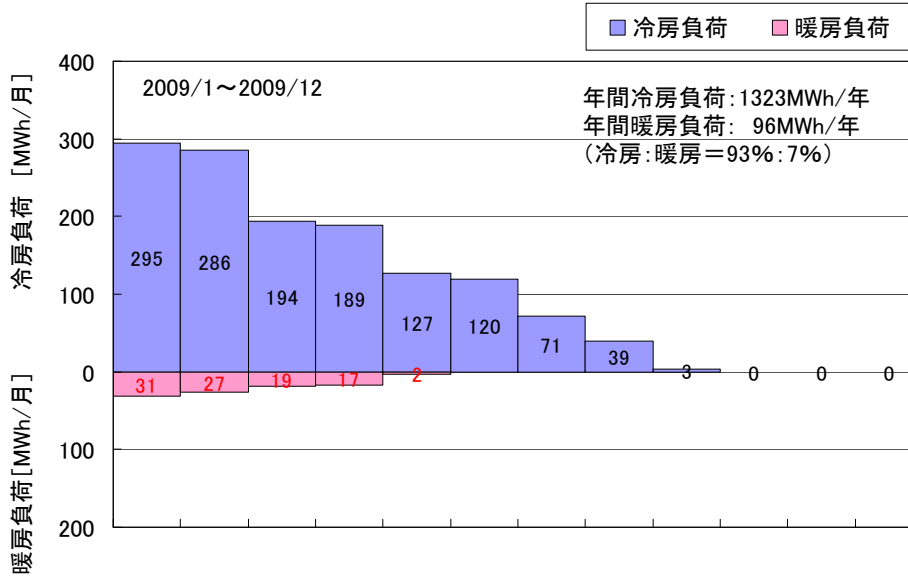


図 4-6 月別冷暖房負荷 (降順ソート)

2).時刻別冷房負荷

2009/1/1～2009/12/31 の中央熱源系統の時刻別冷房負荷を図 4-7 に示す。中央熱源系統の最大冷房負荷は 1,306kW であり、延床面積 29,540m² に対して、単位面積当たりの冷房負荷は 44.2W/m² となっている。ペリメーター用空冷パッケージエアコンでも負荷処理されているため、中央熱源系統負荷の単位面積当たりの冷房負荷は小さくなっている。

冷房負荷 (冷房要求) は 3/16 から 11/27 の間に発生している。

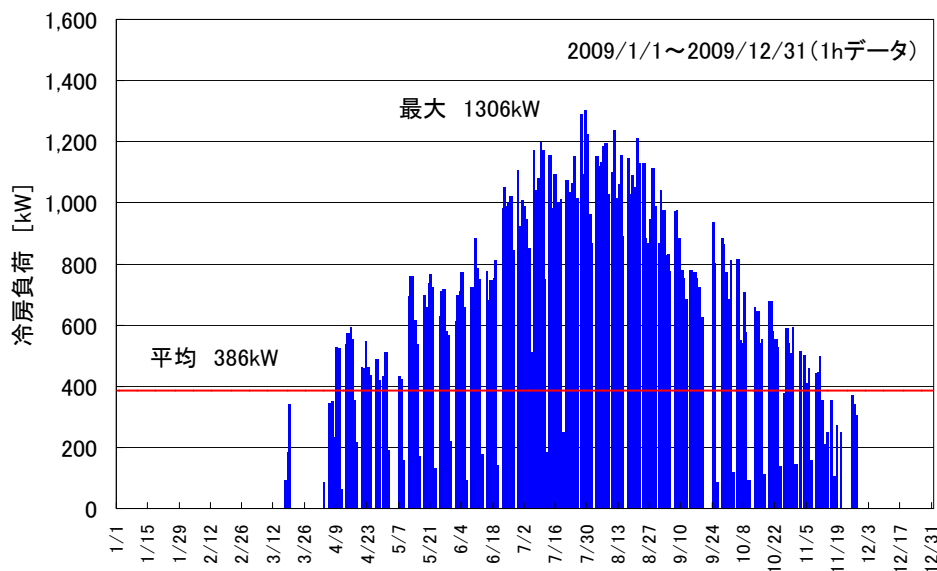


図 4-7 時刻別冷房負荷

中央熱源系統の時刻別冷房負荷の降順ソート図（時刻別冷房負荷を大きいから順に並べた図）を図4-8に示す。

冷房負荷の発生時間数は年間で2600h/年程度となっている。時間平均冷房負荷は386kW〔最大冷房負荷1,306kWの30%〕である。

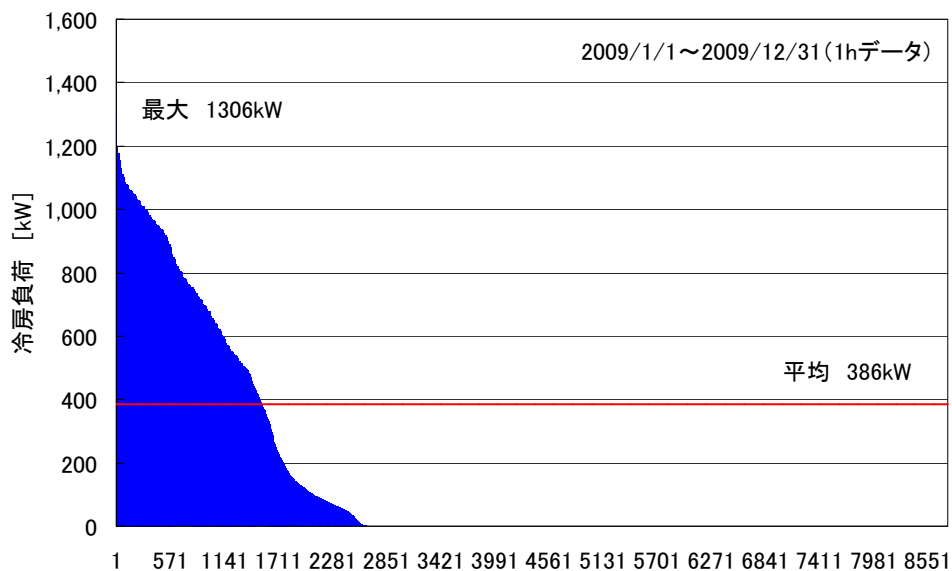


図 4-8 時刻別冷房負荷（降順ソート）

(2). 熱源設備の運転状況

1). 日別熱源機器生産熱量の推移

2009/1/1～2009/12/31 の蓄熱システムの熱源機器（水冷ブラインチラー：BC1 は 1 号機、BC2 は 2 号機）の日合計生産熱量を図 4-9 に示す。図 4-9 では、熱源 1 台ごとの生産熱量を昼夜別（夜：22:00～8:00、昼：8:00～22:00）に示している。

また、図 4-10 に水冷ブラインチラーの日合計生産熱量の降順ソートを示す。

これらから、熱源機器（水冷ブラインチラー）の運転状況を以下に示す。

冷房負荷の多い 6 月中旬～10 月下旬は、熱源機器は夜間だけでなく、昼間にも追掛運転を行っている。一方、冷房負荷の少ない期間は、夜間の蓄熱運転だけで熱負荷を賄っており、適正な運転制御が行われている。

日合計冷房生産熱量は、最大で 13,345kWh/日（2009/7/29）となっており、この日の熱源機の運転時間は 18 時間となっている。（後述の図 4-11 参照）

生産熱量の夜間移行率（昼夜合計生産熱量に対する夜間生産熱量の比率）は、年間で 67% となっている。詳細は後述する。

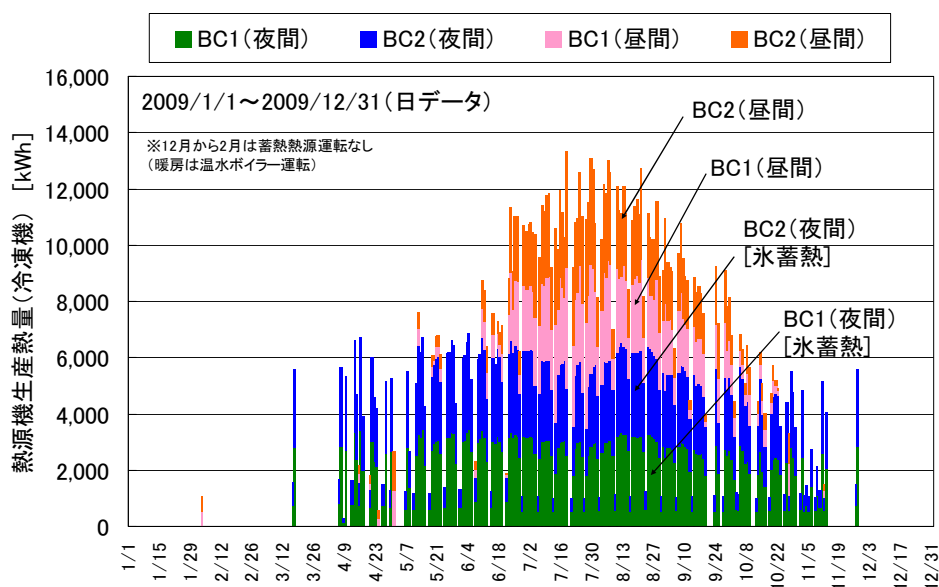


図 4-9 日別熱源機器生産熱量（熱源機別、昼夜別）

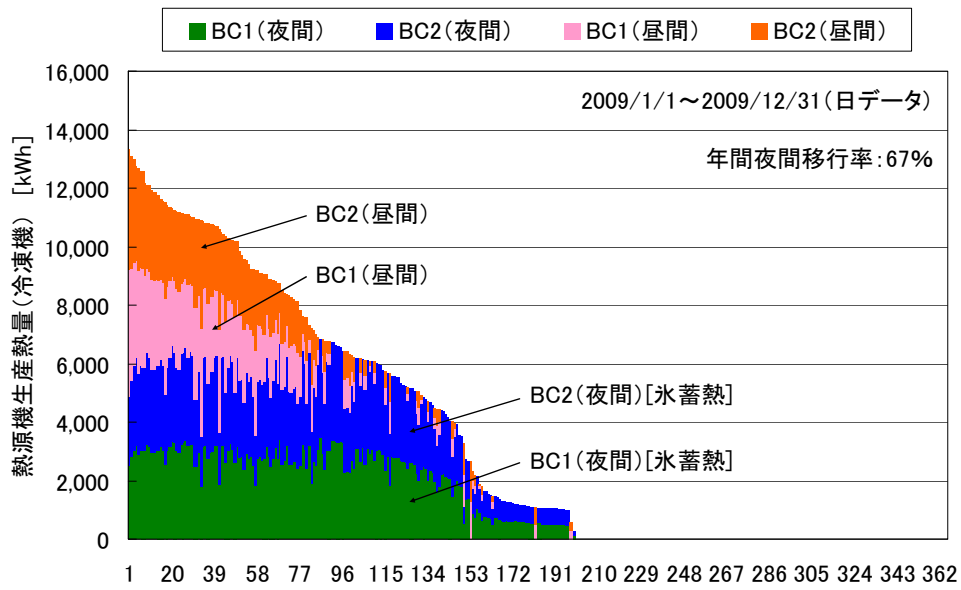


図 4-10 日別熱源機器生産熱量(降順ソート・熱源機別、昼夜別)

2).代表日の運転状況

(a)蓄熱バランス図

2009年の日積算冷房負荷の最大日(2009/7/29)の蓄熱バランス図を図4-11に示し、熱源機の時刻別電力量と機器単体COPを図4-12に示す。

この日の外気温は30.6℃(11時)程度であったが、夜間外気温が26.4~27.9℃と高く、2009年の最大冷房負荷1,306kWが8時に発生した。また、日合計冷房負荷は13,381kWh/日であった。

製氷運転(蓄熱運転)は22時から7時まで行われ、追掛運転は8時から19時まで行われている。計画時は電力のピークカットのために13:00から16:00の3時間を熱源機停止としていたが、運用では13:00から17:00の4時間の熱源機停止が図れ、その時間では放熱のみの運転とされている。この結果、この日の熱負荷夜間移行率(=製氷時生産熱量÷日合計生産熱量として算出)は42%となっている。

夜間の製氷運転時のブライン温度は最低-5.9℃(冷却水入口温度26.5℃)であり、一方、昼間の追掛運転時は、二次側冷水還り側に設置した熱交換器に5.6~6.9℃のブライン(冷却水入口温度28℃程度)を供給し、冷水のプレクールを行っている。これにより、追掛運転時の熱源機冷却能力が大きくでき、熱源機単体COPも製氷運転時の2.7~3.2に対して、追掛運転時は4.3~4.7と高くなっている(熱源機単体COPの詳細は後述)。

2009年では最大冷房負荷1,306kWに対して、熱源機器能力560kW(追掛運転時)×2台となっており、熱源能力は最大冷房負荷の85%であり、蓄熱導入により熱源機器容量低減が図られている。

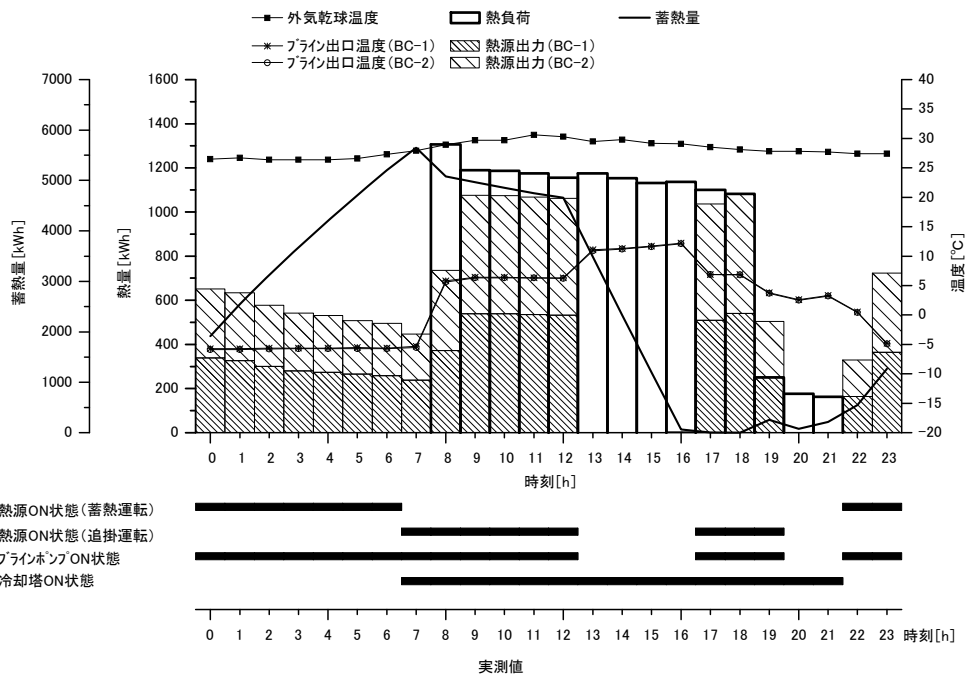


図 4-11 蓄熱バランス図 (夏期代表日)

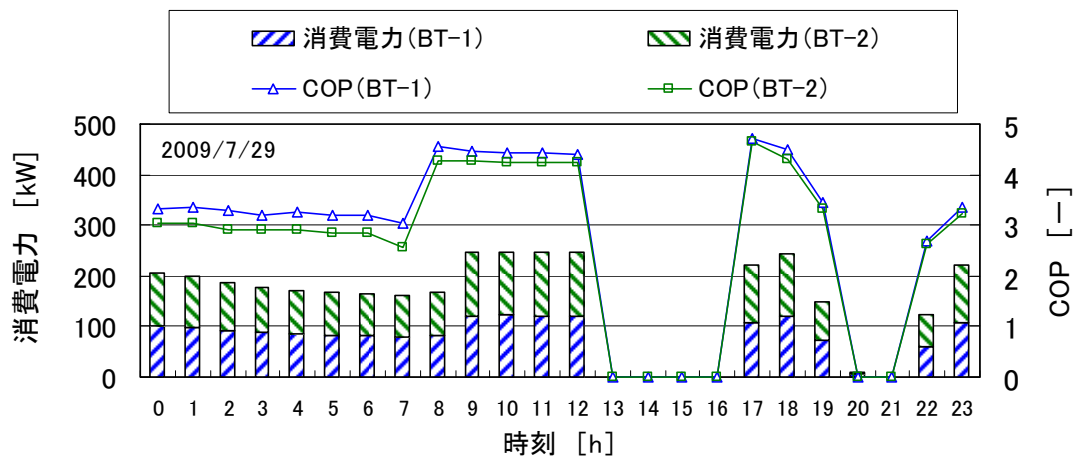


図 4-12 時刻別熱源機電力量と熱源機単体 COP (夏期代表日)

(b) 冷却水温度と冷水温度

日積算冷房負荷の最大日 (2009/7/29) おける蓄熱システムの時刻別の熱源機出口ブライン温度 (図 4-11 と同値) と熱源機入口冷却水温度および二次側空調機へ送水している冷水温度を図 4-13 に示す。

熱源機入口冷却水温度は、盛夏時期にも関わらず 28°C程度まで低めに運転制御している。また、本施設の氷蓄熱システムは外融式であり、解氷速度が速いため、安定して低温冷水を取り出すことが可能であるといった特長があるが、図 4-13 によると空調時間帯は 7~8°C一定温度で二次側空調機へ供給され、熱源機が運転停止する 13:00~17:00 でも 7.1~7.3°Cの冷水を送水できている。

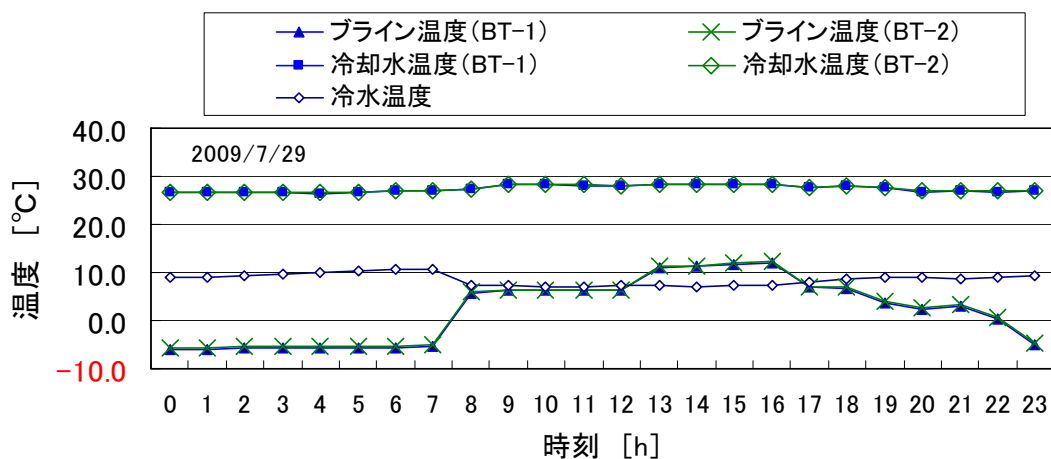


図 4-13 時刻別熱源機ブライン・冷却水温度及び冷水温度 (夏期代表日)

(c) 蓄熱槽内温度

図 4-14 に日積算冷房負荷の最大日 (2009/7/29) の時刻別の氷蓄熱槽内の冷水温度を示す。氷蓄熱槽内の冷水温度は夜間 (22-8h) の製氷運転時は徐々に温度が低くなり 8 時の時点で 0~1°C となっている。8 時から 12 時の間は熱源機が追掛運転を行っており、氷蓄熱槽内の冷水温度は 8 時の時点の温度と同程度であり変化はみられない。13 時になり熱源機が停止されると、氷蓄熱槽の上部温度は急激に上昇しはじめ 16 時の段階で 15°C まで上昇しているが、氷蓄熱槽下部の温度は 4~5°C を維持している。16 時以降、再度熱源機の追掛運転が行われると、氷蓄熱槽上部温度は若干低くなるが、下部の温度は 4~5°C を維持している。

氷蓄熱槽上部では利用温度差が 15°C と大きくなっており、蓄熱槽が有効に利用されているといえる。

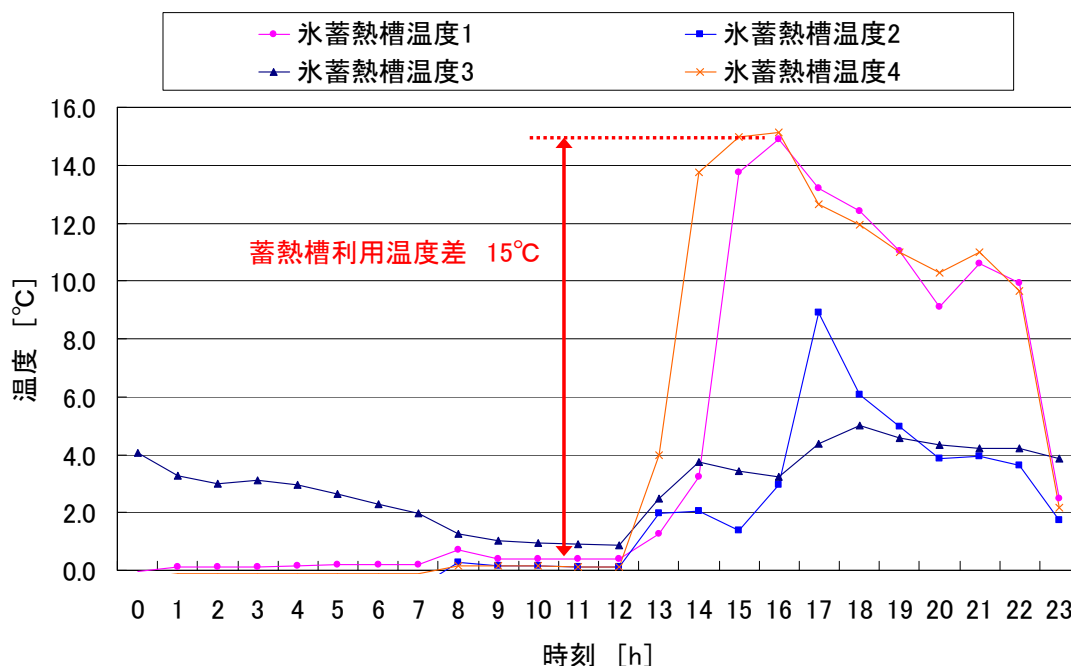


図 4-14 氷蓄熱槽内温度プロフィール (夏期代表日)

4.2.3. 負荷平準化機器設備におけるピークシフト・ピークカット電力の推移及び定量的分析

(1). 電力デマンド低減効果

最大冷房負荷日（2009/7/29）の建物全体の時刻別電力量と蓄熱システムにより夜間に移行された電力量を図 4-15 に示す。

蓄熱システムにより熱源機の運転を夜間にシフトさせ、13時から16時まで熱源機が停止されているために、13時から16時までの建物全体電力量は各時刻とも960～980kWh/h程度となっており、電力デマンドピーク時のデマンド低減が図られている。（図 4-15 の青色ハッチング部分が夜間にシフトされた電力量を示している。）

※青色ハッチング部分の夜間移行電力量は、蓄熱利用量を昼間の熱源機平均COPで除して算出している。

蓄熱システムを導入したことにより、建物全体の時刻別電力量が夜間に移行された割合を示す夜間電力移行率（図 4-15 の折線：シフト率＝夜間移行電力量÷受電電力量）に関しては、13時から16時において熱源機のピークカット制御（熱源機停止制御）により40%程度と非常に高い値を示している。

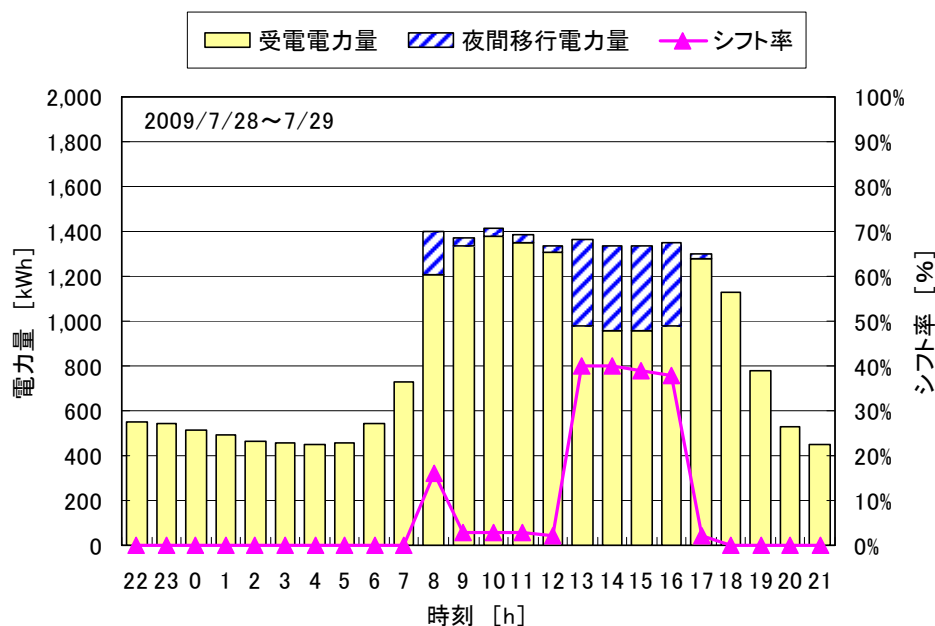


図 4-15 最大冷房負荷日の電力デマンドの推移

図 4-16 に 2009 年の最大冷房負荷日（2009/7/29）の 13:00～16:00 の商用電力系統の最大電力発生時刻におけるピークカット電力を示す。

蓄熱システム導入により、建物全体の電力デマンドは 13 時において 386kW 低減し、電力のピークカット率は 28%（＝13 時のピークカット電力 386kW÷蓄熱を導入しなかった場合の建物全体の受電電力 1,362kW）となっている。この、13時から16時の電力ピークカットにより電気料金の割引を受けられ、年間の電気料金低減にも大きく寄与している。

なお、この日の建物全体電力量に対する電力夜間移行率は、12%（＝熱源機器夜間消費電力量 2,190kWh/日÷建物全体日合計電力量 18,712kWh/日）となっている。負荷平準化機器導入計画時の建物

全体電力量に対する電力夜間移行率想定は、電力ピーク日で10%であり、想定以上の効果をあげている。

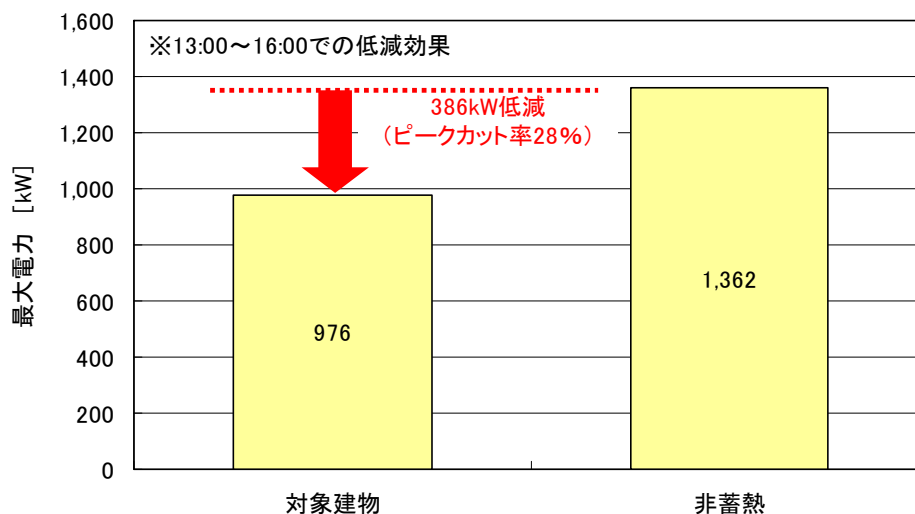


図 4-16 最大冷房負荷日のピークカット電力

(2). 月別夜間移行率

1). 電力夜間移行率

表 4-4 と図 4-17 に建物全体電力量に対する月別電力夜間移行率を示し、表 4-5 と図 4-18 に熱源機電力量に対する月別電力夜間移行率を示す。

建物全体電力量に対する月別電力夜間移行率は、蓄熱システムの導入による建物全体電力量の夜間移行の割合を示す指標であり、冷房負荷の多い夏期に高くなっており、年間平均で9%となっている。

一方、熱源機電力量に対する月別電力夜間移行率は、冷房負荷の多い夏期は熱源機が昼間に追掛運転を行うため小さくなり、冷房負荷の少ない中間期では蓄熱で冷房負荷をほとんど賄うため夜間移行率は高くなっている。年間平均では72%となっている。

表 4-4 月別電力夜間移行率（建物全体電力量に対して）

	受電電力量	熱源システム 夜間電力量	建物全体-熱 源夜間電力量	電力夜間移行 率
	MWh	MWh	MWh	%
1月	319	0	319	0%
2月	304	0	304	0%
3月	327	3	324	1%
4月	341	28	313	8%
5月	340	43	298	13%
6月	402	62	340	15%
7月	477	67	410	14%
8月	453	72	381	16%
9月	391	55	336	14%
10月	366	45	321	12%
11月	297	15	282	5%
12月	306	0	306	0%
合計	4,323	390	3,933	9%

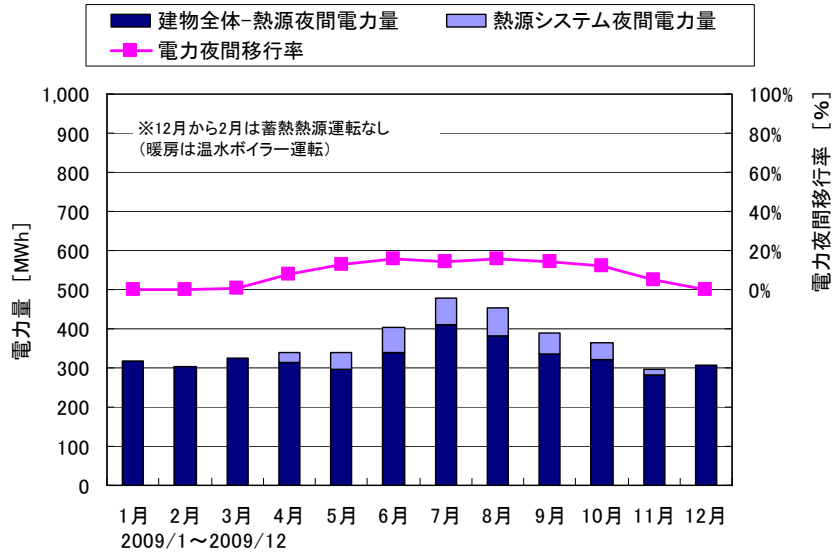


図 4-17 月別電力夜間移行率（建物全体電力量に対して）

表 4-5 月別電力夜間移行率（熱源機電力量に対して）

	熱源システム電力量	熱源システム夜間電力量	熱源システム昼間電力量	熱源電力夜間移行率
	MWh	MWh	MWh	%
1月	0	0	0	0%
2月	1	0	1	0%
3月	3	3	0	100%
4月	29	28	1	97%
5月	46	43	4	92%
6月	77	62	15	81%
7月	118	67	51	57%
8月	115	72	43	62%
9月	81	55	27	67%
10月	54	45	9	83%
11月	16	15	0	98%
12月	0	0	0	0%
合計	540	390	150	72%

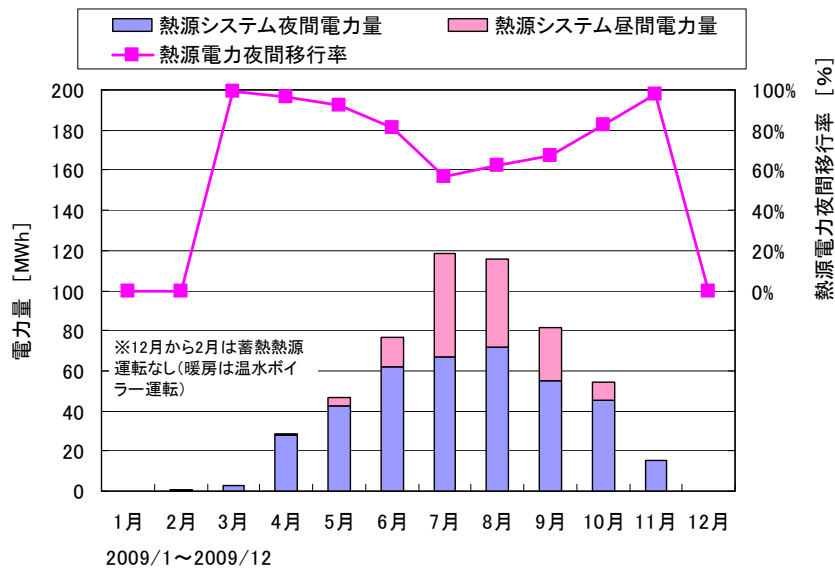


図 4-18 月別電力夜間移行率（熱源機電力量に対して）

2).熱負荷夜間移行率

表 4-6 と図 4-19 に熱源機の運転において蓄熱量でどれだけの冷房負荷が賄われたかを示す指標である月別熱負荷夜間移行率を示す。

月別熱負荷夜間移行率は、月別電力夜間移行率と同様に、冷房負荷の多い夏期は熱源機が昼間に追掛運転を行うため小さくなり、冷房負荷の少ない中間期では蓄熱で冷房負荷をほとんど賄うため夜間移行率は高くなっている。年間平均では67%となっている。

表 4-6 月別熱負荷夜間移行率

	生産熱量 (夜間)	生産熱量 (昼間)	生産熱量 (合計)	熱負荷夜間 移行率
	MWh	MWh	MWh	%
1月	0.0	0.0	0.0	1%
2月	0.0	1.1	1.1	0%
3月	7.1	0.0	7.1	100%
4月	67.4	1.7	69.1	98%
5月	101.2	7.4	108.6	93%
6月	144.1	42.1	186.2	77%
7月	142.8	149.4	292.2	49%
8月	157.9	125.8	283.8	56%
9月	114.4	74.0	188.3	61%
10月	93.2	19.2	112.5	83%
11月	34.2	0.4	34.6	99%
12月	0.0	0.0	0.0	2%
合計	862.3	421.2	1,283.4	67%

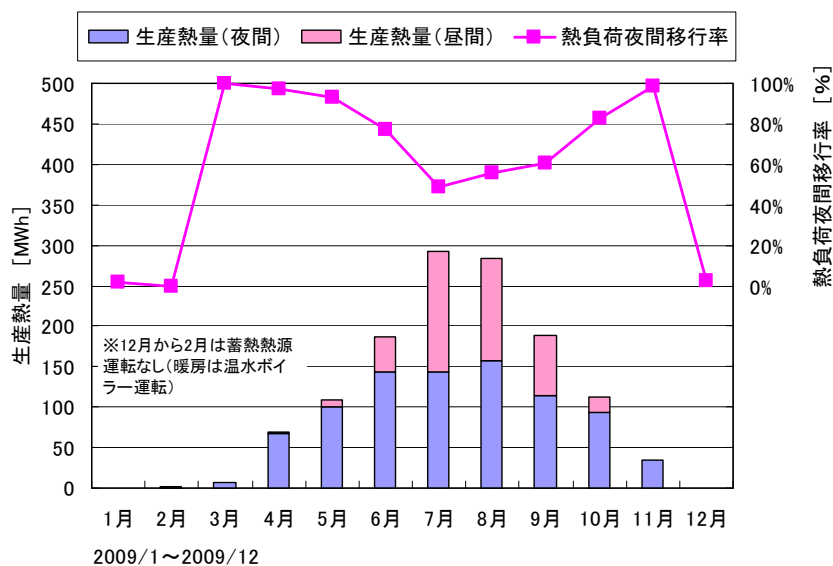


図 4-19 月別熱負荷夜間移行率

4.2.4. CO2 削減効果の推移及び定量的分析結果

(1). 熱源機単体 COP の推移

1). 月別熱源機単体 COP

表 4-7 と図 4-20 に月別、昼夜別の熱源機 [水冷ブラインチラー] 単体 COP (平均値) を示す。月別の熱源機単体 COP は夏期、中間期とも概ね同程度の値となっており、年間平均で 3.6 となっている。

夜間蓄熱時 (製氷運転) の熱源機単体 COP は 7~9 月は 3.2~3.3、その他の月は 3.4~3.8 であり、年間平均で 3.4 となっている。7~9 月以外の COP が高くなっている要因は、水冷ブラインチラーの冷却水温度が低めになるように運転制御されているためである。

昼間追掛運転時の熱源機単体 COP は年間平均 4.2 であり、夜間蓄熱時の年間平均値より高くなっている。これは、追掛運転時に製氷コイルをバイパスさせ、二次側からの還り冷水をプレクールさせる回路構築 (図 4-4 参照) により、追掛運転時のブライン温度を高く運転できていることによるものである。特に、6~9 月は追掛運転時間が多く、この COP 効率向上効果が非常に大きく現れている。

表 4-7 月別熱源機単体 COP

	熱源機単体COP	熱源機単体COP (夜間)	熱源機単体COP (昼間)
	—	—	—
1月	0.00	0.00	0.00
2月	4.13	0.00	4.13
3月	3.77	3.77	0.00
4月	3.62	3.63	3.49
5月	3.56	3.55	3.64
6月	3.63	3.45	4.38
7月	3.67	3.22	4.23
8月	3.62	3.26	4.21
9月	3.63	3.28	4.35
10月	3.38	3.31	3.76
11月	3.45	3.45	4.28
12月	0.00	0.00	0.00
合計	3.60	3.36	4.22

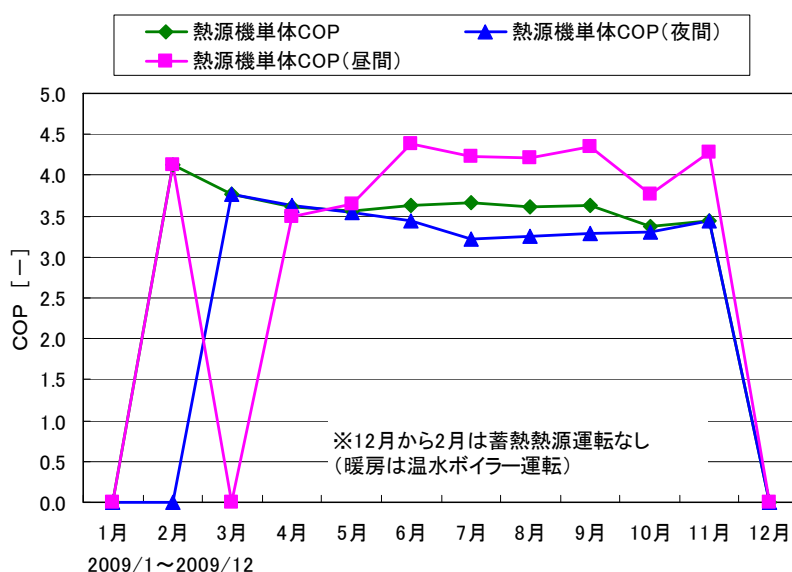


図 4-20 月別熱源機単体 COP

2).時刻別熱源機単体 COP

①熱源機の運転負荷比別頻度分布

熱源機の製氷冷却能力（カタログ定格 360kW）での運転負荷比を 1.0 とし、その能力に対する各時刻の熱源機負荷比の頻度分布（製氷運転時、追掛運転時）を図 4-21 と図 4-22 に示す。

夜間（22-8h）の製氷運転時では、0.7 以上の負荷比で運転している割合が全運転時間の 75%以上となっている。一方、昼間（8-22h）の追掛運転時では、様々な負荷比で運転している。

なお、追掛運転時は 0~0.1 の負荷比での運転が多くなっているが、これは起動時、停止時の運転を示している。また、製氷冷却能力（カタログ定格 360kW）に対して冷却能力が大きい（負荷比 1.0 以上）場合が見られるが、これは、冷却水温度を低めに制御して運転した場合は冷却能力が増加すること及びブライン温度が高くなるにしたがって冷却能力することによるものである。

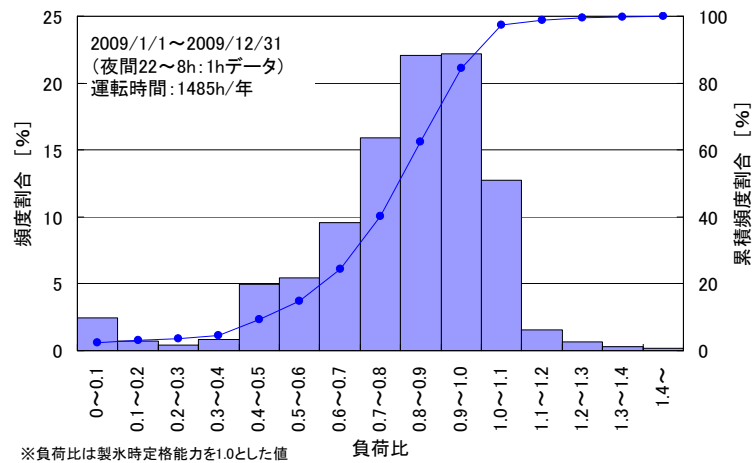


図 4-21 熱源機負荷比の頻度分布（製氷運転時）

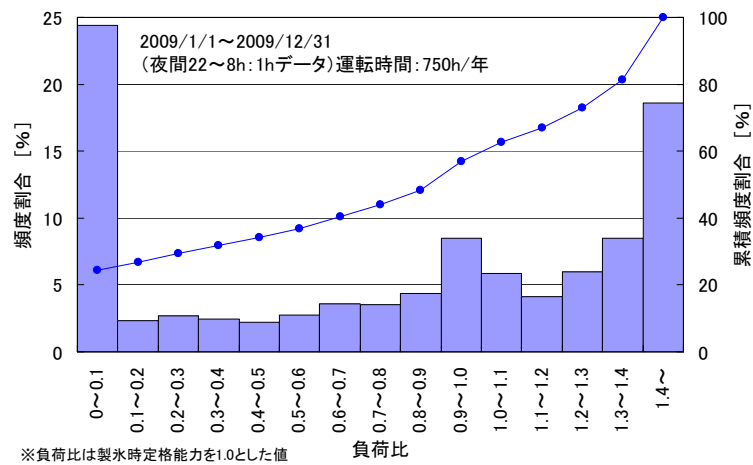


図 4-22 熱源機負荷比の頻度分布（追掛運転時）

②時刻別熱源機単体 COP

冷却水温度・ブライン温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 4-23（負荷比 0.5 以上を対象）に示し、負荷比・ブライン温度別の時刻別熱源機単体 COP を図 4-24（負荷比 0.5 以上を対象）に示す。

図 4-23 をみると、ブライン温度が -1°C 以下の製氷運転時（図中：青色）では、冷却水温度が低くなるにしたがい COP が高くなっており、3.0（冷却水温度 28°C ）～4.0（冷却水温度 21°C ）となっている。ブライン温度が 3°C 以上の追掛運転時（図中：赤色）では、冷却水温度の変化による COP の変化は少ないが、概ね 4.2（冷却水温度 29°C ）～5.0（冷却水温度 22°C ）となっている。

本施設では昼間の追掛運転時に製氷コイルをバイパスさせ、二次側からの還り冷水をプレクールさせる回路を構築し（図 4-4 参照）、追掛運転時のブライン温度を高く運転することで COP 向上を目指しているが、その効果が現れている。

図 4-24 をみると、ブライン温度が -1°C 以下の製氷運転時（図中：青色）では、負荷比が高くなるにしたがい COP が高くなっており、3.0（負荷比 0.6）～4.0（負荷比 1.1）となっている。ブライン温度が 3°C 以上の追掛運転時（図中：赤色）では、負荷比の変化による COP の変化は少なく、負荷比が 0.6～1.5 において、4.0～5.0 となっている。

図 4-24 をみると、負荷比は 1.5 まで分布しており、ブライン温度が 3°C より大きい場合は、水冷ブラインチラーの冷却能力が製氷時の能力の 1.5 倍まで増大することを示している。

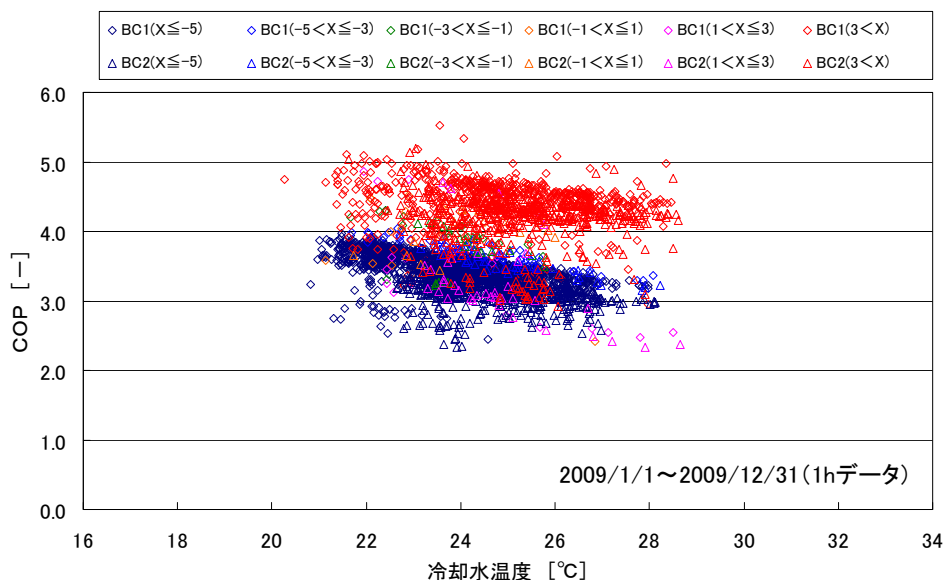


図 4-23 時刻別熱源機単体 COP（冷却水温度・ブライン温度別）

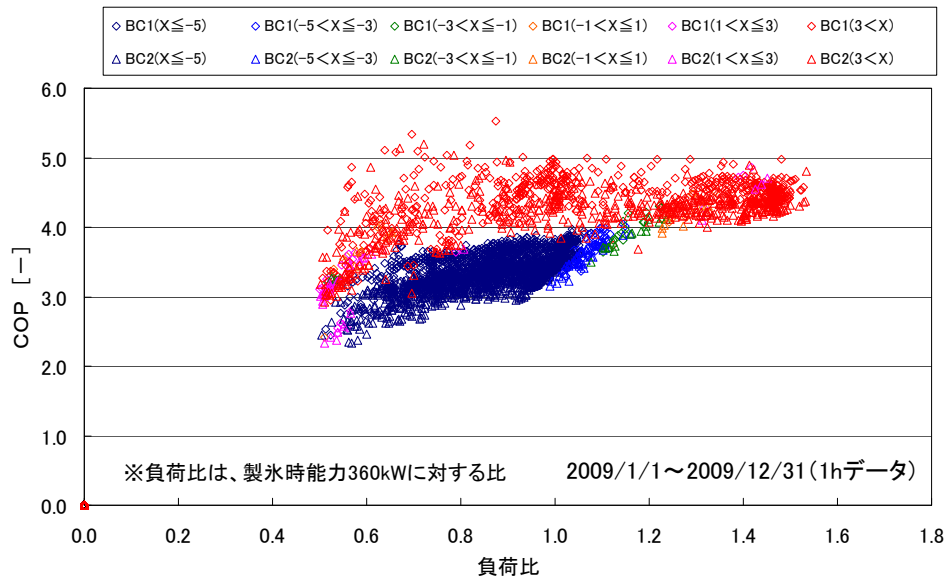


図 4-24 時刻別熱源機単体 COP (負荷比・ブライン温度別)

(2) 熱源ポンプWTFの推移

水冷ブラインチラー用のブラインポンプの熱搬送効率を評価する指標としてのWTF(=熱源生産熱量÷ポンプ電力量)の月別平均値を表4-8と図4-25に示す。

熱源ポンプのWTFはピーク負荷に対して密閉回路では35以上が望ましいとされているが、本施設のブラインポンプ(密閉回路で運転)も33~40であり、年平均値は38程度となっている。なお、2~3月は熱源機の立ち上がり時や停止時の残留運転が多くWTFが小さくなっているが、運転時間が非常に短いために年間平均値には影響を及ぼしていない。

表 4-8 月別熱源ポンプWTF

	ポンプWTF (ブライン)
	—
1月	0.00
2月	0.05
3月	16.94
4月	38.88
5月	39.90
6月	39.88
7月	39.76
8月	39.95
9月	33.58
10月	32.61
11月	38.28
12月	0.00
合計	37.81

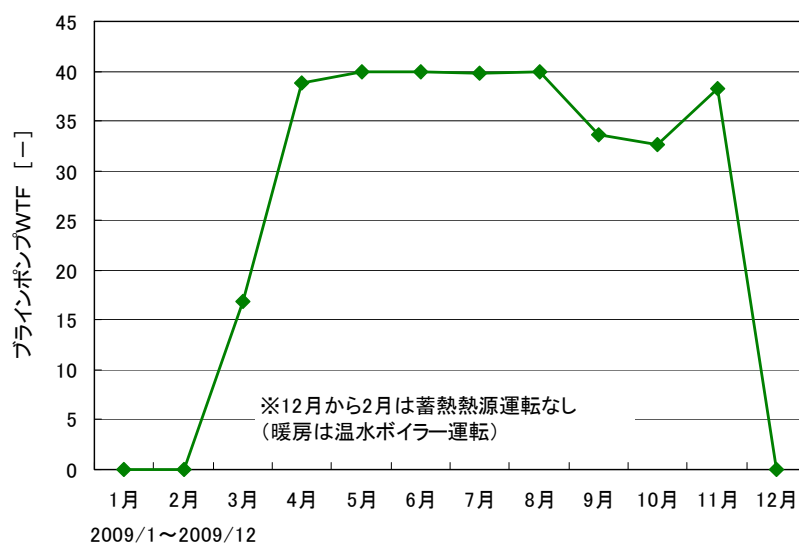


図 4-25 月別熱源ポンプWTF

(3) 熱源システム COP の推移

熱源システムを構成する熱源機単体及び熱源ポンプ、冷却塔、冷却水ポンプの電力量を対象とした熱源システム全体の効率を評価する熱源システム COP の月別平均値を表 4-9 と図 4-26 に示す。

熱源システム COP の推移は、熱源機単体 COP の推移と同様の傾向を示しており、季節別の変化は少なくなっている。これは、通常夏期の夜間蓄熱時の COP が低くなるのを、夏期の追掛運転時の COP 向上で補っていることによるものであり、追掛運転時に製氷コイルをバイパスさせ、二次側からの還り冷水をプレクールさせる回路構築の効果が現れている。

表 4-9 月別熱源システム COP

	熱源システムCOP	熱源システムCOP (夜間)	熱源システムCOP (昼間)
	—	—	—
1月	0.00	0.00	0.00
2月	1.87	0.00	1.87
3月	2.54	2.55	0.01
4月	2.41	2.43	1.85
5月	2.34	2.37	2.03
6月	2.43	2.32	2.90
7月	2.47	2.13	2.93
8月	2.46	2.19	2.90
9月	2.31	2.08	2.78
10月	2.07	2.07	2.05
11月	2.22	2.23	1.48
12月	0.00	0.00	0.00
合計	2.38	2.21	2.80

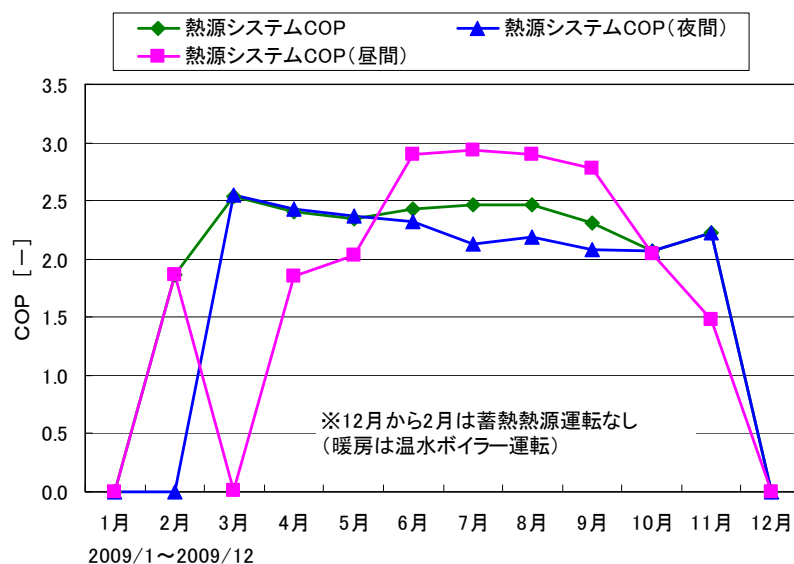


図 4-26 月別熱源システム COP

(4) システム COP、エネルギー消費係数の推移

熱源システムを構成する熱源機単体及び熱源ポンプ、冷却塔、冷却水ポンプの電力量を対象とし、熱源システムの二次側空調負荷に対する効率（配管熱損失・熱取得等も含む）であるシステム COP [二次エネルギー基準を SCOP II、一次エネルギー基準を SCOP I で表す] と SCOP I の逆数であるエネルギー消費係数の月別平均値を表 4-9 と図 4-26 に示す。

また、二次側空調負荷を熱源システムの生産熱量で除したシステム効率も併せて示す。システム効率は蓄熱槽や配管系からの熱損失（熱取得）、ポンプ動力による熱エネルギー損失（取得）を評価する指標である。

月別 SCOP II（二次エネルギー換算）は3月を除いて2.3~2.6と安定しており、年間平均で2.45となっている。また、月別 SCOP I（一次エネルギー換算）は3月を除いて0.9~1.0であり、年間平均で0.90となっている。さらに、エネルギー消費係数は、年間平均で1.1である。

蓄熱システムのシステム効率においても、ほとんど変化はなく、システムの熱損失に変化はなく断熱保温性能に問題はない。なお、1.0以上となっているが、計測誤差と考えられる。

表 4-10 月別システム COP・エネルギー消費係数・システム効率

	システムCOP (SCOP II)	システムCOP (SCOP I)	エネルギー消費係 数	システム効率
1月	0.00	0.00	0.00	0.00
2月	0.00	0.00	0.00	0.00
3月	1.06	0.39	2.56	0.42
4月	2.49	0.92	1.09	1.03
5月	2.58	0.95	1.05	1.10
6月	2.53	0.93	1.08	1.04
7月	2.50	0.92	1.09	1.01
8月	2.47	0.91	1.10	1.01
9月	0.00	0.00	0.00	1.00
10月	2.33	0.86	1.16	1.13
11月	2.52	0.93	1.08	1.13
12月	0.00	0.00	0.00	0.00
合計	2.45	0.90	1.11	1.03

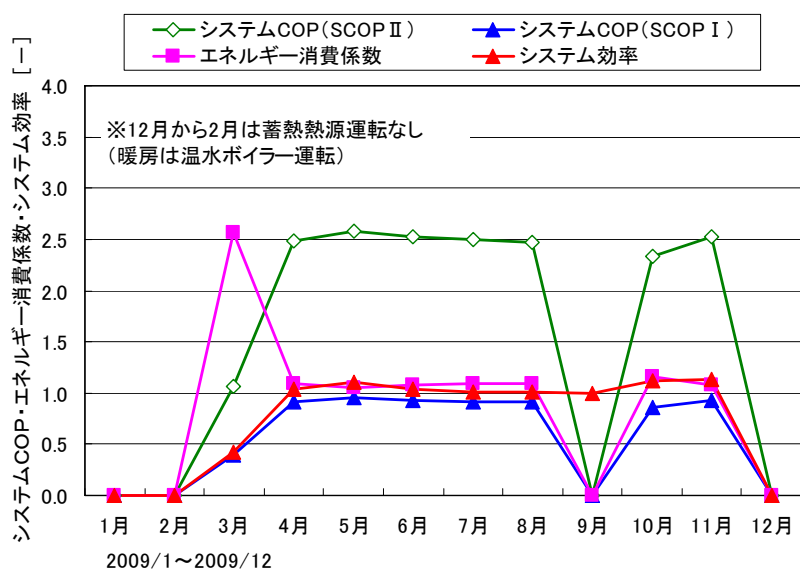


図 4-27 月別システム COP・エネルギー消費係数・システム効率

(5). 一次エネルギー消費量・CO2 排出量の統計値との比較

1).年間一次エネルギー消費量の統計値との比較

(a)省エネルギーセンター公表値との比較

建物全体の年間電力使用量およびA重油使用量から、建物全体の年間一次エネルギー消費量を算出し、省エネルギーセンターで公表している統計値（20,000～40,000m² 事務所ビル）との比較を表 4-11と図 4-28 に示す。

なお、電力の一次エネルギー換算値は省エネルギー法より全日平均 9.76MJ/kWh とし、A 重油の一次エネルギー換算値は地球温暖化対策地域推進計画策定ガイドラインの「温室効果ガス排出量計算のための算定式及び排出係数一覧」より 39.1MJ/L とする。

表 4-11 一次エネルギー消費量（省エネルギーセンター公表値との比較）

	対象建物	統計値
	MJ/m ² 年	MJ/m ² 年
熱源機器	132	412
補機	61	79
水搬送動力	1,284	40
空気搬送動力		176
給湯		29
照明		385
コンセント		355
換気		108
給排水動力		13
昇降機		36
その他		98
合計	1,443	1,731
	83%	100%

※1: 数値は延床面積当たり

※2: 統計値：省エネルギーセンター「オフィスビルの省エネルギー」（規模別エネルギー原単位20000～40000m²による）

※3: 電力一次エネルギー消費量原単位 9760kJ/kWh

※4: A重油発熱量 39100kJ/L

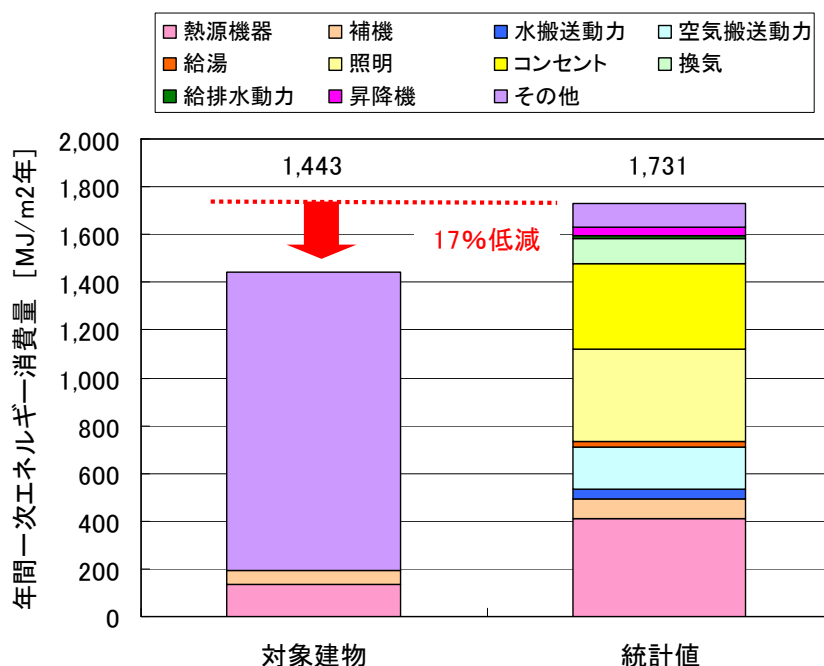


図 4-28 一次エネルギー消費量（省エネルギーセンター公表値との比較）

省エネルギーセンターの一次エネルギー消費量統計値（1,731MJ/m²年）との比較では、本施設は1,443MJ/m²年であり17%低くなっている。内訳では熱源機器の消費量が1/3程度となっているが、これは、ペリメーター負荷処理の空冷パッケージエアコンの電力量が計測されていないため熱源機器の内訳に加算されておらず、その他に含まれているためである。

(b) 東京都公表値との比較

当該建物全体の年間一次エネルギー消費量を東京都地球温暖化計画書（H17年度排出状況報告書）で公表している統計値（事務所ビル）との比較を表4-12と図4-29に示す。

東京都の一次エネルギー消費量統計値（2,518MJ/m²年）との比較では、本施設は1,443MJ/m²年であり43%低くなっている。一次エネルギー消費量換算値は、省エネルギーセンターの統計値との比較と同じ値を用いている。

表 4-12 年間一次エネルギー消費量（東京都公表値との比較）

	対象建物	統計値
	MJ/m ² 年	MJ/m ² 年
熱源機器	132	2,518
補機	61	
その他	1,250	
合計	1,443	2,518
	57%	100%

※1: 数値は延床面積当たり

※2: 統計値: 東京都地球温暖化計画書、H17年度排出状況報告書より

※3: 電力一次エネルギー消費量原単位 9760kJ/kWh

※4: A重油発熱量 39100kJ/L

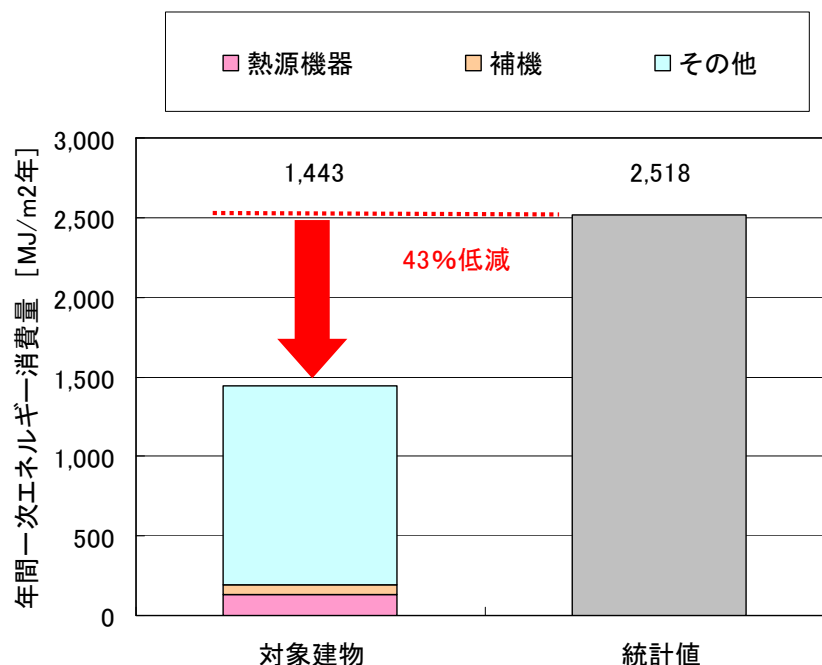


図 4-29 年間一次エネルギー消費量（東京都公表値との比較）

2).年間 CO2 排出量の統計値との比較

建物全体の年間電力使用量およびA重油使用量から、建物全体の年間 CO2 排出量を算出し、東京都地球温暖化計画書（H17 年度排出状況報告書）で公表している統計値（事務所ビル）との比較を表 4-13 と図 4-30 に示す。

なお、電力の CO2 排出係数は京都地球温暖化計画書（H17 年度排出状況報告書）で用いている全日平均 0.386kg-CO2/kWh とし、A 重油の一次エネルギー換算値は地球温暖化対策地域推進計画策定ガイドラインの「温室効果ガス排出量計算のための算定式及び排出係数一覧」より 2.71kg-CO2//L（= 0.0189kg-C/MJ×44/12×39.1MJ/L）とする。

東京都の CO2 排出量統計値（107.0kg-CO2/m2 年）との比較では、本施設は 57.5kg-CO2/m2 年であり 46%低くなっている。

表 4-13 年間 CO2 排出量（東京都公表値との比較）

■年間CO2排出量(延床面積当たり)		
	対象建物	統計値
	kg-CO2/m2年	kg-CO2/m2年
熱源機器	5.7	56.0
補機	2.4	
その他	49.4	
合計	57.5	107.0
	54%	100%

※1: 数値は延床面積当たり

※2: 統計値: 東京都地球温暖化計画書、H17年度排出状況報告書より

※3: 電力CO2排出係数 0.386kg-CO2/kWh

※4: A重油CO2排出係数 2.71kg-CO2/L

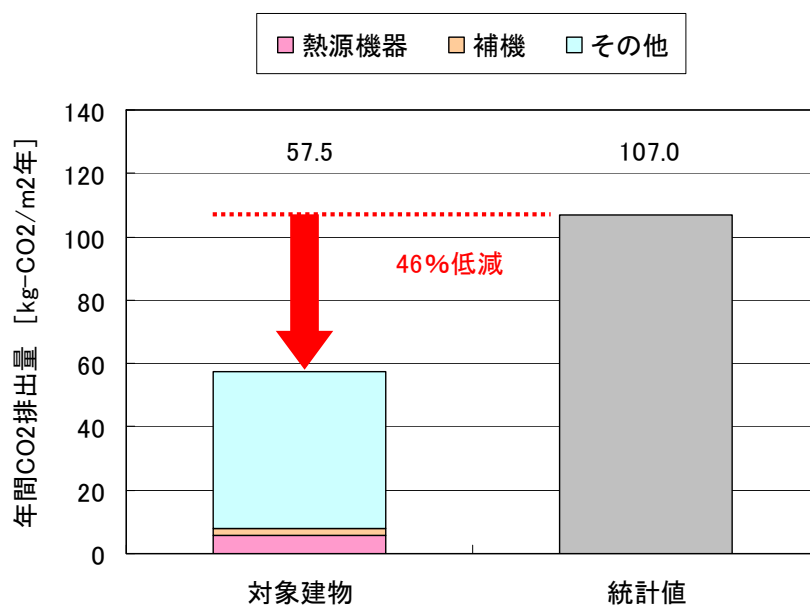


図 4-30 年間 CO2 排出量（東京都公表値との比較）

【参考データ】

HA施設の氷蓄熱システムの省エネルギー性に関して、東京都内事務所ビル（KS施設）の燃焼系熱源システムと比較を行った。比較した東京都内事務所ビル（KS施設）は、ガス焚吸収式冷温水発生機を使用し、4月～11月は冷房運転、12月～3月は暖房運転の切替運転を行っている。なお、KS施設のガス焚吸収式冷温水発生機の単体COPは、冷房期間の各月平均値は0.8～0.9であり、良好な運転を行っている。

省エネルギー性を評価する指標として、以下の指標（SCOP*）を用いた。これは、熱源機の生産熱量1MJを製造するのに要する一次エネルギー消費量を示すものであり、値が大きいほど省エネルギーであることを示す。

$$SCOP* = \text{生産熱量[MJ]} \div \text{一次エネルギー量[MJ]}$$

両建物とも冷房運転時の熱源機生産熱量と一次エネルギー消費量に対してSCOP*を算出している。結果を表4-14と図4-31に示す。

これによると、熱源機を生産熱量1MJを製造するのに要する一次エネルギー消費量（SCOP*）はHA施設の方が大きく、KS施設の1.7倍となっており、省エネルギーであることがわかる。

表 4-14 熱源機を生産熱量1MJを製造するのに要する一次エネルギー消費量（SCOP*）

	HA施設		KS施設	
	生産熱量 MJ/年	一次エネルギー量 MJ/年	生産熱量 MJ/年	一次エネルギー量 MJ/年
熱源機	4,620,385	3,476,424	1,544,309	1,934,597
熱源補機		1,795,840		1,103,418
合計	4,620,385	5,272,264	1,544,309	3,038,015
SCOP*	0.88		0.51	
冷房期間	1/1～12/31		4/1～11/30	

※SCOP* = 生産熱量[MJ] ÷ 一次エネルギー量[MJ]

※電力一次エネルギー換算 9,760 [kJ/kWh]

※都市ガス一次エネルギー換算 45,000 [kJ/m3]

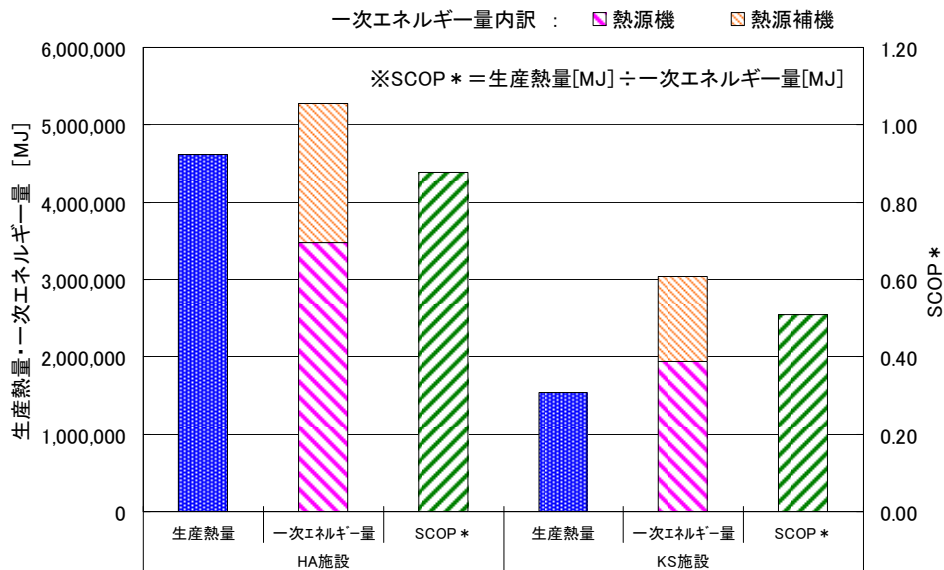


図 4-31 熱源機を生産熱量・一次エネルギー消費量・SCOP*

4.2.5. 先導的負荷平準化機器の最適制御方式に関する考察

(1). 設計時の留意点

負荷平準化機器・システムとしての蓄熱システム（特に氷蓄熱システム）を導入する際の設計時の留意事項と本施設での実施状況を表 4-15 と表 4-16 に示す。

表 4-15 蓄熱システムを導入する際の設計時の留意事項と本施設での実施状況 (1)

NO.	蓄熱設計時に留意する事項	本施設での実施状況	備考
1	高効率熱源機の導入を検討する。	温熱源は既設温水ボイラー（A 重油）を利用するため、冷熱源を蓄熱システムとしている。 機器搬入ルートが、人荷用エレベータを利用するルートのみであったため、モジュール型の水冷チラー（できるだけ効率の良い熱源機）を採用している。	図 4-12・図 4-20 参照
2	製氷運転時にブライン温度が過剰に低くならないような氷蓄熱システム設計を行う。	左記を考慮し製氷コイルを設計している。計測データでは、最大冷房負荷日でブライン温度は最低でも -5.7℃に抑えられている。	図 4-11 参照
3	追掛運転時の効率向上を図る	昼間の追掛運転時に製氷コイルをバイパスさせ、二次側からの還り冷水をプレクールさせる回路を構築し、追掛運転時のブライン温度を高く運転することで COP 向上を目指している。計測データでは、追掛運転時の COP が製氷時より高く運転されている。	図 4-4・図 4-23・図 4-24 参照
4	13:00～16:00 の電力デマンド低減を図ることを検討する。なお、電力デマンド低減時でも安定した温度の冷温水を二次側空調機へ供給する。	13:00～16:00 に熱源機を停止し、電力ピークカットを図っている。本施設の氷蓄熱システムは外融式であり、安定して低温冷水を二次側空調機へ送水している（ピークカット時でも 7.1～7.3℃で送水）。	図 4-13 参照
5	蓄熱システムの導入時は夜間移行率（電力、熱負荷）の向上を図る。	日積算冷房負荷の最大日での熱負荷夜間移行率は 42%、年間の熱負荷夜間移行率は 67%となっており、年間の電力夜間移行率（熱源電力量に対して）は 72%と高くなっている。	図 4-11・図 4-18・図 4-19 参照
6	蓄熱システム導入により熱源機容量の低減が図れるが、余裕を見すぎて過剰な熱源機容量としないようにする。	2009 年では最大冷房負荷 1,306kW に対して、熱源機器能力 560kW（追掛運転時）×2 台となっており、熱源能力は最大冷房負荷の 85%であり、蓄熱導入により熱源機器容量低減が図られている。	図 4-11 参照

表 4-16 蓄熱システムを導入する際の設計時の留意事項と本施設での実施状況 (2)

NO.	蓄熱設計時に留意する事項	本施設での実施状況	備考
7	必要蓄熱容量と建築条件から、蓄熱方式（水蓄熱、氷蓄熱）の検討を行う。	現状の蓄熱槽は 720m ³ であり、空調負荷、槽効率等（連通管の位置・数）を考慮した場合、蓄熱量として不足しているため、継続利用は困難と考え、氷蓄熱システムへ改修している。	図 4-1・図 4-2 参照
8	蓄熱槽の利用温度差を拡大し、利用効率を向上させる。	氷蓄熱槽の冷水利用温度差は 15℃ と大きくなっており、蓄熱槽が有効に利用されているといえる。	図 4-14 参照

(2). 運用時の留意点

負荷平準化機器・システムとしての蓄熱システム（特に氷蓄熱システム）を運用する際の一般的な留意事項と本施設での運用状況を表 4-17 に示す。

表 4-17 蓄熱システムを運用する際の一般的な留意事項と本施設での運用状況

NO.	運用時に留意する事項	本施設での運用状況	備考
1	蓄熱熱源機の高効率運用	水冷ブラインチラーの COP 向上を図るために、冷却水温度を低めに運転制御している。	図 4-23 参照
2		蓄熱運転時は 100% 能力で運転している。 （熱源機は一般的に部分負荷運転時より 100% 能力運転時の方が COP は高くなる。）	図 4-21 参照
3	残蓄熱はできる限りさせないように制御する。 （氷蓄熱槽からの熱損失を最小限に抑える。） なお、外融式氷蓄熱の場合は、残蓄熱により氷塊が発生し、製氷コイル故障の原因につながるため、運転制御調整が必要となる。	残蓄熱は極力ないように運転制御が行われている。	図 4-11 参照
4	電力デマンド低減のために熱源機の追掛運転を制限する際でも安定して低温冷水が取り出せるように、蓄熱量の確保とシステム運転制御調整が必要である。	電力デマンドのピークカット時（熱源機停止時：13:00～17:00）でも安定して低温冷水を送水できている。	図 4-11・図 4-13 参照
5	蓄熱運転時間が 10 時間未満では追掛運転は行わない制御調整が必要である。	概ね左記となるように運転調整が行われている。 また、その結果として夜間移行率（電力、熱負荷）が高く維持されている。	図 4-9・図 4-10・図 4-11・図 4-18・図 4-19 参照

5.まとめ

先導的負荷平準化機器の設計上および運用上の留意点と、先導的負荷平準化機器を導入した3施設での導入状況、運用状況を一覧表としてまとめる。

表 5-1 蓄熱システムを設計・運用する際の一般的な留意事項と導入3施設での状況(1)

	NO.	留意点	I S施設での状況	Y C施設での状況	HA施設での状況
設計時	1	高効率熱源機の導入を検討する。	氷蓄熱用として高効率なブライントーボ冷凍機を採用し、冷水冷却用として部分負荷特性に優れたインバーターターボ冷凍機を採用している。 氷蓄熱による冷水冷却の予冷として冷水インバーターターボ冷凍機を直列に接続し、冷水インバーターターボ冷凍機の冷水温度を高く設定し、更なる効率向上と負荷平準化を図っている。 →図 2-3・図 2-4 参照	機器単体 COP の高いターボ冷凍機を採用している。 冬期の冷暖房同時発生に対して熱回収システムを導入している。なお、蓄熱システムの導入により、冷房負荷と暖房負荷の大きさが異なる場合でも安定して高効率運転が可能となっている。 空冷ヒートポンプチラーはモジュール型を採用し、各モジュールの台数制御により負荷率を高く維持し COP を高い状態に保っている。 →図 3-3～図 3-6 参照	温熱源は既設温水ボイラー (A 重油) を利用するため、冷熱源を蓄熱システムとしている。 機器搬入ルートが、人荷用エレベータを利用するルートのみであったため、モジュール型の水冷チラー (できるだけ効率の良い熱源機) を採用している。 →図 4-12・図 4-20 参照
	2	製氷運転時にブライン温度が過剰に低くならないような氷蓄熱システム設計を行う。	左記を考慮し氷蓄熱システムを設計している。計測データでは、最大冷房負荷日でブライン温度は最低でも-6℃程度に抑えられている。 →図 2-11・図 2-13 参照	左記を考慮し氷蓄熱システム (ダイナミック方式: 過冷却水による製氷) を設計している。計測データでは、最大冷房負荷日でブライン温度は最低でも-5℃未満に抑えられている。 →図 3-3・図 3-4・図 3-15・図 3-16 参照	左記を考慮し製氷コイルを設計している。計測データでは、最大冷房負荷日でブライン温度は最低でも-5.7℃に抑えられている。 →図 4-11 参照
	3	追掛運転時の効率向上を図る	ブライントーボ冷凍機の昼間追掛運転時に氷蓄熱槽をバイパスさせ、氷蓄熱槽からの低温ブラインと混合して二次側冷水を冷却する回路構築し、追掛運転時のブライン温度を高く運転することで COP 向上を目指している。計測データでは、追掛運転時の COP が製氷時より高く運転されている。 →図 2-4・図 2-12・図 2-19 参照	昼間の追掛運転では高効率ターボ冷凍機を主体で運転している。 蓄熱用熱源機は追掛運転時にはオープン回路運転からクローズ運転に切り替えて、搬送効率の向上を図っている。 ブライントーボ冷凍機の昼間追掛運転時は二次側冷水を冷却する回路構築し、追掛運転時のブライン温度を高く運転することで COP 向上を目指している。 →図 3-3～図 3-6 参照	昼間の追掛運転時に製氷コイルをバイパスさせ、二次側からの還り冷水をプレクールさせる回路を構築し、追掛運転時のブライン温度を高く運転することで COP 向上を目指している。計測データでは、追掛運転時の COP が製氷時より高く運転されている。 →図 4-4・図 4-23・図 4-24 参照
	4	13:00～16:00 の電力デマンド低減を図ることを検討する。なお、電力デマンド低減時でも安定した温度の冷温水を二次側空調機へ供給する。	13:00～16:00 にブライントーボ冷凍機の運転台数を低減させ、冷水予冷用の冷水インバーターターボ冷凍機を優先的に運転することで、電力デマンド低減を図っている。 電力デマンド低減時でも、安定して7℃の冷水を二次側空調機へ送水している。 →図 2-11・図 2-13・図 2-14 参照	13:00～16:00 に熱源機の運転台数を低減させ、放熱運転の負荷処理を多く運転制御することで、電力デマンド低減を図っている。 電力デマンド低減時でも、安定して7～9℃の冷水を二次側空調機へ送水している。 →図 3-15 参照	13:00～16:00 に熱源機を停止し、電力ピークカットを図っている。 本施設の氷蓄熱システムは外融式であり、安定して低温冷水を二次側空調機へ送水している (ピークカット時でも7.1～7.3℃で送水)。 →図 4-13 参照
	5	蓄熱システムの導入時は夜間移行率 (電力、熱負荷) の向上を図る。	日積算冷房負荷の最大日での熱負荷夜間移行率は42%、年間の熱負荷夜間移行率は74%となっており、年間の電力夜間移行率 (熱源電力量に対して) は81%と高くなっている。 →図 2-11・図 2-18・図 2-17 参照	日積算冷房負荷の最大日での熱負荷夜間移行率は37%、年間の熱負荷夜間移行率は57%となっており、年間の電力夜間移行率 (熱源電力量に対して) は59%となっている。 なお、本施設では省エネルギー運用を重視し、負荷平準化を目的とした氷蓄熱システムの運転は夏期に限定しているため、熱負荷夜間移行率や電力夜間移行率は、他の施設と比較すると若干低めとなっている。 →図 3-20・図 3-28・図 3-29 参照	日積算冷房負荷の最大日での熱負荷夜間移行率は42%、年間の熱負荷夜間移行率は67%となっており、年間の電力夜間移行率 (熱源電力量に対して) は72%と高くなっている。 →図 4-11・図 4-18・図 4-19 参照
	6	蓄熱システム導入により熱源機容量の低減が図れるが、余裕を見すぎて過剰な熱源機容量としないようにする。	本施設では省エネルギー向上と負荷平準化を図ることを目的としており、二次側負荷は氷蓄熱放熱+ブライントーボ冷凍機追掛運転+冷水予冷用インバーターターボ冷凍機で賄われている。 熱源機は、将来の負荷増加を考慮に入れて機器容量を選定しているが、現状では、最大冷房負荷6,751kW程度であり、省エネルギー運用を考慮して、氷蓄熱放熱+ブライントーボ冷凍機1第追掛運転 (2,919kW) +冷水予冷用インバーターターボ冷凍機 (3,200kW) での運用としている。 →表 2-2・図 2-11 参照	将来の負荷増加への対応を考慮し、冷水蓄熱槽を5～10℃の5℃差から4～14℃の10℃差へ拡大し、冷熱蓄熱量を2,250Rthから4,500Rthへ増加させ、また既存温水槽を氷槽と兼用化させることで更に3,600Rthの冷熱蓄熱量の増加を図っている。なお、これら蓄熱量の増加に対して、熱回収システムの導入も行うことで熱源機容量は改修前能力 (冷房2,800Rt、暖房2,200Rt) より低減させている (冷房2,650Rt、暖房700Rt)。 →図 3-1・図 3-2・図 3-3～図 3-6・表 3-2 参照	2009年では最大冷房負荷1,306kWに対して、熱源機器能力560kW (追掛運転時) ×2台となっており、熱源能力は最大冷房負荷の85%であり、蓄熱導入により熱源機器容量低減が図られている。 →図 4-11 参照

表 5-2 蓄熱システムを設計・運用する際の一般的な留意事項と導入3施設での状況（1）

	NO.	留意点	I S施設での状況	Y C施設での状況	HA施設での状況
設計時	7	必要蓄熱容量と建築条件から、蓄熱方式（水蓄熱、氷蓄熱）の検討を行う。	設置スペースを考慮し、氷蓄熱量 25,056MJ×5 基を立体駐車場スロープ中央部のデッドスペースに配置している。 設置スペースの課題を解決しており、設置方法の雛形となり得る。 →写真 2-1 参照	将来の負荷増加への対応として、蓄熱槽容量を既存容量のままとし、冷水槽は利用温度差の拡大、温水槽は氷蓄熱槽と兼用させることで、冷熱蓄熱量を 2,250Rth から 8,100Rth まで増加させている。 →図 3-1・図 3-2 参照	現状の蓄熱槽は 720m ³ であり、空調負荷、槽効率等（連通管の位置・数）を考慮した場合、蓄熱量として不足しているため、継続利用は困難と考え、氷蓄熱システムへ改修している。 →図 4-1・図 4-2 参照
	8	熱源システム全体の効率向上	ブラインポンプをインバータ仕様とし、熱源機の運転に合わせた台数+インバータ制御を行っている。 冷水インバータターボ冷凍機の冷却水ポンプをインバータ仕様とし、冷却水温度と流量の制御を行っている。 →図 2-3・図 2-4 参照	熱源ポンプをインバータ仕様とし、冷暖房負荷に合わせた流量制御をインバータ制御にて行っている。 計測データでは熱源ポンプの WTF が一般値に比較し非常に高い値となっている。 →図 3-58・図 3-59・図 3-60 参照	氷蓄熱槽の冷水利用温度差は 15℃と大きくなっており、蓄熱槽が有効に利用されているといえる。 →図 4-14 参照
運用時	1	蓄熱熱源機の高効率運用	ブライントーボ冷凍機と冷水インバータターボ冷凍機の COP 向上を図るために、冷却水温度を低めに運転制御している。 →図 2-23・図 2-28 参照	ブライントーボ冷凍機と冷水インバータターボ冷凍機の COP 向上を図るために、冷却水温度を低めに運転制御している。 →図 3-17・図 3-37・図 3-42・図 3-45・図 3-49 参照	水冷ブラインチラーの COP 向上を図るために、冷却水温度を低めに運転制御している。 →図 4-23 参照
	2		蓄熱運転時は高い負荷比で運転している。 （熱源機は一般的に部分負荷運転時より 100%能力運転時の方が COP は高くなる。） →図 2-21 参照	蓄熱運転時は高い負荷比で運転している。 （熱源機は一般的に部分負荷運転時より 100%能力運転時の方が COP は高くなる。） →図 3-35・図 3-40・図 3-47 参照	蓄熱運転時は 100%能力で運転している。 （熱源機は一般的に部分負荷運転時より 100%能力運転時の方が COP は高くなる。） →図 4-21 参照
	3	残蓄熱はできる限りさせないように制御する。 （氷蓄熱槽からの熱損失を最小限に抑える。）	残蓄熱は極力ないように運転制御が行われている。 →図 2-11 参照	残蓄熱は極力ないように運転制御が行われている。 →図 3-15 参照	残蓄熱は極力ないように運転制御が行われている。 →図 4-11 参照
	4	電力デマンド低減のために熱源機の追掛運転を制限する際でも安定して低温冷水が取り出せるように、蓄熱量の確保とシステム運転制御調整が必要である。	昼間は蓄熱槽からの放熱と熱源機の追掛運転を適正に制御し、安定した温度の冷水（7～9℃）を送水できている。 →図 2-11・図 2-13 参照	昼間は蓄熱槽からの放熱と熱源機の追掛運転を適正に制御し、安定した温度の冷水（7～9℃）を送水できている。 →図 3-15 参照	電力デマンドのピークカット時（熱源機停止時：13:00～17:00）でも安定して低温冷水を送水できている。 →図 4-11・図 4-13 参照
	5	蓄熱運転時間が 10 時間未満では追掛運転は行わない制御調整が必要である。	概ね左記となるように運転調整が行われている。 また、その結果として夜間移行率（電力、熱負荷）が高く維持されている。 →図 2-9・図 2-10・図 2-17・図 2-18・図 2-11 参照	概ね左記となるように運転調整が行われている。 また、その結果として夜間移行率（電力、熱負荷）が高く維持されている。 →図 3-11～図 3-14・図 3-27～図 3-29 参照	概ね左記となるように運転調整が行われている。 また、その結果として夜間移行率（電力、熱負荷）が高く維持されている。 →図 4-9・図 4-10・図 4-11・図 4-18・図 4-19 参照