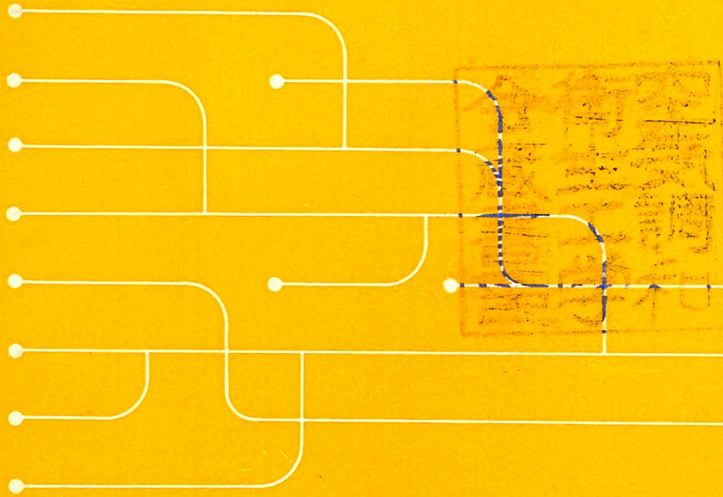


# 空気調和・衛生工学

# 6

VOL. 41 NO. 6

# 1967



## 〔研究論文〕

フィン付き熱交換器の性能とその設計に関する研究(5).....	{新内 津藤 和 靖夫... 1
フィン付き熱交換器の性能とその設計に関する研究(6).....	{新内 津藤 和 靖夫...11
給湯回路の動特性(1).....	{内 田 秀 雄 斎 藤 孝 基 中 藤 村 正 紀 藤 井 信 夫 ...23
周期的間欠直接冷暖房・強制換気および空気調和における室温変動理論(2).....	秋 岡 実 則...29

## 〔抄 録〕

衛生設備における受水そうについて.....	前 島 健 訳...41
蒸発性気体排気立て管の設計に応用される“雨一風”の関係.....	泉 忠 行抄訳...44
味とにおいの調整.....	向野 元昭抄録...49
いかにして信頼性の高い空調システムを設計するか.....	小川 康夫抄訳...54

## 〔設計参考データ〕

空気浄化計算法.....	吉 沢 晋...57
--------------	------------

## 〔竣工設備概要〕

国立劇場.....	.....63
-----------	---------

## 〔資 料〕

第11次空気調和・衛生工学会設備士資格検定試験問題.....	.....77
--------------------------------	---------

The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan

## 空気調和・衛生工学会

# 空気調和・衛生工学



昭和42年6月  
第41巻第6号

## 巻頭 告

### ■研究論文■

- 605 フィン付き熱交換器の性能とその設計に関する研究(5) 新津 靖・内藤和夫
- 615 フィン付き熱交換器の性能とその設計に関する研究(6) 新津 靖・内藤和夫
- 627 給湯回路の動特性(1)  
内田秀雄・斎藤孝基・中村正紀・藤井信夫
- 633 周期的間欠直接冷暖房・強制換気および空気調和における室温変動理論(2)  
秋岡実則

### ■抄録■

- 645 衛生設備における受水そうについて  
前島 健記
- 648 蒸発性気体排気立て管の設計に应用される“雨一風”の関係 泉 忠之抄訳
- 653 味とにおいの調整 向野元昭抄訳
- 658 いかにして信頼性の高い空調システムを設計するか 小川康夫抄訳

### ■設計参考データ■

- 661 空気浄化計算法 吉沢 晋

### ■竣工設備概要■

- 667 国立劇場

### ■外国雑誌主要文献題目■

- 675 Kältetechnik (1966. 5~8)
- 675 Gesundheits Ingenieur (1966. 1~4)
- 677 Domestic Engineering (1966. 1~4)

### ■資料■

- 681 空気調和・衛生工学会設備士資格検定試験問題
- 686 会報
- 695 広告

## フィン付き熱交換器の性能とその設計に関する研究

### 第5報 湿り伝熱表面状態の逐次近似解法

新津 靖・内藤和夫

空気調和・衛生工学 41(6), 605~614, (1967)

一般に気・液二相間において、熱伝達と物質移動とが同時に行なわれる場合の解析では、気・液界面の状態値の決定がきわめて重要である。この論文では、フィン付き熱交換器の性能解析と、設計上の容量計算への応用を目的にして、まず飽和限界線の精度の高い近似式を提案し、それに基づいて、伝熱表面上における正確な気・液界面の状態値を求める逐次近似計算法について述べ、またその応用として、熱交換器の入口直後から、湿り伝熱面となるべき冷却媒体の限界温度の決定式、正確な出口乾球温度の算定式ならびに移動単位数の算出近似式などを提出した。

## フィン付き熱交換器の性能とその設計に関する研究

### 第6報 フィン表面上における熱および物質移動特性の実験的解析

新津 靖・内藤和夫

空気調和・衛生工学 41(6), 615~625, (1967)

この研究では、熱交換器設計上への応用を考慮に入れて、局所伝熱表面温度を、フィン根元における温度分布の測定と湿り伝熱面についてのフィン効率とから合理的に推定して、その性能解析を行ない、つぎのことを明らかにした。

(1) 湿り伝熱面上での熱伝達特性はかわき伝熱面上におけるものと若干相違する。(2) 物質移動係数は、伝熱推進力の選定方法によって、数値的にも、傾向的にも若干相違し、それらは特定風速以外では一致しない。

(3) 一般に知られている Lewis の関係は、特定の推進力で、しかも特定風速のところでのみ成立する。

## 給湯回路の動特性

### 第1報 ホテル客室シャワーの温度変化について

内田秀雄・斎藤孝基・中村正紀・藤井信夫

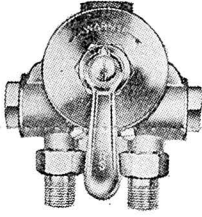
空気調和・衛生工学 41(6), 627~632, (1967)

ホテルにおいて、温水と冷水を混合して得られる客室シャワー湯温度が変化し、時に不快感を与える場合がある。これについて、わが国の多数のホテルについてアンケートによる調査を行ない、某ホテルで温度・圧力の変化などを実測した。その結果は、シャワー湯温度変動は季節にあまり関係がなく、むしろ給湯設備の利用が最大となる最大負荷時にしばしば起こる。その変動は給水系統によるよりも、むしろ給湯系統の変動により影響される。そして短時間の変動である給湯圧力によるものよりも、緩慢な変動である給湯温度による影響が大である。

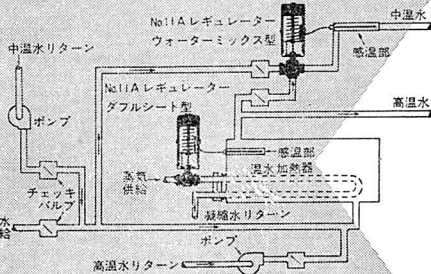
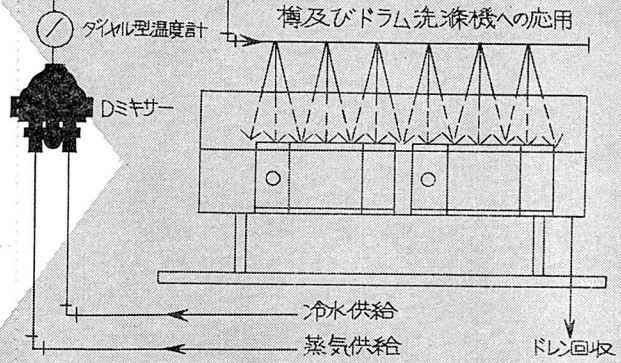


# お好みの熱温水が コック一つでOK!!

## \* 蒸気・冷水混合弁 Dミキサー

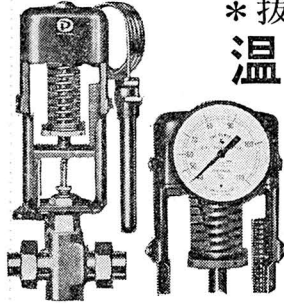


Dミキサーは単なる混合弁でなく、ハンドル操作により全く音もせず、所望の温度の温水が得られ、機械室のスペースも大巾に節約出来ます。極めてユニークな製品です。



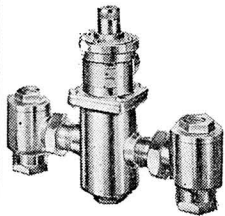
代表的使用例  
高低2温度温水システム

## \* 抜群の性能・耐久度 温度調節弁

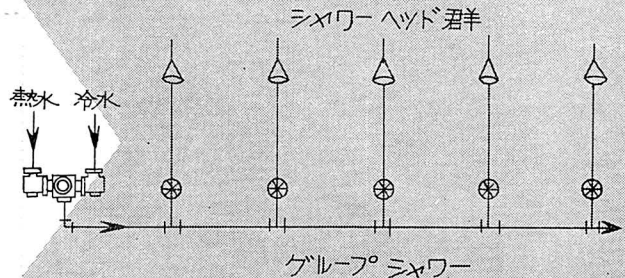


米国 Powers 社70年の歴史により成長した温度調節弁11Aレギュレーターは水油のヒーティングに、反応プロセスの温調に、すばらしい性能と耐久度を発揮し、御使用者、驚嘆的となっております。

## \* 熱水・冷水混合弁 ハイドロガード



大量の熱水・冷水を混合し、本器一台にて、希望温度の温水を多量に浴室、集合シャワー、工場プロセスに供給出来るので、極めて合理的な給湯が行なえます。



● 弊社では、上記のほか一般産業用オーバル流量計、工業計器も各種製造販売致しております



オーバル機器工業株式会社

本社 東京都新宿区上落合3-10-8 TEL東京 (363)3131(代)  
大阪営業所 大阪市北区堂島上1-2新山本ビル内TEL大阪 (312)4431(代)

名古屋出張所 名古屋市中村区笹島町1-221-1 豊田ビル新館6階  
TEL名古屋 (581) 8456  
広島出張所 広島市新天地2-4 有楽ビル3階 大倉商事㈱内  
TEL広島 (21) 5439  
福岡出張所 福岡市天神町1-9-17 千代田生命ビル4階 大倉商事㈱内  
TEL福岡 (77) 2655  
新潟出張所 新潟市東大通1-12 北陸ビル7階 大倉商事㈱内  
TEL新潟 (45) 0411

周期的間欠直接冷暖房・強制換気および空気  
調和における室温変動理論(2)

秋岡実則

空気調和・衛生工学 41(6), 633~643, (1967)

この報文は本誌前号(第41巻5号)の(1)に引き続  
いて書かれたものであり, 周期的間欠強制換気および空  
気調和について報告する。



# 叙勲に輝く 人びと

〔第7回叙勲者〕



鮎川 武雄君

政府は去る4月29日春の生存者叙勲氏名を発表したが、本会会員のうち下記の各位がそれぞれ叙勲された。

勲三等旭日中綬章	鮎川 武雄君
	大泉 寛三君
勲三等瑞宝章	山岸 靖一君
勲四等旭日小綬章	坂井源太郎君
勲四等瑞宝章	桜井 省吾君
勲五等双光旭日章	小川 誠耳君
	佐竹 一郎君

各位は、いずれも多年にわたり、その事業に精励せられ、わが国文化の発展に貢献された業績に対し、今回の榮譽を受けられたことはまことに慶賀に堪えない。ここに衷心より祝意を表明するとともに、今後ますます健康に留意せられ、その使命に邁進せられんことを切望するしだいである。

明治24年5月生まれ。大正6年東京高等工業学校窯業科卒業。同年東洋陶器株式会社に入社。同社茅ヶ崎工場長、取締役を経て昭和34年1月同社代表取締役および副社長、同38年1月代表取締役社長に就任。現在に至る。なお日本陶器株式会社取締役その他の役員、また北九州商工会議所会頭等数多くの公職を兼任されている。この間昭和9年には米国内窯業視察、昭和35年には訪米経済視察団員として渡米、昭和40年には東南アジア諸国窯業界視察。

本会には賛助会員として昭和3年入会。本学会の発展に多大の貢献をされている。



坂井 源太郎君

明治30年1月生まれ。大正6年7月東京高等工業学校機械科卒業。同年合資会社高田商会本店暖房部入社。同社解散により大正14年5月合資会社日本暖房商会(現日本理装工業)入社。同15年7月三機工業株式会社入社。昭和22年同社取締役就任。同33年監査役。同35年に退社。現在社団法人日本管工事工業協会会長。この間40有余年にわたり日本国内外における主要建物の建築設備設計、施工、監理の業務に従事、指導的立場に立って、斯業の向上発展に寄与された。

本会には大正6年創立当初より入会、会計理事4期、評議員9期、昭和27年より29年までおよび昭和36年より38年までの2期にわたり副会長を歴任。昭和35年特別会員に推薦された。また昭和35年10月には藍綬褒章を受賞された。



桜井 省吾君

明治30年生まれ。大正9年早稲田大学理工学部建築学科卒業、同11年より1箇年間米国イリノイ大学において暖房換気工学、給排水工学を修学、同12年より2箇年間慶応義塾大学医学部において衛生学・細菌学を修学、昭和19年工学博士の学位を受く。昭和3年大成建設株式会社に入社、技師長、監査役を経て同27年退社、現在桜井建築設備研究所長、この間、同15年より早稲田大学、日本女子大学講師歴任、現在東京芝浦工業大学教授。

本会には大正14年入会、昭和6年以来評議員、編集理事、25年には副会長に選ばれ、また、しばしば貴重なる文献を会誌に発表せられた。昭和32年には特別会員に推薦された。



小川 誠耳君

明治26年3月生まれ。大正12年7月故斎藤久孝氏が斎藤久孝事務所を創立したのに参加し、昭和26年1月組織を変更し斎久工業株式会社となって今日に至るまで一貫して勤務し、現在常勤監査役。昭和38年11月黄綬褒章受章。

本会には大正13年入会。編集理事3期、評議員11期、会計理事3期を勤められ、学会運営に貢献された功により昭和35年特別会員に推薦された。昭和42年4月その著“衛生工事の排水と通気”〔そのⅠⅡⅢ〕につき表彰され学会賞を受けた。





佐竹 一郎君

明治 25 年生まれ。明治 44 年  
仙台工業学校機械科卒業。同年  
横須賀海軍工廠入所，大正 5 年  
入山採炭株式会社（現常磐炭鉱）  
入社。大正 13 年 1 月仙台市に  
金華工業商会（現在株式会社金  
華工業商会と組織変更）を創立。  
現在同社代表取締役。この間宮  
城県管工業協同組合理事長，宮  
城県建設審議会委員等を歴任。  
現在宮城県管工業協同組合相談  
役，仙台水工会相談役，昭和 41  
年 10 月多年管工事業界につく  
した功績により黄綬褒章を受章  
された。

本会には昭和 31 年入会，本会  
の発展に尽力されている。

## 新 特 別 会 員

# 田中・土井・須賀 三 君 の 功 績

正会員 田中喜久雄，土井季  
正，須賀豊次郎の三君は，去る  
4 月 25 日開催の本学会第 40 期  
通常総会において，その議決に  
より特別会員に推薦された。特  
別会員は定款第 10 条により前  
会長，または本会の目的達成に  
多くの貢献をなした正会員で，  
総会の議決により推薦された者  
であり，三君は次記の略歴にも  
あるごとく，正に適格者として  
何人も肯定するところであろ  
う。

三君は，つとにしばしば本会  
の枢機に参画せられ，学会現在  
の盛況を招来せられた功績者で  
ある。

本会はこの三君の功績に対  
し衷心より感謝するとともにい  
よいよ自重加餐せられ，その使  
命に邁進せられんことを切望す  
るしだいである。

（大泉寛三君，山岸靖一君は写  
真の都合にて次号に掲載）



田中 喜久雄君

明治 35 年 12 月生まれ，昭和 3 年早稲田大学理工学部機械工学科卒業。同年須賀工業株式会社東京支店入社，工事担当技師長を経て昭和 17 年 12 月退社。昭和 18 年 1 月暁建設工業株式会社設立，専務取締役就任。昭和 33 年 10 月同社代表取締役就任，現在に至る。

(本学会との関係)

昭和 4 年入会，編集理事 1 期，庶務理事 2 期，会計理事 4 期，評議員 6 期を歴任，昭和 41 年 4 月より副会長として本会の発展に多大の貢献をされている。

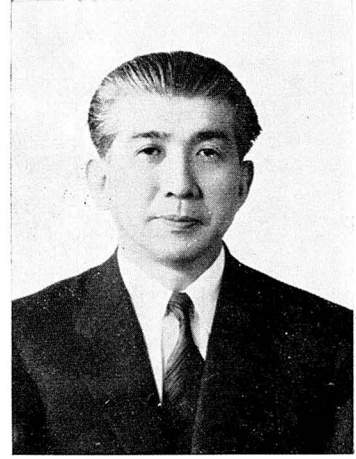


土井 季正君

明治 35 年 10 月生まれ。昭和 3 年早稲田大学理工学部建築学科卒業。大成建設（旧称大倉土木）株式会社設計部に入社。昭和 7 年建築部設備課新設とともに係長として設備の設計に従事その後建築部見積課，営業部副参事係長を経て，昭和 24 年退社。同 27 年 10 月藤原工業株式会社取締役工務部長に就任，30 年 9 月辞任。昭和 30 年 10 月土井設備研究所を創立，現在に至る。この間東京高等学校，早稲田工手学校，早稲田高等工学校，早稲田大学専門部，芝浦工業大学の講師を勤む。

(本学会との関係)

昭和 7 年入会，以後評議員 10 期，編集理事 4 期，庶務理事 1 期を勤められ，その他各種委員会の委員として本会の発展に多大の貢献をされた。



須賀 豊次郎君

明治 39 年 3 月生まれ，昭和 2 年 3 月慶応義塾大学経済学部中退，株式会社須賀商会（須賀工業株式会社前身）に入社。取締役東京支店長を経て昭和 19 年 10 月取締役社長に就任。現在に至る。

(本学会との関係)

昭和 4 年入会，以後評議員 12 期，会計理事 2 期，理事 4 期を勤め本会の発展に多大の貢献をされている。



開催月日	会 合 種 別	備 考
8月5日(土)	日本不動産銀行ビル見学会	会告 1
10月27日(金) 28日(土)	秋季学術講演会	会告 1

**会 合 案 内**

## 日本不動産銀行ビル見学会

(東京都中央区九段)

- 主 催** 空気調和・衛生工学会
- 日 時** 昭和42年8月5日(土)
- 定 員** 100名
- 会 費** 不 要
- 申 込 先** 中央区京橋2-9 空気調和・衛生工学会 電話562-2981
- 申込要領** ハガキにてお申し込みのこと(電話での申し込みは受けません)  
先着順に締切り、見学者には詳細通知を差し上げます

## 秋季学術講演会講演者募集

本学会は本年度事業の一つとして来たる10月“秋季学術講演会”を開催することになりました。ついては広く会員より講演者を募集いたしますから下記要領ご承知のうえお申し込み願います。

- 開催期日** 昭和42年10月27日(金)、28日(土)
- 会 場** 全通会館ホール(東京都文京区後楽1-2-7)
- 申込締切** 昭和42年8月31日(木)
- 申込方法** 講演は下記様式にてお申し込み下さい。
- 講演題目** 同一研究題目に属するものはなるべく1件にまとめて発表して下さい。
- 講演内容** 未発表のものほか、過去1箇年間以内に本学会誌または関係学協会誌に発表された論文・論説は講演可。
- 前刷原稿** 前刷原稿(図表を含み字数4000字以内)は9月30日(土)までに必着するようご送付下さい。なお講演申込者には改めて前刷原稿の執筆についてご依頼いたします。
- 申 込 先** 空気調和・衛生工学会 東京都中央区京橋2-9 電話562-2981
- 講演内容を後日当学会誌に発表する協会は、改めて原稿のご提出をお願いいたします。なお掲載の分には原稿料を呈します。

# 見本

## 講演申込書

(昭和 年 月 日申込)

題 目	(講演時間分)		
概 要 (50字程度)			
講 演 者	(ふりがな) 氏 名		
	通 信 先	電 話 ( ) 番	
連 名 者	氏 名	勤 務 先	
希 望 事 項	ス ラ イ ド (有 無)	図 掛 (要 否)	
	黒 板 (要 否)		
	そ の 他		

### 通信先を変更される会員各位へのお願い!!

勤務先あるいは住居を移動したために学会誌その他の送付先を変更される方は、ご面倒ですが必ず下記書面にてご通知願います。電話でのご連絡はお断り致しますのでご了承下さい。

### 通信先あるいは勤務先変更届

※ 新	氏 名	会 員 資 格	員
	住 所 (自宅あるいは は寄寓先)	電 話	( 局 番 )
※	勤 務 先	電 話	( 局 番 )
	勤 務 先 所 在 地		
旧	通 信 先		
	勤 務 先		

※通信先を住所か勤務先かどちらかに御指定 (○印を付す) して下さい。

昭和 年 月 日受付

原 簿		宛 カード 名 下		一 括	
-----	--	--------------	--	-----	--

受付者氏名



## 第6回「空気調和・衛生工学会賞」募集要項

### 1. 候補業績の選出

1. 1 表彰候補となる論文は、昭和41年1月1日から昭和41年12月31日までに本学会誌に発表されたものの中から、「学会賞運営委員会」(以下委員会という)が選出する。
1. 2 論文以外の業績については、昭和41年1月1日から昭和41年12月31日までに会員により完成されたもので、会員その他一般から推薦があったもの、あるいは会員自らが応募したのから委員会が選出する。

### 2. 応募・推薦手続き

別紙様式による応募・推薦書および説明書各2部ならびに業績の内容を説明できる資料1部を学会に提出する。ただし資料は審査終了後返却する。

(応募・推薦書用紙は学会に請求して下さい)

### 3. 締切期日

昭和42年9月31日

### 4. 提出先

社団法人 空気調和・衛生工学会内 学会賞運営委員会  
東京都中央区京橋 2-9

冷暖房 空気調和 衛生設備 設計施工



五建工業株式会社

東京都千代田区内神田1丁目16番3号 電話 292-3201(代表)

支店 札幌・大阪 出張所 山形・新潟・徳島

# 空気調和・衛生工学会賞規定

## 1. 目的

空気調和・衛生に関する学術・技術の進歩をはかる目的をもって空気調和・衛生工学工業に関する、特に優秀な業績に対して、「空気調和・衛生工学会賞」（以下学会賞という）を贈って表彰する。

## 2. 委員会

1の目的を達成するための事項は、学会の定款によって設けられた「学会賞運営委員会」（以下委員会という）が行なう。

委員会は表彰候補となる業績の募集、審査の方法、表彰の方法その他学会賞の運営に関する事項を取扱う。

委員会は次の三つの部会を設け、それぞれの業績を審査する。

第1部会 論文に関する事項

第2部会 設備の設計・施工に関する事項

第3部会 装置・製品・発明考案・施工技術・著書その他1の目的に該当する業績に関する事項

各部会は、6名以上の部会委員から成り、うち1名を部会長とする。

部会委員は委員の中から委員長が委嘱する。

委員は二つ以上の部会委員をかねることができる。

委員会は部会に専門委員若干名を委嘱し意見を徴することができる。

## 3. 審査

表彰論文は原則として、表彰を行なう年の前々年の1月1日から12月31日にわたる1年間に本学会の刊行物に掲載された会員の論文中から選考する。

論文以外の表彰業績は、最近において会員により完成された業績中公募ならびに本学会の支部および設備士会支部の調査によって求められた候補の中から選出する。

公募調査ならびに選出の方法は委員会が定める。

## 4. 表彰

委員会は各部会の審査に基づいて、表彰候補の業績を選出し、理事会に報告する。

理事会は委員会の報告により、表彰業績を決定し、会長がこれを表彰する。

表彰は、年一回、原則として総会の席上で行ない、かつその要旨を学会誌に発表する。

## 5. 表彰する業績の数

毎年表彰する業績は次の件数以下とする。

第1部会の扱う範囲につき 3件

第2および第3部会の扱う範囲につき 合計5件

ただし2部は4件以内とする。

## 6. 賞

賞は賞状ならびに副賞とする。

副賞は、賞金あるいは賞品とする。

賞は該当業績に主として携わった人、または団体に対して授与する。

## 創立 50 周年記念事業後援会会員募集について

昭和 42 年は本学会の創立 50 周年に相当致しますので、将来一段の発展に資するため、この盛事を記念して種々の事業計画が進められております。

本記念事業に要する資金を募集するための後援会が昨年 6 月 17 日設立され、これが募金に当たることになりました。

ついては会員各位には本後援会設立の趣意にご賛同のうえ本学会将来の進展のため、振るってご入会下さるようお願い申し上げます。

賛助会員、名誉会員、および特別会員各位につきましては別途ご依頼をいたしますが、正会員各位には理事会において種々検討の結果「後援会費」として 1 口 (1 000 円) 以上学会会費ご納入の際合わせて分割ご齎出下さるよう ご了承を得たく存じます。

従って入会申込みにつきましても ご便宜上学会会費払込み用紙の裏面に後援会入会申込書を併刷しておきましたからご利用願いますれば幸に存じます。

社団法人 空気調和・衛生工学会

会 長 内 田 秀 雄

創立 50 周年記念事業後援会

会 長 渡 邊 要

### 後 援 会 設 立 趣 意 書

社団法人 空気調和・衛生工学会は暖房・空気調和・給排水・衛生に関する工学・工業の発展を目的とし、暖房冷蔵協会として、大正 6 年創立されて以来年々会員が増加し現在約 8 500 名を擁するに至り、昭和 42 年には創立 50 周年を迎えることになりました。この期に当り本学会は空気調和・衛生工業界の発展につながる有益な記念事業として施設の拡充、研究助成、出版などを計画しております。しかるに会員の要請に応えるための事業の拡大は事務費の増大を来し、諸物価の上昇とともに会費増収を上回る実情でありますので、創立 50 周年を迎えるに当り、学会は事業に要する資金 5 000 万円を下記の要領で募集することになりましたので、それを後援する目的をもって本後援会を設立しました。

#### 記

- |              |   |
|--------------|---|
| 1. 募 金 総 額   | 5 000 万円  |
| 内 訳          | 賛助会員または団体 (1 口 2 万円) 1 800 口<br>社員または個人 (1 口 1 千円) 14 000 口 |
| 2. 募 金 期 間   | 昭和 41 年 10 月 1 日より<br>昭和 43 年 12 月末日まで                      |
| 3. 募 金 方 法   | 会費として募集<br>一時払または 2 箇年分割払                                   |
| 4. 募 金 の 使 途 | 学会の記念事業   |

## 創立 50 周年記念事業後援会入会および会費お払込みについて

1. 入会は所定の入会申込書でお申し込み下さい。  
本誌はさみ込みの郵便振替払込用紙を御利用下さい。
2. 会 費
  - (1) 賛助会員または団体 1 口 2 万円 (1 口以上)
  - (2) 社員または個人 1 口 1 千円 (1 口以上)
3. 会費払込期間 (自昭和 41 年 11 月 1 日)  
(至昭和 43 年 12 月末日)
4. 正会員の方は学会会費ご納入の際同一払込用紙により入会申し込みもできます。  
後援会会員になられた方の芳名は学会誌に掲載いたします。
5. 会費払込みについて
  - (1) 払込方法 一時払または 2 箇年分割払
  - (2) 振替貯金口座番号 東 京 37842 番  
(加入者名義 空気調和・衛生工学会)
  - (3) 取 引 銀 行  
三 菱 銀 行 有 楽 町 支 店  
三 井 銀 行 京 橋 支 店  
(預金者名義 空気調和・衛生工学会)

(会則および発起人名簿は会誌 40 巻 11 月および 12 月号をご参照下さい)

---

## 入会者のお知らせおよびお願い

今までにご入会いただきました方の芳名は本誌 85 ページに掲載しております。厚くお礼申し上げます。なお、まだご入会のお申し込みのない各位には振るってご入会下さいますよう重ねてお願いいたします。

会 社 団 体 用

社団法人 空気調和・衛生工学会  
創立 50 周年記念事業後援会入会申込書

昭和 年 月 日

社団法人 空気調和・衛生工学会 会長 内 田 秀 雄 殿  
創立 50 周年記念事業後援会 会長 渡 邊 要 殿

住 所 ・ 電 話

社 名

代 表 者 名

連 絡 者 ・ 電 話

㊟

後援会の趣意に賛同し下記により入会を申し込みます。

会 費	口 (1口 20 000 円)		
金 額	円也		
払 込 方 法	(一時)	昭 和 年 月	
	(分割) 回	昭 和 年 月	円
		昭 和 年 月	円
		昭 和 年 月	円

(切りとり線)

個 人 用

社団法人 空気調和・衛生工学会  
創立 50 周年記念事業後援会入会申込書

昭和 年 月 日

社団法人 空気調和・衛生工学会 会長 内 田 秀 雄 殿  
創立 50 周年記念事業後援会 会長 渡 邊 要 殿

住 所 ・ 電 話

氏 名

㊟

後援会の趣意に賛同し下記により入会を申し込みます。

会 費	口 (1口 1 000 円)		
金 額	円也		
払 込 方 法	(一時)	昭 和 年 月	
	(分割) 回	昭 和 年 月	円
		昭 和 年 月	円



# Journal of the Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan

June, 1967, Vol. 41, No. 6

## Contents

### Studies on Characteristics of Heat-Exchangers with Fins and its Design

Report 5: A Mathematical Method of Determining the  
Condition of Cold Wetted Heat-Transfer Surface.

Y. Niitsu ..... 1  
K. Naito

On the analysis of coil performance characteristics and on the estimation of coil's capacity in the engineering works, it is very important to determine exactly the condition of cold wetted heat-transfer surface.

In this report, in order to determine the surface condition, a mathematical method is used in stead of the troublesome graphical method, and several applications of its method for coil design works are described.

### Studies on Characteristics of Heat-Exchangers with Fins and its Design

Report 6: Experimental Analysis on Heat and Mass Transfer  
in Dehumidifying Extended Surface Coils

Y. Niitsu .....11  
K. Naito

On the analysis of dehumidifying extended surface coils' performances, it is a very important problem to evaluate accurately the wetted surface conditions of coils and the magnitude of driving forces between each surface and humid air. In this studies, the average surface conditions of coils are rationally determined on the basis of the observed temperature distributions of individual fin's foot and fin effectiveness.

As the results of analysis of experimental data, following facts are clarified.

1. Heat transfer coefficient on the surface are slightly small compared with that on the dry surfaces.
2. Two kinds of coefficients on mass transfer, which are defined by means of enthalpy difference and humidity one, are not substantially quite the same.

3. It occurs only in correlation between the coefficient of heat transfer without dehumidifying and the one of mass transfer defined by means of enthalpy difference, just at the point of approximately 1.25 meter per second face velocity, that the Lewis number is equal to unity.

### **Dynamic Characteristics of The Circuit of Hot-Water Supply (Part 1)** Fluctuation of Hot-Water Temperature of Shower Bath

H. Uchida  
T. Saito .....23  
M. Nakamura  
N. Fujii

We have sometimes experienced discomfort because of the fluctuations of the water temperature of a shower bath in a hotel.

Recently, the authors carried out many inquiries about this subject to hotels in Japan, and also made experiments to measure the fluctuations of temperatures, pressures and flow rates of both of hot-water and cold-water to be supplied to the shower bath in a certain hotel.

The results obtained are as follows.

The fluctuations of the shower-water temperature have no concern with the seasons, but have something to do with the peak-time when the hot-water supply of a hotel is under maximum usage.

The fluctuations of the shower-water temperature are influenced more by the fluctuations of hot-water supply than those of cold-water supply, and more seriously by hot-water temperature which fluctuates slowly, than by hot-water pressure which fluctuates rapidly.

### **The Theory of Transient Room Temperature for Intermittent Heating, Ventilating and Air Conditioning. (Part 2)**

M. Akioka.....29

In Part I printed on the preceding number, the theory of transient room temperature for intermittent heating was reported.

Successively, in this Part II, the case of intermittent ventilating and air conditioning are discussed.

# フィン付き熱交換器の性能とその設計に関する研究



研究論文

## 第5報 湿り伝熱表面状態の逐次近似解法\*

一般に気・液二相間において、熱伝達と物質移動とが同時に行なわれる場合の解析では、気・液界面の状態値の決定がきわめて重要である。従来、この状態値の決定は、図式解析によるのみ行なわれてきたが、これを数値計算で行なえば、図式解析のわずらわしさをさけることができ、しかも作図時の誤操作がないので、精度もあがる。この論文では、フィン付き熱交換器の性能解析と、設計上の容量計算への応用を目的として、まず飽和限界線の精度の高い近似式を提案し、それに基づいて、伝熱表面上における正確な気・液界面の状態値を求める逐次近似計算法について述べ、またその応用として、熱交換器の入口直後から、湿り伝熱面となるべき冷却媒体の限界温度の決定式、正確な出口乾球温度の算定式ならびに移動単位数の算出近似式などを提出した。

新 津 靖\*\*  
内 藤 和 夫\*\*\*

### 1 ま え が き

周知のように、空気冷却・減湿器では、常にその伝熱面上での熱伝達と物質移動が同時に行なわれるので、その性能解析や、設計上での取扱い方法は、熱伝達のみが単独で行なわれる空気加熱や、単なる空気冷却用のものほど簡単ではない。

この理由は、熱伝達と物質移動の両現象が、それぞれ固有の推進力に基づいて、互いに無関係に生ずるにもかかわらず、二流体間の熱交換として総括的に見た場合には、それらの間に相互に影響し合うからである。たとえば空気温度、冷却媒体温度およびそれらの流量など、熱交換にあずかる二流体間の操作条件が同じであっても、物質移動を伴うときには、熱交換器での顕熱の除去量が熱伝達単独の場合よりも減少することなどはその代表的な例である。これは気・液界面の温度、したがって伝熱表面温度が、物質移動を伴うときには、潜熱量の放出の影響をうけて、熱伝達単独の場合よりも上昇するからである。したがって熱および物質移動が同時に起こるときの容量計算や性能解析では、伝熱表面上における気・液界面の状態値の決定がきわめて重要となり、その状態値のとり方いかんによって、熱交換器の性能はもちろんのこと、設計上での容量計算の精度が左右されることになる。

物質移動を伴うときの気・液界面の状態値の解析方法については、すでに Goodman<sup>1)</sup>、Mickle<sup>2)</sup>、水科<sup>3)</sup>、稲積<sup>4)</sup>らによって、簡単な算術計算と、作図の併用によるものが提案されている。しかしこれらの図式解析法はいずれも煩雑なものであり、適当な線図と、ある程度熟練した技術が必要とするところから、設計計算上でも、また性能解析上でも、あまり応用されていない。

一方、これら数値計算のみによって行なえば、作図によるわずらわしさがなくなり、きわめて実用的となる。そこでこの報告では、減湿操作時の気・液界面の状態値ならびに移動単位数を、逐次近似法によって数値計算のみによって、正確に求める方法について述べる。

### 2 記 号

本報ではつぎの記号を用いる。

$A_f$  : 熱交換器のフィン表面積,  $m^2$

$A_o$  : 熱交換器の空気側の全伝熱面積,  $m^2$

$A_i$  : 熱交換器の冷却媒体側の伝熱面積,  $m^2$

$BF$  : *By-pass factor*, [-]

$C_H$  : 湿り空気の定圧比熱,  $kcal/kg^\circ C$

$C_{pa}$  : 乾燥空気の定圧比熱,  $kcal/kg^\circ C$

$C_{pv}$  : 水蒸気の定圧比熱,  $kcal/kg^\circ C$

$C_w$  : 冷却媒体の定圧比熱,  $kcal/kg^\circ C$

$G_{a'}$  : 熱交換器を流れる乾燥空気の重量,  $kg/h$

$i_a$  : 湿り空気のエンタルピ,  $kcal/kg'$

$i_a'$  : 湿り空気の変形エンタルピ,  $kcal/kg'$

$i_d$  : 露点温度における空気のエンタルピ,  $kcal/kg'$

\* 昭和41年10月14日、空気調和・衛生工学会・秋季学術講演会にて発表したうちの一部分

\*\* 大阪大学工学部・教授 工博 正会員

\*\*\* 大阪大学工業教員養成所・助教授 正会員

- $i_s, i_s'$  : 気・液界面温度に相当する湿り飽和空気のエントルピならびに変形エントルピ, kcal/kg'
- $k_x$  : 絶対湿度基準の物質移動係数, kg/m<sup>2</sup> h Δx
- $k_i$  : エントルピ基準の全熱伝達率, kcal/m<sup>2</sup> h Δi
- $L_R$  : ルイス関係係数, [-]
- $L$  : 冷却媒体の流量, kg/h
- $m_{i_n}$  : 温度・エントルピ関係における飽和限界線の接線のこう配, kcal/kg' °C
- $m_{x_n}$  : 温度・絶対湿度関係における飽和限界線の接線のこう配, kg/kg' °C
- $q_s$  : 交換顕熱量, kcal/h
- $q_L$  : 交換潜熱量, kcal/h
- $q_T$  : 交換全熱量, kcal/h
- $r_o$  : 基準温度における水の凝縮潜熱, kcal/kg
- $\sum r_i$  : 気・液界面から管内汚れ表面に至る間の熱流路に存在する各種の熱抵抗を管内表面積で評価したものの総和, m<sup>2</sup> h °C/kcal
- $t_a$  : 空気本体の乾球温度, °C
- $t_s$  : 気・液界面またはフィン側の伝熱表面温度, °C
- $t_w$  : 冷却媒体の温度, °C
- $X$  : 全物質移動量, したがって空気側の全伝熱表面上で凝縮した水分量, kg/h
- $x_a$  : 湿り空気の絶対湿度, kg/kg'
- $x_s$  : 気・液界面温度における湿り飽和空気の絶対湿度, kg/kg'

ギリシャ文字

- $\alpha_a$  : かわき伝熱面上における湿り空気の熱伝達率, kcal/m<sup>2</sup> h °C
- $\alpha_a'$  : 物質移動に伴うときの湿り空気の湿り伝熱面上における熱伝達率, kcal/m<sup>2</sup> h °C
- $\alpha_w$  : 管内を流れる冷却媒体の管内表面への熱伝達率, kcal/m<sup>2</sup> h °C
- $\alpha_w'$  : 熱内側の熱コンダクタンス, kcal/m<sup>2</sup> h °C
- $\beta_i, \beta_x'$  : tie line の方向係数, kcal/kg' °C, kg/kg' °C
- $\gamma_i, \gamma_x$  : operation line の方向係数, kcal/kg' °C, kg/kg' °C

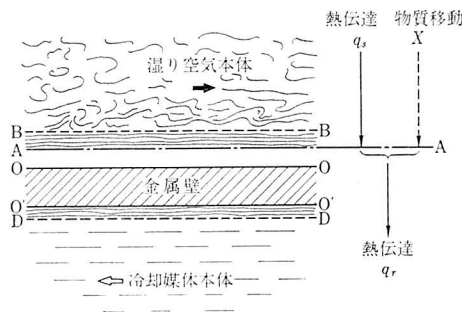


図-1

$\xi$  : sensible heat factor. [-]

添 字

- A : 空気側を基準とした熱交換器の入口状態
- B : 空気側を基準とした熱交換器の出口状態
- a : 空気本体
- s : 気・液界面の状態
- x : 絶対湿度基準
- i : エントルピ基準

3 基礎理論

3.1 熱伝達と物質移動が同時に生ずるときの伝熱基礎式

伝熱表面上で熱伝達と物質移動が同時に起こる間接向流式空気冷却・減湿器における伝熱は、一般に図-1に示すような機構のもとで推進されるものと考えられている。すなわち空気側の伝熱表面は、凝縮した空気中の水分によっておおわれており、そのぬれ表面に接して、空気本体との間に、図において区分 AB で示されるような湿り空気の境界層ならびに図の A-A' で示される位置の気・液界面が存在する。熱および物質は、まずこの境界層および気・液界面を通じて、凝縮水本体 (図の OA' で示される区分) に伝達され、さらに図の OO' で示される区分の金属壁を経て、冷却媒体本体に伝達されることになる。

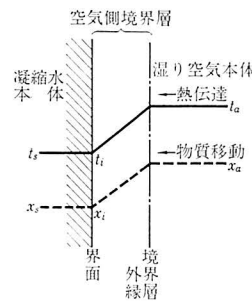


図-2

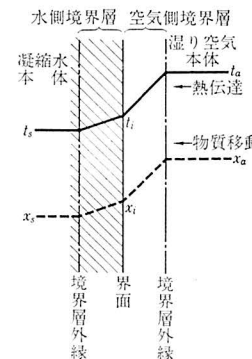


図-3

この場合、その伝熱過程は、関係する推進力によって、一応二つの過程に大別される。その一つは湿り空気本体から気・液界面までのものであって、この過程では、熱伝達と物質移動が同時に行なわれ、前者に対しては温度差が、また後者に対しては水蒸気の濃度差が推進力として作用する。他の一つの過程は、気・液界面から冷却媒体本体に至るものであって、この過程では、熱伝達のみによって気・液界面から冷却媒体本体へ熱移動が行なわれ、その作用する推進力は温度差のみである。したがって、空気冷却・減湿器の伝熱機構が、他の顕熱量の交換のみを対象とした空気加熱器

や、冷却器のものと相違する点となると、空気側伝熱表面上の気・液界面と、湿り空気本体間の伝熱過程のみであって、他の残りの部分は、顕熱量の交換を目的とした熱交換器のものと本質的に変わるところはない。よって間接向流式空気冷却・減湿器の伝熱性能は、フィン側伝熱表面上での熱および物質移動特性によって、支配的な影響をうけるものと考えられる。

この場合に、まず問題となるのは、気・液界面の位置とその状態値の決定である。

化学工学関係では、気・液二相間で熱および物質移動が行なわれるときには、それらの移動は、常にこの二相間の界面を通じて行なわれると考えており、物質移動に伴う潜熱量の放出も、この界面においてのみ生ずるものとして取り扱っている。そしてまた、界面付近の構造をつぎのように仮想している。すなわち図-2および図-3に示すように、界面に接したところに空気側の境界層が存在し、物質移動も熱伝達と同様に、この境界層を通じて、空気本体と界面との間の濃度差を推進力として、拡散によって移行し、しかもこの界面における気・液両相の組成は、常に平衡状態を保つものとしている。したがって、水・空気系の場合には、界面に接する空気は、その温度における飽和空気状態で表わされると仮定している。一方凝縮水側の界面付近の状態に関しては二通りの考え方がなされており、その一つは図-2のように、水側境界膜では、凝縮水本体との間に、温度ならびに濃度こう配が存在せず、熱および物質拡散における抵抗は無視できるとする説<sup>5)</sup>であって、この場合の界面の温度としては、凝縮水本体の温度がそのまま利用されている。他は図-3のように、水側の境界膜にも抵抗が存在し、この区間の温度および濃度こう配は無視できないとする説<sup>6)</sup>であって、この場合の界面の温度は水側境界膜の抵抗のために、凝縮水本体の温度とは異なった温度となる。しかしてこれら二つの説のうち、どちらが妥当であるかは種種論議されてきているところであるが、いずれにしても界面の温度測定が技術的に不可能であるところから、たいていの場合には、水本体の温度そのものか、あるいはその温度から、二、三の仮定に基づいて推定される温度が、界面の温度として利用されるのが通例となっている。ことに二流体が伝熱管によって間接接触する場合には、この水境界膜の抵抗は、伝熱表面と冷却媒体間の熱抵抗に比べて無視できる大きさであるとも考えられるので、間接接触の場合には、伝熱面上の気・液界面の温度としては、近似的に伝熱表面温度が、そのまま設計上でも、また特性解析上でも、用いられているようである。

つぎに物質移動の推進力は、空気調和で取り扱われる湿り空気のように、含有水蒸気の分圧が低く、全圧に比

較して無視できる温度領域を取り扱う場合には、全圧一定のもとで、湿り空気の絶対湿度は、水蒸気分圧に比例するとおくことができるので、空気調和で起こりうる水・空気二相間の伝熱に対しては、空気本体の絶対湿度と界面温度における飽和湿り空気の絶対湿度との差が、物質移動の推進力としてもっとも多く利用されている。したがって湿り伝熱面となるフィン付き熱交換器の微小伝熱面要素については、一般につぎの諸関係式が成り立つことになる。

まず空気本体から伝熱面上の気・液界への熱伝達に対して、

$$dq_s = G_a' C_H dt_a = \alpha_a' (t_a - t_s) dA_0 \dots\dots\dots (1)$$

ここに  $C_H$  は湿り空気の比熱であって、通常つぎの式で与えられる。

$$C_H = C_{p_a} + C_{p_v} x_a \dots\dots\dots (2)$$

つぎに空気本体から伝熱表面上への物質移動については、

$$dX = G_a' dx_a = k_x (x_a - x_s) dA_0 \dots\dots\dots (3)$$

ここに  $k_x$  は推進力として絶対湿度差を用いて定義した物質移動係数である。またこの場合、物質移動に伴って気・液界面に放出される潜熱量は、つぎのように表わせる。

$$dq_L = r G_a' \cdot dx_a = r k_x (x_a - x_s) dA_0 \dots\dots\dots (4)$$

したがって、湿り空気本体から伝熱面上の気・液界面へ伝達される全伝熱量は、(1)式および(4)式から、

$$dq_T = dq_s + dq_L = G_a' di_a = [\alpha_a' (t_a - t_s) + r k_x (x_a - x_s)] dA_0 \dots\dots\dots (5)$$

いまこの(5)式において、湿り伝熱面上における熱伝達率と、物質移動の両係数の間には、

$$\alpha_a' / C_H \cdot k_x = L_R \dots\dots\dots (6)^7)$$

で表わされる関係が存在するものと考えれば、 $L_R$  は一般に凝縮性ガスを含む不凝縮性ガスとその凝縮液との系に特有な恒数であるとされている。つぎに凝縮潜熱については、問題となる温度範囲が狭いので、これを一定とみなし、基準温度における値を採用し、さらにつぎの近似

$$\left. \begin{aligned} i_a' &= L_R C_H t_a + r x_a \\ i_s' &= L_R C_H t_s + r x_s \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

を行なって、(5)式の右辺を整理すると、つぎのように書き表わされる。

$$dq_T = G_a' di_a = k_x (i_a' - i_s') dA_0 \dots\dots\dots (8)$$

すなわち熱伝達と物質移動が同時に起こる水・空気二相間の交換全熱量は、絶対湿度基準の物質移動係数  $k_x$  を伝熱速度係数、(7)式で与えられる変形エンタルピ差<sup>3)</sup>を推進力とした式の形で表わしうることを示している。



しかるに空調和で取り扱うような蒸気濃度の低い湿り空気では、通常近似的に

$$L_R \doteq 1 \dots\dots\dots (9)^{\circ)}$$

とおくことができ、(7)式の変形エンタルピと、真の湿り空気の持つエンタルピとの差は、ほとんど無視できると考えて、実用上では、(8)式右辺の推進力に、湿り空気の真のエンタルピ差が、そのまま利用されているのである。

いま(8)式において、変形エンタルピ差の代わりに、真のエンタルピ差で置きかえ、また、そのときの伝熱速度係数を  $k_i$  とおき、それを全伝熱面積を通じて一定と仮定して、装置出・入口間について積分すると、つぎの式が得られる。

$$\frac{k_i A_o}{G_a'} = \int_B^A \frac{di_a}{(i_a - i_s)} \dots\dots\dots (10)$$

同様に、物質移動量に対して、(3)式から

$$\frac{k_x A_o}{G_a'} = \int_B^A \frac{dx_a}{(x_a - x_s)} \dots\dots\dots (11)$$

(10)、(11)式右辺の積分値は、通常移動単位数と称せられている無次元特性値の一種であって、この積分値が正確に計算できれば、所要伝熱面積、したがって熱交換器の容量計算が可能となる。

4 気・液界面の状態値の逐次近似計算法

(10)、(11)式右辺の積分値は、界面の状態値が一定の場合、もしくは、それらに対応する空気本体の状態値の適当な関数関係で表示し得ない限り、数学的手段では求め得ない。周知のように、空気と冷却媒体とが、伝熱壁を介して間接接触する空気冷却・減湿器では、気・液が直接接触をする噴霧塔などと異なり、気・液界面と、冷却媒体間の熱流路に、かなりの熱抵抗が存在し、しかもその大きさは無視できないのが普通である。したがって、気・液界面の状態値は、いかなる操作条件のもとでも、一定となることはまずあり得ず、大なり小なり空気本体の状態変化に追従して、図-4に示すように、連続的に変

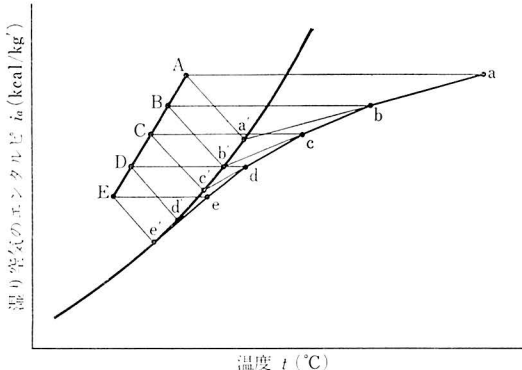


図-4

化することになるので、厳密には界面の状態値を一定とおいては積分計算ができないことになる。

移動単位数の比較的正确な計算法に、温度・エンタルピ線図 ( $t-i$ 線図) を用いて、簡単な算術計算と作図とによって、気・液界面の状態値を解析し、さらにそれに基づく推進力を求めて、図積分あるいは数値積分によって算出する方法が提案されている。<sup>2,4)</sup> この場合、温度・エンタルピあるいは温度・絶対湿度関係の飽和限界線を表わす適当な近似式が存在すれば、たとえそれらが、(10)式あるいは(11)式右辺の積分計算に直接利用できない温度  $t_s$  についての関数関係式であっても、界面の状態値ならびに移動単位数の数値計算が可能であり、図式解析の手間がはぶけることになる。

いま図-5の温度・エンタルピ線図上において、A( $t_{wA}$ ,  $i_{aA}$ ), B( $t_{wB}$ ,  $i_{aB}$ )を熱交換器の入口、出口の操作条件から決まる二流体の対応関係を表わす点とすると、直線  $\overline{AB}$  は操作線 (operation line) を表わすことになる。つぎに、操作線上の任意の点を N( $t_{wN}$ ,  $i_{aN}$ ) とすると、それに対応する界面の状態値は、飽和限界線上の一点 n ( $t_{sn}$ ,  $i_{sn}$ ) で表わすことができる。また、これらの2点を結ぶ直線  $\overline{Nn}$  は、通常連絡線 (tie line) といわれるものであって、熱交換器の形式と、両流体の操作条件、ならびに二流体の熱交換器内での対応関係によって決まるものである。したがって、界面の状態値は、一般にこれらの連絡線と飽和限界線との交点で表わされることになり、飽和限界線が温度  $t_s$  の一次、あるいは二次の簡単な代数方程式で表わされる場合には、数学的に容易に求められることになる<sup>3)</sup>。

しかるに、大気圧 (760 mmHg) のもとでの湿り空気の飽和限界線の曲率は、低温度領域でとくに大きく変化し、 $t_s = 0 \sim 30^\circ\text{C}$  の温度範囲では、簡単な代数方程式では正確に表わし得ない。筆者らが水と接する大気圧(760

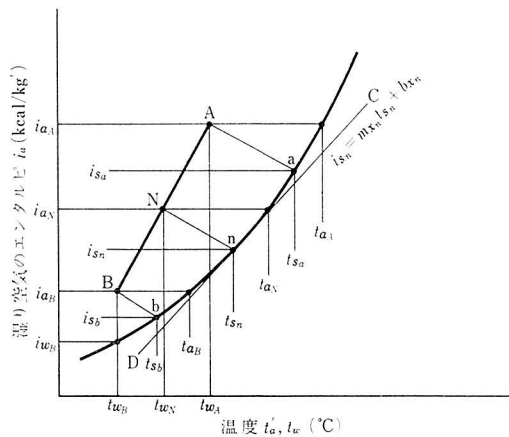


図-5

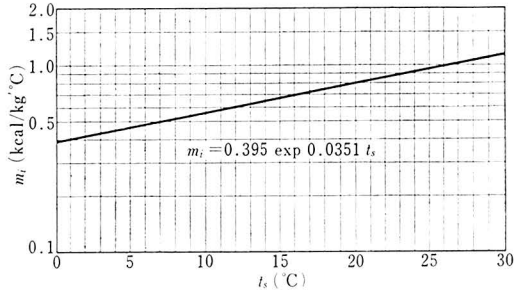


図-6

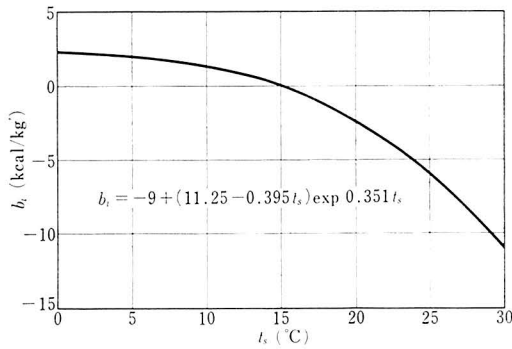


図-7

mmHg) の空気のエントルピおよび絶対湿度と温度との関係について、この温度範囲で、信頼できる数表<sup>9)</sup> に対して、誤差 1% 以内の精度で適用できる近似式を求めたところ、つぎのような式が得られた。

$t_s = 0 \sim 30^\circ\text{C}$  に対して、

$$i_s = -9 + 11.25 e^{0.0351 t_s} \dots\dots\dots (12)$$

$$x_s = e^{-5.581 + 0.07242 t_s - 0.00022 t_s^2} \dots\dots\dots (13)$$

このように、低温度領域を含むときには、飽和湿り空気を持つエントルピ、および絶対湿度は、温度の指数関数の形で表わされることになるので、界面の状態値は、簡単に数学的手法だけでは求められないことになる。

一方、界面の状態値は、連絡線 ( $\overline{Nn}$ ) と、界面位置で引いた飽和限界線の接線 ( $\overline{CD}$ ) との交点でも表わしうるので、この接線の方程式を逐次近似法によって、正確に求めればよいことになる。

いま、さきに示した 図-5 において、界面の状態値  $n$  における飽和限界線の接線の方程式をつぎのように表わす。

$$i_{s_n} = m_{i_n} t_{s_n} + b_{i_n} \dots\dots\dots (14)$$

ここに  $m_{i_n}$ 、 $b_{i_n}$  は (12) 式から

$$m_{i_n} = \left( \frac{di_s}{dt_s} \right)_n = 0.395 e^{0.0351 t_s} \dots\dots\dots (15)$$

$$b_{i_n} = (11.25 - 0.395 t_s) e^{0.0351 t_s} - 9 \dots\dots\dots (16)$$

で与えられ、温度  $t_s$  に対して 図-6 および 図-7 に示すよ

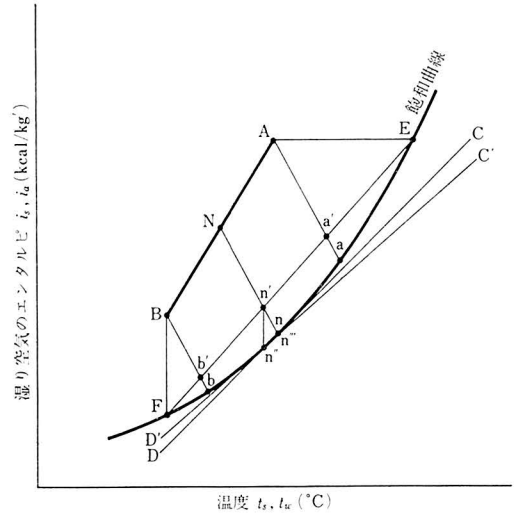


図-8

うな値となる。

つぎに水・空気間の熱収支から、操作線上の変化に対して、

$$G_a' (i_{a_A} - i_{a_n}) = C_w L (t_{w_A} - t_{w_n}) \dots\dots\dots (17)$$

が与えられ、また連絡線  $\overline{Nn}$  に対しては、つぎの式が与えられる。

$$k_i (i_{a_n} - i_{s_n}) dA_o = \alpha_w' (t_{s_n} - t_{w_n}) dA_i \dots\dots\dots (18)$$

ここに  $\alpha_w'$  はフィン付き管の管内側の熱コンダクタンスであって、一般につぎの式で与えられる。

$$1/\alpha_w' = 1/\alpha_w + \sum r_i \dots\dots\dots (19)$$

ここに  $\sum r_i$  は、管内表面からフィン表面に至る間の、熱流路に存在する各種熱抵抗を管内表面積で評価したものの総和を表わす。

そこで (14)、(17)、(18) 式の 3 式から  $t_{s_n}$ 、 $t_{w_n}$  を消去すると、つぎの式が求められる。

$$i_{s_n} = A_{i_n} i_{a_n} - B_{i_n} \dots\dots\dots (20)$$

ここに

$$A_{i_n} = \frac{\left( 1 + \frac{\gamma_i}{\beta_i} \right)}{\left( 1 + \frac{\gamma_i}{m_{i_n}} \right)} \dots\dots\dots (21)$$

$$B_{i_n} = \frac{\gamma_i \left\{ i_{a_A} - \left( t_{w_A} + \frac{b_{i_n}}{m_{i_n}} \right) \right\}}{\left( 1 + \frac{\gamma_i}{m_{i_n}} \right)} \dots\dots\dots (22)$$

$$\gamma_{in} = \frac{\alpha_w'}{k_i} \cdot \frac{A_i}{A_o} \dots\dots\dots (23)$$

$$\beta_{in} = \frac{C_w L}{G_a'} \dots\dots\dots (24)$$

すなわち、界面の状態値は、その温度における接線の方程式がわかっているならば、熱交換器内を流れる空気本体

のエンタルピ  $i_{a_n}$  から求められることになる。ところが、界面の温度は前もって知られていないのであるから、(20)式は実際に適用するには不都合となる。

そこで、まず第一近似として、与えられた操作条件の温度範囲に対して、図-8に示すように飽和限界線を直線 (EF) で近似して、この直線と連絡線  $\bar{N}n$  の交点  $n'$  を求めると、この  $n'$  点の温度は、飽和限界線上の  $n''$  点の温度に等しく、つぎの式で与えられることになる。

$$t_{n'} = A_i' a_n - B_i' \dots\dots\dots(25)$$

ここに

$$A_i' = \frac{\left(1 + \frac{\gamma_i}{\beta_i}\right)}{(\bar{m}_i + r_i)} \dots\dots\dots(26)$$

$$B_i' = \frac{\gamma_i \left(\frac{i_a}{\beta_i} - t_{wA}\right) + b_{iB}}{\bar{m}_i + \gamma_i} \dots\dots\dots(27)$$

$$\bar{m}_i = \frac{i_{aA} - i_{wB}}{t_{aA} - t_{wB}} \dots\dots\dots(28)$$

ただし、 $b_{iB}$  は入口水温  $t_{wB}$  における数値を、また  $t_{aA}$  は入口空気の湿球温度にとればよい。そして、この温度  $t_{n''}$  ( $=t_{n'}$ ) における  $m_{i_n}$ ,  $b_{i_n}$  の値を図-6、図-7 から求め、(20)式での計算に利用すると、その結果、得られる温度  $t_{n''}$  は連絡線  $\bar{N}n$  と飽和限界線上の  $n''$  点の接線  $\bar{C}'D'$  の交点  $n'''$  を表わすことになって、その交点はかなり急速に真の界面の状態値  $n$  に近づくことになる。この場合、反復計算過程での逐次近似の収束条件は、

$$|m_i| < 1 \dots\dots\dots(29)$$

であるから、この近似計算法が適用できるのは、温度・エンタルピ関係では、温度範囲  $t_s = 0 \sim 25^\circ\text{C}$  に限定される。界面の温度がこの温度範囲よりも高い場合には、近似過程で得られる温度は、真の界面温度よりも遠ざかることになって、反復計算法が無意味となるが、幸いに、高温においては、飽和限界線の曲率は小さく、ほぼ直

線で近似できるので、(20)式の適用はこの場合にも可能となる。

以上、界面の状態値を温度・エンタルピ関係において推定する方法について述べてきたが、温度・絶対湿度関係についてもほぼ同様となる。ただし温度・絶対湿度関係では、物質収支と熱量収支との関係が直接的でないために、取り扱いがやや複雑であって、界面の状態値の決定に、さらに一、二の近似、仮定が必要となる。

図-9において、界面の状態値における飽和限界線の接続方程式を、つぎのように表わす。

$$x_{s_n} = m_{x_n} t_{s_n} + b_{x_n} \dots\dots\dots(30)$$

ここに  $m_{x_n}$ ,  $b_{x_n}$  は(13)式から、

$$m_{x_n} = \left(\frac{dx_s}{dt_s}\right)_n = (0.07242 - 4.401 \times 10^{-4} t_s) e^{-5.580 + 0.07242 t_s - 2.200 \times 10^{-4} t_s^2} \dots\dots\dots(31)$$

$$b_{x_n} = (1 - 0.07242 t_s - 4.401 \times 10^{-4} t_s^2) e^{-5.580 + 0.07242 t_s - 2.200 \times 10^{-4} t_s^2} \dots\dots\dots(32)$$

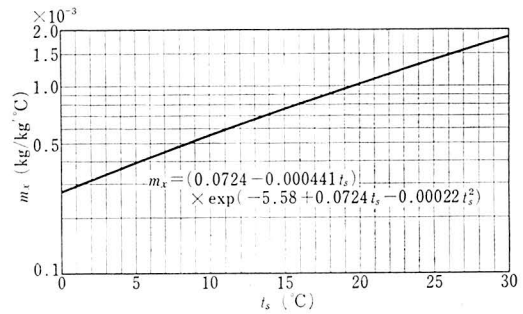


図-10

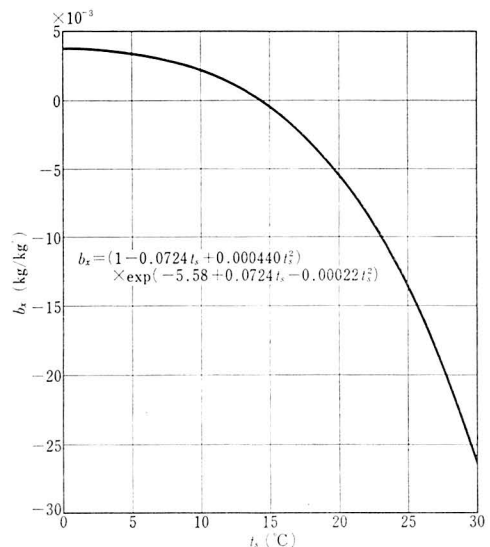


図-11

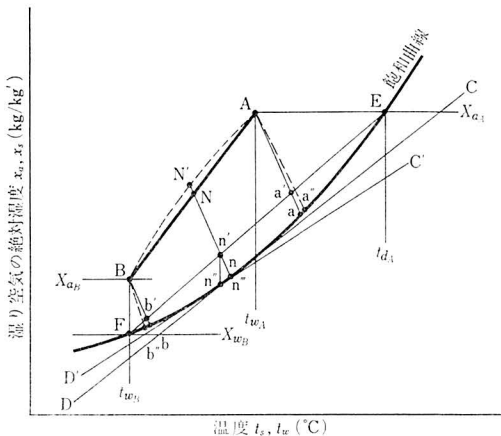


図-9

で与えられ、これらは温度  $t_s$  に対して、**図-10** および **図-11** に示すような曲線となる。つぎに操作線上の変化に対しては、(17)式と同様に、基準を熱交換器の空気入口側にとって、水・空気間の潜熱量についての熱収支からつぎの式が与えられる。

$$r \cdot G_a' (x_{a_A} - x_{a_n}) = C_w L (1 - \xi) (t_{w_A} - t_{w_n}) \quad (33)$$

ここに  $r$  は基準温度における水蒸気の凝縮潜熱、 $\xi$  は顕熱比 (sensible heat factor) であって、 $\xi$  は一般につぎの式で与えられる。

$$\xi = \frac{dq_s}{dq_T} = \frac{G_a' C_{Hd} dt_a}{G_a' d i_a} \quad (34)$$

また連絡線  $\bar{N}n$  に対しては、(18)式と同様に、

$$r \cdot k_x (x_{a_n} - x_{s_n}) dA_o = \alpha_w' (t_{s_n} - t_{w_n}) (1 - \xi) dA_i \quad (35)$$

が与えられる。そこで(20)式を求めた方法で、(30)、(33)(35)の3式から  $t_{s_n}$ 、 $t_{w_n}$  を消去すると(20)式と同様つぎの式が求められる。

$$x_{s_n} = A_{x_n} x_{a_n} - B_{x_n} \quad (36)$$

ここに

$$A_{x_n} = \frac{\left(1 + \frac{\gamma_x}{\beta_x}\right)}{\left(1 + \frac{\gamma_x}{m_{x_n}'}\right)} \quad (37)$$

$$B_{x_n} = \frac{\gamma_x \left\{ \frac{x_{a_A}}{\beta_x} - \left( t_{w_A} + \frac{b_{x_n}}{m_{x_n}'} \right) \right\}}{\left(1 + \frac{\gamma_x}{m_{x_n}'}\right)} \quad (38)$$

ただし

$$\gamma_x = \frac{\alpha_w'}{k_x} \cdot \frac{A_i}{A_o} \cdot \frac{(1 - \xi)}{r} \quad (39)$$

$$\beta_x = \frac{C_w L}{G_a'} \cdot \frac{(1 - \xi)}{r} \quad (40)$$

すなわち、温度・絶対湿度関係においても、界面の状態値が、熱交換器を流れる空気本流の絶対湿度から求められることになる。またこの場合にも、界面の温度に対して、第一近似として、つぎの温度の  $m_x$ 、 $b_x$  の値を用いれば、収束が早くなることは、温度・エンタルピ関係の場合と全く同様である。

$$t_{n'} = A_{x'} x_{a_n} - B_{x'} \quad (41)$$

ここに

$$A_{x'} = \frac{\left(1 + \frac{\gamma_x}{\beta_x}\right)}{(\bar{m}_x + \gamma_x)} \quad (42)$$

$$B_{x'} = \frac{\gamma_x \left( \frac{x_{a_A}}{\beta_x} - t_{w_A} \right) + b_{x_B}}{\bar{m}_x + \gamma_x} \quad (43)$$

$$\bar{m}_x = \frac{x_{a_A} - x_{w_B}}{t_{d_A} - t_{w_B}} \quad (44)$$

ただし  $b_{x_B}$  は、入口水温  $t_{w_B}$  における数値を、また  $t_{d_A}$  は入口空気の露点温度をとればよい。

なおこの近似計算法が適用できるのは、収束条件から  $|m_x| < 1$  ..... (45)

であって、これは温度範囲が  $t_s = 0 \sim 20^\circ\text{C}$  以内の場合に相当する。したがって、これよりも高温のところでは、この方法による近似は、接線へ収束しないので、利用できないが、この場合でも、温度・エンタルピ関係のときと同様に、飽和限界線が直線で近似できるので、(36)式の適用は可能である。ただし**図-4**からわかるように、熱交換器を流れる空気本流の状態変化は、顕熱比一定の変化ではなく、また、凝縮潜熱も温度によって変わるので、**図-9**における操作線  $\bar{A}B$  は直線とはならず、**図**の破線で示したような曲線となり、また連絡線  $\bar{N}'n$  も  $Aa''$ 、 $Bb''$  などと平行にはならない。しかし、空気調和での冷却・減湿操作では、本流の状態変化はそれほど大きくないので、通常  $\xi$  および  $r$  の変化は小さく、実用的には、これらの数値を一定とおいて、熱交換器全体を通じての平均値を用いてもさしつかえない。

以上述べた逐次近似法の適用によって、界面の状態値が、湿り空気本体の状態値から算出できることを知った。したがって、この方法を応用して、伝熱表面が熱交換入口から直ちに湿り伝熱面となるべき限界入口水温、正確な熱交換器出口の乾球温度、および熱交換器内の任意の位置における局所推進力の決定ができ、また移動単位数の正確な近似計算も可能となる。

### 5 限界水温の決定

物質移動が熱交換器入口から直ちに起こるためには、入口直後における伝熱表面上の気・液界面の温度が、熱交換器入口空気の露点温度以下でなければならない。したがって、湿り限界条件としては、入口空気の露点状態を  $i_{d_A}$ 、表面状態値を  $i_{s_A}$  とするとき、入口空気本体のエンタルピ  $i_{a_A}$  に対して、一般につぎのように表わされることになる。

$$i_{d_A} \geq i_{s_A} = A_{i_d} i_{d_A} - B_{i_d} \quad (46)$$

ここに  $A_{i_d}$ 、 $B_{i_d}$  は入口空気の露点温度における値である。

そこで(46)式に(21)、(22)式の関係を代入して整理すると、熱交換器入口の限界水温は、つぎのように表わされることになる。

$$t_{w_B} \leq \left( \frac{m_{i_d} + \gamma}{m_{i_d} \gamma} \right)_A \left( i_{d_A} - \frac{m_{i_d}}{m_{i_d} + \gamma} i_{a_A} \right) - \left( \Delta t_w + \frac{b_{i_d}}{m_{i_d}} \right) \quad (47)$$

ここに  $\Delta t_w (= Q_T / C_w L)$  は冷却媒体の熱交換器入口・

出口間の温度上昇である。

すなわち、入口空気のエンタルピ、入口空気の露点温度におけるエンタルピおよび操作条件から冷却媒体の温度上昇が与えられると、入口限界水温が (47) 式で決定できる。

### 6 出口乾球温度の算定

周知のように、熱交換器内を流れる空気の状態線は、**図-4**に示したように包絡線であって、これは等温度線を併記した温度・エンタルピ線図上で図式的に求められる。いま便宜上、熱交換器内における空気本体、ならびに界面の状態値を **図-12**に示すように表わし、状態線を折線で近似すると、包絡線の素線である折線個々について、つぎの関係が近似的に成立する。

$$BF = \frac{t_{a_0} - t_{s_1}}{t_{a_1} - t_{s_1}} = \frac{t_{a_1} - t_{s_2}}{t_{a_2} - t_{s_2}} = \dots = \frac{t_{a_i} - t_{s_{i+1}}}{t_{a_{i+1}} - t_{s_{i+1}}} = \dots = e^{-B} \dots \dots \dots (46)$$

ここに

$$B = \frac{\alpha'_a A_o}{C_H G \alpha'} \dots \dots \dots (47)$$

であって、(46)式は従来 By-pass factor<sup>10)</sup>といわれ、設計計算でよく利用されてきた。

つぎに(46)式を

$$\left. \begin{aligned} t_{a_0} &= t_{s_1} + e^{-B}(t_{a_1} - t_{s_1}) \\ t_{a_1} &= t_{s_2} + e^{-B}(t_{a_2} - t_{s_2}) \\ t_{a_2} &= t_{s_3} + e^{-B}(t_{a_3} - t_{s_3}) \\ &\vdots \\ t_{a_i} &= t_{s_{i+1}} + e^{-B}(t_{a_{i+1}} - t_{s_{i+1}}) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (48)$$

と書きかえ、包絡線の素線を、管列数に比例してとれば、管列数  $j$  列の熱交換器出口の空気温度は、一般につぎの式で表わせる。

$$t_{a_0} = e^{-jB} t_{a_j} + (1 - e^{-B}) \sum_{n=1}^{n=j} e^{-B(n-1)} t_{s_n} \dots \dots \dots (49)$$

ここに出口、入口空気温度のみについて

$$t_{a_0} = t_{a_L}, \quad t_{a_j} = t_{a_B} \dots \dots \dots (50)$$

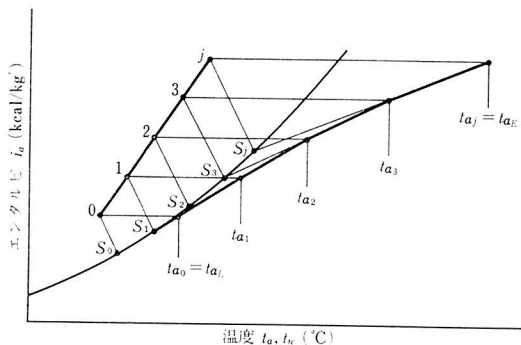


図-12

と書くと、(49)式は

$$t_{a_L} = (BF)^j t_{a_B} + (1 - BF) \sum_{n=1}^{n=j} (BF)^{n-1} t_{s_n} \dots \dots \dots (51)$$

となり、出口乾球温度は、単位管列についての By-pass factor がわかっていれば、入口乾球温度  $t_{a_B}$  と界面の温度から算出できる。

筆者らが、実際に熱交換器を試験した時のデータに基づいて計算したところでは、(51)式の計算結果は、実際ときわめてよく一致した。なお従来、空気調和における設計では、出口の乾球温度の推定は、(1) By-pass method<sup>10)</sup>、(2) Humidity method<sup>11)</sup> のいずれかの方法によっていたが、By-pass method は簡単であるだけに、入口空気の飽和度が高いときには、その計算結果は定性的に実際よりも低く出て、誤差が大きく、信頼性に欠ける欠点がある。また Humidity method は、実際の試験資料に一致するように発展されたものであるだけに、确实で有効な方法ではあるが、普遍性に欠けるところがある。一方筆者らの方法では、出口乾球温度は単位管列についての By-pass factor がわかっておれば、数値計算のみで正確に算出できるので、やや計算過程は煩雑であるが有効な方法の一つと考える。

### 7 移動単位数の近似計算法

先にも述べたように、熱交換器における熱伝達特性ならびに物質移動特性を実験的に解析する場合、移動単位数の算出方法とその計算精度が常に問題になる。移動単位数は、本流の状態値およびそれに対応する界面の状態値がわかれば、熱交換器内の任意の位置における局所推進力から計算のみによって求められる。

いま局所推進力を求めるために、(20)式をつぎのように書き直す。

$$(i_a - i_s)_n = i_{a_n}(1 - A_{i_n}) + B_{i_n} \dots \dots \dots (52)$$

したがってまた、(10)式の右辺の積分値は一般につぎのように表わせる。

$$\int_B^A \frac{di_a}{(i_a - i_s)} = \lim_{\Delta i_{a_n} \rightarrow 0} \sum \frac{\Delta i_{a_n}}{i_{a_n}(1 - A_{i_n}) + B_{i_n}} \dots \dots \dots (53)$$

いま(53)式において、飽和限界線が直線で表わせるものと仮定すると、この場合には

$$\left. \begin{aligned} A_{i_n} &= A_i = \text{一定} \\ B_{i_n} &= B_i = \text{一定} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (54)$$

となるので、(53)式左辺の積分は可能であって、つぎようになる。

$$\int_{i_{a_B}}^{i_{a_A}} \frac{di_a}{(1 - A_i)i_a + B_i} = \frac{1}{(1 - A_i)} \ln \left\{ \frac{i_{a_A}(1 - A_i) + B_i}{i_{a_B}(1 - A_i) + B_i} \right\}$$



.....(55)  
つぎに、

$$\frac{1}{(1-A_i)} = \frac{\beta_i(m_i + \gamma_i)}{\gamma_i(\beta_i - m_i)} \dots\dots\dots(56)$$

$$\beta_i = (i_{aA} - i_{aB}) / (t_{wA} - t_{wB}) \dots\dots\dots(57)$$

の関係と、(21) および (22) 式の関係を用いて整理すると、(55)式はまたつぎのようにも表わせる。

$$\int_{i_{aB}}^{i_{aA}} \frac{di_a}{(i_a - i_s)} = \frac{m_i + \gamma_i}{\gamma_i} \cdot \frac{(i_{aA} - i_{aB})}{(i_a - i_w)tm} \dots\dots\dots(58)$$

ここに

$$(i_a - i_w)tm = \frac{(i_{aA} - i_{wA}) - (i_{aB} - i_{wB})}{\ln(i_{aA} - i_{wA}) / (i_{aB} - i_{wB})} \dots\dots\dots(59)$$

すなわち、飽和限界線が直線のときには、移動単位数は明らかに熱交換器入口、出口についての二流体間の総括的推進力の対数平均の形で表わされることになる。このことは温度・絶対湿度関係についても同様であって、この場合には、それぞれつぎのように表わせる。

(36)式から、

$$(x_a - x_s)_n = x_{a_n}(1 - A_{x_n}) + B_{x_n} \dots\dots\dots(60)$$

したがって

$$\int_B^A \frac{dx_a}{(x_a - x_s)} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \sum \frac{\Delta x_{a_n}}{x_{a_n}(1 - A_{x_n}) + B_{x_n}} \dots\dots\dots(61)$$

いまここで

$$\left. \begin{aligned} A_{x_n} &= A_x = \text{一定} \\ B_{x_n} &= B_x = \text{一定} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(62)$$

とおくと(61)式左辺の積分は

$$\int_{x_{aB}}^{x_{aA}} \frac{dx_a}{(1 - A_x)x_a + B_x} = \frac{1}{(1 - A_x)} \ln \left\{ \frac{x_{aA}(1 - A_x) + B_x}{x_{aB}(1 - A_x) + B_x} \right\} \dots\dots\dots(63)$$

となって、エンタルピ推進力の場合と全く同じになる。

いまここで

$$\frac{1}{(1 - A_x)} = \frac{\beta_x(m_x + \gamma_x)}{\gamma_x(\beta_x - m_x)} \dots\dots\dots(64)$$

$$\beta_x = (x_{aA} - x_{aB}) / (t_{wA} - t_{wB}) \dots\dots\dots(65)$$

の関係と、(37)および(38)式の関係を代入して整理すると、(63)式右辺はつぎのようになる。

$$\int_{x_{aB}}^{x_{aA}} \frac{dx_a}{(x_a - x_s)} = \frac{m_x + \gamma_x}{\gamma_x} \cdot \frac{(x_{aA} - x_{aB})}{(x_a - x_w)tm} \dots\dots\dots(66)$$

ここに

$$(x_a - x_s)tm = \frac{(x_{aA} - x_{wA}) - (x_{aB} - x_{wB})}{\ln(x_{aA} - x_{wA}) / (x_{aB} - x_{wB})} \dots\dots\dots(67)$$

すなわち、この場合にも、飽和限界線が直線で、しかも顕熱比 $\epsilon$ 一定の変化に対しては、移動単位数は熱交換器入口、出口についての二流体間の総括的推進力の対数平均の形で表わされ、また飽和限界線および操作線が共に直線のときには、一般に

$$\left. \begin{aligned} (i_a - i_s)_n / (i_a - i_w)_n &= \frac{\gamma_i}{m_i + \gamma_i} \\ (x_a - x_s)_n / (x_a - x_w)_n &= \frac{\gamma_i}{m_x + \gamma_x} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(68)$$

の関係が成立するので、(58)、(67)式の右辺は

$$\int_{i_{aB}}^{i_{aA}} \frac{di_a}{(i_a - i_s)} = \frac{(i_{aA} - i_{sA}) - (i_{aB} - i_{sB})}{\ln(i_{aA} - i_{sA}) / (i_{aB} - i_{sB})} \dots\dots\dots(69)$$

$$\int_{x_{aB}}^{x_{aA}} \frac{dx_a}{(x_a - x_s)} = \frac{(x_{aA} - x_{sA}) - (x_{aB} - x_{sB})}{\ln(x_{aA} - x_{sA}) / (x_{aB} - x_{sB})} \dots\dots\dots(70)$$

となって、熱交換器入口、出口についての空気本流と、気・液界面間の推進力の対数平均でも表わすことができる。

筆者らが調べた文献のなかには、物質移動特性の解析に、(58)、(66)、(69)および(70)式の関係を利用したものが多く散見されたが、厳密には、これらの式はあくまで飽和限界線、操作線の両方が、直線で表示される場合か、あるいはそれらが直線で近似してもさしつかえない場合だけしか適用できないことがわかる。したがって、空気調和での冷却・減湿のように、二流体の操作条件が、飽和限界線の曲率変化の大きい温度領域にまたがり、飽和限界線が直線で近似できない場合には、厳密には適用できないといえる。

飽和限界線が直線で近似できない場合の移動単位数の計算は、厳密には図積分法によらねばならないことは周

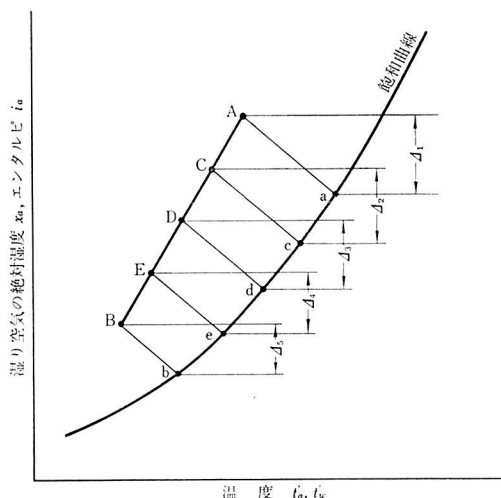


図-13

知のとおりである。しかし図積分を行なうときの近似計算法には二、三の提案<sup>12)</sup>がされており、そのうちでも局所推進力を知って、Simpson 則によって算出する方法は、比較的簡単で、信頼のおけるところから、一般に採用されてきたものである。さらに界面の状態値が、図式解析によらずに、演算のみによって決定できるときには、この Simpson 則の応用はきわめて便利な近似計算法となる。いま図-13に示すように本流のエンタルピ降下および絶対湿度降下に対して、4等分法によって Simpson 則を適用すると、つぎのように表わされる。

$$\int_{i_{aB}}^{i_{aA}} \frac{di_a}{(i_a - i_s)} = \frac{(i_{aA} - i_{aB})}{12} \left\{ \frac{1}{\Delta i_1} + \frac{4}{\Delta i_2} + \frac{2}{\Delta i_3} + \frac{4}{\Delta i_4} + \frac{1}{\Delta i_5} \right\} \dots\dots\dots (71)$$

$$\int_{x_{aB}}^{x_{aA}} \frac{dx_a}{(x_a - x_s)} = \frac{(x_{aA} - x_{aB})}{12} \left\{ \frac{1}{\Delta x_1} + \frac{4}{\Delta x_2} + \frac{2}{\Delta x_3} + \frac{4}{\Delta x_4} + \frac{1}{\Delta x_5} \right\} \dots\dots\dots (72)$$

ここに

$$\frac{1}{\Delta i_n} = \frac{1}{(i_a - i_s)_n} = \frac{m_{i_n} + \gamma_i}{\gamma_i \left[ \frac{(\beta_i - m_{i_n})}{\beta_i} i_{a_n} + m_{i_n} \left\{ \frac{i_{aA}}{\beta_i} - (t_{wA} + \frac{b_{i_n}}{m_{i_n}}) \right\} \right]} \dots\dots\dots (73)$$

$$\frac{1}{\Delta x_n} = \frac{1}{(x_a - x_s)_n} = \frac{m_{x_n} + \gamma_x}{\gamma_x \left[ \frac{(\beta_x - m_{x_n})}{\beta_x} x_{a_n} + m_{x_n} \left\{ \frac{x_{aA}}{\beta_x} - (t_{wA} + \frac{b_{x_n}}{m_{x_n}}) \right\} \right]} \dots\dots\dots (74)$$

すなわち、気・液界面の温度を逐次近似法によって正確に算出し、その界面温度における  $m_{i_n}$ ,  $b_{i_n}$  あるいは  $m_{x_n}$ ,  $b_{x_n}$  の値を、(73)および(74)式の計算に用いると移動単位数が図式積分によらなくても、数値計算のみによって算出できることになる。

## 冷・暖房負荷計算表

体裁 B5判7ページ(記入用紙の計算表1枚はトレーシングペーパーに印刷)

定価 1部100円(送料50円)

申込先 空気調和・衛生工学会

東京都中央区京橋2-9  
電話(562)2981代表

## 8 結 論

まず温度・エンタルピ( $t_s - i_s$ )関係、温度・絶対湿度( $t_s - x_s$ )関係についての飽和限界線を表わす近似式を求め、ついで、それに基づいて、伝熱面上の気・液界面の状態値を図式解析によらずに、逐次近似計算法によって正確に求める方法、およびその応用について研究したがそれらを要約するとつぎようになる。

(1) 空気調和で取り扱われる温度範囲( $t_s = 0^\circ \sim 30^\circ \text{C}$ )のもとでの飽和限界線は、温度・エンタルピ関係、温度・絶対湿度関係のいずれの場合についても、温度の指数関数形で表示され、その近似式は本文中の(12)式および(13)式ようになり、それらは誤差1%以内で線図と一致する。

(2) 伝熱表面上の気・液界面の状態値は、図式解析によらなくても、飽和限界線の接線方程式を知り、逐次近似法によって、本文中の(20)式または(36)式から数値計算のみによって正確に算出できる。

(3) 熱交換器入口直後から、直ちに湿り伝熱面となる入口冷却媒体温度は、二流体の操作条件が与えられると、本文中の(47)式によって決定できる。

(4) 熱交換器出口の乾球温度は、各管列の平均界面温度が求めれば、本文中の(51)式によって、By-pass method によるよりも正確に算出できる。

(5) 気・液界面の状態値が数値計算のみによって決定できる結果、移動単位数の近似計算が、本文中の(71)、(72)式に、(73)および(74)式を代入することによって正確に計算できる。この結果、冷却・減湿操作時の熱交換器の熱伝達、ならびに物質移動特性の性能解析が正確、かつ容易に行なえる。

### 参考文献

- 1) Goodman, W : A.S.H.R.E.J., 32 (1936), 225.
- 2) Mickley, M.S. : Chemi. Engi. Progrs., 45 (1949), 739.
- 3) 水科篤郎・古藤敏広 : 化学機械, 13-3 (1949), 75.
- 4) 稲積彦二 : 化学機械, 14-4 (1950), 148.
- 5) Merkel, F. : V.D.I. Forschung. Heft. 275 (1925).
- 6) たとえば 吉田文武・田中達夫 : 化学機械, 14 (1950), 133.
- 7) Colburn, A.P. : Trans. Am. Inst. Chem. Engrs., 29 (1933), 174.
- 8) Lewis, J.G. : Trans. A.S.M.E., 44 (1922), 325.
- 9) 空気調和・衛生工学 : 会空気調和・衛生工業便覧, (昭和39年版), 115, 空気調和・衛生工学会
- 10) Carrier, W.H. : Trans. A.S.M.E., 33 (1911), 1005.
- 11) Tuve, D.L. and L.J. Siegel : Trans. A.S.H.V.E., 55 (1938), 523.
- 12) 恩田格三郎・佐田栄三 : 化学工学, 21 (1957), 498.

(昭和41.12.12 原稿受理)



# フィン付き熱交換器の性能とその設計に関する研究

## 第6報 フィン表面上における熱および物質移動特性の実験的解析\*

熱伝達と物質移動が同時に行なわれるときの熱交換器の性能解析では、伝熱表面温度の測定方法、伝熱推進力の選定および移動単位数の計算法が、重要な要素である。

この研究では、熱交換器設計上への応用を考慮に入れて、局所伝熱表面温度を、フィン根元における温度分布の測定と湿り伝熱面についてのフィン効率とから合理的に推定して、その性能解析を行ない、つぎのことを明らかにした。

(1) 湿り伝熱面上での熱伝達特性はかわき伝熱面上におけるものと若干相違する。

(2) 物質移動係数は、伝熱推進力の選定方法によって、数値的にも、傾向的にも若干相違し、それらは特定風速以外では一致しない。

(3) 一般に知られている Lewis の関係は、特定の推進力で、しかも特定風速のところでのみ成立する。

新 津 靖\*\*  
内 藤 和 夫\*\*\*

### 1 緒 言

周知のように、フィン付き熱交換器が空気の冷却・減湿に用いられる場合には、その伝熱面は、湿り空気中の凝縮水分でおおわれた湿り伝熱面となり、その表面上では、常に熱伝達と物質移動が同時に行なわれる。

この場合、設計上、また性能解析上、常に問題とされることは、まず湿り伝熱面上の熱伝達特性がかわき伝熱面上のそれと等しいものかどうかということ、そしてまたそれらと物質移動特性との間の相似性などである。

しかして熱伝達と物質移動の両現象の間には、相似性が存在し、その係数間には、ある特定の関係のあることが理論的<sup>1)</sup>に証明されており、しかも空気調和などで取り扱われるような蒸気濃度のあまり高くない湿り空気の場合には、水との気・液二相間で、熱伝達と物質移動の両係数間に、近似的に Lewis の法則<sup>2)</sup>が適用できるのでこれに基づいて、設計上では主として物質移動係数をかわき伝熱面上の熱伝達率から推定する方法が一般にとられている。またこの法則はフィン付き熱交換器の性能解析上でもしばしば利用されており、代表表面状態値の決定や、物質移動係数の定義などにこの関係を直接適用して実験結果を整理している例が多く見受けられる。

フィン付き熱交換器の性能を解析する場合、両現象間

に相似性の成りたつことを、間接的にある程度利用して解析を進めて行くことは、その結果の設計計算への応用を考慮すれば、やむを得ない処置とも考えられる。

しかし、それが直接的である場合は問題である。たとえば、熱交換器の性能解析上でしばしば採用される方法として、熱交換器の表面状態値の実測を行なわないで、それを二、三の仮定、近似に基づいて、出・入口の空気状態値の測定のみから計算で求め、それを代表表面状態値として、熱伝達率および物質移動係数の定義に用いる方法である。

この方法は、得られる両係数間に仮定としての特定の関係が成りたつように、もくろまれたものであるから、その得られた結果から、両現象間の相似性を論ずることは、明らかに不合理となる。

フィン付き熱交換器の性能解析を目的にした文献のなかには、このような不合理な解析方法によると推察されるもののがかなり散見される<sup>3)</sup>。

そこで筆者らは、この不合理性をさけるために、合理的な一方法として、物質移動が生ずるときのフィン効率とフィン根元の温度分布の実測値とから、前報で述べた逐次近似法によって、正確にフィン表面状態値を決定し、さらに移動単位数の近似計算に Simpson 則による数値積分を採用して熱伝達率ならびに物質移動係数を算出し、湿り伝熱面上における熱伝達特性と物質移動特性の解析を行なった。

\* 昭和41年10月14日秋季学術講演会にて発表したうちの一部分

\*\* 大阪大学工学部・教授・工博 正会員

\*\*\* 大阪大学工業教員養成所・助教授 正会員

## 2 記 号

前報に引き続きつぎの記号を用いる。

- $A_c$  : 熱交換器の自由流路断面積,  $m^2$   
 $A_f$  : 熱交換器の全フィン表面積,  $m^2$   
 $A_i$  : 熱交換器の管内の全伝熱面積,  $m^2$   
 $A_o$  : 熱交換器のフィン側の全伝熱面積,  $m^2$   
 $a$  : 空気の温度伝導率,  $m^2/h$   
 $C_H$  : 湿り空気の定圧比熱,  $kcal/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $C_{pa}$  : 乾燥空気の定圧比熱,  $kcal/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $C_{pv}$  : 水蒸気の定圧比熱,  $kcal/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $C_w$  : 冷却媒体の定圧比熱,  $kcal/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $C_f$  : フィン常数  
 $d_e$  : 熱交換器の相当直径  $= 4 A_o l / A_o$ ,  $m$   
 $D$  : 水蒸気の拡散係数,  $m^2/h$   
 $G_a'$  : 熱交換器を流れる乾燥空気の重量,  $kg'/h$   
 $G_{a,max}$  : 熱交換器の最小流路断面を流れる空気の重量速度,  $kg/m^2 h$   
 $g$  : 重力の加速度,  $9.8 m/s^2$   
 $i_a$  : 熱交換器を流れる湿り空気本体のエンタルピ,  $kcal/kg'$   
 $i_s$  : 伝熱表面上の気・液界面における飽和空気のエンタルピ,  $kcal/kg'$   
 $i_a'$  : 湿り空気本体の変形エンタルピ,  $kcal/kg'$   
 $i_s'$  : 気・液界面における飽和空気の変形エンタルピ  $kcal/kg'$   
 $k_x$  : 絶対湿度差で定義したところの物質移動係数,  $kg/m^2 h \Delta x$   
 $k_i$  : エンタルピ差で定義したところの物質移動係数  $kcal/m^2 h \Delta i$   
 $L$  : 冷却媒体の流量,  $kg/h$   
 $l$  : 空気の流れ方向に沿って測った熱交換器のフィンの全長,  $m$   
 $m_{i_n}$  : 温度・エンタルピ関係における飽和限界線接線のこう配,  $kcal/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $\bar{m}_i$  : 同上の平均こう配,  $kcal/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $m_{x_n}$  : 温度・絶対湿度関係における飽和限界線の接線のこう配,  $kg/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $q_s$  : 交換顕熱量,  $kcal/h$   
 $q_L$  : 交換潜熱量,  $kcal/h$   
 $q_T$  : 交換全熱量,  $kcal/h$   
 $r$  : 基準温度における水の凝縮潜熱,  $kcal/kg$   
 $t_a, t_a'$  : 湿り空気本体の乾球温度, 湿球温度,  $^\circ C$   
 $t_a''$  : 湿り空気のエンタルピに相当する飽和空気の温度,  $^\circ C$   
 $t_s$  : 気・液界面または伝熱表面温度,  $^\circ C$   
 $t_w$  : 冷却媒体の温度,  $^\circ C$

- $t_p$  : 管表面またはフィン根元の温度,  $^\circ C$   
 $S$  : 環状フィンの断面積,  $m^2$   
 $X$  : 熱交換器の伝熱表面上で凝縮した全水分重量,  $kg/h$   
 $x_a$  : 湿り空気の絶対湿度,  $kg/kg'$   
 $x_s$  : 気・液界面温度における飽和空気の絶対湿度,  $kg/kg'$   
**ギリシャ文字**  
 $\alpha$  : 係数  
 $\alpha_a$  : かわき伝熱面上における空気の熱伝達率,  $kcal/m^2 h \text{ } ^\circ C$   
 $\alpha_a'$  : 湿り伝熱面上における空気の熱伝達率,  $kcal/m^2 h \text{ } ^\circ C$   
 $\alpha_w'$  : 管内流体からフィン表面までの熱コンダクタンス,  $kcal/m^2 h \text{ } ^\circ C$   
 $\beta_i$  : 温度・エンタルピ線図上における操作線の方向係数,  $kcal/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $\beta_x$  : 温度・絶対湿度線図上における操作線の方向係数,  $kg/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $\gamma$  : 比重量,  $kg/m^3$   
 $\gamma_i$  : 温度・エンタルピ線図上における連絡線の方向係数,  $kcal/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $\gamma_x$  : 温度・絶対湿度関係における連絡線の方向係数  $kcal/kg' \text{ } ^\circ C$   
 $\theta$  : 温度差,  $^\circ C$   
 $\theta''$  : エンタルピ差に比例する相当温度差,  $^\circ C$   
 $\lambda_a$  : 空気の熱伝導率,  $kcal/m h \text{ } ^\circ C$   
 $\lambda_f$  : フィン材料の熱伝導率,  $kcal/m h \text{ } ^\circ C$   
 $\mu$  : 粘性係数,  $kg s/m^2$   
 $\nu$  : 動粘性係数,  $m^2/s$   
 $\rho$  : 密度,  $kg/m^3$   
 $\xi$  : 顕熱比  
 $\phi_f'$  : 湿り伝熱面のフィン効率  
 $\phi_o'$  : 湿り伝熱面のフィン効率をフィン側の全伝熱面積で評価したもの  
**無次元数**  
 $Nu$  : かわき伝熱面に対するヌッセルト数  $(= \alpha_a d_e / \lambda_a)$   
 $L_R$  : ルイス関係数  $(= St_H / St_M)$   
 $Nu'$  : 湿り伝熱面に対するヌッセルト数  $(= \alpha_a' d_e / \lambda_a)$   
 $Sh$  : シャーウッド数  $(= k_x d_e / \gamma D \text{ または } k_i d_e / \gamma D)$   
 $St_H, St_H'$  : 熱伝達に関するスタントン数  $(= Nu' / Re_{max} \cdot Pr)$ ,  
 $St_M$  : 物質移動に関するスタントン数  $(= Sh / Re_{max} \cdot Sc)$   
 $Pr$  : プラントル数  $(= \nu / a)$

- Sc : ジュミット数 ( $=\nu/D$ )
  - Re<sub>max</sub> : レイノルズ数 ( $=d_e v_{max}/\nu$ )
  - j<sub>H</sub> : コルバーンの熱伝達因子 ( $=St_H \cdot Pr^{2/3}$ )
  - j<sub>M</sub> : コルバーンの物質移動因子 ( $=St_M \cdot Sc^{2/3}$ )
- 添 字

I, IIは熱交換器の試験位置を表わし, AおよびBは空気の流れ方向に沿って出口および入口状態を, DおよびWはかわき伝熱面および湿り伝熱面を, iおよびxはエンタルピ基準および絶対湿度基準を, mは熱交換器全体の混合平均状態値を表わす。

### 3 基礎理論

管内を流れる冷却媒体の温度がじゅうぶん低く, 熱交換器の入口直後から空気の冷却・減湿が行なわれるときの熱交換器の微小伝熱面要素については, 一般につぎの諸関係式が成りたつ。

空気本体から伝熱表面上への熱伝達に対しては, 近似的に

$$dq_s = G_a' C_H dt_a = \alpha_a' (t_a - t_s) dA_o \dots\dots\dots (1)$$

ここに  $\alpha_a'$  は空気本体から湿り伝熱面上への熱伝達率であって, 伝熱表面上に付着する凝縮水滴の影響を考慮して, 一応かわき伝熱面上におけるものと区別して取り扱う。また  $C_H$  は湿り空気の比熱であって, 通常つぎの式で与えられる。

$$C_H = C_{p_a} + C_{p_v} x_a \dots\dots\dots (2)$$

つぎに空気本体から伝熱表面上への物質移動については,

$$dX = G_a' dx_a = k_x (x_a - x_s) dA_o \dots\dots\dots (3)$$

ここに  $k_x$  は絶対湿度差で定義した物質移動係数である。

したがって, 湿り空気本体から伝熱面上へ伝達される全熱量については,

$$\begin{aligned} dq_T &= dq_s + dq_L \\ &= G_a' di_a = [\alpha_a' (t_a - t_s) + r k_x (x_a - x_s)] dA_o \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

で示される。いまこの(4)式において,

$$\alpha_a' / C_H \cdot k_x = L_R \dots\dots\dots (5)$$

とおき, さらに

$$\left. \begin{aligned} i_a' &= L_H C_H t_a + r x_a \\ i_a' &= L_L C_H t_s + r x_s \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

という近似を行なって, (4)式右辺を整理すると, つぎの式が得られる。

$$dq_T = G_a' di_a = k_x (i_a' - i_s') dA_o \dots\dots\dots (7)$$

一方(7)式左辺は, 右辺の誘導過程とは無関係に, 湿り空気の持つ真のエンタルピ差を伝熱推進力にとったとき, つぎのようにおくことができる。

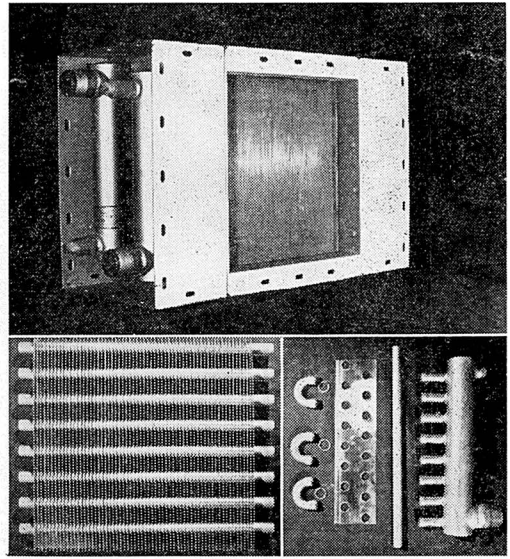


図-1 供試熱交換器

写真の上は全体を, 左下はそのコア部分の組立て状態を, 右下はコア部分を構成する部材を示す。

$$dq_T = G_a' di_a = k_i (i_a - i_s) dA_o \dots\dots\dots (8)$$

そこで(1), (3)および(8)式を熱交換器全伝熱面積について積分すると,

(1)式から

$$\frac{\alpha_a' A_o}{G_a' C_H} = \int_B^A \frac{dt_a}{(t_a - t_s)} \dots\dots\dots (9)$$

(3)式から

$$\frac{k_x A_o}{G_a'} = \int_B^A \frac{dx_a}{(x_a - x_s)} \dots\dots\dots (10)$$

(8)式から

$$\frac{k_i A_o}{G_a'} = \int_B^A \frac{di_a}{(i_a - i_s)} \dots\dots\dots (11)$$

をうる。すなわち(9), (10)および(11)式が湿り空気の湿り伝熱面への熱伝達率  $\alpha_a'$ , 物質移動係数  $k_x$  ならびに全熱伝達率  $k_i$  の定義式であって, 右辺の積分値は, 通常, 温度, 絶対湿度およびエンタルピ基準の移動単位数と称せられている無次元特性値である。

### 4 実験装置および実験方法

実験装置, 実験および測定方法は, すでに第1報<sup>4)</sup>の4・1節ないし4・6節で詳細に記述したので, ここではその要点のみについて述べる。

この研究に用いた熱交換器は, 図-1に示すような, 銅管・銅フィンの連続平板フィン付き管から組み立てられたものであって, フィン根元と管表面間を完全にはんだ付けして, 接触熱抵抗に基づく温度損失のほとんど無視



できるA形熱交換器を用いた。その諸元・寸法を表-1に示す。

表-1 供試熱交換器の諸元・寸法

<b>a</b> フィン	
材 料:	銅
厚 み:	$\delta_f = 0.3 \text{ mm}$
ピ ッ チ:	$p_f = 5.0 \text{ mm}$
相 当 外 径:	$d_{ef} = 42.6 \text{ mm}$
フィンの長さ:	$l = 76 \text{ mm}$
<b>b</b> 心 管	
材 料:	銅
外 径:	$d_{po} = 16.0 \text{ mm}$
内 径:	$d_{pi} = 14.4 \text{ mm}$
<b>c</b> 面 積	
前 面 面 積:	$A_{fF} = 0.092 \text{ m}^2$
空 気 側 全 伝 熱 面 積:	$A_o = 2.54 \text{ m}^2$
冷 却 媒 体 側 伝 熱 面 積:	$A_i = 0.22 \text{ m}^2$
自 由 流 路 断 面 積:	$A_c = 0.051 \text{ m}^2$
<b>d</b> 管 配 置	
段 間 隔:	$S_t = 37.5 \text{ mm}$
列 間 隔:	$S_l = 38.0 \text{ mm}$
段 数:	$R = 8$
列 数:	$N = 2$
<b>e</b> フィンの固定法: 機械的に圧入後はんだ付け	
<b>f</b> 熱交換器の相当直径: $d_e = 4 A_c l / A_o = 0.579 \times 10^{-2} \text{ m}$	

実験には、このような熱交換器を2個ないし3個、空気の流れ方向に直列に配置して多数管列とし、熱交換を行なう二流体が、相対的には向流となるように、管内冷却水の流動方向を定めた。実験は主として、冷却水温およびその流速一定のもとで、風速ならびに入口空気温湿度条件を変化させて行なった。なお空気の冷却・減湿実験では、熱交換器入口における両流体の温度条件と流速条件のいかんによっては、入口直後から減湿すなわち湿り伝熱面とはならない場合がある。そこで、この研究では熱交換器入口水温条件として、その出口フィン表面温度が入口空気の露点温度よりもじゅうぶん低く、しかも表面付近で霧入り空気とならない温度に選定した。

また冷却・減湿実験では、熱伝達が、単独の場合には、ほとんど問題にならないような測定時間内でのわずかな冷却水温の変動が、物質移動量の大きな変動となって、実験精度の低下の原因となるので、系の安定には細心の注意を払い、水温の変動を  $\pm 0.25^\circ\text{C}$  以内に保持して実験を行なった。

また湿球温度は、熱交換器を通過する湿り空気状態値の決定、および物質移動量の算出基準となる重要因子であるから、その測定には特に注意を払い、第1報の4・

3節で述べたような方法を用いた。また同時に湿度測定の補正を試みる目的からも、伝熱面上で凝縮し滴下する水分量を直接ひょう(秤)量し、熱交換器を流れる空気の絶対湿度降下から算出した水分量と比較して、その偏差が重量において10%を越えない範囲の測定値を整理の対象とした。

つぎに、フィン側の平均伝熱表面温度の算出基準となる管表面温度は、1台につき18個の熱電対(線径0.3mm銅・コンスタンタン)をフィン根元に埋設して測定した。すなわちフィン・チューブ間をはんだ付けする前に、前もってカラ内面と管表面間のすきまを利用して、管表面上に点接したものである。したがって接点は完全にはんだ中に埋設しており、一応その表面と空気との熱交換は考えられず、その測定値は、かなり正確なフィン根元温度を表わしているものと考えてよい。なおこの研究でも、フィン表面の適当と考えられる位置8箇所、前記の熱電対を点接し、測定したが、測定値間の偏差が大きく、平均表面温度の計算に必要な満足すべき結果は得られなかった。

### 5 実験結果の整理

#### (1) 移動単位数の計算

いま熱交換器実験装置において、熱交換器を流れる二流体の流量、温度、エンタルピおよび絶対湿度と伝熱面の平均表面温度の測定結果が、図-2に示すような値で

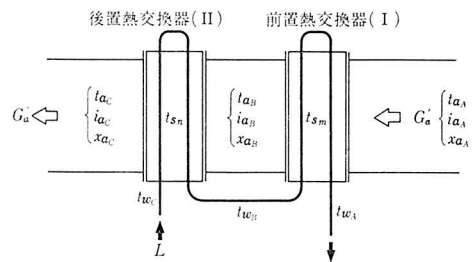


図-2

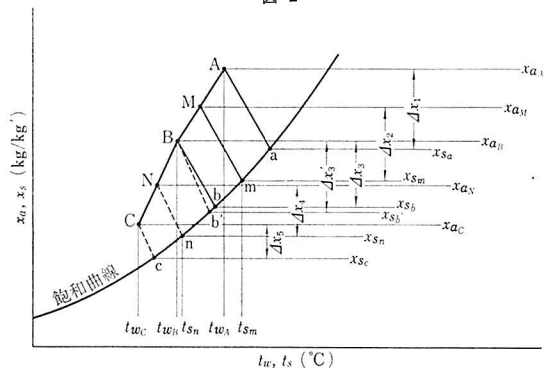


図-3

あったとする。そこでこれら二流体の対応値を、温度・エンタルピ線図上に表わすと図-3 のようになる。

図において、まず両流体の各熱交換器入口・出口の状態値は両流体間の熱収支から点 A ( $i_{aA}, t_{wA}$ )、点 B ( $i_{aB}, t_{wB}$ ) および点 C ( $i_{aC}, t_{wC}$ ) でなければならぬ。しかして、これらの2点を結ぶ直線 AB および BC は、それぞれ前置熱交換器および後置熱交換器の操作線を表わすことになり、しかもそれらは、熱交換器全体を通じての操作線である直線 AC 上に存在し、かつそのこう配はつぎの式を満足する。

$$\left. \begin{aligned} \beta_i &= \frac{C_w L}{G_a'} \\ &= \frac{i_{aA} - i_{aB}}{t_{wA} - t_{wB}} \\ &= \frac{i_{aB} - i_{aC}}{t_{wB} - t_{wC}} \\ &= \frac{i_{aA} - i_{aC}}{t_{wA} - t_{wC}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

つぎに連絡線は、熱交換器入口・出口間の空気本流の平均状態値と、平均伝熱表面温度から求められる。すなわち前置熱交換器に対しては直線 Mm で、また後置熱交換器に対しては直線 Nn で示され、それらは互いに平行であって、そのこう配はつぎの式を満たすことになる。

$$\left. \begin{aligned} \tilde{\gamma}_i &= - \frac{\alpha_w' A_i}{k_i A_o} \\ &= \frac{i_{aM} - i_{sm}}{t_{wM} - t_{sm}} \\ &= \frac{i_{aN} - i_{sn}}{t_{wN} - t_{sn}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

そこで、点 A, B, C から、直線 (Mm) あるいは (Nn) に平行に、直線 (Aa), (Bb) および (Cc) を引き、飽和曲線との交点 a, b および c を求めると、それらは空気本流の状態点 A, B, C の界面の状態、すなわち伝熱表面温度を表わすことになる。したがって、これからまた熱交換器内の任意の位置における局所伝熱推進力が、空気の状態値に対応して容易に求まり、エンタルピ基準の移動単位数および平均推進力の算出が可能となる。

同様にして、温度・絶対湿度関係については、図-4 のように表わされる。まず図において、前置熱交換器の入口、出口の二流体の対応関係が、点 A ( $x_{aA}, t_{wA}$ )、B ( $x_{aB}, t_{wB}$ ) で与えられる。同様にして後置熱交換器に対しても点 B ( $x_{aB}, t_{wB}$ )、C ( $x_{aC}, t_{wC}$ ) で与えられる。しかしてこれらの2点をそれぞれ直線で結ぶと、直線 AB,

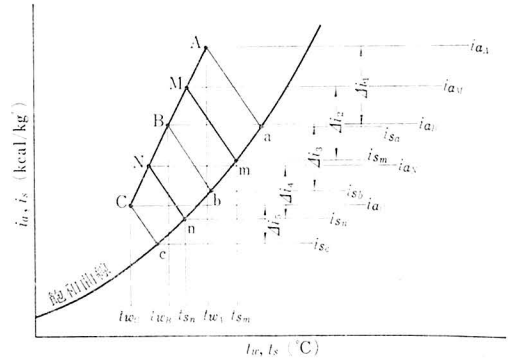


図-4

BC はそれぞれ前置熱交換器および後置熱交換器の操作線を表わし、そのこう配はつぎの式を満足することになる。

前置熱交換器に対して

$$\left. \begin{aligned} \beta_{xI} &= \frac{C_w L}{G_a'} \cdot \frac{(1 - \xi_I)}{r} \\ &= \frac{x_{aA} - x_{aB}}{t_{wA} - t_{wB}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

後置熱交換器に対して

$$\left. \begin{aligned} \beta_{xII} &= \frac{C_w L}{G_a'} \cdot \frac{(1 - \xi_{II})}{r} \\ &= \frac{x_{aB} - x_{aC}}{t_{wB} - t_{wC}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

ここに  $r$  は基準温度における水蒸気の凝縮潜熱、 $\xi_I$ 、 $\xi_{II}$  はそれぞれ前置熱交換器および後置熱交換器における冷却・減湿時の顕熱比であって、つぎの式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \xi_I &= \left( \frac{q_s}{q_r} \right)_I \doteq \frac{C_{Hm}(t_{aA} - t_{aB})}{i_{aA} - i_{aB}} \\ \xi_{II} &= \left( \frac{q_s}{q_r} \right)_{II} \doteq \frac{C_{Hm}(t_{aB} - t_{aC})}{i_{aB} - i_{aC}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

一般に冷却・減湿操作では、熱交換器内を流れる湿り空気の状態線は、 $\xi$  一定の変化とはならず、 $\xi$  は入口から出口へ向って減少することになる。すなわち

$$\xi_I > \xi_{II} \dots\dots\dots (17)$$

したがって

$$\beta_{xI} < \beta_{xII} \dots\dots\dots (18)$$

であって、操作線は熱交換器全体を通じて一本の直線とはならない。

つぎに連絡線は、温度・エンタルピ関係のときと同様に、熱交換器それぞれの入口、出口間の空気の平均状態値と平均伝熱表面温度から求められ、直線 (Mm) および (Nn) で示される。しかして、そのこう配はつぎの式を満足することになる。

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{x_1} &= -\frac{\alpha_w' A_i (1-\xi_1)}{k_x A_o r} \\ &= \frac{x_{a_M} - x_{s_m}}{t_{w_M} - t_{s_m}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{x_{11}} &= -\frac{\alpha_w' A_i (1-\xi_{11})}{k_x A_o r} \\ &= \frac{x_{a_N} - x_{s_n}}{t_{w_N} - t_{s_n}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (20)$$

しかして(17)式の関係から

$$\gamma_{x_1} < \gamma_{x_{11}} \dots\dots\dots (21)$$

となり、直線 (Mm), (Mn) もまた平行とはならない。

つぎに各熱交換器それぞれの入口、出口の点 A (x<sub>aA</sub>, t<sub>wA</sub>), B(x<sub>aB</sub>, t<sub>wB</sub>) および C(x<sub>aC</sub>, t<sub>wC</sub>) から、直線(Mm) (Nn) に平行線を引き、飽和曲線との交点を求めると、点 a, b, b' および c が求められ、それぞれの点が空気本流の絶対湿度に対応する熱交換器入口、出口の伝熱表面温度を表わすことになる。ここで注意すべきことは、t-x 関係では、点Bに対して伝熱表面状態値として点 b (x<sub>sb</sub>, t<sub>sb</sub>) と点 b' (x<sub>sb'</sub>, t<sub>sb'</sub>) が存在し、点Bにおける推進力として、前置熱交換器と後置熱交換器とで、それぞれ異なる値を示すことである。かくして t-x 関係についても、熱交換器内の任意の位置における推進力が、空気の状態値に対応して求められることになり、移動単位数、あるいは平均推進力の算出が可能となる。

エンタルピ基準の移動単位数は、操作線が熱交換器全体を通じて一本の直線で表わせるので、この場合には図-3で示したように AC 間の全エンタルピ降下を、管列数に比例して4等分し、それぞれの位置における推進力を図式的に求めるか、あるいは(12)式と(13)式のβ<sub>i</sub>およびγ<sub>i</sub>を用いて、まず前報<sup>5)</sup>で述べた表面状態値の逐次近似計算法によって、正確な表面状態を求め、その結果に基づいて、数値計算することによって、正確な移動単位数が求められる。

すなわち

$$\int_{i_{aC}}^{i_{aA}} \frac{di_a}{(i_a - i_s)_n} \doteq \frac{(i_{aA} - i_{aC})}{12} \left\{ \frac{1}{\Delta i_1} + \frac{4}{\Delta i_2} + \frac{2}{\Delta i_3} + \frac{4}{\Delta i_4} + \frac{1}{\Delta i_5} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

ここに

$$\frac{1}{\Delta i_n} = \frac{1}{(i_a - i_s)_n} = \frac{m_{i_n} + \gamma_i}{\gamma_i \left[ \frac{(\beta_i - m_{i_n})}{\beta_i} i_{a_n} + m_{i_n} \left\{ \frac{i_{aA}}{\beta_i} - \left( t_{wA} + \frac{b_{i_n}}{m_{i_n}} \right) \right\} \right]} \dots\dots\dots (23)$$

なおここに温度基準の移動単位数は、熱交換器全体を通じての平均顕熱比を用いたときに、エンタルピ差と温度差との間につきの関係

$$\Delta t_n = \frac{\xi}{C_H} \Delta i_n \dots\dots\dots (24)$$

が近似的に成立するので、(22)式の数値そのものが温度基準の移動単位数として利用できることになる。すなわち

$$\int_{i_{aC}}^{i_{aA}} \frac{dt_a}{(t_a - t_s)_n} \doteq \int_{i_{aC}}^{i_{aA}} \frac{di_a}{(i_a - i_s)_n} \dots\dots\dots (25)$$

つぎに絶対湿度基準の移動単位数は、β<sub>x</sub>, γ<sub>x</sub> が前置熱交換器と後置熱交換器によって異なるので、図-4で示したように、熱交換器単位あたりの絶対湿度降下を管列数に比例して等分割し、熱交換器それぞれについて、つぎの式によって求める必要がある。

前置熱交換器(I)に対して

$$\int_{x_{aB}}^{x_{aA}} \frac{dx_a}{(x_a - x_s)} = \frac{(x_{aA} - x_{aB})}{6} \left\{ \frac{1}{\Delta x_1} + \frac{4}{\Delta x_2} + \frac{1}{\Delta x_3} \right\} \dots\dots\dots (26)$$

後置熱交換器(II)に対して

$$\int_{x_{aC}}^{x_{aB'}} \frac{dx_a}{(x_a - x_s)} = \frac{(x_{aB'} - x_{aC})}{6} \left\{ \frac{1}{\Delta x_4} + \frac{4}{\Delta x_5} + \frac{1}{\Delta x_5} \right\} \dots\dots\dots (27)$$

ここに

$$\frac{1}{\Delta x_n} = \frac{1}{(x_a - x_s)_n} = \frac{m_{x_n} + \gamma_x}{\gamma_x \left[ \frac{(\beta_x - m_{x_n})}{\beta_x} x_{a_n} + m_{x_n} \left\{ \frac{x_{aA}}{\beta_x} - \left( t_{wA} + \frac{b_{x_n}}{m_{x_n}} \right) \right\} \right]} \dots\dots\dots (28)$$

(2) 熱伝達と物質移動が同時に行なわれるときのフィン効率の計算式

前節でも述べたように、冷却・減湿器の性能は、推進力のとり方および移動単位数の計算法によって相当影響をうける。したがって熱交換部がフィン付き伝熱管からなるときには、その平均表面温度の算定法がきわめて重要となり、かつしばしば問題とされる。

一般にフィン付き熱交換器では、それを構成するフィン付き管が単純な形態のものであっても、フィン間を流れる空気の流動状態はきわめて複雑なものである。したがってまたフィン表面上の温度分布もきわめて複雑なものとなり、限られた数の測温体を用いてのフィン表面の温度分布の測定結果からは、とうてい正確な平均表面温度の決定がなし得ない。ことに物質移動が同時に行なわれるときには、伝熱表面上に凝縮した水滴の移動のために、その分布はさらに複雑化し、事実上フィン表面に測

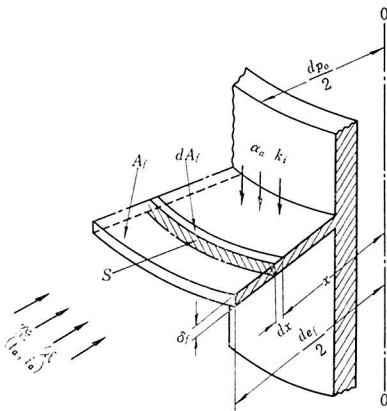


図-5

温体を埋没してのフィン表面温度の測定は無意味ともなる。しかし気・液界面の状態値の決定は、伝熱面上における物質移動特性の解析に不可欠のことなので、何らかの方法によって、これを合理的に決定しなければならない。

設計への適用を考慮した簡単でしかも合理的な一方法としては、かわき伝熱面におけると同様に、フィンの伝熱抵抗を知って、フィン根元温度の測定値から一連の計算によって決定することである。

いまかわき伝熱面について、フィン表面上での熱伝達がすべて周囲流体の対流熱伝達のみによって行なわれる場合につき考える。この場合のフィン表面の温度分布を支配する基礎微分方程式は、通常フィン表面と流体との温度差に基づいたつぎの式<sup>6)</sup>で与えられる。

図-5に示すようなフィンの断面積が変化する円環状フィンに対して

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \left( \frac{1}{s} \cdot \frac{ds}{dx} \right) \frac{d\theta}{dx} - \left( \frac{\alpha_a}{\lambda_{fs}} \cdot \frac{dA_f}{dx} \right) \theta = 0 \quad \dots\dots\dots(29)$$

一方熱伝達と同時に物質移動の生ずる場合の潜熱量の移動をも含めた全熱伝達量は、近似的に湿り空気のエントルピー差を伝熱推進力とした式で表わしうるので、この場合の基礎微分方程式はつぎのように表わせる。

$$\frac{d^2t_s}{dx^2} + \left( \frac{1}{s} \cdot \frac{ds}{dx} \right) \frac{dt_s}{dx} - \left( \frac{k_i}{\lambda_{fs}} \cdot \frac{dA_f}{dx} \right) (i_a - i_s) = 0 \quad \dots\dots\dots(30)$$

ここで問題となる温度範囲について、飽和限界線が直線で近似できると仮定すると、

$$\frac{i_a - i_s}{t_a'' - t_s} = \bar{m}_i = \left( \frac{di_a}{dt} \right)_s \quad \dots\dots\dots(31)$$

とおくことができる。ここに  $t_a''$  は湿り空気のエントルピーに相当する飽和空気の温度を表わす。またフィン表面上の気・液二相間についても、Lewis の関係が近似的に

成りたつものと仮定すると、(30)式の第3項は

$$\left( \frac{k_i}{\lambda_{fs}} \cdot \frac{dA_f}{dx} \right) (i_a - i_s) = \left( \frac{\alpha}{\lambda_{fs}} \cdot \frac{dA_f}{dx} \right) (t_a'' - t_s) \quad \dots\dots\dots(32)$$

ただし

$$\alpha = \frac{\alpha_a}{C_H L_R} \cdot \bar{m} \quad \dots\dots\dots(33)$$

で表わせる。そこで(29)式の場合と同様、 $(t_a'' - t_s)$ を独立変数として

$$\theta'' = (t_a'' - t_s) \quad \dots\dots\dots(34)$$

とおいて(30)式を書きかえると、

$$\frac{d^2\theta''}{dx^2} + \left( \frac{1}{s} \cdot \frac{ds}{dx} \right) \frac{d\theta''}{dx} - \left( \frac{\alpha}{\lambda_{fs}} \cdot \frac{dA_f}{dx} \right) \theta'' = 0 \quad \dots\dots\dots(35)$$

が得られる。

いま(35)式を(29)式と比較してみると、基礎方程式の形は、(29)式の乾球温度差  $\theta$  の代わりに相当温度差  $\theta''$  で置きかえられるだけであって、熱伝達のみが行なわれるかわき伝熱面に対するものと全く同じ形で表わせることがわかる。したがって、物質移動が行なわれる湿り伝熱面に対しても、前報<sup>7)</sup>で示したフィン効率の近似式が一応適用でき、つぎのように表わせる。

$$\phi_{f'} = \frac{1}{1 + \left( \frac{C_f \cdot \bar{m}}{C_H L_R} \right) \alpha} \quad \dots\dots\dots(36)$$

供試熱交換器のフィン付き管では、フィン常数  $C_f$  はつぎの値をとる。

$\phi_{f'} > 0.75$  に対しては

$$C_f = 0.00207 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal} \quad \dots\dots\dots(37)$$

したがって、基準となる全伝熱面積についての等価フィン効率  $\phi_o'$  は、

$$\phi_o' = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi_{f'}) \quad \dots\dots\dots(38)$$

となり、その定義から、熱交換器内の空気の混合平均エンタルピーに対応する平均表面温度は、フィン根元における温度分布の測定値のみに基づいて、つぎの式から計算しうることになる。

$$t_{s_m} = t_a'' - \phi_o' (t_a'' - t_{p_m}) \quad \dots\dots\dots(39)$$

そして、この(39)式から計算された  $t_{s_m}$  が、単位管列についての近似平均界面温度となる。なお最初これらの式を運用して実験結果を整理する場合には、湿り伝熱面上の熱伝達率  $\alpha_a'$  ならびに Lewis 関係数  $L_R$  が未知であるので、まず

$$\left. \begin{aligned} \alpha_a' &= \alpha_a \\ L_R &= 1 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots(40)$$

と仮定して平均表面温度の算出に利用し、その結果から得られた  $L_R$  および  $\alpha_a'$  を用いて、補正計算を行ない、正確に表面状態値を決定する。

6 実験結果ならびにその考察

一般に、熱交換装置の設計にあたって、熱交換にあずかる流体の入口条件から、その出口条件を正確に推定することはきわめて重要なことにされている。とりわけ空気調和では、それが装置全体の最適経済性に密接に関連するところからより厳密な要求がなされる。

空気冷却・減湿器の設計では、その出口空気状態の決定は、主として By-pass method<sup>8)</sup> によって行なわれる場合が多いが、この方法による場合には、出口乾球温度についての計算値は、実際よりも定性的に低く算出されることが経験上認められており、その原因についても種種論議されてきている。その一因と考えられるのは、物質移動が行なわれる湿り伝熱面上における熱伝達特性が果たして熱伝達のみのかわき伝熱面上におけるものと全く相似なものかどうかということである。

そこで熱交換器を通過する際の空気の乾球温度の降下に基づいて、(9)式によって湿り伝熱面上における空気の熱伝達率を算出し、それを無次元数間の関係で表わすと図-6 のようになる。なお無次元数に含まれる物性値は、すべて空気本体と伝熱表面についての算術平均温度におけるものを用いた。

図において○点はかわき伝熱面上における無次元熱伝達率  $Nu$  を、また●点は湿り伝熱面についての  $Nu'$  を表わす。また図中の実線 a および b は、実験式を表わしたものであって、それぞれ、つぎの式によって示される。

かわき伝熱面に対して  

$$Nu = 0.129 Re_{max}^{0.64} \dots\dots\dots (41)$$

湿り伝熱面に対して  

$$Nu' = 0.0352 Re_{man}^{0.8} \dots\dots\dots (42)$$

図において、実験から得られたこれら二つの熱伝達率を比較すると、無視できない若干の相違が明らかに認められる。このことは、従来のぬれ壁塔での基礎的実験で

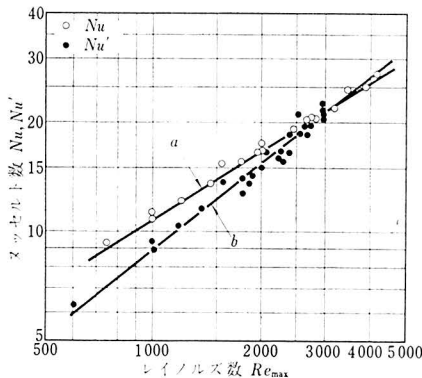


図-6

は報告されていない。たとえば湿り伝熱面上での熱伝達率が  $Re_{max} = 3000$  以下のところで、かわき伝熱面上のものよりも総体的に、若干ではあるが、小さくなっていることである。いまこのことについて、常用風速範囲で検討してみると、 $Re_{max} = 1000$  (これはおおよそ前面風速  $v_a = 1.5$  m/s に相当する) のところでは、約 10% ぐらいかわき伝熱面におけるものよりも小さくなっている。しかるに前面風速がほぼ  $v_a = 6$  m/s を示す  $Re_{max} = 4000$  付近では、これらの両数値はほぼ一致しており、さらにそれ以上の風速範囲では、むしろ湿り伝熱面上におけるものの方が大きくなる傾向にある。物質移動が伴うときの空気の熱伝達率は、水蒸気濃度や伝熱面との間の温度差にかなり影響をうけることが実験的に確認されており、化学工学などでは、一般にその定性的な傾向として、濃度こう配と温度こう配が同方向のときには増大し、反対方向のときには減少すると推論されており、これに関連した経験式が二、三<sup>9)</sup> 提出されている。したがって、空気冷却・減湿の場合のように、両こう配の方向が一致する場合には、当然湿り伝熱面上におけるものの方が、かわき伝熱面上についてのものよりも大きくならねばならないことになり、この研究での実験結果と一致しないことになる。このことは他の研究者の実験報告においても見受けられる。この原因については、種々考えられ、まず第一にフィン効率の算出誤差による影響があげられる。それゆえに、フィン効率そのものを Reynolds 数の関数と考え、平均推進力の修正を唱える説<sup>10)</sup> もある。しかし原因はこれ以外にも考えられ、そのおもなものとしてつぎのものがあげられる。

1 平均推進力の算出にあたって、界面の温度として伝熱表面温度で近似しているが、その表面に付着した水膜中を熱が通過するときの熱抵抗、および伝熱面と水膜との間の熱抵抗を考慮していない。

2 凝縮水膜は静的状態にあるものではなく、常に伝熱面上を流下したり、風速の大きなところでは、伝熱面からはくりするなど流動的である。このような凝縮水膜の挙動は、当然空気側の境界層をかく乱させることになり、この結果、気・液界面ばかりでなく空気側境界層の内部でも潜熱量の放出がじゅうぶん考えられ、このことが境界層内の温度場に影響を及ぼすと考えられる。

これらの諸因子の熱伝達に及ぼす影響については、今後の研究にまたねばならないが、ことに(1)を無視して取り扱えないことは、両伝熱面における圧力損失の特性を検討すれば明白であり、このことについては続報で述べる。またこのことは  $Nu$  数に対する  $Re$  数の指数の大きさの相違からも明白に知りうる。たとえば、湿り伝熱面についての指数は、かわき伝熱面のものより大きくな

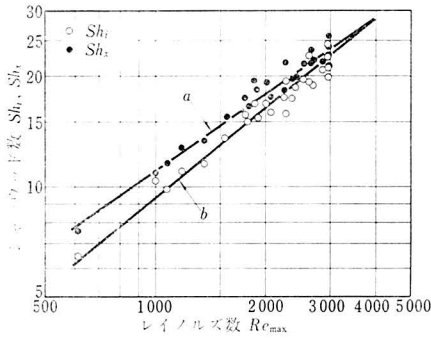


図-7

っており、そして図上で、熱伝達率と風速の相関が湿り伝熱面ではそれよりやや急な直線で表示されている。これはさきにも述べたように、湿り伝熱面では表面上の水膜の形状が空気の流動によって著しく変形し、総体的にかわき伝熱面よりもなめらかでなくなるからであろう。

そこでフィン付き空気冷却・減湿器では、これらの点を考慮して、両熱伝達係数間の関係を一般に風速の関数として、つぎのように表示した方が合理的であると思う。

(41)と(42)式から

$$\frac{Nu'}{Nu} = 0.273 Re_{max}^{0.16} \dots\dots\dots (43)$$

つぎに湿り伝熱面上での物質移動特性および潜熱の移動をも含めた全熱伝達特性について検討するために、絶対湿度差を推進力にした物質移動係数  $k_x$  および同様にしてエンタルピ差に基づく熱伝達率  $k_i$  と、その風速との関係を 図-6 と同様に、無次元数間関係で表わすと 図-7 のような結果になる。図において●点および実線 (a) は無次元物質移動係数  $Sh_x$  を、また○点および実線 (b) は無次元全熱伝達率  $Sh_i$  についてのつぎに示す実験式を表わしたものである。

$$Sh_x = 0.0865 Re_{max}^{0.7} \dots\dots\dots (44)$$

$$Sh_i = 0.0372 Re_{max}^{0.8} \dots\dots\dots (45)$$

いま図において、推進力の相違するこれら二つの無次元物質移動係数を比較してみると、湿度差で定義する物質移動係数  $Sh_x$  の方が、総体的にエンタルピ差で定義した  $Sh_i$  よりもやや大きくなっており、数値的には一致しない。また風速の変化に対する傾向でも、この両者は一致していない。これらのことは、ぬれ壁塔における等温増湿および水冷却実験による他研究者<sup>11)</sup>の観測結果とも傾向的に一致しない。これまでぬれ壁塔などにおける直接接触空気冷却・減湿や間接接触の空気冷却・減湿器の特性解析でも、物質移動係数  $k_x$  の算出に (11) 式右辺で示されるエンタルピ基準の移動単位数が採用されてきているが、この実験結果からわかるように、フィン付き空気冷却・減湿器の伝熱表面上の物質移動係数では、平

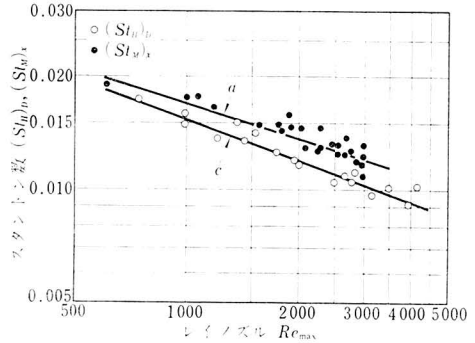


図-8

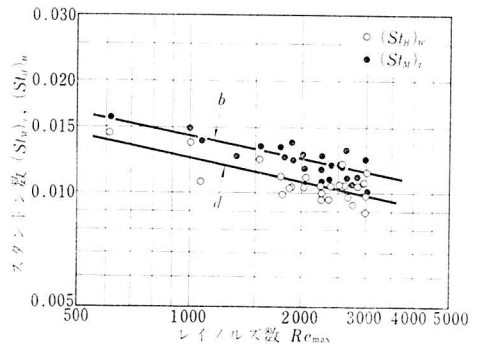


図-9

均推進力のとり方によってこの両係数が数値的に若干相違するので、厳密には、区別して取り扱うべきものである。

つぎに熱伝達と物質移動の両係数間関係を検討するために、熱伝達率ならびに物質移動係数を無次元熱伝達、あるいは物質移動係数の一つである Stanton 数  $St_H$  ( $= \frac{Nu}{Re_{max} Pr}$ ) および  $St_M$  ( $= \frac{Sh}{Re_{max} Sc}$ ) で表わし、それを Reynolds 数との関係で図示すると、 図-8 および 図-9 のようになる。図において実線 (a), (b) は、それぞれ絶対湿度基準の物質移動係数  $(St_M)_x$  およびエンタルピ基準の熱伝達率  $(St_M)_i$  に基づく実験値を結んだものであって、これらはそれぞれつぎの式によって表わされる。

実線 (a) について

$$(St_M)_x = 0.133 Re_{max}^{-0.3} \dots\dots\dots (46)$$

実線 (b) について

$$(St_M)_i = 0.057 Re_{max}^{-0.2} \dots\dots\dots (47)$$

また実線 (c), (d) は、それぞれ熱伝達のみが単独に生ずるかわき伝熱面上の無次元熱伝達率  $(St_H)_D$  および熱と物質移動が同時に起こる湿り伝熱面上の、顕熱量のみについてのもの  $(St_H)_W$  であって、これらはそれぞれつぎの式によって表わされる。

実線 (c) に対して

$$(St_H)_D = 0.182 Re_{max}^{-0.36} \dots\dots\dots (48)$$

実線(d)に対して

$$(St_H)_W = 0.0496 Re_{max}^{-0} \dots\dots\dots (49)$$

いま図においてこれらの4直線を比較検討すると、それぞれは数値的には一致しないが、その傾斜からは直線(a)と(c)、(b)と(d)がそれぞれ比較的良好に対応しているのが認められる。すなわちかわき伝熱面上での熱伝達率  $(St_H)_D$  と湿度基準の物質移動係数  $(St_M)_x$  および湿り伝熱面上での熱伝達率  $(St_H)_W$  とエンタルピ基準の全熱伝達率  $(St_M)_i$  とが傾向的によく一致している。そこでこれら両係数間の関係を表わす Lewis 数について検討してみるに、それらはつぎのような関係で表わされる。

物質移動係数との関係については、

$$L_{R_x} = \frac{(St_H)_D}{(St_M)_x} = 1.38 Re_{max}^{-0.06} \dots\dots\dots (50)$$

$$L_{R_x} = \frac{(St_H)_W}{(St_M)_x} = 0.378 Re_{max}^{0.1} \dots\dots\dots (51)$$

エンタルピ基準の全熱伝達率との関係については、

$$L_{R_i} = \frac{(St_H)_D}{(St_M)_i} = 3.19 Re_{max}^{-0.16} \dots\dots\dots (52)$$

$$L_{R'_i} = \frac{(St_H)_W}{(St_M)_i} = 0.87 \dots\dots\dots (53)$$

これらを常用風速範囲について数値的に表わしてみると 図-10 のようになる。ここに実線(a)、(b)、(c)および(d)はそれぞれ式(50)、(51)、(52)、(53)の関係を表わす。図から明らかなように、これらの数値は、一般に知られている Lewis の関係よりも相当異なっている。

一方これらの数値をつぎの Colburn<sup>1)</sup> の関係における数値、すなわち

$$\left. \begin{aligned} j_H &= j_M \\ \text{または} \\ St_H \cdot Pr^{2/3} &= St_M \cdot Sc^{2/3} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (54)$$

したがって

$$L_R = \frac{\alpha_a}{C_H \cdot k_x} = \left( \frac{a}{D} \right)^{2/3} \dots\dots\dots (55)$$

と比較すると、 $(a/D)^{2/3}$  の値は、この実験における温度範囲では、ほぼ一定の 0.82 であるので、数値的には

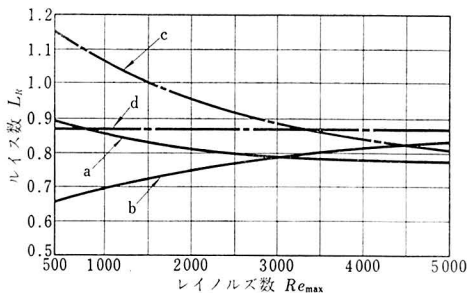


図-10

Colburn の関係に近いことがわかる。ただし(d)で示される場合を除き、いずれも風速の関数となって表われている。このことから当然物質移動の係数  $k_x$  の定義式に、右辺のエンタルピ基準の移動係数の適用が不合理であることがわかる。

Lewis 数が 1 とならない場合には、(7)式の導出過程からわかるように、推進力に湿り空気のエントルピ差が利用できないことになって、厳密には変形エンタルピ<sup>12)</sup>の採用も当然考慮されねばならないことになる。しかるにエンタルピ基準の全熱伝達率  $k_i$  は、(51)式で示されるように、湿り伝熱面上での熱伝達率  $\alpha_a'$  との間に、風速に無関係な一定の数値で表示され、しかも(7)式の導出過程に含まれる条件とは無関係に定義されたものである。したがって熱伝達と物質移動が同時に起こる場合のエントルピ差を推進力とした伝熱速度係数には、絶対湿度基準の物質移動係数  $k_x$  よりもむしろ  $k_i$  を用いる方が妥当といえる。ただし、遺憾ながらこの全熱伝達係数は熱伝達のみが単独で生ずるかかわき伝熱面上の熱伝達率からは直接 Lewis の関係を適用して簡単に推定するわけにはいかず(52)式のように風速の関数で表示される。しかし、幸いなことに、空気調などの常用風速である 1.5~2.5 m/s の範囲の風速については、Lewis 数はほぼ 1 に近い数値となるので、この風速範囲については、かわき伝熱面上における特性から直接推定しても大差ないことがわかる。

## 7 結 論

以上の研究において、フィン付き空気冷却・減湿器の特性に関して、まずフィン側伝熱表面上の任意の位置における気・液界面の状態値をフィン根元温度の測定結果に基づいて逐次近似計算法によって正確に算出し、ついでその結果を利用して移動単位数を Simpson 則による数値積分によって算出し、フィン側伝熱表面上の熱伝達特性、物質移動特性ならびにそれらの相似性について実験的に解析してきたが、その結果を要約すると、つぎのようになる。

1 気・液界面の温度をフィン側の伝熱表面温度に近似したとき、物質移動が同時に行なわれるときの湿り伝熱面上の熱伝達率は、熱伝達のみが単独に行なわれるかわき伝熱面のものと、一般に数値的にも、また傾向においても等しくはなく、常用風速範囲ではわずかながらかわき伝熱面上のものよりも小さな値を示す。

2 湿り伝熱面上における物質移動係数は、推進力のとり方によって数値的にも、また傾向においても若干相違し、絶対湿度基準のものは、エンタルピ基準のものよりもわずかながら大きな数値を示し、特定風速のところ



を除き、両係数は厳密には一致しない。

3 熱伝達と物質移動との間の相似性に関しては、湿り伝熱面上の熱伝達率とエンタルピ基準の全熱伝達率の係数間には Colburn の関係に近い、かなりよい相似性が存在するが、その他の係数間の関係は、風速の関数で表示され、一般に知られている Lewis の関係は、特定風速の場合を除き成り立たない。

終わりに臨み、この実験に熱心に協力して下さった大阪大学学生 北沢一弘、久保田勉、南 健男の諸君に感謝する。

参考文献

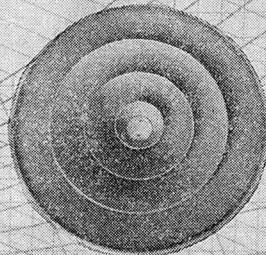
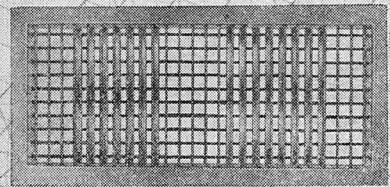
- 1) Colburn, A.P. : Trans. Am. Inst. Chem. Engrs., 29 (1933), 174.
- 2) Lewis, J.G. : Trans. A.S.M.E., 44 (1922), 325.
- 3) たとえば Knaus, W.L. : Refrig. Eng., 29-Jan. (1935), 23; Feb. (1935), 82. Pawnall : Refrig. Eng., 30-Oct (1935), 211 など
- 4) 新津靖・内藤和夫 : 空気調和・衛生工学会誌, 39-4(1965), 376.
- 5) 新津靖・内藤和夫 : 空気調和・衛生工学会誌 (投稿中),
- 6) Gardner, K.A. : Trans. A.S.M.E., 67 (1945), 621.
- 7) 新津靖・内藤和夫 : 空気調和・衛生工学会誌, 39-10 (1965), 987.
- 8) Carrier, K.A. : Trans. A.S.M.E., 59 (1937), 49.
- 9) たとえば Ackerman, G. : V.D.I. Vorschung Heft(1937), 362; Colburn, A.P. and T.B. Drew : Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 23 (1937), 197; 化学工学協会; 最近の化学工学, 丸善 (1962), 100 など
- 10) Bryan, W.L.; ASHRE., J., 4-4 (1962), 61.
- 11) 稲積彦二; 化学工学, 26-6 (1962), 765
- 12) 水科篤郎, 古藤敏広; 化学機械, 13-3 (1949), 75. (昭和 42. 1. 6 原稿受理)

# 冷暖房・空気調和の



## 吹出口・吸込口

冷暖房・換気ダクト・工事施工



### 営業品目

- エアードイフューザー・レジスター
- 空気調和機
- エアフィルター
- 各種消音器
- 丸ダクト及び各種継手
- 送風機・排風機

## 株式会社 板橋空調

(本社) 東京都豊島区南池袋1丁目25番9号 電話 (981) 代7101~5

(本社・工場) 東京都板橋区中台1丁目29番地 電話 (932) 4111~3

(埼玉工場) 埼玉県入間郡三芳村大字北永井 電話 0492 (61) 4453 (札幌出張所) 札幌市北八条東15丁目55番地 電話 (73) 代4331

FIRST NAME IN AIR CONDITIONING

Carrier

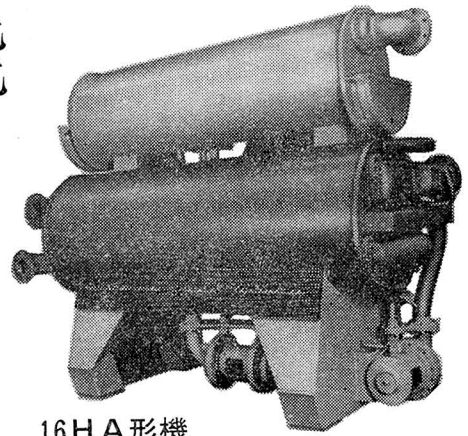
# 東洋最大＝超高性能

## 750冷凍頓活躍!!

### キャリア

# 吸収式冷凍機

神田ビル(東京)に納入……



16HA形機

現代の吸収式冷凍機として考え得る限りのあらゆる利点を具備している製品、これがキャリアの冷凍機です。空気調和衛生工学会賞を受賞したホテル・ニューオータニを始め本機の納入実績は抜群。

時に1966年には、日本で前例のない大容量吸収式冷凍機を東京・神田ビルに納入、運転を開始しました。《製品の特長》①卓越した経済性と制御性、特許制御方式は最大のメリット。②安定した運転。③コンパクトであり静粛。④超高層ビル、ホテル、病院、工場など用途は無限。⑤50～1,000トンまで19機種《資料呈》

## キャリア CARRIER 空調機器

東洋キャリア工業株式会社

東京都中央区日本橋本石町4-2  
(三井第二別館) 電話 270-9411 (大代表)  
札幌・仙台・東京・名古屋・大阪・高松・広島・福岡・長崎

FIRST NAME IN AIR CONDITIONING

Carrier

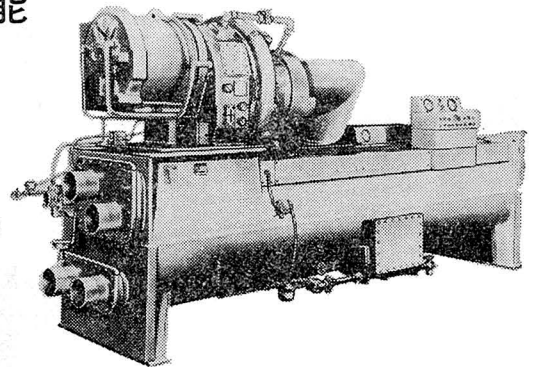
# 最新形＝超小形・高性能

## 100冷凍頓より各種!!

### キャリア

# ターボ冷凍機

《密閉式・19DA形》



19DA形機

近代空気調和設備にふさわしい冷凍機、これがキャリアのターボ冷凍機。超小形化した一方電動機、歯車伝達装置・圧縮機が一体となって密閉構造化されています。また要所にはキャリアの特許が多く生かされ、他の追従を許さない画期的な製品です。

《製品の特長》①コンパクトに標準化されており、超小形。②電動機の冷却方式・歯車伝達装置・不凝縮ガスの冷却方式など特許技術多数。③起動時間が短い。④据付・取扱が簡便。⑤100～400トンまで各種。一般空調及び産業用空調・冷凍に最適。《資料差し上げます》

## キャリア CARRIER 冷凍機

東洋キャリア工業株式会社

東京都中央区日本橋本石町4-2  
(三井第二別館) 電話 270-9411 (大代表)  
札幌・仙台・東京・名古屋・大阪・高松・広島・福岡・長崎

# 給湯回路の動特性

## 第1報 ホテル客室シャワーの温度変化について



## 研究論文

ホテルにおいて、温水と冷水を混合して得られる客室シャワー湯温度が変化し、時に不快感を与える場合がある。これについて、わが国の多数のホテルについてアンケートによる調査を行ない、某ホテルで温度・圧力の変化などを実測した。その結果は、シャワー湯温度変動は、季節にあまり関係がなく、むしろ給湯設備の利用が最大となる最大負荷時にしばしば起こる。その変動は、給水系統によるよりも、むしろ給湯系統の変動により影響される。そして短時間の変動である給湯圧力によるものよりも、緩慢な変動である給湯温度による影響が大である。

内 田 秀 雄\*  
 齋 藤 孝 基\*\*  
 中 村 正 紀\*\*\*  
 藤 井 信 夫\*\*\*\*

### 1 まえがき

客室シャワー湯の温度変化には、シャワーの使いはじめとシャワーの使用中に起こる問題の二つがある。シャワーの使いはじめに起こる問題は、温水と冷水の弁を調節してからこれをシャワーに切り替えるとシャワー湯の温度が下がるという現象で、これは切替え弁からシャワーまでの配管の熱容量のため一時温度が下がるのであろうと思われる。シャワーの使用中に、湯の温度が時にゆるく時に早く変化し、場合によっては熱湯から冷水まで脈動するというときどき経験することである。後者の問題に関して、最近全国約160のホテルについてアンケートによる調査を行ない、さらに某ホテルにおいて温度、圧力の変化などの実測調査を行なったので報告する。

ホテル側は、総じて、シャワー使用中に起こる湯の温度変化は、単に給湯・給水回路のある一部分が、ぐあいが悪いからと考えているようである。確かに部分的故障が原因となって種々の問題が生じることもあるが、この問題においては、建物(ホテル)の給湯・給水回路を総合的にながめ考えなおす必要があると思われる。すなわちホテルの性格を十分考慮に入れ、現在の給湯・給水量および給湯・給水機器容量と制御方式が実状に添うものであるかどうかを検討しなおす必要があると思われる。

\* 東京大学工学部教授 工博 正会員

\*\* 東京大学工学部助教授 正会員

\*\*\* 東京大学工学部助手

\*\*\*\* 東京大学工学部助手

### 2 アンケートの問と回答集計結果(回収率45%)

#### 2.1 シャワーの温度調節は良好か否か

シャワーを浴びている間に人体が感じるほどの温度変化はあるか否か。

〔回答〕 なし (Aとする) .....53%  
 多少ある (Bとする) .....18%  
 ある (Cとする) .....29%

#### 2.2 温度変化がみられる場合

##### (1) 変化の著しい部屋は?

〔回答〕  
 配管の末端部(たとえば最上階)にあたる部屋に著しい .....90%以上  
 全階、全客室にみられる .....わずかある

##### (2) 季節的な差の有無

〔回答〕  
 関係がない .....75%  
 冬に著しい .....25%  
 注 保温不十分のため給湯温度が冬に変化(降下)するとした答も含む

##### (3) 一日の中で顕著な時間

〔回答〕  
 17~22時(ピークロード時間と思われる)に著しい .....90%  
 その他の時間(午前中または深夜) .....8%  
 常時 .....2%

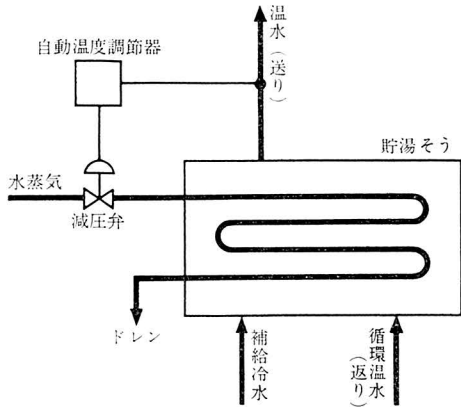


図-1 温水の温度調節

(4) 温度変化の原因の推定

[回答]

同時多量使用による給湯圧力の変動

.....80%以上

その他給水温度・圧力の変動 (たとえばフラッシュ弁を使用したとき), 配管距離, 保温, 管径が影響するという意見もある。

2.3 シャワーの温度調節方法

[回答]

二せん(栓)式手動混合弁を使用.....99%以上

その他自動混合弁を使用しているホテルもある。

2.4 温水の供給源における調節方法

[回答]

ほとんどのホテル(95%以上)が, 貯湯そう(槽)への加熱用蒸気流量を図-1のごとく自動温度調節器, 減圧弁で調節し, 給湯温度を60~70℃になるよう調整している。その他温水ボイラ, 源泉利用の例がわずかある。温水の圧力制御は膨張そうあるいは膨張管により行なう。

以上のほか, つぎの項目についての回答を求めた。

2.5 ホテルの規模 (階数, 客室数など)

2.6 客室シャワーに関連のある温水系統と冷水系統の略図

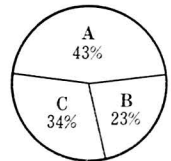
2.7 温水用ポンプ, 冷水用ポンプ, 貯湯そう, 貯水そうの形式, 容量, 設置場所

2.8 温水, 冷水用本管・分岐管・室内配管の径

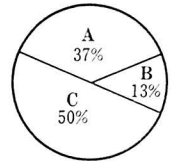
以上は問と回答者の意見の集計であるが, 回答に図示されている給湯回路と回答内容とから判断するとつぎのことが推定される。

一つには, 客室専用の給湯回路の有無と客室シャワー

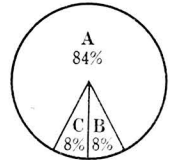
ちゅう房・洗たく場, その他の給湯設備と客室用とが貯湯そうおよび主管のいずれも共通の場合 (全体の59%)



ちゅう房・洗たく場, その他の給湯設備と客室用とが貯湯そう共通で主管別の場合 (全体の16%)



客室専用の給湯回路を有する場合 (全体の25%)



注 A, B, Cは2.1のところの記号と同じ意味を表わす。

図-2 給湯回路の違いによるシャワーの状態の割合変化

湯温度変化との関係についてである。アンケートによれば, 図-2のごとく給湯回路が客室と他の給湯設備(たとえばちゅう(厨)房, 洗たく場など)とが別系統となっているホテルほど, 使用中のシャワー湯の温度変化は少ないようである。

湯の同時使用量の多少が湯の温度変動と深い関係にあることは十分予想されることである。たとえば客室関係の使用量の大きいとき, あるいはちゅう房, 洗たく場関係の使用量の大きいときが, 温度変動に少なからぬ影響を与えると考えられる。一般にホテルにおいては, 客室系統とその他の給湯系統とでは, 湯の使用が最大となる時刻にずれがあると考えられる。したがって両系統を一つにした回路をもつホテルでは, その最大使用量をそれぞれの最大使用量の合計と見積もる必要はない。そのいずれかの系統の使用量の変動が直ちに回路全体に温度変動を与える場合も考えられるので, 客室専用の給湯回路をもつホテルに問題が少ないというアンケートの結果は単に, 客室への給湯・給水量の算定および給湯・給水機器容量の決定に正しい考慮がはらわれている設備であるからと解するのが妥当であろう。すなわち, このアンケートの結果から, 客室の給湯系統と他設備の給湯系統とを分離する必要があると考えるのは必ずしも妥当とはいえない。

つぎにアンケートの回答を得たホテルについて, 器具の数により1時間あたりの最大予想給湯量を試算し, 実際の貯湯そう容量と比較すると, 表-1および図-3, 表-2および図-4, 表-3および図-5のようになる。ただし,

表-1

客室数	シャワーの状態	最大予想給湯負荷 $Q$ l/h	実際の貯湯そう容量 $V$ l	$V/Q$ h
58	A	$5.26 \times 10^3$	$4.7 \times 10^3$	1.12
70	A	6.34	4.0	0.63
102	A	9.24	6.0	0.65
205	B	18.58	10.9	0.59
298	A	27.01	13.0	0.48
301	A	27.28	12.6	0.46
314	A	28.46	18.6	0.65
332	A	30.09	8.4	0.28
400	A	35.58	15.9	0.45
623	A	56.46	14.3	0.25
1058	A	95.88	39.6	0.41

注 図-2 の注を参照

表-2

客室数	シャワーの状態	最大予想給湯負荷 $Q$ l/h	実際の貯湯そう容量 $V$ l	$V/Q$ h
68	A	$6.16 \times 10^3$	$2.8 \times 10^3$	0.46
101	A	9.15	9.8	1.13
105	C	9.52	10.0	1.05
172	C	15.59	16.3	1.05
210	C	19.03	10.0	0.53
280	B	25.38	12.0	0.48
426	C	38.61	12.0	0.31

客室には個人洗面器(7.5 l/h), 洋風バス(75 l/h), シャワー(280 l/h)の給湯設備があるものとし, 器具の同時使用率を25%として<sup>1)</sup>表および図それぞれの1時間あた

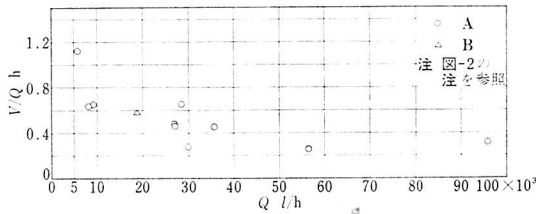


図-3

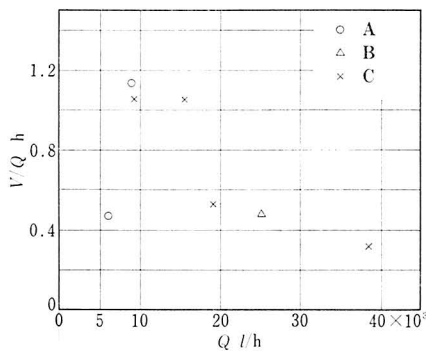


図-4

表-3

客室数	シャワーの状態	最大予想給湯負荷 $Q$ l/h	実際の貯湯そう容量 $V$ l	$V/Q$ h
28	C	$2.54 \times 10^3$	$3.1 \times 10^3$	1.23
30	B	2.72	2.7	0.98
32	C	2.90	3.0	1.04
39	C	3.53	2.8	0.80
48	B	4.35	4.3	0.99
70	B	6.34	6.0	0.95
76	B	6.89	3.2	0.47
78	A	7.01	4.5	0.65
94	A	8.52	7.3	0.86
114	C	10.33	3.5	0.34
114	C	10.33	4.3	0.42
127	A	11.51	10.9	0.95
133	C	12.05	14.0	1.17
150	B	13.59	8.6	0.64
204	A	18.49	6.0	0.33
252	A	22.84	11.3	0.50
266	A	24.11	8.3	0.35
500	A	45.31	40.4	0.90
645	A	58.45	21.0	0.36

りの最大予想給湯量( $Q$  l/h)を算出する。客室数, シャワーの状態, 実際の貯湯そう容量( $V$  l)はアンケートの回答による。また, 表-1および図-3は客室専用の給湯回路を有するホテルについて, 表-2および図-4はちゅう房, 洗たく場その他の給湯設備と客室用とが貯湯そう共通で主管別のホテルについて, 表-3および図-5はちゅう房, 洗たく場その他の給湯設備と客室用とが貯湯そうおよび主管のいずれも共通のホテルについてのものでいずれも $Q$ にはちゅう房, 洗たく場その他の給湯設備に対する給湯量は含まれていない。

一般にホテルにおいては, 断続的で短時間に多くの湯を使用する建物(事務所, 学校, 工場など)とは異なり, 湯の使用状態が時間的に比較的一定しているとして, 最大給湯負荷に対して貯湯容量を比較的小にして計画すると考えられている。図-3は表-1に, 図-4は表-2にそして図-5は表-3に基づいて描いた貯湯容量 $V$ と予想給湯負荷 $Q$ の関係を示すものである。この項のはじめにあげた集計結果の中では, 使用中のシャワー湯温度変動が湯

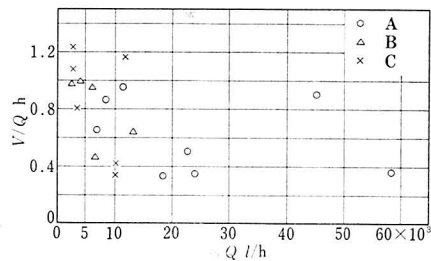


図-5

使用のピーク時に集中しているということは、一般に考えられている貯湯容量と最大給湯負荷の関係よりも、いくぶん貯湯容量を大きめにとる必要があることのように思われる。ホテルの性格により、ピークロードは低いが一日の使用量は比較的大きい高級ホテルと、一日の使用量は比較的低いがピークロードは大きい商用ホテルに分けられるが、アンケートを集計した結果では、日本の大部分のホテルが後者に属すると考えられる。これらのホテルにおいてはピークロードに対処する考慮がある程度必要であろう。

### 3 測定実験

温水と冷水を混合して得られるシャワー湯の温度に直接影響をおよぼすものとしては、アンケートの中でも指摘された原因も含め、つぎのようなものが考えられる<sup>2)</sup>。

- (1) 混合弁の振動
- (2) 給水および給湯の各圧力の変動
- (3) 給水および給湯の両圧力の不平等
- (4) 給水および給湯の各温度の変動

これらの中で最も起こりやすくそして最も大きく影響するものは何か、ホテルにおいてシャワー使用中に実際はどの程度の湯の温度変動があるか、ピークロードの影響はどんなものであるかなどを調べるため某ホテルにおいてつぎの要領で測定実験を行なった。なお当ホテルは客室給湯設備利用のピーク時間(午後10時半から11時半)に時々シャワー湯の温度変動があるという苦情が出るそうである。また測定装置の構造上、給湯系統と給水系統とを同時に測定することができなかつたので、以下の〔測定例1〕〔測定例2〕では給湯系統に注目し、〔測定例3〕では給水系統に注目して測定を行なった。

実験日時：昭和41年8月中旬，快晴，午後8～12時  
 ホテルの規模：地上9階，地下2階，バスシャワー付の客室75室

客室利用率：約87% (午後9時ホテル側調べ)

#### 3.1 測定例1

シャワー(二せん式手動混合弁)の混合湯温度が約40℃で定常になった後、洗たく場(図-6の㉑)の湯放出弁を開放し約17t/hの流量で約3分30秒間湯を放出し、その影響をつぎの項目について調べた。

- (i) 客室(6階)のシャワー湯温度………図-6の㉒
- (ii) 客室(6階)の給湯温度・圧力………図-6の㉓
- (iii) 給湯主管内代表温度・圧力………図-6の㉔

なお測定を行なったホテルの衛生器具など給湯設備の設備容量を、前述と同様に、器具の数により下記のように約30t/hと推定する。

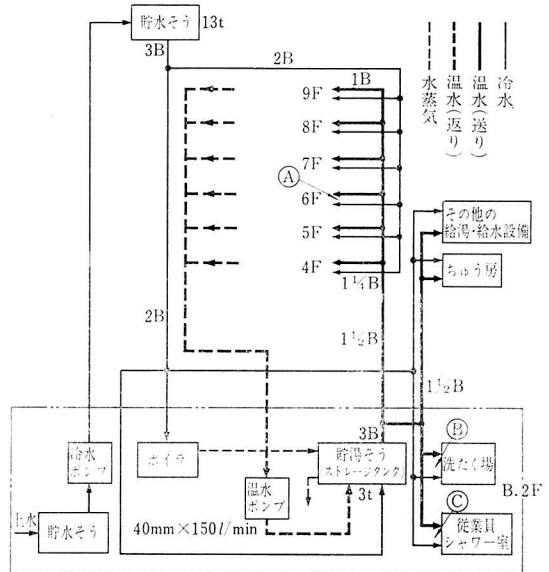


図-6 測定を行なったホテルの配管略図

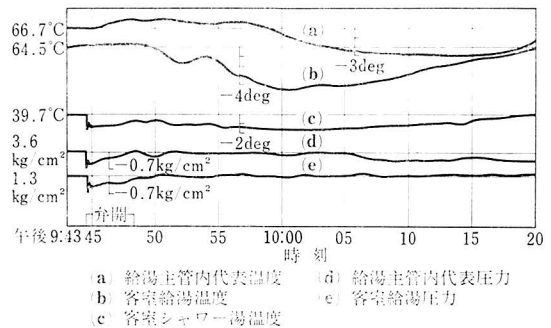


図-7 〔測定例1〕の測定結果

客室：個人洗面器………	7.5 l/h室 × 75室 ≒ 560 l/h
洋風バス………	75 l/h室 × 75室 = 5 600 l/h
シャワー………	280 l/h室 × 75室 = 21 000 l/h
その他の給湯設備	約 3 000 l/h
	約 30 000 l/h

また測定を行なった午後9時30分ごろの全客室の給湯設備利用率を、客室利用率(87%)×同時使用率(20%)≒17%と推定し、その他の給湯設備(測定を行なったホテル—図-6参照—は客室とその他の給湯回路が同系統となっている)の利用率を約6%と推定すると、流量約17t/hで湯を放出することにより、その時間のホテル全設備利用率は、 $17/30 \times 100 + (17+6) \div 80\%$ であったことになる。

#### 測定結果

##### 測定結果に対する考察

図-7のごとく〔測定例1〕ではつぎのような現象があ



表-4 [測定例1]の測定結果

時刻 午後 時分秒	給湯主管 内代表温 度°C (a)	客室給 湯温度 °C (b)	客室シャ ワー湯 温度°C (c)	給湯主管 代表压力 kg/cm <sup>2</sup> (d)	客室給湯 压力 kg/ cm <sup>2</sup> (e)	備考
9 44	66.7	64.6	39.7	3.60	1.30	湯放出弁 開 (図-6B)
44 <sup>44</sup>	66.8	64.7	39.7	3.10	1.30	
45	66.4	64.7	38.5	3.10	0.85	
45 <sup>30</sup>	66.6	64.7	38.6	3.20	0.95	
46	67.0	64.7	38.5	3.30	1.00	
47	67.3	64.7	38.5	3.40	1.00	湯放出弁 閉 (図-6B)
48 <sup>34</sup>	67.6	64.7	39.0	3.55	1.25	
48 <sup>30</sup>	67.2	64.7	39.0	3.55	1.20	
49	67.3	64.7	38.9	3.50	1.20	
50	67.5	64.3	39.0	3.40	1.30	
52 <sup>12</sup>	67.3	62.6	38.6	3.55	1.30	ボイラ燃 焼停止
53 <sup>44</sup>	67.0	63.2	38.6	3.50	1.25	
57	67.0	61.2	38.4	3.50	1.35	
1000 <sup>12</sup>	66.2	59.8	38.0	3.45	1.25	
05	64.0	60.3	38.1	3.50	1.30	
10	63.3	61.3	38.5	3.25	1.30	
15	63.5	63.0	39.0	3.30	1.30	
20	65.0	64.3	39.4	3.20	1.30	

注 同じ測定管から少量の温水を放出しつつ温度も測定しながら圧力を同時に測定したため真の圧力が測定されなかった。  
真の圧力は上表の値+(0.5~1.5) kg/cm<sup>2</sup> であると推定される。

ることがわかる。多量の湯が使用されるピークロード時を想定して湯放出弁を開(9時44分42秒)にした後、約2秒たって客室の給湯圧力降下が約0.4 kg/cm<sup>2</sup>生じている。給湯温度にはその時にはまだ変化がみられない。給湯圧力降下に伴って、同時にシャワー湯温度が約1.2 deg 急降下している。湯放出弁が閉じられるまでシャワー湯温度は元に回復していない。図-7で湯放出弁を閉じたときに圧力変化に判然と現われていないのは、湯放出弁の開放は比較的瞬時に行なわれるが、弁の閉鎖は実験操作上瞬間的に行ないにくかったためである。

客室の給湯温度は、放出弁を閉じて(9時48分14秒)から約2分後に降下しはじめ、一つの凹凸を経て59.8°C(4.7 deg 降下, 10時12秒)まで下がり、さらにその後35分間かかって、元の温度(64.5°C)に回復している。この給湯温度変動に伴って、シャワー湯温度は最大1.7 deg(10時12秒)の降下を生じ、給湯温度が回復するとともにシャワー湯温度も回復している。

以上のように一時に多量の湯を使用すると、まず給湯圧力降下の影響がシャワー湯温度に瞬時に現われ、つぎにゆっくりした現象の給湯温度降下に伴ってシャワー湯温度も下がることがわかる。

### 3.2 測定例 2

ホテル側によれば、シャワー湯温度変動がときどきあるということであるのでそれを確かめるため、ピークロード時にあたる時間帯に[測定例1]の湯放出弁を開放するような特別な外乱は何ら与えることなく、[測定例1]と同じ項目を約15分間(10時50分から11時5分)測定した。その結果は図-8のごとくであり、図には現われていないが、客室給湯圧力は周期約1.5秒振幅0.1~0.2 kg/cm<sup>2</sup>の変動がたびたびあり、客室給湯温度は非常に長い周期で振幅0.1~0.3 degの脈動をしているが、その給湯温度・圧力の変動は客室シャワー湯温度にほとんど影響なく、人体に感じられるほどのシャワー湯温度変動はない。

### 3.3 測定例 3

11時20分ごろより約15分間、特別な外乱を与えることなく、客室における給水温度・圧力の変動に着目してつぎの項目を測定した。

- (i) 客室(6階)のシャワー湯温度……図-6のA
- (ii) 客室(6階)の給水温度・圧力……図-6のA
- (iii) 給湯主管内代表温度・圧力……図-6のC

この結果は図-9のごとくであり、給水温度は24°Cで変化なく、給水圧力は突発的に周期0.4~0.5秒振幅0.1~0.8 kg/cm<sup>2</sup>の変動がときどきあるが、ほとんど2.3 kg/cm<sup>2</sup>に一定している。シャワー湯の温度変動はこの場合にもほとんどない。

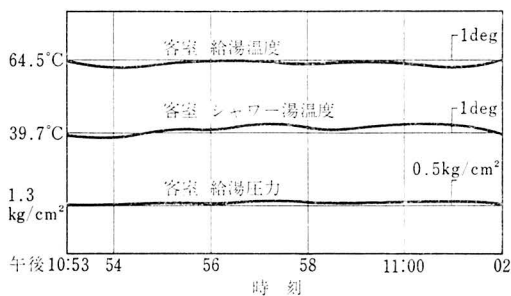


図-8 [測定例2]の測定結果

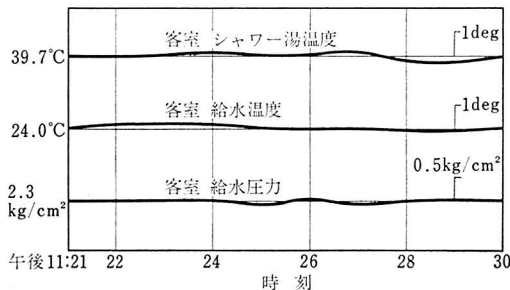


図-9 [測定例3]の測定結果



#### 4 あとがき

ホテルにおける客室のシャワー湯温度を正常に保つにはどうすればよいか、という一つの問題に対して、さまざまな問題、ことに量的諸問題を解決した後、さらに予測の域を脱した外乱にも十分対処できる余裕のある設備であることが望ましいが、営業用ホテルにおいては、経済的制約が大きく両者のかねあいがむずかしいのである。

まず、ホテルの性格を十分考慮に入れた給湯・給水量および給湯・給水機器容量の正しい算定が必要である。つぎに建物全体の給湯・給水回路の神経的役割をはたす制御機器の正しい決定が必要である。この両者は互いに深い関係にあるものである。

アンケート調査および測定調査により、ホテルにおける客室のシャワー湯温度変動は、変動の少ない給水系統によるよりもむしろ給湯系統の変動により影響され、さらに短時間の変動である給湯圧力によるものよりも緩慢

な変動である給湯温度による影響が大であることが判明した。この給湯温度の変動は、給湯負荷の急変に給湯加熱器の容量や温度調節器の特性が追随できないためであると想像されるが、これについての研究は将来に待ちたい。なお、以上の考察は定性的であり推論の域を脱しないのであるが、第2報で給湯回路の動特性の解析を行いたい。

おわりに、アンケートにご協力いただいた各ホテルの関係者各位に厚くお礼を述べるとともに、実験測定にあたって終始ご助力をいただいた東大工学部機械工学科内田・齋藤研究室の諸氏に深く感謝の意を表します。

#### 参考文献

- 1) 空気調和・衛生工学便覧, 中巻, 1956
- 2) 内田秀雄, 設備の機器, 空気調和・衛生工学会誌 Vol. 39, No. 1 (1965)

(昭和 41. 12. 24 原稿受理)



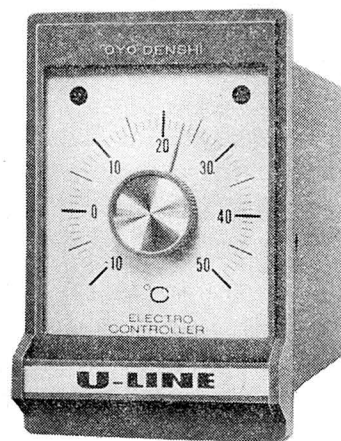
## 冷凍空調設備に誘導障害のない直流式

### 高度の信頼性

従来一部の高級計器にだけ採用されていた直流入力方式を、無理なく小型計器の設計に導入致しました。

### 長期の安定性

オールシリコントランジスターの採用を始め重要箇所には、すべて特製高級電子部品を使ってありますから、大型計器に劣らぬ安定なデータを得られます。



U-100型グループ

カタログ請求は冷暖第3係へ

本社営業所 東京都新宿区戸塚町3-363 (洗食ビル) 電 (363) 2771代  
大阪営業所 大阪市西区江戸堀北通2-25(とみたビル) 電 (441) 1671代

**応用電子工業株式会社**

## 周期的間欠直接冷暖房・強制換気および 空気調和における室温変動理論 (2)



研究論文

この報文は本誌前号(第41巻5号)の(1)に引き続き書かれたものであり, 周期的間欠強制換気および空気調和について報告する。

秋 岡 実 則\*

### 3 周期的間欠強制換気

周期的間欠強制換気の問題の一般的な形については1節ですでに述べたが, 本節においても前節と同様に図-5のような, 最も普通に現われる場合の解について示し, よってこの解法がより一般的な場合に対しても同様に適用されることを示す。

図-5について記号を説明する。

$t$ : 時間, h (下の添字はそれぞれの区間分点の時刻)

$t_0$ : 周期, h

$\theta(t)$ : 室温, °C (下の添字は図-5のそれぞれの区間の室温。)

$V_N$ :  $t = t_1 \sim t_0$  における一定換気量,  $\text{m}^3/\text{h}$  (自然換気量と考えてもよい。)

$V_s$ :  $t = 0 \sim t_1$  における一定換気量の増加分, すなわち強制換気時の換気量の増加分,  $\text{m}^3/\text{h}$

$V = V_s + V_N$ ,  $\text{m}^3/\text{h}$  ( $t = 0 \sim t_1$  の強制換気時の一定換気量。)

$\theta_{N1}(t)$ :  $V_N \text{ m}^3/\text{h}$  の  $t = 0 \sim t_1$  h の間の換気における流入空気の温度, °C

$\theta_{N2}(t)$ : 同上において  $t = t_1 \sim t_0$  h の間の流入空気の温度, °C

$\theta_s(t)$ :  $V_s \text{ m}^3/\text{h}$  の換気における流入空気の温度, °C

$H_0(t)$ : 室温を  $0^\circ\text{C}$  としたときに換気によるものを除外した場合の流入熱量, kcal/h

以上の記号において  $V_N \sim H_0(t)$  までの数値および関数形が与えられた場合に室温  $\theta(t)^\circ\text{C}$  を求めることが本節の問題である。

本節の問題においては前節のはじめに述べた理由により,  $\theta_{N1}(t)$ ,  $\theta_{N2}(t)$ ,  $\theta_s(t)$  あるいは  $H_0(t)$  が瞬間的(インパルスの)に変動をしないかぎり, 室温  $\theta(t)^\circ\text{C}$  は連続的に変動する。以下本節ではこの場合について考える。

なおこれらの関数および室温  $\theta(t)^\circ\text{C}$  は  $t = 0 \sim t_0$  の間で定義され, その他の区間では(7)式と同様の関係で定義されるものとする。

さらにつぎの記号を設ける。

$q_N$ : 換気量  $V_N \text{ m}^3/\text{h}$  に対する熱容量, kcal/h°C  
( $q_N = 0.3 V_N$ )

$q_s$ : 換気量  $V_s \text{ m}^3/\text{h}$  に対する熱容量, kcal/h°C  
( $q_s = 0.3 V_s$ )

しかるとき

(i)  $0 < t < t_1$

の区間に対しては, (1)式は(2)式を参照して,

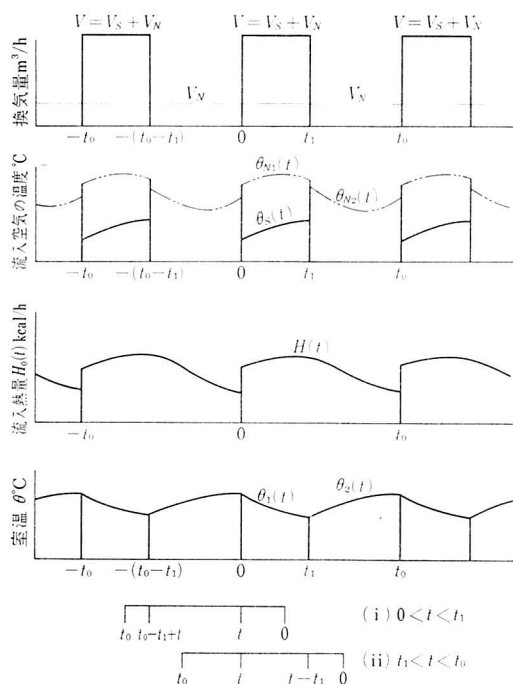


図-5

\* 高砂熱学工業株式会社 正会員

$$Q \frac{d\theta_1}{dt} + (q_s + q_N)\theta_1 + W_0 = q_s\theta_s + q_N\theta_{N1} + H_0(t) \dots\dots\dots (85)$$

この基礎式に対する周期的暖房の重み関数を  $\eta_{HV}(t)$  とし、これをつぎのごとく  $m$  項までで近似する。

$$\eta_{HV}(t) = \sum_{i=1}^m B_{Vi} e^{-\beta_{Vi}t} \dots\dots\dots (86)$$

(ii)  $t_1 < t < t_0$

この区間に対しては基礎式は

$$Q \frac{d\theta_2}{dt} + q_N\theta_2 + W_0 = q_N\theta_{N2} + H_0(t) \dots\dots\dots (87)$$

となり、この式による周期的暖房の重み関数を  $\eta_{HN}(t)$  とし、 $n$  項までで近似する。

$$\eta_{HN}(t) = \sum_{j=1}^n B_{Nj} e^{-\beta_{Nj}t} \dots\dots\dots (88)$$

さて以上の準備により、それぞれの区間において、当該区間に対しては、右辺の流入熱量の項に未知関数 [この場合室温  $\theta_1(t)$ ,  $\theta_2(t)$ ] がはいらないように基礎式を変形し、当該区間の重み関数を用いてその区間の室温を求める式を作る。すなわち

(i)  $0 < t < t_1$

基礎式(85)式はそのままとし、(87)式を

$$Q \frac{d\theta_2}{dt} + (q_s + q_N)\theta_2 + W_0 = q_s\theta_2 + q_N\theta_{N2} + H_0 \dots\dots (89)$$

と変形する。しかるとき(86)式を用いて

$$\theta_1(t) = f_1(t) + \int_{t_1}^{t_0} q_s\theta_s(\tau)\eta_{HV}(t-\tau+t_0)d\tau \dots\dots (90)$$

ただし

$$f_1(t) = \int_0^t \{q_s\theta_s(\tau) + q_N\theta_{N1}(\tau)\}\eta_{HV}(t-\tau)d\tau + \int_t^{t_1} \{q_s\theta_s(\tau) + q_N\theta_{N1}(\tau)\}\eta_{HV}(t-\tau+t_0)d\tau \nearrow$$

$$\theta_1(t) = f_1(t) + q_s \sum_{i=1}^m B_{Vi} e^{-\beta_{Vi}(t+t_0)} \left\{ f_{2i} - q_s \sum_{j=1}^n B_{Nj} \frac{e^{(\beta_{Vi}-\beta_{Nj})t_0} - e^{(\beta_{Vi}-\beta_{Nj})t_1}}{\beta_{Vi}-\beta_{Nj}} \int_0^{t_1} \theta_1(\tau) e^{\beta_{Nj}\tau} d\tau \right\}$$

ここに

$$f_{2i} = \int_{t_1}^{t_0} f_2(t) e^{\beta_{Vi}t} dt \dots\dots\dots (95)$$

そして

$$\theta_1(t) = f_1(t) + \sum_{k=1}^m A_{1k} e^{-\beta_{Vk}t} \dots\dots\dots (96)$$

を代入し、 $e^{-\beta_{Vi}t}$  の各係数について等置すれば

$$f_{1j} = \int_0^{t_1} f_1(t) e^{\beta_{Nj}t} dt \dots\dots\dots (97)$$

$$g_{1i} = f_{2i} - q_s \sum_{j=1}^n B_{Nj} \frac{e^{(\beta_{Vi}-\beta_{Nj})t_0} - e^{(\beta_{Vi}-\beta_{Nj})t_1}}{\beta_{Vi}-\beta_{Nj}} \cdot f_{1j} \dots\dots\dots (98)$$

$$\nearrow + \int_{t_1}^{t_0} q_N\theta_{N2}(\tau)\eta_{HV}(t-\tau+t_0)d\tau + \int_0^t H_0(\tau)\eta_{HV}(t-\tau)d\tau + \int_t^{t_0} H_0(\tau)\eta_{HV}(t-\tau+t_0)d\tau \dots\dots\dots (91)$$

この  $f_1(t)$  は既知関数である。

(ii)  $t_1 < t < t_0$

この場合(87)式はそのままとし、(85)式を

$$Q \frac{d\theta_1}{dt} + q_N\theta_1 + W_0 = -q_s\theta_1 + q_s\theta_s + q_N\theta_{N1} + H_0(t) \dots\dots\dots (92)$$

と変形し、(88)式を用いて

$$\theta_2(t) = f_2(t) - \int_0^{t_1} q_s\theta_s(\tau)\eta_{HN}(t-\tau)d\tau \dots\dots\dots (93)$$

$$f_2(t) = \int_0^{t_1} \{q_s\theta_s(\tau) + q_N\theta_{N1}(\tau)\}\eta_{HN}(t-\tau)d\tau + \int_{t_1}^t q_N\theta_{N2}(\tau)\eta_{HN}(t-\tau)d\tau + \int_t^{t_0} q_N\theta_{N2}(\tau)\eta_{HN}(t-\tau+t_0)d\tau + \int_0^t H_0(\tau)\eta_{HN}(t-\tau)d\tau + \int_t^{t_0} H_0(\tau)\eta_{HN}(t-\tau+t_0)d\tau \dots\dots\dots (94)$$

この  $f_2(t)$  は既知関数である。

よって(90)、(93)式の積分方程式を連立して解くことにより、 $\theta_1(t)$ ,  $\theta_2(t)$  を求めることができる。

まず(90)式に(93)、(86)、(88)式を代入すれば

$${}_1a_{ik} = -q_s \sum_{j=1}^n B_{Nj} \frac{e^{(\beta_{Vi}-\beta_{Nj})t_0} - e^{(\beta_{Vi}-\beta_{Nj})t_1}}{\beta_{Vi}-\beta_{Nj}} \cdot \frac{e^{(\beta_{Nj}-\beta_{Vk})t_1} - 1}{\beta_{Nj}-\beta_{Vk}} \dots\dots\dots (99)$$

とにおいて

$$\frac{A_{1i}}{q_s B_{Vi} e^{-\beta_{Vi}t_0}} = g_{1i} + \sum_{k=1}^m {}_1a_{ik} A_{1k} \quad (i=1, 2, \dots, m) \dots\dots\dots (100)$$

の  $A_{1i}$  の  $m$  元連立一次代数方程式をうる。

これを解いて(96)式に代入すれば、 $\theta_1(t)$  が求められる。 $\theta_2(t)$  はこの  $\theta_1(t)$  を(93)式に代入することにより求められるが、 $\theta_1(t)$  と同様に別個に求める式を導く。

(93)式に (90), (86), (88)式を代入すれば

$$\theta_2(t) = f_2(t) - q_s \sum_{j=1}^n B_{Nj} e^{-\beta_{Nj}t} \left\{ f_{1j} + q_s \sum_{i=1}^m B_{Vi} e^{-\beta_{Vi}t_0} \frac{e^{(\beta_{Nj}-\beta_{Vi})t_1} - 1}{\beta_{Nj}-\beta_{Vi}} \int_{t_1}^{t_0} \theta_2(\tau) e^{\beta_{Vi}\tau} d\tau \right\}$$

ここに  $f_{1j}$  は(97)式である。つぎに

$$\theta_2(t) = f_2(t) + \sum_{k=1}^n A_{2k} e^{-\beta_{Nk}t} \dots\dots\dots (101)$$

を代入し、 $e^{-\beta_{Nj}t}$  の各係数について等置すれば、(95)式を用い、

$$g_{2j} = -f_{1j} - q_s \sum_{i=1}^m B_{Vi} e^{-\beta_{Vi}t_0} \frac{e^{(\beta_{Nj}-\beta_{Vi})t_1} - 1}{\beta_{Nj}-\beta_{Vi}} \cdot f_{2i} \dots\dots\dots (102)$$

$${}_2a_{jk} = -q_s \sum_{i=1}^m B_{Vi} e^{-\beta_{Vi}t_0} \frac{e^{(\beta_{Nj}-\beta_{Vi})t_1} - 1}{\beta_{Nj}-\beta_{Vi}} \cdot \frac{e^{(\beta_{Vi}-\beta_{Nk})t_0} - e^{(\beta_{Vi}-\beta_{Nk})t_1}}{\beta_{Vi}-\beta_{Nk}} \dots\dots\dots (103)$$

とおけば

$$\frac{A_{2j}}{q_s B_{Nj}} = g_{2j} + \sum_{k=1}^n {}_2a_{jk} A_{2k} \quad (j=1, 2, \dots, n) \dots\dots\dots (104)$$

となり、 $A_{2j}$  の  $n$  元連立一次方程式をうる。これを解いて(101)式に代入し、 $\theta_2(t)$  が求められる。

**【例2】** 周期的間欠強制換気の例題として例1と同一の室寸法の場合の、図-6の条件における室温を求める。

すなわち  $\theta_{N1}(t)$ ,  $\theta_{N2}(t)$ ,  $\theta_s(t)$  はすべて外気温  $\theta_0(t)$  に等しいとし、

$$\theta_0(t) = \theta_{N1}, \theta_{N2}, \theta_s = 18 + 5 \cos\left(\frac{\pi}{12}t - 1.44\right)^\circ\text{C} \dots\dots\dots (105)$$

とする。約 14:00 ( $t=5.5$ h) がピーク時であり、外気温は 23°C となる。

そして 8:30~17:30 の間は換気量  $V=V_s+V_N$  m<sup>3</sup>/h が換気回数で、10回/hの強制および自然換気が行なわれ、17:30~8:30の間では、 $V_N$  m<sup>3</sup>/hで、換気回数 1/2回/hのすきま風による自然換気があるものとする。

また室内発生熱量  $H_I(t)$  としては、照明 30 W/m<sup>2</sup>、在室人員 0.3 人/m<sup>2</sup> 程度を想定し、床面積 1 m<sup>2</sup> あた

$$H_0(t) = H_I(t) + H_G(t) + H_W(t) = \begin{cases} 5100 + 360 \cos\left(\frac{\pi}{12}t - 1.44\right) + 275.316 \cos\left(\frac{\pi}{12}t - 2.509\right) \text{ kcal/h} & (t=0\sim 9\text{h}) \\ 2700 + 360 \cos\left(\frac{\pi}{12}t - 1.44\right) + 275.316 \cos\left(\frac{\pi}{12}t - 2.509\right) \text{ kcal/h} & (t=9\sim 24\text{h}) \end{cases} \dots\dots\dots (109)$$

り 40 kcal/m<sup>2</sup> h とする。したがって床面積は 60 m<sup>2</sup> であるから

$$H_I(t) = \begin{cases} 2400 \text{ kcal/h} & t=0\sim 9\text{h} \\ 0 & t=9\sim 24\text{h} \end{cases} \dots\dots\dots (106)$$

この  $t$  は 図-6 の時間である。

室内への流入熱  $H_0(t)$  としてはこのほかに、外気温による外壁、ガラス面からの流入熱があり、日射はこの例題では考えない。

ガラス面からの流入熱  $H_G(t)$  は

$$H_G(t) = F_G U_G \left\{ 18 + 5 \cos\left(\frac{\pi}{12}t - 1.44\right) \right\} \text{ kcal/h} \dots\dots\dots (107)$$

また外壁からの流入熱  $H_W(t)$  は

$$H_W(t) = F_W U_W \left\{ 18 + 5 \lambda_W \cos\left(\frac{\pi}{12}t - 1.44 - \phi_W\right) \right\} \text{ kcal/h} \dots\dots\dots (108)$$

である。

$\lambda_W$ ,  $\phi_W$  はコンクリート単層壁 0.15 m で  $h_0$ ,  $h_i$  をそれぞれ 20, 8 kcal/m<sup>2</sup> h °C として計算の結果

$$\lambda_W = 0.705938, \phi_W = 1.069 = 61^\circ 15'$$

したがって  $H_0(t)$  は(106)~(108)式の合計で表わされ

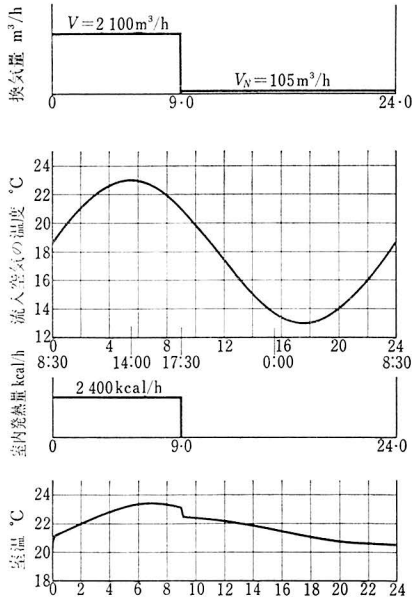


図-6

また

- $V_N = 105 \text{ m}^3/\text{h}$
- $V_s = 1995 \text{ m}^3/\text{h}$
- $V = 2100 \text{ m}^3/\text{h}$
- $q_N = 31.5 \text{ kcal}/\text{h}^\circ\text{C}$
- $q_s = 598.5 \text{ kcal}/\text{h}^\circ\text{C}$
- $q_s + q_N = 630 \text{ kcal}/\text{h}^\circ\text{C}$

さてまず  $V_N \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $V \text{ m}^3/\text{h}$  のそれぞれの換気量の場合の周期的暖房の重み関数  $\eta_{HN}(t)$  および  $\eta_{HV}(t)$  を求める。

しかし  $\eta_{HN}(t)$  は例1の場合と全く同じで、(64)式より

$$\eta_{HN}(t) = 0.0002698 e^{-0.02208t} + 0.01502 e^{-31.13t} \dots\dots\dots (110)$$

つぎに  $\eta_{HV}(t)$  は例1の場合と同様に暖房の重み関数  $\varphi_{HV}(t)$  の第1, 2項を正確に求めれば、

$$\varphi_{HV}(t) = 0.0000559 e^{-0.06661t} + 0.000003219 e^{-0.26383t} + \dots\dots$$

この第1, 2項を積分法によって合成し、つぎにまた例1と同様にして第2項を求めれば、結局

$$\varphi_{HV}(t) = 0.000059129 e^{-0.069436t} + 0.015069 e^{-35.005t} \dots\dots\dots (111)$$

したがって

$$\eta_{HV}(t) = 0.00007290 e^{-0.069436t} + 0.015069 e^{-35.005t} \dots\dots\dots (112)$$

まず  $\theta_1(t)$  を求める。(91), (94)式より

$$f_1(t) = 21.077 - 7.942 e^{-0.069436t} - 5.829 e^{-35.005t}$$

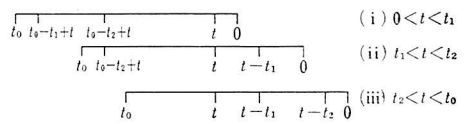
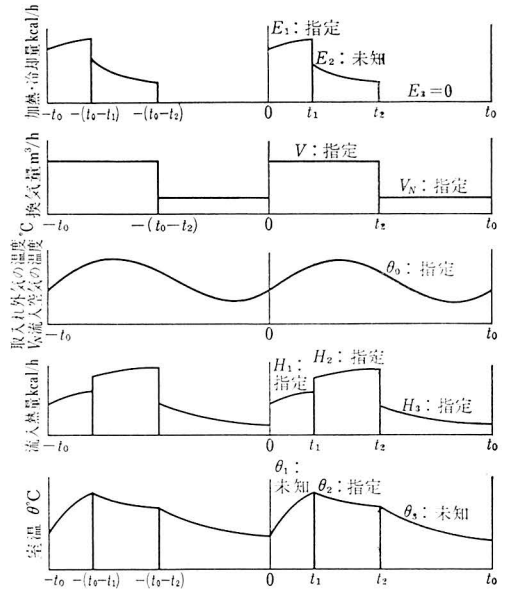


図-7

$$-0.666 \cos \frac{\pi}{12} t + 1.822 \sin \frac{\pi}{12} t \dots\dots (113)$$

$$f_2(t) = 18.0 + 41.543 e^{-0.02208t} + 7.244 e^{-31.13(t-9)}$$

$$-0.367 \cos \frac{\pi}{12} t + 0.284 \sin \frac{\pi}{12} t$$

つぎに(95), (97)式より

$$\left. \begin{aligned} f_{11} &= 163.08327 \\ f_{12} &= 0.566931 e^{31.13 \times 9} \\ f_{21} &= 2270.6676 \\ f_{22} &= 1.202613 e^{35.005 \times 24} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (114)$$

(98)式より

$$\left. \begin{aligned} g_{11} &= 1389.218 \\ g_{12} &= 0.759501 e^{35.005 \times 24} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (115)$$

また(99)式より

$$\left. \begin{aligned} 1a_{11} &= 0.066168 \\ 1a_{12} &= 0.000258055 \\ 1a_{21} &= 0.0000332669 e^{35.005 \times 24} \\ 1a_{22} &= 0.0000001297715 e^{35.005 \times 24} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (116)$$

よって(100)式にこれらを代入し、二元連立方程式を解けば

$$\left. \begin{aligned} A_{11} &= 8.6277 \\ A_{12} &= 5.2970 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (117)$$

(113), (117)式を(96)式に代入すれば

$$\theta_1(t) = 21.077 + 0.686 e^{-0.069436t} - 0.532 e^{-35.005t}$$

$$-0.666 \cos \frac{\pi}{12} t + 1.822 \sin \frac{\pi}{12} t \quad ^\circ\text{C} \dots\dots\dots(118)$$

これを(93)式に代入すれば

$$\theta_2(t) = 18.0 + 4.976 e^{-0.022 \theta_2 t} + 0.812 e^{-31.13(t-9)} - 0.367 \cos \frac{\pi}{12} t + 0.284 \sin \frac{\pi}{12} t \quad ^\circ\text{C} \dots\dots\dots(119)$$

(118), (119)式を図表にしたものが 図-6 である。

#### 4 周期的間欠空調和

周期的間欠空調和の問題の一般的な形は1節で説明したが、本節においても普通の調和空気による周期的間欠冷暖房の方式に類似した問題に対する解を示し、より複雑な問題の場合にも、同様の手法が適用されることを示す。

図-7において  $t=0 \sim t_1$  h は予冷あるいは予熱の時間であり、 $t=t_1 \sim t_2$  h は室温制御中の時間、 $t=t_2 \sim t_0$  h は冷暖房停止中の時間である。図-7について記号を説明する。

- $V_N$  : 冷暖房停止時間における自然換気量,  $\text{m}^3/\text{h}$
- $V$  : 冷暖房時間中の換気量,  $\text{m}^3/\text{h}$  (強制換気量と自然換気量の和)

しかし、いま

$p$  : 冷暖房時間中において室内にはいる外気量は空調和機にて取り入れる外気量と自然換気量の和であるが、これをそれぞれ一定とし、これの  $V \text{m}^3/\text{h}$  に対する割合を  $p \times 100\%$  とする。したがって空調機にはいる再循環空気量は  $(1-p)V \text{m}^3/\text{h}$  となる。

$E_1, E_2, E_3$  : それぞれの区間で空調機において加えられる熱量,  $\text{kcal/h}$  (冷却量の場合は負号となる, またこの場合  $E_3=0$ )

$\theta_0$  : 外気温度,  $^\circ\text{C}$  (空調機で取り入れられる外気, および自然換気で室内にはいる空気の温度はいずれもこの  $\theta_0^\circ\text{C}$  とする)

$H_1, H_2, H_3$  : それぞれの区間で換気を除いた熱源によって、室温を  $0^\circ\text{C}$  とした場合に室内空気に流入する熱量,  $\text{kcal/h}$

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$  : それぞれの区間における室温,  $^\circ\text{C}$

そして前節に準じ

$q_V$  : 換気量  $V \text{m}^3/\text{h}$  に対する熱容量,  $\text{kcal/h}^\circ\text{C}$  ( $q_V \approx 0.3 V$ )

$q_N$  : 換気量  $V_N \text{m}^3/\text{h}$  に対する熱容量,  $\text{kcal/h}^\circ\text{C}$  ( $q_N \approx 0.3 V_N$ )

以上において  $\theta_1(t), E_2(t), \theta_3(t)$  は未知量であり、これを求めることが本節の問題である。

本節においても問題を簡単にするため、室温  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  は連続的に変動するものとし、したがって  $H_1, H_2, H_3, E_1$  および  $\theta_0$  には瞬間的 (インパルスの) 変動がないものとする。また指定量  $E_1$  ないし  $\theta_2$  のいずれか一方に未定常数1個を含ませ、(4)式の関係によってこの未定常数を決定するものとする。

また以上のすべての量は  $t=0 \sim t_0$  の間でそれぞれ定義され、その他の区間では(7)式と同様の関係で定義されるものとする。

さてこれらの諸量の定義によって方程式をつくるためには、さらに空調機における加熱量  $E_1, E_2 \text{kcal/h}$  および空調機で処理される外気のもつ熱量  $pq_V\theta_0 \text{kcal/h}$ 、再循環空気のもつ熱量  $(1-p)q_V\theta_0 \text{kcal/h}$  ( $\theta: \theta_1, \theta_2^\circ\text{C}$ ) と実際に室内に流入する熱量との関係を規定しなければならない。

普通行なわれている調和空気による周期的間欠冷暖房の方式においては、ダクトおよび空調機における熱容量、熱漏出入、流動空気の漏出入、および空調機を通過して室内に至るまでの取入れ外気、再循環空気および空調機出口空気の時間遅れは当然考えられる事項である。しかしここでは問題を簡単にするために、これらのすべてを無視するものと仮定する。

この仮定に基づきそれぞれの区間についてつぎの方程式を導く。

(i)  $0 < t < t_1$

$$Q \frac{d\theta_1}{dt} + q_V\theta_1 + W_0 = (1-p)q_V\theta_1 + pq_V\theta_0 + H_1 + E_1$$

この式の  $W_0$  は(2)式と同じである。これを变形して

$$Q \frac{d\theta_1}{dt} + pq_V\theta_1 + W_0 = pq_V\theta_0 + H_1 + E_1 \dots\dots\dots(120)$$

また同様に变形して

(ii)  $t_1 < t < t_2$

$$Q \frac{d\theta_2}{dt} + pq_V\theta_2 + W_0 = pq_V\theta_0 + H_2 + E_2 \dots\dots\dots(121)$$

(iii)  $t_2 < t < t_0$

$$Q \frac{d\theta_3}{dt} + q_N\theta_3 + W_0 = q_N\theta_0 + H_3 \dots\dots\dots(122)$$

さてここで指定量  $E_1 \text{kcal/h}$  の与えられ方に、これが時間  $t$  だけの関数であるか、あるいは時間  $t$  と室温  $\theta_1^\circ\text{C}$  との関数であるかの二つの場合がある。

実際の場合は当然後者の場合であり、さらにこの  $E_1$  の関数形を求めるためには、冷凍機、冷却塔、冷却水配管系統、あるいはボイラ、温水加熱器、蒸気配管系統また空調機、冷温水配管系統などの各設備の動特性 (さらに各設備の自動制御装置の動特性) とともに総合・連立して解かねばならないであろう。

しかしここでは 4.1  $E_1$  が時間  $t$  だけの関数の場合お

よび 4.2  $E_1$  が直接凝縮加熱あるいは直接膨張冷却で除湿の行なわれない場合に、冷媒温度が時間  $t$  の関数として指定される場合、の 2 例について述べる。

4.1  $E_1$  が時間  $t$  だけの関数として指定される場合

この場合は

$$E_1 = E_1(t) \dots\dots\dots (123)$$

として、指定される場合である。そして冷暖房時間中の (120), (121) 式をみれば、換気による流出入熱量の項は、 $pq_V \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$  の形でのみはいつている。すなわちこの場合の換気量は、空調機における取入れ外気量と室内空気にすきま風としてはいる外気量の和、 $pV \text{ m}^3/\text{h}$  だけに関係し、全体の換気量  $V \text{ m}^3/\text{h}$  には無関係となる。したがって空調機からの給気量  $\text{m}^3/\text{h}$  および給気温度  $^\circ\text{C}$  は未定常数を含む場合の  $E_1(t)$  として  $E_2(t)$  が決定されたあとで定めても差しつかえない。

さて(120), (121), (122) 式から 2 節におけると同様に流入熱量が指定された区間に対しては、周期的暖房の重み関数、室温が指定された区間に対しては(6)式の  $h(0)$  および周期的室温の重み関数を求める。そしてこのときの換気量はそれぞれの区間における換気量とする。ただし室温が指定された区間に対する  $h(0)$  および周期的室温の重み関数を求める際は、換気量を必ずしもこのように限定する必要はなく、任意量でよい。それは室温が指定されているので、(121)式の左辺の室温  $\theta_2$  の微分項、あるいは  $\theta_2$  の 1 次項は右辺に移項して、既知の流入熱量と考えてよいかからである。↗

$$\begin{aligned}
 f_1(t) = & \int_0^t \{pq_V\theta_0(\tau) + H_1(\tau) + E_1(\tau)\} \eta_{HV}(t-\tau) d\tau \\
 & + \int_t^{t_1} \{pq_V\theta_0(\tau) + H_1(\tau) + E_1(\tau)\} \eta_{HV}(t-\tau+t_0) d\tau \\
 & + \int_{t_1}^{t_2} \{pq_V\theta_0(\tau) + H_2(\tau)\} \eta_{HV}(t-\tau+t_0) d\tau \\
 & + \int_{t_2}^{t_0} \{q_N\theta_0(\tau) + H_3(\tau)\} \eta_{HV}(t-\tau+t_0) d\tau \dots\dots\dots (128)
 \end{aligned}$$

(ii)  $t_1 < t < t_2$

この区間では(6)式より  $E_2(t)$  を求める式をつくる。

$$\begin{aligned}
 E_2(t) = & f_2(t) + \int_0^{t_1} \theta_1(\tau) \eta_{\theta V}(t-\tau) d\tau \\
 & + \int_{t_2}^{t_0} \theta_3(\tau) \eta_{\theta V}(t-\tau+t_0) d\tau \dots\dots\dots (129)
 \end{aligned}$$

ここに  $f_2(t)$  は

$$f_2(t) = Q \frac{d\theta_2}{dt} + h_V(0)\theta_2(t) + \int_{t_1}^t \theta_2(\tau) \eta_{\theta V}(t-\tau) d\tau$$

↗(120)式から換気量  $pV \text{ m}^3/\text{h}$  の場合の周期的暖房の重み関数  $\eta_{HV}(t)$  を求める。これをつぎの  $m$  項で近似する。

$$\eta_{HV}(t) = \sum_{i=1}^m B_{Vi} e^{-\beta_V t} \dots\dots\dots (124)$$

同様に便宜上換気量を  $pV \text{ m}^3/\text{h}$  として、(121)式から周期的室温の重み関数  $\eta_{\theta V}(t)$ 、および  $h(0)$  を求める。

$$\eta_{\theta V}(t) = \sum_{k=1}^r C_{Vk} e^{-\gamma_V k t} \dots\dots\dots (125)$$

また(122)式から換気量  $V_N \text{ m}^3/\text{h}$  として周期的暖房の重み関数  $\eta_{HN}(t)$  を求める。

$$\eta_{HN}(t) = \sum_{j=1}^n B_{Nj} e^{-\beta_N j t} \dots\dots\dots (126)$$

そしてそれぞれの区間の重み関数を用いて方程式をつくる。

(i)  $0 < t < t_1$

この区間では(122)式をつぎのごとく書きかえ、室温  $\theta_1$  を求める式をつくる。

$$\begin{aligned}
 Q \frac{d\theta_3}{dt} + pq_V\theta_3 + W_0 = & (pq_V - q_N)\theta_3 + q_N\theta_0 + H_3 \\
 \text{しかるとき } \theta_1(t) \text{ は} \\
 \theta_1(t) = & f_1(t) + \int_{t_1}^{t_2} E_2(\tau) \eta_{HV}(t-\tau+t_0) d\tau \\
 & + (pq_V - q_N) \int_{t_2}^{t_0} \theta_3(\tau) \eta_{HV}(t-\tau+t_0) d\tau \dots\dots\dots (127)
 \end{aligned}$$

ただし

$$\begin{aligned}
 + \int_t^{t_2} \theta_2(\tau) \eta_{\theta V}(t-\tau+t_0) d\tau - pq_V\theta_0(t) - H_2(t) \\
 \dots\dots\dots (130)
 \end{aligned}$$

この式の  $h_V(0)$  は(125)式と同様に換気量を  $pV \text{ m}^3/\text{h}$  としたときの  $h(0)$  を表わす。

(iii)  $t_2 < t < t_0$

この区間では(120), (121)式をそれぞれつぎのごとく変形する。

$$Q \frac{d\theta_1}{dt} + q_N\theta_1 + W_0 = (q_N - pq_V)\theta_1 + pq_V\theta_0 + H_1 + E_1$$



$$Q \frac{d\theta_2}{dt} + q_N \theta_2 + W_0 = (q_N - pq_V) \theta_2 + pq_V \theta_0 + H_2 + E_2$$

しかるとき  $\theta_3(t)$  は

$$\theta_3(t) = f_3(t) + (q_N - pq_V) \int_0^{t_1} \theta_1(\tau) \eta_{HN}(t-\tau) d\tau + \int_{t_1}^{t_2} E_2(\tau) \eta_{HN}(t-\tau) d\tau \dots\dots\dots (131)$$

$$\begin{aligned} f_3(t) = & \int_0^{t_1} \{pq_V \theta_0(\tau) + H_1(\tau) + E_1(\tau)\} \eta_{HN}(t-\tau) d\tau \\ & + \int_{t_1}^{t_2} \{(q_N - pq_V) \theta_2(\tau) + pq_V \theta_0(\tau) + H_2(\tau)\} \eta_{HN}(t-\tau) d\tau \\ & + \int_{t_2}^t \{q_N \theta_0(\tau) + H_3(\tau)\} \eta_{HN}(t-\tau) d\tau \\ & + \int_t^{t_0} \{q_N \theta_0(\tau) + H_3(\tau)\} \eta_{HN}(t-\tau+t_0) d\tau \dots\dots\dots (132) \end{aligned}$$

結局 (127), (129), (131) 式を連立して解くことにより,  $\theta_1(t)$ ,  $E_2(t)$ ,  $\theta_3(t)$  を求める。  $\theta_1(t)$ ,  $\theta_3(t)$  をまず求めてみる。

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(t) &= f_1(t) + \sum_{\mu=1}^m A_{1\mu} e^{-\beta_V \mu t} \\ \theta_3(t) &= f_3(t) + \sum_{\nu=1}^n A_{3\nu} e^{-\beta_{N\nu} t} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (133)$$

とおき, この式と (125) 式を (129) 式に代入する。そしてこれらと (124) 式を (127) 式に代入し  $e^{-\beta_V \mu t}$  の各係数を等置する。

計算の結果

$$\left. \begin{aligned} 1f_{2i} &= \int_{t_1}^{t_2} f_2(t) e^{\beta_V i t} dt, & 1f_{3i} &= \int_{t_2}^{t_0} f_3(t) e^{\beta_V i t} dt & (i = 1, 2 \dots\dots m) \\ 2f_{1k} &= \int_0^{t_1} f_1(t) e^{\gamma_V k t} dt, & 2f_{3k} &= \int_{t_2}^{t_0} f_3(t) e^{\gamma_V k t} dt & (k = 1, 2 \dots\dots r) \\ 3f_{1j} &= \int_0^{t_1} f_1(t) e^{\beta_{Nj} t} dt, & 3f_{2j} &= \int_{t_1}^{t_2} f_2(t) e^{\beta_{Nj} t} dt & (j = 1, 2 \dots\dots n) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (134)$$

また

$$g_{1i} = 1f_{2i} - (q_N - pq_V) 1f_{3i} + \sum_{k=1}^r C_{V k} \frac{e^{(\beta_{Vi} - \gamma_{V k}) t_2} - e^{(\beta_{Vi} - \gamma_{V k}) t_1}}{\beta_{Vi} - \gamma_{V k}} \cdot (2f_{1k} + e^{-\gamma_{V k} t_0} \cdot 2f_{3k}) \dots\dots\dots (135)$$

$$\left. \begin{aligned} 11a_{i\mu} &= \sum_{k=1}^r C_{V k} \frac{e^{(\beta_{Vi} - \gamma_{V k}) t_2} - e^{(\beta_{Vi} - \gamma_{V k}) t_1}}{\beta_{Vi} - \gamma_{V k}} \cdot \frac{1 - e^{-(\beta_{V\mu} - \gamma_{V k}) t_1}}{\beta_{V\mu} - \gamma_{V k}} \\ 13a_{i\nu} &= \sum_{k=1}^r C_{V k} e^{-\gamma_{V k} t_0} \frac{e^{(\beta_{Vi} - \gamma_{V k}) t_2} - e^{(\beta_{Vi} - \gamma_{V k}) t_1}}{\beta_{Vi} - \gamma_{V k}} \cdot \frac{e^{-(\beta_{N\nu} - \gamma_{V k}) t_2} - e^{-(\beta_{N\nu} - \gamma_{V k}) t_0}}{\beta_{N\nu} - \gamma_{V k}} \\ & - (q_N - pq_V) \frac{e^{(\beta_{Vi} - \beta_{N\nu}) t_0} - e^{(\beta_{Vi} - \beta_{N\nu}) t_2}}{\beta_{Vi} - \beta_{N\nu}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (136)$$

とおけば

$$\frac{A_{1i}}{\beta_{Vi} e^{-\beta_{Vi} t_0}} = g_{1i} + \sum_{\mu=1}^m 11a_{i\mu} A_{1\mu} + \sum_{\nu=1}^n 13a_{i\nu} A_{3\nu} \quad (i = 1, 2 \dots\dots m) \dots\dots\dots (137)$$

また (131) 式に同様に代入すれば

$$g_{3j} = 3f_{2j} + (q_N - pq_V) 3f_{1j}$$

$$+ \sum_{k=1}^r C_{V k} \frac{e^{(\beta_{N j}-\gamma_{V k})t_2} - e^{(\beta_{N j}-\gamma_{V k})t_1}}{\beta_{N j}-\gamma_{V k}} \cdot ({}_2 f_{1k} + e^{-\gamma_{V k}t_0} \cdot {}_2 f_{3k}) \dots\dots\dots (138)$$

$$\left. \begin{aligned} {}_{31}a_{j\mu} &= \sum_{k=1}^r C_{V k} \frac{e^{(\beta_{N j}-\gamma_{V k})t_2} - e^{(\beta_{N j}-\gamma_{V k})t_1}}{\beta_{N j}-\gamma_{V k}} \cdot \frac{1 - e^{-(\beta_{V \mu}-\gamma_{V k})t_1}}{\beta_{V \mu}-\gamma_{V k}} + (q_N - p q_V) \frac{1 - e^{-(\beta_{V \mu}-\beta_{N j})t_1}}{\beta_{V \mu}-\beta_{N j}} \\ {}_{33}a_{j\nu} &= \sum_{k=1}^r C_{V k} e^{-\gamma_{V k}t_0} \frac{e^{(\beta_{N j}-\gamma_{V k})t_2} - e^{(\beta_{N j}-\gamma_{V k})t_1}}{\beta_{N j}-\gamma_{V k}} \cdot \frac{e^{-(\beta_{N \nu}-\gamma_{V k})t_2} - e^{-(\beta_{N \nu}-\gamma_{V k})t_0}}{\beta_{N \nu}-\gamma_{V k}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (139)$$

と置き、結局

$$\frac{A_{3j}}{B_{Nj}} = g_{3j} + \sum_{\mu=1}^m {}_{31}a_{j\mu} A_{1\mu} + \sum_{\nu=1}^n {}_{33}a_{j\nu} A_{3\nu} \quad (j = 1, 2, \dots, n) \dots\dots\dots (140)$$

をうる。

よって(137)式の  $m$  個、(140)式の  $n$  個の合計  $m+n$  個の一次代数方程式を解けば、未知数  $A_{1\mu} (\mu=1, 2, \dots, m)$   $A_{3\nu} (\nu=1, 2, \dots, n)$  の合計  $m+n$  個を求めることができる。

これを(133)式に代入して  $\theta_1(t)$ 、 $\theta_3(t)$  が求められ、また  $E_2(t)$  は(129)式から求めることができる。

#### 4.2 $E_1$ が直接凝縮加熱または除湿のない直接膨張冷却で冷媒温度が時間 $t$ の関数として指定される場合

この場合は  $E_1$  が(123)式のごとく時間  $t$  だけの関数とはならず、室温  $\theta$  の関数となる。

$\theta_{M1}(t) : t=0 \sim t_1$  の間の冷媒温度、 $^{\circ}\text{C}$

$\kappa$  : 直膨クーラあるいはヒータの総括伝熱係数 (その定義は下式で示されるとする), kcal/h $^{\circ}\text{C}$

とすれば

ヒータ・クーラの入口温度  $\equiv (1-p)\theta_1 + p\theta_0$   $^{\circ}\text{C}$

ヒータ・クーラの出口温度  $\equiv \frac{E_1}{q_V} + (1-p)\theta_1 + p\theta_0$   $^{\circ}\text{C}$

したがって

$$E_1 = \kappa \left[ \theta_{M1} - \frac{1}{2} \left\{ \frac{E_1}{q_V} + 2(1-p)\theta_1 + 2p\theta_0 \right\} \right]$$

これより

$$E_1 = R q_V \{ \theta_{M1}(t) - (1-p)\theta_1 - p\theta_0 \} \dots\dots\dots (141)$$

ここに  $R$  は

$$R = \frac{1}{\frac{1}{2} + \frac{q_V}{\kappa}} \dots\dots\dots (142)$$

(141)式を(120)式に代入すれば

(i)  $0 < t < t_1$

$$\begin{aligned} Q \frac{d\theta_1}{dt} + \{1 - (1-R)(1-p)\} q_V \theta_1 + W_0 \\ = H_1 + (1-R) p q_V \theta_0 + R q_V \theta_{M1} \dots\dots\dots (143) \end{aligned}$$

また(121)式に対しては同様に、

(ii)  $t_1 < t < t_2$

$$Q \frac{d\theta_2}{dt} + \{1 - (1-R)(1-p)\} q_V \theta_2 + W_0$$

$$= H_2 + (1-R) p q_V \theta_0 + R q_V \theta_{M2} \dots\dots\dots (144)$$

(iii)  $t_2 < t < t_0$

この区間は冷暖房停止の時間であり、(122)式と全く同様である。もう一度書けば

$$Q \frac{d\theta_3}{dt} + q_N \theta_3 + W_0 = q_N \theta_0 + H_3 \dots\dots\dots (145)$$

(143)式の  $\theta_{M1}(t)$  は予熱・予冷区間の冷媒温度で指定量であり、(144)式の  $\theta_{M2}(t)$  は室温指定の区間の冷媒温度で未知量である。

$\theta_{M1}(t)$  の指定関数の一例としては

$$\theta_{M1}(t) = \theta_{M1}(t_1) - C(t_1 - t)^N \dots\dots\dots (146)$$

$N > 1$

$C > 0$  : 暖房

$C < 0$  : 冷房

が考えられる。この場合  $\theta_{M1}(t_1)$ 、 $C$  の2個を未定常数として、(4)式の関係：

$$\left. \begin{aligned} \theta_1(t_1) &= \theta_2(t_1) \\ \text{および} \\ \theta_{M1}(t_1) &= \theta_{M2}(t_1) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (147)$$

によって  $\theta_{M1}(t_1)$ 、 $C$  を定めてもよい。

(143)、(144)、(145)式を連立して解く方法は、4.1と全く同様で、(124)、(125)式の重み関数は、換気量を  $pV$   $\text{m}^3/\text{h}$  として求めたが、この場合は換気量を  $\{1 - (1-R)(1-p)\}V$   $\text{m}^3/\text{h}$  として求める。また4.1の  $E_2(t)$  kcal/h は  $R q_V \theta_{M2}(t)$  kcal/h の形となり、また(128)、(130)、(132)式の  $f_1(t)$ 、 $f_2(t)$ 、 $f_3(t)$  の形に多少の変動がある。詳細は同様の式のら列となるので省略する。

【例3】 周期的間欠空調和の例題として、例1,2と同一室寸法の場合の、図-8の条件について解く。

すなわち、4.1で  $E_1(t) = E_1 = \text{一定}$  とし、 $E_1$  は未定常数とする。冷暖房時間中の給気量  $V$   $\text{m}^3/\text{h}$  による換気回数を約6回/h、空調機における取入れ外気量を約その1/3として、結局この時間中の取入れ外気量とすきま風による外気量の和を、2回/hの換気量とする。

$$p q_V = 0.3 \text{ kcal/m}^3 \text{ }^{\circ}\text{C} \times 2 \text{ 回/h} \times 210 \text{ m}^3 = 126 \text{ kcal/h}^{\circ}\text{C}$$

210 m<sup>3</sup> は室容積で、例 1 と同じ。以下例 1 に準じ(例 1 の  $qNV$  は  $pq_V$  と同じ。)

$$C_0 = F_W U_W + F_G U_G + pq_V = 276 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$$

$$h_V(0) = h_i F_W + h_i F_p + F_G U_G + pq_V = 1918 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$$

$$K = F_G U_G + pq_V = 198 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$$

よって換気回数 2 回/h の場合の暖房の重み関数を、はじめの 2 項まで正確に求めれば、

$$\varphi_{HV}(t) = 0.000095240 e^{-0.030653 t} + 0.0000037966 e^{-0.26347 t} + \dots$$

これを例 1 と同様に合成して 1 項とし、2 項までで近似すれば、

$$\varphi_{HV}(t) = 0.00009904 e^{-0.03173 t} + 0.01503 e^{-29.949 t} \dots (148)$$

したがって周期的暖房の重み関数は

$$\eta_{HV}(t) = 0.0001858 e^{-0.03173 t} + 0.01503 e^{-29.949 t} \dots (149)$$

となる。

このとき周期的室温の重み関数の方は例 1 (71)式と全く同じで

$$\eta_{\theta V}(t) = -260.2878 e^{-0.18614 t} - 1806.2831 e^{-6.955 t} \dots (150)$$

また  $t = t_2 \sim t_0$  の間の冷暖房停止時間中の自然換気による換気回数は 1/2 回/h とし、したがってこの場合の周

期的暖房の重み関数は(64)式と同じで

$$\eta_{HN}(t) = 0.0002698 e^{-0.02208 t} + 0.01502 e^{-31.13 t} \dots (151)$$

またこのとき換気量の熱容量：

$$q_N = 31.5 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$$

以上の準備により図-8の冷房の問題を解く。

$t = 0 \sim 1.5$  h(9:30) は予冷の時間とし、空調機における加熱量  $E_1$  (冷却量は負号) は一定で未定常数とする。 $t = 1.5$ (9:30)~10(18:00) では室温指定の時間であり、 $\theta_2 = 25^\circ\text{C}$ 。また  $t = 10$ (18:00)~24(8:00)は冷房停止の時間であり、 $\theta_3(t)$  は未知量である。

まず  $H_1(t)$ ,  $H_2(t)$ ,  $H_3(t)$  を求める。外気温  $\theta_0$  を

$$\theta_0(t) = 30 + 5 \sin \frac{2\pi}{24} t \text{ } ^\circ\text{C} \dots (152)$$

とし、 $t = 6$ (14:00) で  $35^\circ\text{C}$  の最高、 $t = 18$ (2:00) で  $25^\circ\text{C}$  の最低温度をとるものとする。日射はこの例では無視するものとする。

a 在室人員、照明によるもの： $t = 1.5 \sim 10$

例 2 に準じ 2400 kcal/h。

b 外壁によるもの： $t = 0 \sim 24$

$$F_W U_W \left\{ 30 + 5 \lambda_W \sin \left( \frac{\pi}{12} t - \phi_W \right) \right\} = 2340 + 275.316 \sin \left( \frac{\pi}{12} t - 1.069 \right) \text{ kcal/h}$$

c ガラスによるもの： $t = 0 \sim 24$

$$F_G U_G \theta_0 = 2160 + 360 \sin \frac{\pi}{12} t \text{ kcal/h}$$

しかるとき

$$H_1(t) = b + c, H_2(t) = a + b + c, H_3(t) = b + c$$

よって(128), (130), (132)式により

$$f_1(t) = (30 + 0.003623 E_1) - (3.2968 + 0.002988 E_1) e^{-0.03173 t} - (1.4207 + 0.0005019 E_1) e^{-29.949 t} + 0.150598 \sin \left( \frac{\pi}{12} t - 1.069 \right) - 0.103853 \cos \left( \frac{\pi}{12} t - 1.069 \right) + 0.541532 \sin \frac{\pi}{12} t - 0.373442 \cos \frac{\pi}{12} t$$

$$f_2(t) = -3779.895 + 43637.174 e^{-0.18614 t} + 6492.75 e^{-6.955(t-1.5)} - 275.316 \sin \left( \frac{\pi}{12} t - 1.069 \right) - 990 \sin \frac{\pi}{12} t$$

$$f_3(t) = 30 + (9.687892 + 0.0004115 E_1) e^{-0.02208 t} + 1.501601 e^{-31.13(t-10)} + 0.142602 \sin \left( \frac{\pi}{12} t - 1.069 \right) - 0.117005 \cos \left( \frac{\pi}{12} t - 1.069 \right) + 0.268044 \sin \frac{\pi}{12} t - 0.219929 \cos \frac{\pi}{12} t$$

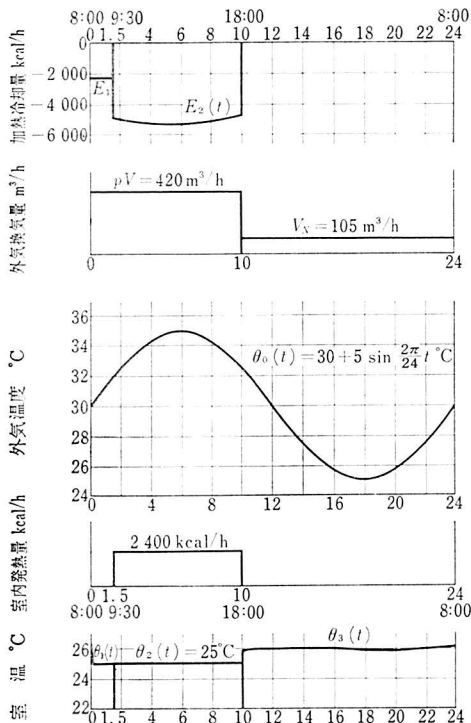


図-8

これより(134)式を求めれば

$$\begin{aligned} 1f_{21} &= 116\,903.138\,572 \\ 1f_{22} &= 75.745\,846\,e^{29.949 \times 10} \\ 1f_{31} &= 836.278\,697 + 0.006\,793\,E_1 \\ 1f_{32} &= (1.179\,406 + 0.000\,008\,094\,E_1)e^{29.949 \times 24} \\ 2f_{11} &= 45.546\,172 + 0.001\,209\,E_1 \\ 2f_{12} &= (3.810\,693 + 0.000\,109\,408\,E_1)e^{6.955 \times 1.5} \\ 2f_{31} &= 15\,607.459 + 0.115\,695\,E_1 \\ 2f_{32} &= (5.076\,509 + 0.000\,034\,937\,E_1)e^{6.955 \times 24} \\ 3f_{11} &= 40.126\,082 + 0.001\,059\,E_1 \\ 3f_{12} &= (0.852\,376 + 0.000\,024\,770\,E_1)e^{31.15 \times 1.5} \\ 3f_{21} &= 112\,149.287\,197 \\ 3f_{22} &= 72.829\,138\,e^{31.13 \times 10} \end{aligned}$$

(135), (136), (138), (139)式を求めれば

$$\begin{aligned} g_{11} &= -24\,687.521 - 1.867\,051\,E_1 \\ g_{12} &= (111.453\,858 + 0.000\,764\,844\,E_1)e^{29.949 \times 24} \\ g_{31} &= -102\,267.259 - 2.495\,939\,E_1 \\ g_{32} &= (-220.970\,805 - 0.003\,317\,026\,E_1)e^{31.13 \times 10} \\ 11a_{11} &= -1\,687.263\,223 \\ 11a_{12} &= -32.835\,769 \\ 11a_{21} &= -2.294\,772\,e^{29.949 \times 10} \\ 11a_{22} &= -0.045\,678\,166\,e^{29.949 \times 10} \\ 13a_{11} &= -1\,593.783\,709 \\ 13a_{12} &= 1.841\,683\,361\,e^{-31.13 \times 10} \\ 13a_{21} &= 1.858\,782\,e^{29.949 \times 24} \\ 13a_{22} &= 0.000\,594\,493 \nearrow \end{aligned}$$

$$\theta_1(t) = 21.95 + 3.53 e^{-0.031\,73\,t} + 0.94 e^{-29.949\,t}$$

$$+ 0.15 \sin\left(\frac{\pi}{12}t - 1.069\right) - 0.10 \cos\left(\frac{\pi}{12}t - 1.069\right) + 0.54 \sin\frac{\pi}{12}t - 0.37 \cos\frac{\pi}{12}t \quad ^\circ\text{C}$$

$$\theta_3(t) = 30.0 - 5.68 e^{-0.022\,08\,t} - 0.80 e^{-31.13(t-10)}$$

$$+ 0.14 \sin\left(\frac{\pi}{12}t - 1.069\right) - 0.12 \cos\left(\frac{\pi}{12}t - 1.069\right) + 0.27 \sin\frac{\pi}{12}t - 0.22 \cos\frac{\pi}{12}t \quad ^\circ\text{C}$$

をうる。これを(129)式に代入して

$$\begin{aligned} E_2(t) &= -3\,779.895 - 1\,004.223\,e^{-0.186\,14(t-1.5)} \\ &+ 12.141\,e^{-6.955(t-1.5)} - 1\,122.427 \sin\frac{\pi}{12}t \\ &+ 24.370 \cos\frac{\pi}{12}t \quad \text{kcal/h} \end{aligned}$$

以上の  $E_1$ ,  $E_2(t)$ ,  $\theta_1(t)$ ,  $\theta_3(t)$  を用いて図にしたものが 図-8 である。

いま試みに(120), (121), (122)式より  $\theta_2(t)$  を求める式、

$$\begin{aligned} \theta_2(t) &= \int_0^{t_1} \{pq_V\theta_0(\tau) + H_1(\tau) + E_1(\tau)\} \eta_{HV}(t-\tau) d\tau \\ &+ \int_{t_1}^t \{pq_V\theta_0(\tau) + H_2(\tau) + E_2(\tau)\} \eta_{HV}(t-\tau) d\tau \end{aligned}$$

$$\nearrow 31a_{11} = -1\,751.782\,950$$

$$31a_{12} = -34.501\,354$$

$$31a_{21} = -2.207\,189\,506\,e^{31.13 \times 10}$$

$$31a_{22} = -0.043\,934\,784\,e^{31.13 \times 10}$$

$$33a_{11} = -3\,010.507\,074$$

$$33a_{12} = -2.225\,823\,442\,e^{-31.13 \times 10}$$

$$33a_{21} = -4.219\,912\,446\,e^{31.13 \times 10}$$

$$33a_{22} = -0.003\,120\,000$$

これより(137), (140)式の四元一次代数方程式を解けば

$$A_{11} = -0.035\,801\,363 - 0.000\,099\,622\,E_1$$

$$A_{12} = 1.249\,900 + 0.000\,001\,840\,2\,E_1$$

$$A_{31} = -59.960\,694 + 35.794\,192\,A_{12}$$

$$-0.000\,411\,476\,E_1$$

$$A_{32} = (-38\,484.822 + 7\,174.551\,873\,A_{11}$$

$$+ 30\,993.947\,A_{12} + 0.657\,685\,E_1)e^{31.13 \times 10}$$

よって(133)式に代入して  $\theta_1(t)$  を求め

$$\theta_1(1.5) = \theta_2(1.5) = 25^\circ\text{C}$$

の条件より  $E_1$  を求めれば

$$E_1 = -2\,222.916\, \text{kcal/h}$$

よってこれを前式に代入して

$$A_{11} = 0.185\,650$$

$$A_{12} = 1.245\,809$$

$$A_{31} = -14.453\,285$$

$$A_{32} = -2.298\,990\,e^{31.13 \times 10}$$

これを(133)式に代入して

$$+ \int_t^{t_2} \{pq_V\theta_0(\tau) + H_2(\tau) + E_2(\tau)\} \eta_{HV}(t-\tau$$

$$+ t_0) d\tau + \int_{t_2}^{t_0} \{(pq_V - q_N)\theta_3(\tau) + q_N\theta_0(\tau)$$

$$+ H_3(\tau)\} \eta_{HV}(t-\tau+t_0) d\tau$$

を導き、これにそれぞれ代入して数値計算を行なえば

$$\theta_2(t) = 25.0 - 0.66 e^{-0.031\,73(t-1.5)}$$

$$+ 0.14 e^{-0.186\,14(t-1.5)} + 0.01 e^{-6.955(t-1.5)}$$

$$+ 0.17 e^{-29.949(t-1.5)} \quad ^\circ\text{C}$$

となつてほぼ  $\theta_2(t) \doteq 25^\circ\text{C}$  をうる。

また室温を  $25^\circ\text{C}$  一定として、24時間連続冷房をした場合の空調機での冷却量は 図-9 のようになる。したがって 図-8, 9 を比較すれば最大冷却量は周期的間欠冷房

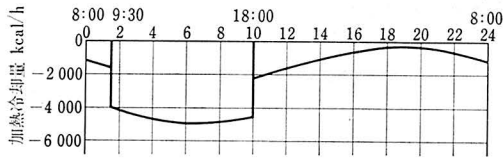


図-9

において約10%の増大となる。

### 5 結 言

周期的間欠直接冷暖房・強制換気および空気調和の問題を抽象化かつ一般化して定めた。そしてこれらの問題はいずれも第2種 Fredholm 積分連立方程式を解く問題に帰着させることができ、かつその縮退核による解法を用いて、これらの解析解を求める方法について述べた。

なお、本文の解法とそれぞれの例題を検討すれば、指定された各関数がたとえば常数や三角級数などで与えられる場合には、未知関数を適当に仮定して、いわゆる未定係数法によって、それぞれの問題の最初の連立方程式〔たとえば空気調和の場合には(120), (121), (122)の3式〕から直接、解析解を求めうる事が推定される。この方法についてはつぎの機会に報告したい。

なおこの研究には前田敏男教授の御懇切なご指導を賜りました。ここに厚く感謝の意を表します。

### 参 考 文 献

- 1) 前田敏男：日本建築学会論文報告集 昭31-9月 p.449
- 2) 長谷川房雄：日本建築学会論文報告集 昭36-6月 p.107
- 3) 前田敏男：日本建築学会論文報告集 昭35-10月 p. 45
- 4) 空気調和・衛生工学 第39巻第6号 p. 30
- 5) 前田敏男：“伝熱学” 建築学大系 8 彰国社 1955 p. 353
- 6) 長谷川房雄：日本建築学会論文報告集 昭35-2月 p. 91
- 7) 前田敏男：日本建築学会研究報告集 第24号1953 p. 281

(昭和 42. 1. 23 原稿受理)

## 学会誌バックナンバー

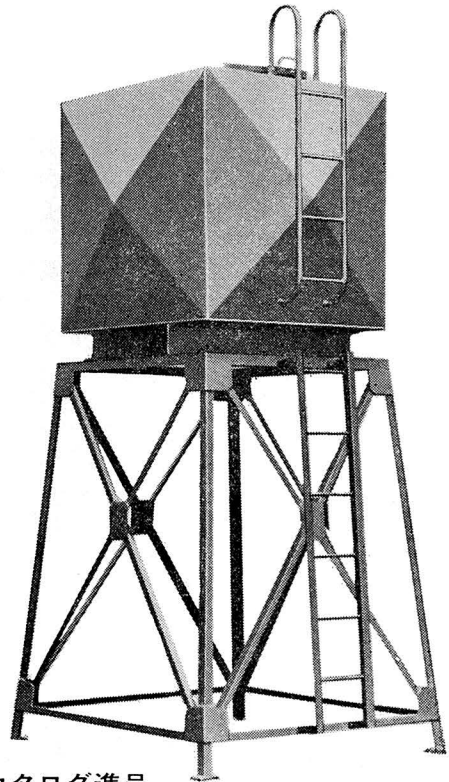
“空気調和・衛生工学” のバックナンバーはつぎの巻号がろっています。

- Vol. 37 (昭和 38 年) No. 2, 5, 11
- Vol. 38 (昭和 39 年) No. 9, 10, 11
- Vol. 39 (昭和 40 年) No. 3, 4, 5, 6, 7
- Vol. 40 (昭和 41 年) No. 3, 8, 10
- Vol. 41 (昭和 42 年) No. 1, 2, 3, 4, 5

定価 各冊 200 円

あなたのビルを一段と  
素晴らしくする。  
夜空にさえる銀色の星  
SILVER・STAR《シルバースター》  
これこそ鋼板製タンクの  
最高の魅力!!  
ユニークタンク EH-6型 につぐ  
EH-7型  
第2弾のヒット SILVER・STAR  
《シルバースター》  
鋼板製水槽タンク

意匠登録番号 No.237877



カタログ進呈

**EBISU エビス工業株式会社**

本社 東京都江東区深川新大橋3-16 ☎(633)5641(代)

ビル・工場のための  
**設備と管理**

8月号

200円

- 空調の問題点 (千代田ビルサービス) 石塚三之丞
- ビル用電気時計のメンテナンス (日本機器センター) 大沢 至
- ファンコイルユニットと誘引ユニット (大阪電気暖房) 桜井 明
- 空調設備の自動制御 (山武ハネウエル) 猪尾武達

- 座談会《設備管理の苦心を語る》その2
  - 空調・衛生設備の図面の見方・書き方 (須賀工業) 桜井光和
  - 病院設備の保守管理のあり方 (第一建築サービス) 矢野順一
  - これからの管理者 (人事院) 内田知二  
〔ある教訓〕 近代的ビル設備にも盲点 (安田火災海上) 飯塚 新
  - 〔歴史シリーズ〕 サッシの歴史 (三機工業) 斉藤祐義
  - 〔ビルメン常識〕 働きやすいユニホームとは (服飾評論家) 林 邦雄
  - 〔やさしい技術解説〕 シーケンス制御 (日本電気精器) 林口 治
- 管理コンサルタント / 受験コーナー / 設備の英語ABC / 職場の関係法規 / すぐ役立つ電気の常識
- 「設備と管理」データシート

実務に役立つ設計技術と生きたデータ

わかりやすい  
建築設計シリーズ

**空気調和の設計**

A 5判 270頁  
980円

第一企業株式会社 副社長 牧田 瑞雄  
第一企業株式会社 技術部長 東郷 健  
第一企業株式会社 設計課長 川添 栄一

主要目次

- 第1編 空気調和の設計  
1. 小規模事務所の空気調和 2. 大規模事務所の空気調和 3. テレビ放送局の空気調和 4. 公会堂の空気調和
- 第2編 設計資料  
I 計画 II 負荷 III ボイラ、ファン、ポンプ  
IV 冷凍機および熱交換器 V 配管およびダクト VI 音 VII 防振 VIII 法令

●本書の特長 本書は設計編と資料編とに分け、設計編は小規模事務所、大規模事務所など、実際の空気調和の設計の考え方、進め方、設計法を実際の数字によって具体的に記述し、資料編では生きた実務設計資料を豊富に収録し、本書一冊で空気調和の設計ができるよう意を用いた。

空気調和・衛生設備の  
やさしい知識

空気調和・衛生工学会 編

本書は初級および中級技術者ならびにビルや家を建てようとする素人のかたがたのために、第I編に空気調和設備について、第II編に衛生設備についての2編に分けて編集してある。

B 5判 232頁 1,400円 千90

空気調和・衛生設備の  
実務の知識

空気調和・衛生工学会 編

上記の姉妹編として、実際の設計までの実務の知識を第I編空気調和設備、第II編衛生設備、第III編関係法規についての3編に分けて編集してある。

B 5判 316頁 1,600円 千90

空気調和の自動制御

東洋キャリア(株) 高田 俱之  
高砂熱学工業(株) 船橋 明 共著  
三機工業(株) 小笠原 祥吾

建築設備技術者・建築設備関係の電気・機械技術者のために、空気調和とそれを自動制御するためのやり方、設計・選定法などについて平易に、また実例により实际的に解説。

A 5判 268頁 690円 千90



**オーム社**

東京都千代田区神田錦町3の1 / 振替東京20018 / 電話 (291)0912(代)



# 衛生設備における受水そうについて

前 島 健 記

米国における A.C.H.V. 誌に記載された受水そう(槽)についての考え方三編を全訳する。

## 1 受水そうを撤去してもよいか?

Can the Suction Tank Be Removed?

George R. Jerus

Senior Associate in Charge of Plumbing Design

Meyer, Strong & Jones

Consulting Engineers, New York

(A.C.H.V., March, 1965)

古い建物における空調設備のスペースは常にせますぎる。改造の際に施主および業者からもっともよく質問されることの一つは“受水そうを撤去してもよいか?”ということである。

その間に答える前にいくつかの要素を分析しなければならない。すなわち

- 1 その地方の法律や条例
- 2 受水そうへの引込み管の本数と管径
- 3 現在設置されているポンプの容量と特性

多くの都市においては水道本管に直結して揚水することは禁じられている。火災の際または給水本管に対して給水量が非常に大きい場合に、その区域の水圧を危険な程度にまで低下させるような過度の水量を引き込むことを防ぐためには、その意図はけっこうなことである。本管の水圧の低下は周囲の建物からの水の流水を生じ、公の給水の汚染をひきおこす可能性がある。

皮肉なことに、本管より直結して揚水することを禁じている都市が、その都市の要請によって設ける受水そうへ給水するのに、2本の6inの引込みを許していることがしばしばある。これらの引込み管は直結ポンプが本管から吸い込む能力をはるかにこえた流量を、受水そうへ給水する。このような場合には条例の意図は失敗に終わる。

たとえば、正常状態では本管の圧力が50 psigで、その内30 psigが摩擦によって損失され、しかも配管の相当長が500 ftの場合には、これらの引込み管は、それぞ

れ1100 gpm以上の水量を引き込むであろう。本管の圧力が30 psigに低下し、流量と摩擦損失が低下したとしても、なおこれらの引込み管はそれぞれ500 gpmずつ合計1000 gpm以上の水量を引き込む。

大部分の建物において、揚水ポンプの揚水量はこの値よりも少ない、それゆえ受水そうの水位は変わらず、水そうは有効に目的を果たさない。水そうに流量調整装置を設け、補給水量を制限する場合には、受水そうはその目的を果たすことができる。

それゆえ受水そうを撤去してもよいかどうかを判断するために最初にすべきことは、すべてのポンプを運転し受水そうの水位を観察することである。

水そうの水位に変動のない場合には、本管の圧力がそのテストを行なったときと同じかそれ以上の場合には、引込み管はすべての揚水ポンプの吸込み量をまかなえると確信できる。

既設引込み管がポンプ水量をまかなえることが確信できたら、つぎはポンプの特性を調べることである。ポンプが引込み管に直結される場合には、ポンプの吸込み側は本管の圧力をうけるからポンプの総揚程はかなり減る。揚程が減れば揚水量は増し、所要馬力は駆動モータの容量以上に大きくなり、既存のモータを大きなモータと取り替えなければ、モータが焼けるようなことになる可能性があり、そのような場合には起動器も取り替える必要を生じる場合もある。

モータの馬力を増す代わりにポンプの羽根を調制したり、ポンプの速度を減じたりまたはポンプ吐出し側に抵抗を入れて人工的な揚程を生じせしめるなどのことも可能である。いずれの場合にも変更は慎重に設計されなければならない。

図-1に示された場合を考えてみる。ポンプが受水そうから吸込んでいるときは102 ftの揚程で80 gpmを5 HPのモータで揚水している。このポンプが引込み管に直結され、46 ft揚程が少なくなると、ポンプは約310 gpmを揚水し7.5 HP以上を必要とする。

既存配管にこの増した水量を流すと、管内の流速が速



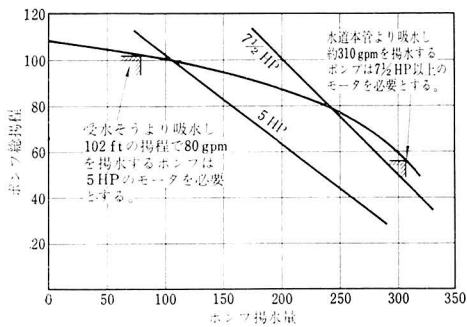


図-1 揚水ポンプが水道本管に直結された場合の必要馬力の増加の例

くなるため音や侵食作用といった他の問題が起こってくる可能性がある。古い亜鉛めっき鋼管では既存の腐食の沈殿物の侵食作用が起こり屋上水そうに多量の鉄を沈殿させる可能性がある。もし管材が鋼を含んでいると侵食作用は鋼を水そうの中に沈殿させ、衛生器具に緑色のよごれをつける可能性もある。いずれの場合にも過度の流速は震動を生じ騒音の原因となる。

ポンプを引込み管に直結する場合には引込み管が建物にはいったところに圧力スイッチをつけた方がよい。このスイッチをある下限圧力で働くようにしておき、その圧力になった場合にポンプを停止させ、それ以上に水道本管の圧力が低下することを防ぐ。このスイッチは最低圧力以上を保つために、1, 2 台または必要な台数を停止させるようにする。

## 2 衛生設備における受水そう

■A.C.H.V. 誌 1965年3月号に掲載された George R. Jerus 氏が“受水そうを撤去してよいか？”という文章ではじめた議論に対する寄稿二つをつぎにあげる。

■Cook 氏は水そうなし揚水方式を採用する場合には、受水そうは不必要であると断言する。彼は水道本管を保護する二つの方法を提案している。

■Steel 氏は衛生設備において受水そうを使用する理由について述べている。彼は設計者が受水そうを設けることに決定した場合の、屋上水そうのある建物の場合の受水そうの容量決定法を説明している。

### 2.1 水そうなし揚水方式において受水そうは不要である

Eliminate the Surge Tank in Tankless

Pumping Systems

Raymond C. Cook, P.E.

Partner, Cook-Sloan-Lowe Associates, Consulting Engineers, Miami Springs, Fla.

(A.C.H.V. July, 1966)

受水そうを必要とする Building Code の要求は、建物の揚水設備が水道本管に対して引込みすぎの状態を生じさせるという考えと、本管の圧力が低下している場合に揚水設備によりこれらの本管が損害を受けたり破損させられたりするという考えに基づいている。

いずれの考えも考え違いでありよい設計によって、この問題は容易に避けられるというのが私の意見である。水そうなし揚水方式においては、ブースタ・ポンプは建物の最高階における圧力を保つためにのみ使用されている。ポンプの必要揚水量は建物の計算された最大給水量によって決定され、器具単位計算によって決まるから、それは設計の際自然に決まる。私の経験ではこのようにして決められたポンプ揚水量は、通常実際の建物における最大使用水量の 100% 増しである。この設計基準を使用しつづけることは、万一装置に支障があっても安全側であるという事実によって正当化される。

使用水量に関しては、このことが意味することは 400 gpm のポンプ揚水量のある設備では、1 日を通じて 0 gpm から 200 gpm を使用していることになる。この形式の装置においては、ポンプの揚水量は装置の容量には無関係で建物の要求水量によって決まる。

それゆえ建物においてポンプ設備を使用することは、等しい要求水量をもって、しかもブースタ・ポンプを必要としない低い建物と同じ水量しか引き込まない。

つぎにあげる理由により、このような設備で受水そうを設けると、実際には設けない場合よりも多くの流量を引き込むことになる。

1 給水設備における経験的管径決定は、配管 100 ft につき 2~5 psi の圧力損失で建物の最大流量を流すのに十分な管径を必要とする。

2 受水そうを満たすために弁が開くと、その時々の本管の圧力によって決まる水量が本管から瞬時に流れ込む。

かくして建物の要求水量が最小の場合でも、流れ込んでくる水量は最大となることもあり得る。

本管の圧力が低下しているときに本管がこの装置によって損害を受けようという考えは正しいが、この問題はつぎにあげる二つの方法のいずれかによって容易に解決できる。

1 引込み管の止水せん(栓)とポンプサクシオンとの間に圧力スイッチを設け、本管の圧力が低くなった場合にはポンプを停止させるように設定することができる。よい設計では、ポンプ装置を保護するためにこの装置を必要とする。

2 上に述べた圧力スイッチを取り付ける位置から連続通気を取り、屋上まで立ち上げるかバキューム・ブ

レーカをつけるかすれば、この通気は本管を保護するという点については効果は得られるが、本管の圧力が低下して通気管の中の水が使用された場合には、装置の中に空気を引き込む。本管が保護されたとしても、ポンプ装置を保護するためには圧力スイッチを取り付けることはやはり必要であろう。

受水そうの利点と比べてこれら二つの方式の利点は、装置および運転の費用の減少のほかには沈殿物の滞積、虫類の侵入などが給水装置に起こらないということである。受水そうは適当に保守され清潔に保たないと、建物内の保健上の問題にもなりうる。

要約すれば、受水そうを使用することは保健の確立および水道本管の保護となるよりもむしろ、実際に保健上の問題を起こし、配水設備の圧力低下を増すことになるというのが私の意見である。

## 2.2 衛生設備における受水そうの設計と設置

Design and Installation of Suction Tanks in

Plumbing Systems

Alfred Steele

Chief Engineer, Jarcho Bros., Inc., and Instructor,

Plumbing Designers Training Program, N.Y.

(A.C.H.V., July, 1966)

サクション・タンクともサージ・タンクとも呼ばれる受水そうの設計はあいまいである。受水そうの機能および設置については、衛生設備の設計のテキストにも“受水そうの必要性和大きさの決定は経験による”という古い安全なものとしてごまかされている。

受水そうの目的を調べるなら、根本的技術原理が適用され、合理的な研究によれば、受水そうについての“経験”のない設計者に対するすべての必要な解答が得られるということがわかる。

受水そうは屋上水そうと同様に非圧力容器にすぎず、水道本管から給水される。図示のごとく揚水ポンプは受水そうから吸い込んで揚水する。受水そうを設けなければならない理由は三つある。

1 大容量のポンプが本管に直結されると、本管の適当な供給能力を超過して水が本管から引かれるおそれがある。要求水量が本管の圧力を低下させるほど大きくて、本管にそった他の使用者に対する給水を横取りしたり、さらに消火能力を妨げることもありうる。水道本管の管径および能力が、公共配水設備に課せられたすべての要求およびその建物の最大要求量を満たすことができない程度である場合には、受水そうを使用しなければならない。

2 屋上水そうによってまかなわれる平常の貯水量に加えて緊急用の貯水が必要な場合には、受水そうを設

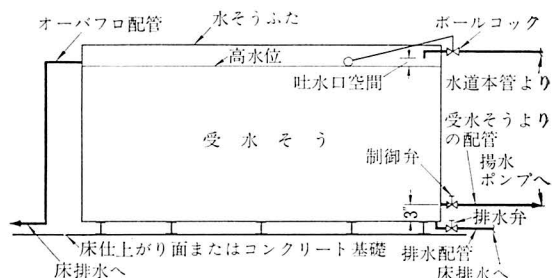


図-2 受水そう回りの配管

置しなければならない。水道本管の断水のあったような地方におけるあらゆる建物および緊急用の貯水が望ましい病院または製造工場のような特殊な建物などがこのようなケースである。

3 建物の給水設備から汚染される危険のあるような場合には、明らかに受水そうが設置されなければならない。受水そうは建物内の汚染物をため、有害なものが水道本管にはいり、市全体にひろがるのを防ぐ。オーストラリアにおいては、受水そうは“break” tank (絶縁水そう)と呼ばれていて、その名はその地方における受水そうの設置目的をはっきりと示している。注意すべきことは図示のごとく、水源と建物の給水設備との間に直接の接続のないように、給水管と受水そうとは吐水口空間を保ってなければならない。

以上の目安に基づいて、受水そうが必要であるかもしくはあった方が望ましいかを衛生設備設計者は決定すればよい。

受水そうの設計は揚水ポンプ(屋上水そうを満たすポンプ)および屋上水そうの設計に関係があり、これらに支配される。屋上水そうは揚水ポンプ容量の約30倍の容量で設計されるべきであろう。屋上水そうの容量が小さければ小さいほど、揚水ポンプの運転回数(1時間あたりの回数)は多くなる。ポンプの運転回数は設計によって変わる。受水そう最小容量は、受水そうから揚水される水量と1回のポンプ運転の間に水道本管から受水そうに供給される水量との差である。

500 gpm の容量の揚水ポンプ、15 000 gal の容量の屋上水そうを有しており、水道本管からの供給水量が200 gpm に制限される建物を仮定しよう。屋上水そうの水位が10 000 gal 減水したときに屋上水そうの液面制御器が揚水ポンプを起動させるようになっていれば、揚水ポンプは1時間ごとに20分間運転することになる\*。

設計の順序：受水そう最小容量は、受水そうから揚水

\* 訳者注 揚水ポンプが揚水している間に屋上水そうから出ていく水量を考慮していないし、いかなる場合にも1時間の10 000 gal の水量が消費されるとは限らないので、本文は必ずしも正しくないと考えられる。

される水量と1回のポンプ運転の間に水道本管から受水そうへはいつてくる水量との差である。

ポンプ運転20分間には

$$20 \text{ min} \times 500 \text{ gpm} = 10\,000 \text{ gal} \text{ (揚水される水量)}$$

$$20 \text{ min} \times 200 \text{ gpm} = 4\,000 \text{ gal} \text{ (はいつてくる水量)}$$

理論上の受水そう最小容量は

$$10\,000 - 4\,000 = 6\,000 \text{ gal}$$

6,000 galの容量の受水そうを設ければ20分間の終わりには受水そうは全くからになってしまうが、揚水ポンプの運転しない40分間には水道本管は

$$200 \text{ gpm} \times 40 \text{ min} = 8\,000 \text{ gal}$$

の水量を供給する。

この量はつぎに揚水ポンプが運転するまでに受水そうを満たすのに十分以上の水量である。もちろん設計者はポンプ運転によっていつも受水そうがからになっていることを望まないであろうから、6,500 galを受水そう最小容量とすることになる。

6,500 gal以上の緊急用の貯水量が望まなければ、必要に応じて受水そう容量をふやせばよい。受水そう最大容量は、緊急用に欲する貯水量および受水そうに使用できるスペースの限定とによって決まるであろう。

ニューヨーク市においては揚水ポンプの吸込み管が4 in 以上の場合には受水そうをつけることを要求されるということは興味深い。100 gpmの水量を吸込む4 inの吸込み管のポンプを選ぶこともできるし、500 gpmの水量を吸い込む4 inの吸込み管のポンプも選ぶことができるから、この要求は意味のないものである。もちろんそれらのポンプの揚程と馬力は異なる。水道本管の管径に応じて、引き込む最大水量の割合を限定する方がずっと实际的である。そうすれば全配水設備を通じ正常な最大予想給水量の割合のもとに適当な容量と圧力を保持することができるように公共配水設備を設計することができる。

(昭和42.2.22 原稿受理)

## 蒸発性気体排気立て管の設計に應用される

### “雨—風”の關係

#### Selected Rain-Wind Relations Applicable to Stack Design

Stanley A. Changnon, Jr.

(H.P.A.C., March, 1966)

泉 忠 之 抄 訳

米国内の天候的に異なった地域の3都市に対する風雨記録の相互關係は、防雨形の蒸発性気体排気立て管の設計に際して、必要な資料および解析的な近似値を示す。

Correlation of wind and rain data for three cities representing different climatic zones of the United States indicate the type of data and analytical approaches required in the design of rainproof fume exhaust stacks.

“雨と風”は蒸発性気体排気立て管に対して防雨装置の設計をする場合のキー・パラメータである。

最近になってはじめて、瞬間的な降雨状態と風の状態のデータが詳細にわたって集められるようになったが、残念ながらこれらのデータは降雨中の風の状態および性質を解析し、表示するまでにはいたっていない。この論文の目的は一般的な地方を選んで短期間の激しい降雨状態を調べ、さらに重要な風雨データを図解して示すことである。数年にわたって、1時間における降雨状態の変化の詳細データが集められ、それらのデータはただちに

多くの地方において利用されている。同時に1時間における風の方向および速度のデータが集められたが、瞬間的な雨と風との關係は利用されるまでにはいたっていない。

“雨—風”關係に対する指針を必要とすることは、蒸発性気体排気立て管の設計にあたって長い間認められ、問題とされてきたところである。一般に降雨が激しいときに雨を吹き飛ばす風が最も重要である。この論文で“雨—風”關係を示したデータは、1時間または1時間未満の間に、比較的高い割合で雨が降っているときの風の状態を基にした数値である。表わされる数値は、一般に方向および速度の変化に分類したひん(頻)度分布により示される。また風を伴った雨の傾斜角度および水平表面から雨のはね上がる高さのデータを示す。これら“雨—風”關係を表わすに際して、設計上重要な事項に、降雨分布の性質を時間的に区切ることがある。

風と雨のデータが一般に国際基準で決められている最

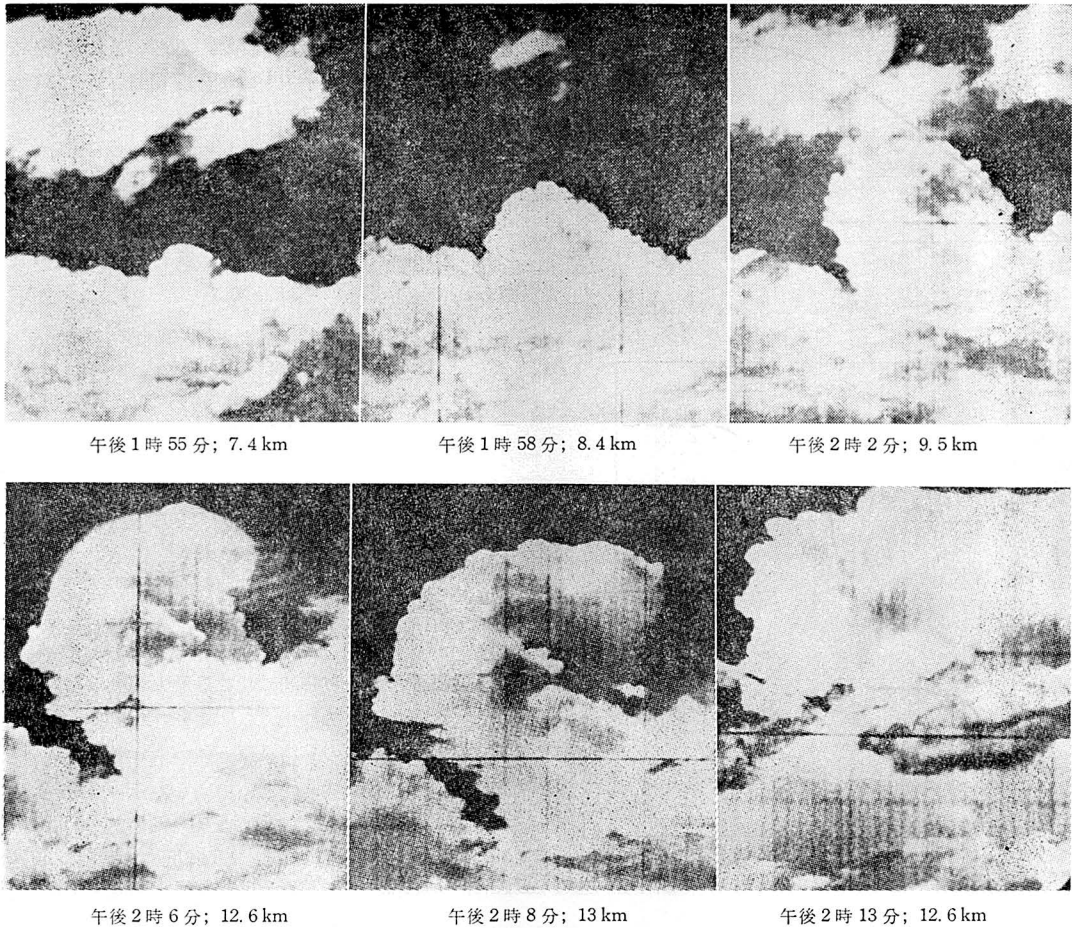


写真-1の説明：この一連の“雷雲を写した写真”は、パノラミックカメラ（1回転/min）で刻々に姿を成長させて変化する雲を撮影したものである。距離の数值は雲の頂の高度を示す。午後2時6分にとった写真は強い上昇気流により上部が曲げられつつあることを示している。

短期間は1時間である。ゆえに“雨—風”の統計的表示は、15分間隔よりも1時間間隔に基づいたものが多い。

異なった三地方のデータ——北西部、中西部および東海岸地方——に分けて、各地域のおよその天候変化を知るために選んだのがつぎに列記する都市である。

それらはワシントン州シアトル市、イリノイ州スプリングフィールド市およびUrbana市、およびノースカロライナ州ウィルミントン市である。

新しいデータの多くは、イリノイ州における調査研究から引きだされ、とくに1時間未満の期間の風雨状態のデータが多くだされた。イリノイ州の風雨データのほとんどは雷雨状態に関連しており、雷雨はロッキー山脈の東で風雨の発生が極端に大きくなった場合に多く影響されるので、イリノイ州におけるデータは、米国の大部分の天候状態になんらかの關係があるべきである。シアト

ル市におけるの風雨状態のデータは、ハリケーンおよび雷雨状態から得られる風雨關係の代表的な例の数值を示している。

#### 雨の仮配分

イリノイ州で行なつたある研究では、1952年より1953年に起こつた19の典型的雷雨において、降雨計で50回測定した降雨記録から、非常に短時間の激しい降雨度合についてのすぐれたデータが得られた。図-1はイリノイ州の雷雨データに基づいて作成した図であり、典型的な雷雨に対しての時間推移的な降雨量は非常に不均整な配分数値を示している。雷雨の期間では、総降雨量の80%が、総降雨時間の25%以内に降ることが注目される。イリノイ州におけるある一つの雷雨では、総降雨量25mm、継続時間が平均30分間であつたが、その5分間以内で、12.5mmの降雨量を示した。

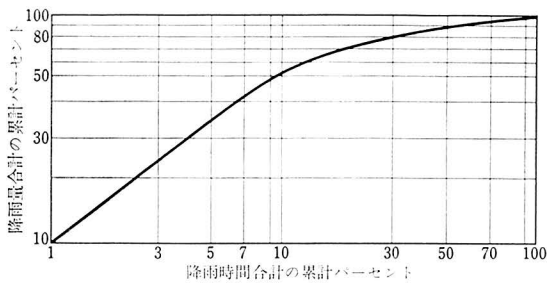


図-1 瞬間的降雨を図面に記入した場合の時間配分

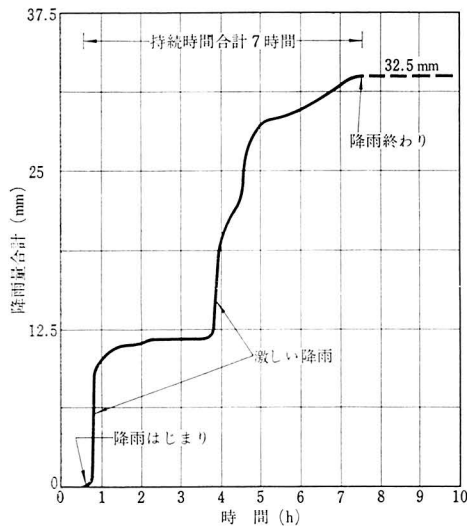


図-2 典型的な雷雨の図解

短期間の激しい降雨が、普通風の強風を伴い、この吹き荒れる風が大きな力で雨を水平線より低い角度で吹きつける。明らかに蒸発性気体排気立て管の設計に際しては、これらの降雨度合、ひん度、継続時間および関連する風速の数学的考察を基礎としなければならない。

図-2にはイリノイ州の典型的な雷雨を、継続時間の中で急激な降雨が何回か起こったものを平均化した降雨量状態を示す。典型的な雷雨は7時間続いたが、降雨量の80%(26 mm)はその1.6時間以内に降っている。最も激しい降雨は5分間ずつ異なった期間に起こり、雷雨の起きているほとんどの時間を通して軽い降雨があった。

スプリングフィールドにおいては、平均して1年間8時間12.5 mm以上の降雨が記録されている。ウィルミントンにおいては、12.5 mm以上の降雨は例年18時間記録されている。シアトルにおいては、1年間18時間、3.75 mm以上の降雨があった。計量できる量の降雨は、イリノイ州のある地域において、年間770時間以内である。

すなわち、12.5 mm以上の降雨を伴う8時間は非常に極端な現象で、総時間的降雨量数値の上側1%を示す。これを比較対照すると、1分間期間に対する総計の上側1%が3.25 mmに相当する。

#### 強雨時の風速

1時間12.5 mm未満の弱い雨の場合と、1時間12.5 mm以上の強い雨の場合について、1954年から1963年の間、Urbanaにおいて測定した風の状態を表-1に示す。

表-1 風の状態は1954年より1963年の間イリノイ州 Urbanaにおける軽い雨および強い雨に対して表を作成した。

	時間あたりの継続風速 km/h	最大突風の km/h
軽い降雨時間中の平均†	9.7	24.2
強い降雨時間中の平均‡	14.5	39.3
強い降雨時間中の最高‡	32.2	105
強い降雨時間中の最低‡	6.5	13

† 12.5 mm 未満, ‡ 12.5 mm 以上

一般に強雨中の数時間に起こる最大突風の平均値は、42 km/h (26 mph) であり、これは平均風速の3倍にあたる。弱い雨の場合の平均風速と強い雨の場合のそれとを比較すると、高い風速は弱い雨よりも強い雨の間に起こることを示している。この地方では風速40 km/h (25 mph) 以上の突風を伴う強雨は1年間に4時間、風速64 km/h (40 mph) をこえる突風を伴った強雨は1年に1時間起きている。風速40 km/hの突風を伴う強雨は、継続時間7時間のうち半分以上の4時間を要し、普通、雷雨季節中に起きている。

スプリングフィールド、ウィルミントンおよびシアトルにおいて、強雨時に風速の平均値を出したものを表-2

表-2 三つの地域に対する風速は強雨時間のものにして表を作成した。

域 地	時間あたり継続風速の平均 km/h	最大突風の平均 km/h
スプリングフィールド	19.3	58
ウィルミントン(非ハリケーン状態)	21	59.7
ウィルミントン(ハリケーン状態)	63	124
シアトル	16.1	48.4

に示す、シアトルおよびスプリングフィールドにおける最大の突風に対しては、実測がないので、この二つの地域に対しては、資料に基づいて推定計算した。スプリングフィールドにおける1956年より1963年の間の強雨70時間は、すべて雷雨が記録された日に起きている。ウィルミントンにおける強雨と風の時間は、ハリケーン天候と非ハリケーン天候に従って分類される。1954



年より1963年の間に強雨が183時間あったが、そのうちわずか17時間がハリケーン状態の期間であった。非ハリケーン状態の強雨時間の70%以上は雷雨があった日に起こっている。7回起こったハリケーンに伴う強雨の17時間に発生した風は、表-2に示す他のどのデータよりも大きい風速を記録した。ハリケーンに伴う風速の1時間あたりの平均速度は、非ハリケーン状態に比較して3倍の値を示している。最大突風の平均は124 km/hで1時間の降雨量が38 mmのときに瞬間最大風速188 km/hを記録した。

米国の大陸部では、強雨期間中起こる風の極端な風速はハリケーン中に記録される。ハリケーンが極端な風雨状態を伴う地方は、メキシコ湾に臨む諸州および大西洋岸に大きく制限される。24時間の降雨量を記録した国際地図によれば、熱帯性低気圧はアパラチヤ山脈の南側および東側に横たわる大部分の地域における天候状態によるものであることを示している。

シアトルにおいて、強雨時間中(シアトルにおいて0.4 mm)の時間あたりの平均風速は16 km/hで、その他の地方の平均にくらべてわずかに小さい。1956年より1963年の間、強雨の145時間中、わずか2%が雷雨時に起こっている。

Urbanaにおける“雨—風”関係の詳細資料は強雨期間を5分間隔に分析して、その間の雨量を0.75 mm (0.3 in)以上と定義した。5分間に0.75 mm以上の降雨は2年間に1度のひん度で発生している。表-3に示すように、強雨5分間における風速は36 km/hで、強雨1時間の速度よりも非常に大きい(表-1と比較すること)。5分間での最大持続速度の平均は71 km/hであ

る。

表-3 この風速は1954年より1963年の間イリノイ州 Urbanaにおいて、強雨5分間期(7.5 mmをこえるもの)に対してのものを表に作成してある。

		5分間期継続風速 km/h	最大突風 km/h
平	均	30.6	45
中	点	25.8	33.8
最	高	71	105
最	低	17.7	24.2

強雨時中の風向き

強雨時間中の風の資料から、風向は16方向に分類されてひん度分布を示し、速度の範囲は図-3に示すように、3段階に等級づけている。スプリングフィールドにおける風向きを考察すると、風のほとんどは南西の象限または北東の象限から吹いてくる。西南西から時計回りに南南東の方向および北東より北の方向が総数の66%に及んでいる。北東より高いひん度を示すものはほとんどない。図-3bに示すように、ウィルミントンにおけるハリケーン天候でない場合の強雨時間中に吹く風は南々東、南西、西および北の方向からである。その時間ごとの風の分布は、スプリングフィールドにおけるよりも安定している。図-3cに示すのは、ハリケーン状態におけるウィルミントンの風の方向である。過去10年間のうちで、延べ17時間にわたるこの例は、代表的な気象学の例を示し、またハリケーンにより構成される強風雨状態のある典型的な形を示している。南風がなく、北東風が顕著に表われるのがハリケーンの重要な特徴である。この17時間のうち最も高い平均1時間あたりの風速

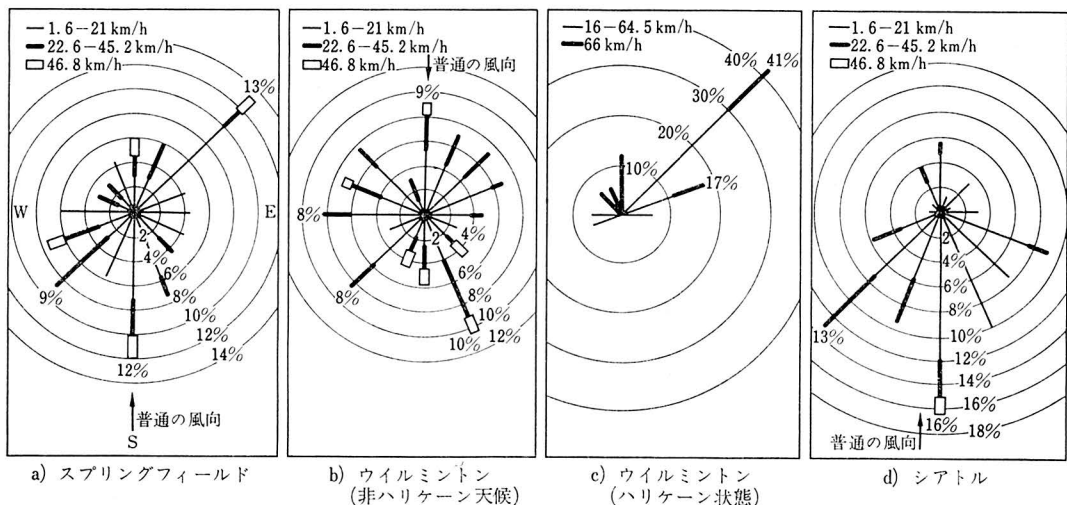


図-3 風の起こりぐあい：イリノイ州スプリングフィールド、ノースカロライナ州ウィルミントン、ワシントン州シアトルにおける強雨下の状態を示す。

は、連続して2時間、平均96.5 km/h(60 mile/h)が記録された。これは1958年9月27日“ヘレン台風”の通過のときに起こっている。図-3dはシアトルにおける風向きを示し、強風の際には南からの風が著しいことを示している。強風時間中を通じて、2/3は南西から時計回り西南西の6方向から吹く風である。21 km/h(13 mile/h)をこえる比較的速い風は、南の方位からのものが多い。

**強雨の傾向**

雨水立てといふ設計には、また雨が降る角度によって影響が異なる。この角度は、風速、付近の地形および造作に大きな関係がある。カリフォルニア州のデータによれば、継続時間が10分間でも12時間でも、一つの降雨(雷雨)に対しての角度は平均していることを示している。またイリノイ州のある測定では、傾斜角度は雷雨の最中に最大を示し、すべて最大の風速および突風により作られることが記録されている。これら二つの測定の結果、図-4に示す二つの曲線が表わされる。カリフォルニア州の資料に基づく雷雨の平均曲線を用いれば、平均風速5 km/hの雷雨に対しては平均角度15°の降雨であることがわかる。

イリノイ州において、雷雨中の平均風速に対する最大突風の割合は、平均風速が1.6~16 km/hの場合に3.5倍であり、平均風速が16 km/hをこえる場合には3.0倍である。たとえば平均風速が8 km/hの雷雨は、だいたい27~29 km/h(8 km×3.5倍)の突風があり、平均風速が19 km/hの雷雨は、だいたい57 km/h(19 km×3倍)の突風があると予測される。ゆえに平均風速19 km/hの雷雨中の降雨は、平均傾斜角度が33度になろう(図-4より)。またこの雷雨中に起こる可能性のある風速、57 km/hの突風により、強雨は45度の傾斜角度で降るだろう。

赤道付近の熱帯性気候であるウガンダでは20箇月間において、わずかに降雨の2%が、垂直より40度以上の傾斜角度に落ちる。イリノイ州においての測定では、例年平均降雨量の約3%が、40度以上の傾斜角度で降り、ウィルミントンにおいては、40度以上の傾斜角度での降雨は約8%であることを示している。

**雨のはねあがりの高さ**

水平面からの雨のはねあがりは、水平面上90 cm(3 ft)以上に達すると分散して霧になる。図-5は、さまざまな降雨状態および四つの異なった地表面に対するはねあがりの高さを示す。イリノイ州の資料では、1分間における降雨時間の総計の50%は、1時間あたり28 mm

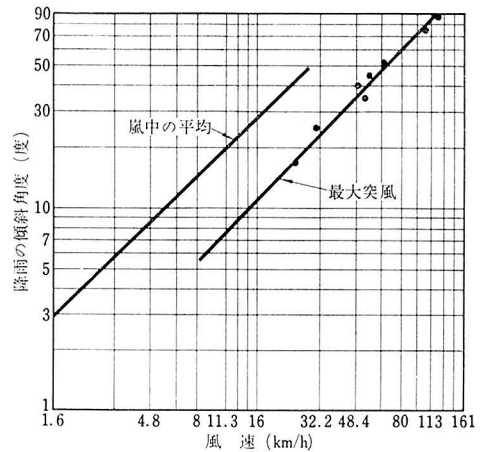


図-4 降雨の傾斜角度

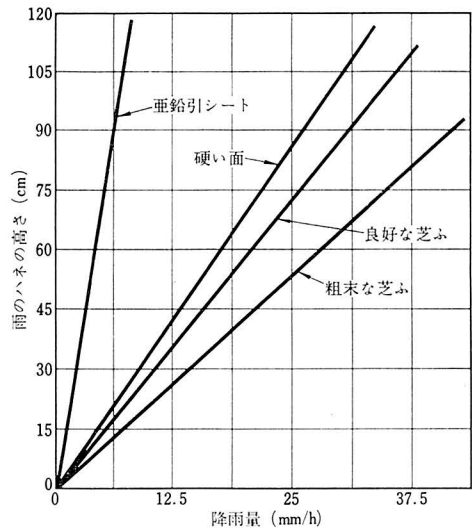


図-5 種々の異なった水平面に対して、雨のはねかえりの高さ

以上の降雨度に外そう(挿)法を行なうことができる。この割合は図-5に掲載する地表状態の一つを除いたものに対しては1 m以上のはねかえりをもたらすであろう。

**結 論**

強雨は

- 1) 大変短時間に……
- 2) 比較的高風速を伴い……
- 3) ほとんどあらゆる方向からの風がある。

中西部、北西部および大西洋海岸地方の資料を比較すると、地域的な相異が存在し、特に風向きのひん度に関して著しいことがわかる。

(昭和42.1.19 原稿受理)



# 味 と におい の 調 整

## Taste And Odor Control

E.J. Middlebrooks

(W. & S.W., November, 1965)

向 野 元 昭 抄訳

味とにおいは、おのおの四つの主要なグループに別れる。味は、甘、酸、苦、辛味からなり、においは、甘、酸、焦、獣臭よりなる。味とにおいは、互いに密接な関係にあるために、無限の味があるように見えるが、実際には、たった四つの主要な味があるだけである。臭覚が閉ざされると、いままでは味覚だと思っていた感覚が、実際には、かんだり、飲んだりすることによって引き起こされる臭覚であるということがわかる。

酸、辛、および甘味は、一般に水についての苦情のなかに出てこない。その理由は、これらの味が、低濃度では感知しにくいからである。しかるに、苦味は低濃度でも感じるので、給水装置において、水処理を行なう場合に問題になってくる。塩素処理は、少量の芳香族の物質を苦味をもった物質に変えてしまうので始末が悪い。

たった四つのおもなにおいしか取り上げないのは、意外に思われるかもしれないが、これらの要素の、無限の異なった濃度の組み合わせのあることを考えれば、種々のにおいの存在することも理解できる。物質がにおいを出す条件としてはつぎのものがあげられる。

- 1 揮発性
- 2 リポイド溶解性
- 3 不飽和のとき、より強く発生する性質

### 味とにおいの原因

そう(藻)類、腐敗しかけた植物、工場廃水などが一般に給水の味とにおいの原因となる。それらのそう類は、成長期に揮発性油を出し、死期に分解して、味とにおいの原因となる。Silveyは、味とにおいの原因の多くが、放線菌によるという報告をしている。またすべてのフェノール系の味やにおいの原因は、工場廃水だと考えられてきたが、植物や、家庭の下水も、かなりのフェノール系化合物を作り出している。バクテリアや原生動物も、水中での味やにおいの原因になっている。

Sigworthは、給水の味とにおいの原因と処理法をみつげるために、個々の給水施設の関係者を対象に、アンケートを出して、味とにおいの原因を、そう類、腐敗植物、工場廃水、その他に分類させ、処理方法とその成功率をたずねてみた。その結果、そう類が、最もおもな原

因であることがわかった。表-1は、その処理施設数である。

表-1 においの原因となるそう類

類 名	施設数	類 名	施設数
Diatomaceae	321	Chlorophyceae	114
Asterionella	102	Dictyosphaerium	6
Cyclotella	29	Eudorina	16
Diatoma	42	Cloecystis	9
Meridion	7	Hydrodictyon	5
Synedra	93	Nitella Flexilis	0
Tabellaria	48	Pandorina	17
Cyanophyceae	198	Staurastrum	26
Anabaena	91	Volvox	85
Alphanizomenon	52	Protozoa	205
Clathrocystis	12	Bursaria	0
Coelosphaerium	29	Ceratium	33
Cylindrospermum	5	Cryptomonas	6
Rivularia	9	Dinobryon	48
Fungi	26	Glanodinium	13
Beggiatoa	6	Mallomonas	23
Crenothrix	19	Peridinium	16
Sphaerotilis natans	1	Synura	66

Silvey 博士の、放線菌説も、アンケートに盛り込まれていたが、解答にはほとんど出てこない。これは放線菌が非常に小さく、透明な有機体なので、顕微鏡で検査するには、着色したり倍率を高くしたりしなければならぬので、ほとんどのところがその研究施設をもたなかったためである。

二番目に、味とにおいの原因になるのは、腐敗植物である。腐敗した木の葉、雑草類、たまり水の浸出、豪雨のときの流水、水底の沈殿物のかく(攪)乱などがこの分類にはいる。

工場廃液は、自然現象による場合よりも、味とにおいの原因にはなっていないが、濃度の高い汚染を起こす傾向がある。

“その他の原因”の項目で、一番多く指摘されたのは非常に濃度の高い時間帯のある、どろくさいにおいのする都市下水である。合成洗剤や、酪農場、魚類や、粘土

表-2 腐敗植物がにおいの原因となった事例

においの種類	施設数
Musty	69
Earthy	28
Woody	20
Moldy	17
Swampy	12
Grassy	9
Fishy	8
Wet Leaves	7

表-3 工場廃水がにおいの原因となった事例

廃水の種類	施設数
Phenol	38
Chemical	20
Petroleum Oil or Oil Refinery	18

のたい(堆)積物などは、あまり多くの原因にはなっていないかった。

#### においの測定法

臭気限界試験法は、特に装置もいらぬし、簡単にこなえる。臭気限界指数とは、無臭の水によって、かすかに感知できるところまで、希釈して行くに要する水量で表わす。測定の標準状態は、25°Cと60°Cである。

表-4 臭気限界指数

200 cc の中にある試料の量	指数
200	1
140	1.4
100	2
70	3
50	4
35	6
25	8
17	12
12	17
8.3	24
5.7	35
4	50
2.8	70
2	100
1.4	140
1.0	200

においの質や強さを調べることは、味とにおいの原因をつきとめるのに有効であるし、利用者の苦情を分析するのに役立つ。ただし、この方法は、十分な管理のもとに行なうべきである。試料の作成と分析を別々のグループで行なうと心理的影響を排除できる。

味とにおいの原因を、みつけ出すために、Robert A.

Taft 衛生工学センターでは、水の中の微量の有機成分を、活性炭で捕集し、有機溶剤で、抽出する技術を開発し、実行している。この方法は、直径3 in、長さ18 inの活性炭フィルタに、4000~5000 galの水を流す。そして、1回目にクロロホルム、2回目にアルコールにより抽出を行なう。こうして抽出した物質は、味とにおいを発する。においを発する物質は、大部分は、クロロホルムで、抽出されるようだ。ある種の化学物質は、1000 mileの間、いずれの変化もうけずに、河を流れたことが確かめられている。

においの研究と関連して用いられているこの方法は、継続したデータを提供し、においを起こしやすい物質の正体をつきとめるのに役立つだろう。

Sigworthの調査によれば、合衆国の、241にのぼるにおいの問題をかかえた施設のなかで、約82%が、においの測定を行なっている。そのうち、約31%が、においの強度テストを、約42%が、臭気限界テストを行なっている。

#### 味とにおいの予防法

そう類の繁殖を抑制することが、最も基本的な予防法である。まず、有機体を、顕微鏡により、識別し、算定する。標本は、貯水装置の、各箇所から取り出す。水深、日照、原水の供給などの種々の変化が、有機体の種類や数に驚くべき多様性を与えている。水温は詳細に観測する必要がある。生物学者はそう類および原生動物の限界水温は、41°, 50°, 59°, 68°, 77°Fであることを見いだした。限界水温をこえると、そう類は、活発に動きはじめる。水深の浅いところでは、温度変化は大きく、予期しない生物を生み出す。水温と生物の数と型を観察することによって、貯水池の処理を、いつ行なえばよいか分かる。

水処理に必要な硫酸銅の量は、水温、化学的性質および微生物の種類によってきまる。その量は、実測によってきめるのが一番よい。

表-5は、そう類を殺すに要する硫酸銅と、塩素の量を示す。

硫酸銅は、いろいろな方法で使用できる。連続供給方式の場合は、水が導管や導水こう(溝)を流れる途中で、

表-5 そう類を死滅させるに要する濃度

名称	CuSO <sub>4</sub> ppm	Cl <sub>2</sub> ppm
けいそう類	0.1~0.5	0.5~2.0
緑そう類	2.0~10.5	0.3~1.5
青緑そう類	0.1~0.5	0.5~1.1
鉄バクテリア	0.3~0.5	0.5
硫黄バクテリア	5.0	0.5
原生動物	0.1~2.0	0.3~1.0

直接に粉末または溶液として混入する。貯水池全体に混入する場合は、ボートでジグザグコースをとりながら投入する。硫酸銅のはいった袋を引っぱる方法、乾燥粉末をファンで散らす方法、ボートのスクレーの航跡のなかに投入する方法、溶液を水面にスプレーする方法などがある。

一般に塩素は、そう類を処理するためには、貯水池流入口で用いられる。

活性炭は、水中に太陽光線が、照射しないように用いられる。これはそう類の成長をさまたげる。この方法を“blackout”と呼んでいる。散布法は硫酸銅と似ている。1000 ft<sup>2</sup> あたり 0.2~0.5 ポンドの粉末活性炭が一般に用いられる。この処置は、日射のあるときだけ行なう。

#### 味とにおいに対する処理方法

一般に用いられる方法は、つぎに示すもののうち一つかまたはその組み合わせである。

- 1 エアレーション法
- 2 凝固法
- 3 塩素処理法
- 4 塩素酸化法
- 5 オゾン法
- 6 過マンガン酸カリ法
- 7 活性炭素法

#### エアレーション法

水は、ある限界以下に酸素が、不足すると、味に影響するが、これはエアレーションにより改善される。硫化水素および炭酸ガスも同様に減少させることができる。微生物による味とにおいの改善は、エアレーションによってほとんど不可能である。

水処理の必要性が季節的にある場合は、エアレーションを行なうよりも、活性炭、またはほかの処理法を用いたほうが安上がりである。しかしながら、ほかにも問題のある場合には、エアレーションをほかの方法と併用したほうが、安上がりである。いずれにしるエアレーションを行なうには、十分に水の特性を研究したうえでなければならない。

#### 凝 固 法

この方法を正しく適用すれば、味とにおいの調整のために併用したほかの方法を著しく改善する。味とにおいの調整を要する水は、たいていの場合、数種類の好ましくない物質を含んでいるものであるから、その処理法も、経済性を検討したうえで、一つの方法で行なうか、いくつかの方法を組み合わせるかを決定すべきである。

#### 塩素処理法

塩素処理法は遊離塩素ができてそれが保持できれば、非常に有効な処理法である。塩素は強い酸化剤で、多く

のにおいのある化合物を無臭にする。また、遊離塩素の存在のもとでは、ほとんどの微生物は生存できない。塩素は処理施設の種々の箇所を利用してされる。最もよい結果の期待できる使用箇所は、それぞれの施設により異なる。混合池において、他の化学薬品といっしょに用いると、全装置を通して、貯水池、フィルタなどにそうやバクテリアの成長することを妨げる。

遊離塩素を分配装置を通して維持しておく、味やにおいの原因になる微生物の集中発生が妨げる。分配装置全体に遊離塩素を保つことが無理ならば、その入口で再添加してやる方法が用いられる。

塩素はにおいを除くと同様にそれを強める。遊離塩素がないと、フェノールはクロロフェノールになる。

味とにおいの除去に十分な結果を得るために補助的な処理法がしばしば併用される。しかし、これは塩素による前処理を止めてよいということではない。塩素処理することによって、有効な消毒、凝固の促進、微生物の抑制などの利益がもたらされる。

#### 塩素酸化法

塩素酸化物は、通常水の処理施設で、塩素溶液と塩化ナトリウムを反応させて作る。液体塩素のない小規模の施設では、塩化ナトリウムと塩化水素、および無機酸から作る。これは非常に強い酸化力を持っていて、主として、フェノール系のにおいを抑制する。

#### オゾン法

オゾンは、ヨーロッパでは消毒剤として、また味とにおいの調整をするために用いられている。オゾンはフェノール化合物と反応しても味やにおいを発生しない。脱色作用や鉄やマンガンを沈殿させることもできる。

オゾンを作るには、空気を浄化し、圧縮し、冷却し、除湿する装置が必要である。浄化された空気はつぎに電気放電装置を通り、オゾンを発生する。オゾンの収量は、約 1% である。装置に金がかかるので、アメリカでは、あまりオゾン法は用いられていない。大規模な施設では 1 ポンドのオゾンを発生するのに約 10 kWh、小規模の場合には、12~15 kWh の電力を要する。

#### 過マンガン酸カリ法

過マンガン酸カリは味とにおいを調整するうえで、有効で経済的だとされてきた。多くの州や外国でも用いられてきた。

過マンガン酸カリを有効に用いるには、急速混合を行なってから沈殿池の 3/4 の点まで流れるのに、少なくとも 1 時間か、1 時間半かける必要がある。過マンガン酸カリは不溶性の沈殿物となって減少していく。沈殿物をとるために、フィルタが必要である。調整するのは視覚的に簡単である。過マンガン酸カリは、有機物を酸化

し、その特徴ある桃色を失っていくからである。沈殿池を見ていて、1/2から3/4を桃色に保つことによって調整する。

一般に、過マンガン酸カリは、低揚程ポンプか、急速混合池で加えられる。しかし、注入する場所は、水や装置の性格により決まる。使用量は、水のpHにも影響をうけるので、最適地点を選ぶ必要がある。

過マンガン酸カリ法の効果をみるには、試験管テストが行なわれる。それは装置の機能に準じなければならない。原水は前処理として、塩素を使ってはいけない。有機物の塩素化合物は、元の有機物よりにおいも強く酸化しにくく、取り除くのがむずかしくなるからである。

ある場合には、過マンガン酸カリは活性炭と併用すると、有効で経済的である。その場合には、さきに過マンガン酸カリを加えて、これがなくなったところに、活性炭を加えて味とにおいの除去をはかる。

過マンガン酸カリは、袋またはかん入りで入手でき、1 mgd 以上用いる施設では乾式供給装置が適当である。

### 活 性 炭

味とにおいは活性炭によって、いわゆる吸着という作用により除去できる。吸着作用とは、味やにおいをもつ物質が、活性炭の表面と接触して凝着することである。活性炭は非常に広範囲な素材からできるが、木材がおもな原料である。原料は、500°C以下の温度で炭化され、そのあと、800°C以上の温度でゆっくり活性化される。活性化するのは、空気、蒸気、塩化物、硫酸塩、リン酸塩、ホウ酸、硝酸、リン酸の作用による。吸着能力の比較は“フェノール値”によってなされる。“フェノール値”とは、100 ppbのフェノールを90%まで減少させるのに要する活性炭の量(mg/l)により表わす。この値は必ずしも特定の味とにおいの除去に用いた場合の活性炭の効果には比例しない。活性炭の吸着作用は、粉末活性炭の1 ft<sup>3</sup>が、約300 000 000 ft<sup>2</sup>の表面積をもつということからも、容易にわかるであろう。

活性炭は微粒子で、多孔質であるので、その粒子は、水中で拡散し、長時間浮遊する。このため、においを出す物質は、活性炭の表面に近づいて、ついには表面に吸いとられてしまうことになる。このあと、凝固させたり、沈殿させたり、ろ過したりして、不純物を一掃してしまう。

活性炭は不純物を取り除いてしまうのであって、それを無害なものに変えたり、おおいなくす効果はない。

活性炭は、乾燥した耐火建築物に貯蔵する。活性炭は炎がなくとも、燃え出すので、噴霧および炭酸ガス消火設備は必要である。

活性炭による吸着はpHが9.0より少ないとき、有効

である。というのは、アルカリ性物質は、においのある物質と反応して、しばしば、吸着しにくい塩を形成するからである。活性炭は、石灰やソーダ灰といっしょに投入してはいけない。

塩素化合物と活性炭は、乾燥状態で混合してはいけない。反応を起こして爆発する場合がある。この反応は水の中では起こらないので、同時に投入することはできるが、好ましくない。活性炭は塩素も吸着し、作用を相殺するので、15分ほどの間隔をあけて、適用することが望ましい。活性炭は、一般に、塩素処理前に用いられる。塩素化合物は吸着されにくいからである。活性炭は、塩素処理を要する有機物をも吸着するので、塩素量は減る。そのためのコストの低下分は、活性炭の費用に比べるとわずかであるが、確かに減ることは事実である。

活性炭の処法を決めるには、まず味のよい水を作る臭気限界を探る必要がある。これは、少なくとも4名の味とにおいの試験員でできるのがよい。原水は、まず、飲んでも差支えないように、塩素処理およびろ過される。つぎに塩素のにおいに影響されないように、塩素を取り除く。つぎに、この水は、4人の試験員が許容し得るところまで、無臭の水でうすめられる。これが味の限界と考えられる。臭気限界試験は、この溶液について行なう。

限界が決まったならば、活性炭を用いる前に、試料を採集する。その四つの試料に、それぞれ異なった処法の活性炭を処理施設と同様に加える。接触時間も、実在の施設の滞留時間にあわせる。試料をろ過し、その限界値を決め、また、原水の限界値も決める。その値を等分目盛りのグラフに図-1のようにプロットする。このカーブより、限界値を得るに必要な活性炭の所要量が求められる。

実際の施設における活性炭の作用の方が、小さな実験よりもまさっている。それゆえ、最初は実験室における所要量の半分を用いてみるとよい。これで一般には望ましい結果が得られるはずである。

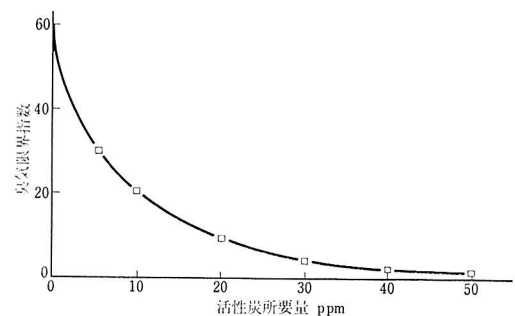


図-1

Sigworth の調査によると、種々の水処理法を用いた場合の成功の度も報告されている。

信頼できる解答をつぎの方法で分析した。全然効果がなかったり、また、ときによっては、においを強めたりした場合は、“No Success”の項に分類した。“Partial Success”の項には、

- a 完全処理のためには、二つ以上の方法の適用の必要な場合
- b においは減ったが、限界値まではいたらなかった場合
- c においが減ったり、ときによっては変わらなかったりする場合
- d においが減ったり、ときによっては強められたりする場合

が分類された。“Total Success”の項には、文字どおり

表-6 そう類によるもの 241のうち198件(82%)

処 理 法	比 率 (%)	効果の程度 (%)		
		Total	Partial	None
Aeration	23	11	53	36
Free-residual Chlorination	64	13	45	42
Super-and De-chlorination	15	24	41	35
Chlorine Dioxide	24	13	25	62
Activated Carbon	92	90	9	1

表-7 腐敗植物によるもの 241のうち162件(67%)

処 理 法	比 率 (%)	効果の程度 (%)		
		Total	Partial	None
Aeration	23	6	47	47
Free-residual Chlorination	66	16	43	41
Super-and De-chlorination	12	30	25	45
Chlorine Dioxide	26	14	19	67
Activated Carbon	93	92	7	1

成功した例が分類される。

オゾンと過マンガン酸カリは、この表には含まれない。というのは、データ不足で結論が出ないからである。表-6 から表-10 を検討すれば、活性炭により成功する例が多いことがわかる。ついでには種々の塩素処理法、つぎにエアレーションの順である。

表-8 工場廃水によるもの 241のうち92件(38%)

処 理 法	比 率 (%)	効果の程度 (%)		
		Total	Partial	None
Aeration	23	14	43	43
Free-residual Chlorination	67	19	36	45
Super-and De-chlorination	20	17	33	50
Chlorine Dioxide	58	49	25	26
Activated Carbon	89	68	28	4

表-9 その他の原因によるもの 241のうち55件(22%)

処 理 法	比 率 (%)	効果の程度 (%)		
		Total	Partial	None
Aeration	25	7	50	43
Free-residual Chlorination	71	28	31	41
Super-and De-chlorination	18	20	30	50
Chlorine Dioxide	38	14	10	76
Activated Carbon	98	87	9	4

表-10 合衆国における1163件の調査の集計

処 理 法	比 率 (%)	効果の程度 (%)		
		Total	Partial	None
Aeration	10	9	49	42
Free-residual Chlorination	29	17	41	42
Super-and De-chlorination	7	23	34	43
Chlorine Dioxide	14	25	21	54
Activated Carbon	40	86	12	2

(昭和42.2.22原稿受理)

暖房・冷房・換気・水道・衛生装置設計並施工

# 日本理装工業株式会社

本 社 東京都新宿区百人町式丁目四六番地 電話 東京 (369) 2266(代)~9  
 福岡出張所 福岡市渡辺通り五丁目式武街区3号 電話 (西) (76) 0612  
 神奈川出張所 横浜市保土谷区中希望ヶ丘73~1 電話 横浜 (92) 3133

# いかにして信頼性の高い空調システム を設計するか

## Designing High Reliability Into Enviromental Systems

Warren Viessman, P.E.

(H.P.A.C., September, 1966)

小川 康夫抄訳

### 空調機器の信頼率

機器の“事故率”を“ある定まった期間における機能を果たし得ない割合”として、また“信頼率”を“同じく機能を果たし得る割合”として定義する。たとえば、100台のエアハンドラーが1000時間運転されて、そのうち5台事故があったとすれば、事故率は5を100で除した値、すなわち5%である。また信頼率は100-5=95%である。機器の価格と信頼率との関係は図-1のごとき曲線となる。これによれば信頼率の小さい場合はわずかな価格上昇で高い信頼率を得ることができるが、信頼率の高い場合にはごくわずかな信頼率上昇も容易でないことがわかる。これらのデータとしては下記値が参考になると思われる。

	寿命 h	信頼率 % (1万時間運転に対して)
ファン	100 000	97
電動機	100 000	95
ベアリング	100 000	97
往復動式チラー	100 000	85
遠心式チラー	100 000	86
クーリングタワーと冷却水ポンプ	100 000	90
エバポレーティングコンデンサ	100 000	95
エアハンドラー	100 000	95
エアールドコンデンサ	100 000	97

### いかにして高信頼率を達成するか

高信頼率を達成するためには下記の4項目が必要である。

- 1) 保守が容易で寿命が長い信頼性の高い機器を用いること
- 2) すえ付けを完全に行なうこと
- 3) 危険を警報する装置を装備する
- 4) 予備品を用意する。また必要に応じて予備機を設置する

ほとんどの空調機器の寿命は約15~20年程度である。装置の運転年数と事故率の関係は図-2のごとき曲線となる。運転当初は事故が多いが、ある一定期間たつ

と、事故率は小さくなり、かつ一定となる。寿命が近くなると事故率は急激に大きくなる。

### システムのか(稼)動率

装置の稼動率は有効なメンテナンスを行なうことにより、メンテナンスを全然行なわれない場合より大幅に上昇させることができる。このシステム稼動率Aは、運転開始時よりT時間後では(ただし、高信頼率期間では) $A=1-e^{-mt}(1-e^{-fT})$ なる式にて表わされる。

ただしここで

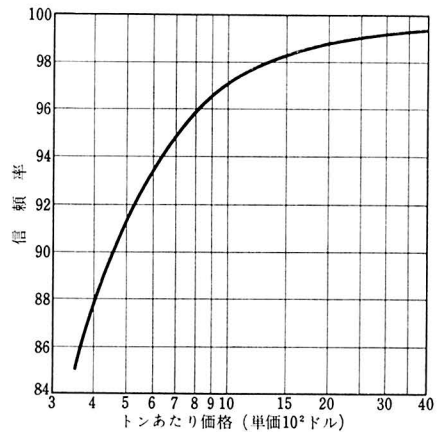


図-1 装置価格と信頼率の関係

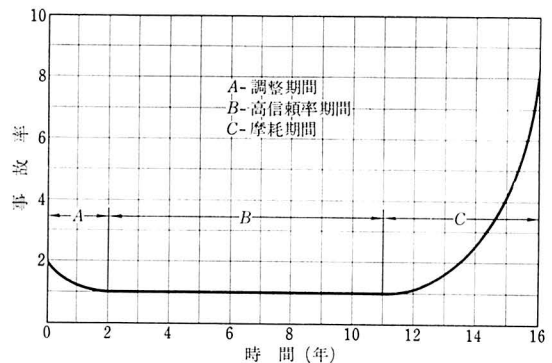


図-2 装置の運転年数と事故率の関係

$m$  : 一定期間内におけるメンテナンスの回数

$t$  : 単位時間に対するメンテナンス時間

$f$  : 単位時間に対する事故率

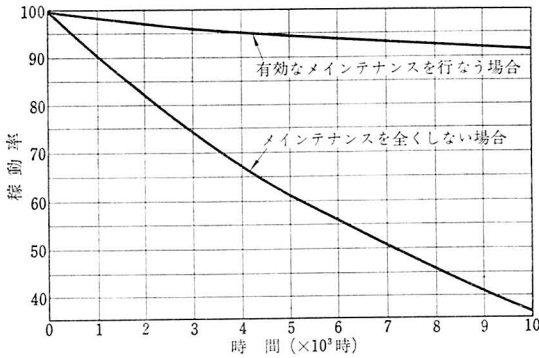


図-3 装置の稼働率

である。メンテナンスを全然行わない場合の稼働率  $P_s$  は上式において  $mt=0$  であるから  $P_s=e^{-ft}$  なる式にて表わされる。図-3 は  $m=4$ ,  $t=0.5$  h,  $f=0.0001$  として  $A$  および  $P_s$  を計算したものである。

また各要素の稼働率が  $P_1, P_2, P_3, \dots$  なるシステムの全体の稼働率  $P_s$  は  $P_s=P_1 \times P_2 \times P_3 \times \dots$  なる関係となる。たとえばエアハンドラー 95%, チラー 85%, エアールドコンデンサ 97% の稼働率を持つ空調システムの稼働率  $P_s$  は,  $P_s=0.95 \times 0.85 \times 0.97=78.3\%$  となる。

稼働率を改良するためには信頼率の高い製品を用いることとメンテナンスを十分に行なうことが必要であるが, さらに並列にて予備機を備えることも非常に有効である。稼働率  $P_s$  の要素を  $n$  個並列に備えた場合の稼働率  $P_s'$  は,  $P_s'=1-(1-P_s)^n$  なる式にて表わされる。た

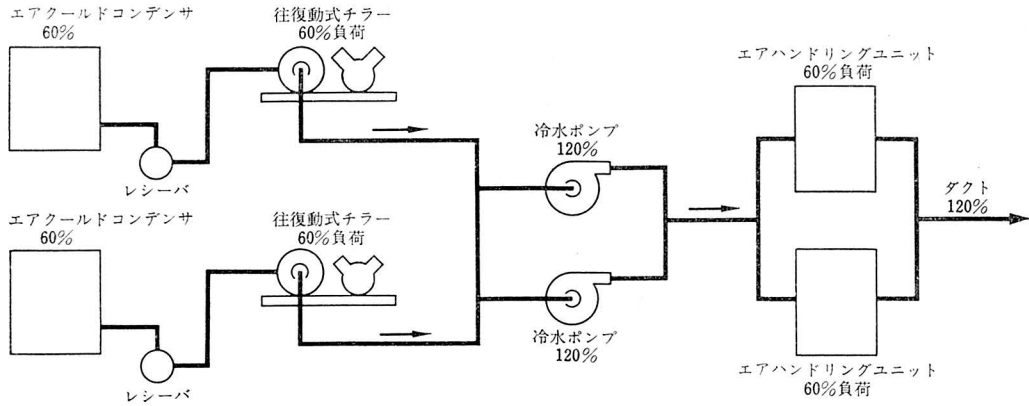


図-4 信頼率 99% を要求される 100 t 以下の往復動式チラー方式

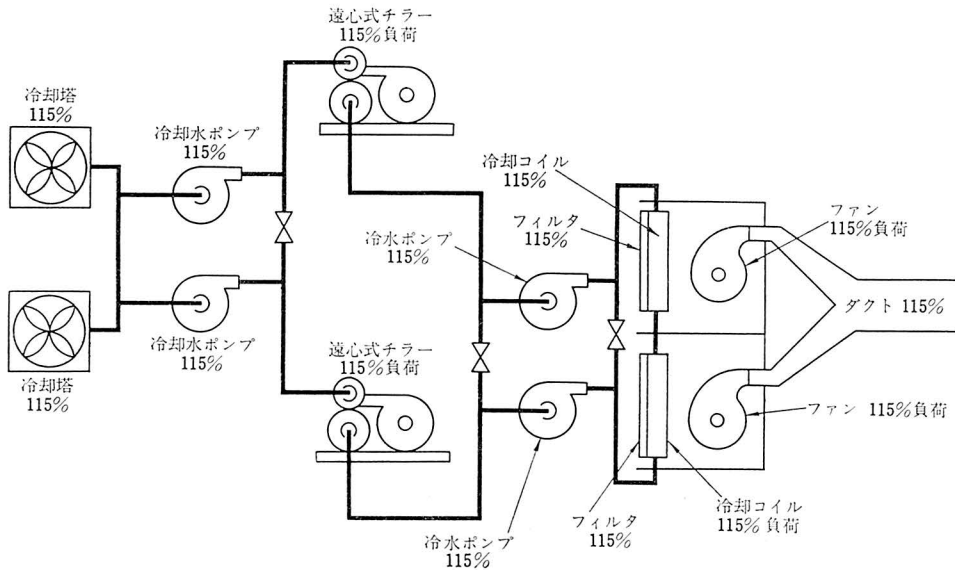


図-5 信頼率 99.9% を要求される 100 t 以上の遠心式チラー方式



たとえば前例にて同じ稼働率 85% のチラーを並列に備えた場合の全体の稼働率は

$$P_s' = 0.95 \times \{1 - (1 - 0.85)^2\} \times 0.97 = 90\%$$

となる。

#### 空調システムの信頼率

空調システムの負荷には 1 日 24 時間、1 年 365 日運

転され、99.9% の信頼率を要求される負荷と、普通のたとえば信頼率 99% でよい負荷との 2 種類ある。図-4 は信頼率 99% の往復動式チラー方式の一例である。また図-5 は信頼率 99.9% の遠心式チラー方式を示す。

(昭和 42. 2. 10 原稿受理)

## 海外情報

海外技術ハイライト

H 100096

### 米国石油協会が大気汚染問題を取上げる

米国石油協会は、慢性化し明瞭に認められる種々の大気汚染問題を研究するため、1967 年に 60 万ドルを支出することを認めた。研究の主目的の一つは亜硫酸ガス、酸化窒素、一酸化炭素、炭化水素などの汚染物の影響について資料を収集することにある。

サルやネズミを 2 年間各種組み合わせ、濃度の汚染物中で飼育し、悪影響を示す限界および安全限界を見出そうと計画している。さらにこれら汚染物の危険限界から人間を守るために米国石油協会は燃料組成を改善し汚染防止装置を研究しようとしている。

さらに 1948 年ペンシルバニア州ドノラ、1952 年ロンドンで起こり大勢の人を危険にした長期間の異常大気汚染の防止を目的とした。この原因が亜硫酸ガスと大気中の粉じんの結合によることが研究で明らかとなっている。亜硫酸ガスだけでは石油工業労働者は健康に異常なしで 20 ppm の濃度の中で働いており、一方問題となる大気汚染時の濃度は 0.8~1.0 ppm である。亜硫酸ガス単独では口・鼻・喉の呼吸系で取り去られるが、粉じんが存在すると亜硫酸ガスが吸着して肺に入り害を及ぼす。これら大気汚染防止対策として焼却炉の停止、石炭から石油への切替、高イオウから低イオウ含有燃料への切替があり効果があることが判った。

しかし廃水規制に比べ大気汚染についての知識は十分でないため、米国石油協会は研究調査を行なう。大気と水汚染防止に米国石油協会は 1967 年に約 200 万ドルを使用する予定であり、民間石油会社も新しい大気汚染防止装置の研究・設備据付けに 4 100 万ドル、廃水関係に 3 000 万ドルをかける積りである。

米国石油協会の研究計画によれば、種々の大気汚染物放出の防止、天然・人工大気汚染物と大気の吸収能力、種々の炭化水素がスモッグを形成する速度測定方法、吸着法による石油廃水の精製法が含まれている。

米国石油協会の防止案については関係官庁から幾多の疑問が投げかけられているが、研究が進むにつれて良い結果が期待できると石油協会は考えている。

B 258 Chem Week 19 [22] 81-82 ('66)

H 100097

### 広まる煙の有毒成分

工場の煙突から出る煙および廃物焼却による煙に含まれている多塩化ビフェニル(PCB)が大気にはいり、水に吸収され、魚の体内にはいり、人間の体内にはいる量が増加を続けている点をスウェーデンの研究者が問題にしている。

PCB は DDT と関係を持っており、また DDT 同様人間にとって有害である。この研究をしているのはストックホルム大学分析化学部の Sören Jensen 氏である。彼はスウェーデンの諸地域でとった約 200 尾のカワカマス、全国の魚および魚の卵、ストックホルム群島で見つけられたワシの死体、自分自身と妻と赤ん坊の毛髪からその成分を検出した。赤ん坊は誕生後 5 箇月しかたっていないなかったので、母の乳と共にはいりこんだものと推定された。

現在のところ PCB のどれほどの量が、人体に危険であるか致死量であるかは判っていない。もし DDT と同程度の危険を持っているとすれば、大気 1 m<sup>3</sup> 当り 0.5 mg が限度であろう。死んでいたワシは少なくともその 10 倍の濃度のものを体内に持っていたようである。Jensen 氏は国立博物館に 1880 年から保存されているはく製のワシの羽毛を集めて調べ、1944 年のワシの場合に初めて PCB を発見した。

スウェーデンでは、PCB は電気絶縁体、油圧装置用オイル、高温高圧潤滑油、ペイント、ラッカー、ワニス、各種プラスチック用顔料に使用されている。殺虫剤には使用されていない。

PCB はこれを含んでいる物を焼いて灰にしても破壊されないから皮膚を通してまたは呼吸により、または食物(特に魚)を通して、人体にはいる。肝臓および皮膚に特に有害である。このことはハツカネズミによる実験で確認された。

PCB は DDT よりもこわれにくいので、人体の組織から取り除くことも困難である。PCB はロンドンおよびハンバーグの大気からも、スコットランド沖で捕えられたアザラシからも発見された。したがって世界中にひろがっていると考えてまちがいない。

H 420 New Scientist 32 [525] 612 ('66)



# 空気浄化計算法

(82)

吉 沢 晋\*

室内における空気の清浄度を対象にした、空気浄化装置の所要浄化能力を決定するには、いろいろな点を考慮せねばならない。

**基準値** 室内空気清浄度の基準は、その浄化要求の目的により異なる。また、その値で具体的に決められているものは少ない(表-1)。

**清浄度** 清浄度を意味する要素は、表-2に示すごとく多いが、浄化能力の計算にあたっては、濃度をもって表現する。またその表現方法には、個数濃度、重量濃度、もしくは光学濃度などいくつかの方法があり、いずれを用いてもよいが、計算上は、室内外設計濃度、浄化能力、室内汚染発生量などすべて一つの表現に統一して行なわなければならない。

**粒度分布** 粒状の汚染物質は、ある大きさの分布をもっており、地域、室内、室外などの条件によって異なった様相を示す。また、空気浄化装置も汚染粒子の大きさにより捕集率が異なる。したがって厳密な扱い

表-1 室内空気清浄度の基準

基準の目的	基準の有無
単純なる環境評価の指標 生理的影響	有
比較的危害の少ないもの(一般環境)	有
比較的危害の明確なもの(労働衛生)	有
病原菌感染	
一般環境	
病院内感染	
食品・製薬工業	
工業用清浄室	有

表-2 清浄度に関連した諸要素

物理的性質	ガス、液滴、蒸気、粉体、フェームなどの状態、粒の大きさ、形、硬度、溶解度
化学的性質	組成、反応性、毒性、有害性
生物学的性質	形態、繁殖の可能性、毒性
濃度	個数濃度、重量濃度、または光学濃度などの相対値 時刻的変動

国立公衆衛生院 正会員

をする場合には、いくつかの粒度について、それぞれ計算を行なう必要がある。

ここでは、汚染物質として、ばい煙などの大気汚染その他の粒状物質についてのみ考える。また、外気の汚染濃度、室内の汚染発生量、送風量、自然換気量などがすべて一定であるとし、これらに変化する場合には省略する<sup>2)</sup>。さらに室内に供給された汚染物質は瞬間的に室内全体に拡散し、室内およびダクト内における沈降および発じんは無視しうるものとする。

## 1 所要浄化能力

室内における浮遊粉じんの濃度は、空気調和器を通して室内に侵入する粉じん、自然換気によって侵入する外気中の粉じん、室内で発生する粉じんなどと、空気調和設備全体の浄化能力のバランスによって決定する、したがって、所要浄化能力の計算は、あくまでもそれぞれのシステムについて、室内に対する粉じん量の収支から計算式をたてて行なうべきものである。以下に代表的な方式を掲げて説明する。

$Q_f$ : 新鮮外気量,  $m^3/h$

$Q_r$ : 機械排気量,  $m^3/h$

$Q_s$ : 機械給気量,  $m^3/h$

$Q_{ns}$ : 自然給気量,  $m^3/h$

$Q_{nr}$ : 自然排気量,  $m^3/h$

$Q_r'$ : 空気清浄器などの吸込み, 吹出し風量,  
 $m^3/h$

$r$ : 排気再循環率

$C_0$ : 外気中浮遊粉じん濃度,  $個/m^3$ ,  $mg/m^3$ , または光学濃度

$C$ : 室内浮遊粉じん濃度,  $個/m^3$ ,  $mg/m^3$ , または光学濃度

$C_{mp}$ : 室内許容最大粉じん濃度,  $個/m^3$ ,  $mg/m^3$ , または光学濃度

$M$ : 室内粉じん発生量, 上記の濃度  $\times m^3/h$

$p$ : 主フィルタの粉じん通過率

$p_f$ : プレフィルタまたは外気用フィルタの粉じん通過率

1.1 プレフィルタおよび本フィルタを有するもの

図-1において

① 室内に流入する粉じん量

空調を通して  $C_s Q_s = p(p_f C_0 Q_f + r C Q_r)$

自然換気により  $C_0 Q_{ns}$

室内発生量  $M$

② 室内から流出する粉じん量

空調を通して  $C Q_r$

自然換気により  $C Q_{nr}$

①と②は定常状態においては等しくなるから、

$$p(p_f C_0 Q_f + r C Q_r) + C_0 Q_{ns} + M = C(Q_r + Q_{nr}) \quad \dots\dots\dots(1)$$

したがって

$$C = \frac{(p p_f Q_f + Q_{ns}) C_0 + M}{(1 - r p) Q_r + Q_{nr}} \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここに風量については、機械設備による送・排風気量と自然換気量すべてを考慮し、つぎの関係が成りたつものとする。

$$Q_s + Q_{ns} = Q_r + Q_{nr} \quad \dots\dots\dots(3)$$

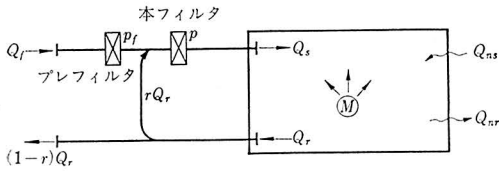


図-1

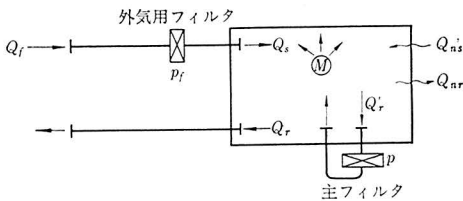


図-2

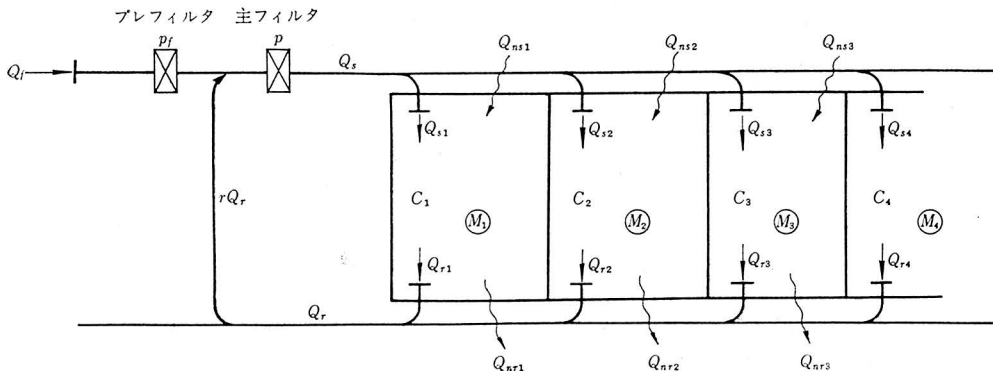


図-3

$p$ について整理して、 $C$ の代わりに  $C_{mp}$  を入れると

$$p = \frac{C_{mp}(Q_r + Q_{nr}) - Q_{ns} C_0 - M}{p_f Q_f C_0 + r C_{mp} Q_r} \quad \dots\dots\dots(4)$$

この場合、プレフィルタ、または外気用フィルタの粉じん通過率  $p_f$  をあらかじめ仮定する必要がある。

1.2 室内に空気清浄器をおく場合

図-2のような場合には、室内粉じん濃度は同様にして次式であらわされる。

$$C = \frac{(p_f Q_f + Q_{ns}) C_0 + M}{Q_r + Q_{nr} + (1 - p) Q_r'} \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$Q_s + Q_{ns} = Q_r + Q_{nr}$$

したがって所要浄化能力は

$$p = \frac{C_{mp}(Q_r + Q_{nr} + Q_r') - (p_f Q_f + Q_{ns}) C_0 - M}{C_{mp} Q_r'} \quad \dots\dots\dots(6)$$

1.3 多数室の場合

$Q_{s1}, Q_{s2}, \dots$  : 室 1, 2, ... に対する機械給気量,  $m^3/h$

$Q_{r1}, Q_{r2}, \dots$  : 室 1, 2, ... に対する機械排気量,  $m^3/h$

$Q_{ns1}, Q_{ns2}, \dots$  : 室 1, 2, ... に対する自然給気量,  $m^3/h$

$Q_{nr1}, Q_{nr2}, \dots$  : 室 1, 2, ... に対する自然排気量,  $m^3/h$

$C_1, C_2, \dots$  : 室 1, 2, ... における室内粉じん濃度

$M_1, M_2, \dots$  : 室 1, 2, ... における室内粉じん発生量

とすると、各室内における粉じん濃度はつぎのとおりである。

$$C_1 = \frac{Q_{s1} C_s + Q_{ns1} C_0 + M_1}{Q_{r1} + Q_{nr1}} \quad \dots\dots\dots(7.1)$$

$$Q_{s1} + Q_{ns1} = Q_{r1} + Q_{nr1}$$

$$C_2 = \frac{Q_{s2} C_s + Q_{ns2} C_0 + M_2}{Q_{r2} + Q_{nr2}} \quad \dots\dots\dots(7.2)$$

$$Q_{s2} + Q_{ns2} = Q_{r2} + Q_{nr2}$$

$$\dots\dots\dots$$

ただし

$$C_r = \frac{C_1 Q_{r1} + C_2 Q_{r2} + \dots}{Q_r} \dots\dots\dots (8)$$

$$C_s = \frac{p p_f Q_f + p_r C_r Q_r}{Q_s} \dots\dots\dots (9)$$

$$Q_r = Q_{r1} + Q_{r2} + \dots \dots\dots (10)$$

$$Q_s = Q_{s1} + Q_{s2} + \dots = Q_f + r Q_r \dots\dots\dots (11)$$

各室への給気量  $Q_{s1}$ ,  $Q_{s2}$ , ... は他の条件から決められることが多い, したがって, これらの室のうちで最も厳密な要求を有する室について所要浄化能力を計算し, その結果得られた濃度の給気を各室に供給した場合, 各室の濃度が所要の最大許容濃度以下になるか否かを検討する。

第1室の最大許容濃度を  $C_{mp1}$  とすると, (7.1)式から,

$$C_{sm p1} = \frac{C_{mp1} (Q_{r1} + Q_{nr1}) - Q_{ns1} C_0 - M_1}{Q_{s1}}$$

$C_{sm p1}$  は第1室内の粉じん量が, ちょうど最大許容濃度  $C_{mp1}$  になるような給気中粉じん濃度である。この空気を各室に供給すると, 各室の濃度は

$$C_2 = \frac{Q_{s2} C_{sm p1} + Q_{ns2} C_0 + M_2}{Q_{r2} + Q_{nr2}}$$

$$C_3 = \dots\dots$$

となり, これらの値が, それぞれの室における最大許容濃度より低いことをたしかめる。この場合における所要浄化能力は次式であらわされる。

$$p = \frac{C_{sm p1}}{(p_f Q_f + r C_r Q_r) Q_s}$$

## 2 計算例

### 2.1 光学濃度による方法

【例題1】 図-4に示すような室で, 室内粉じん濃度を光学濃度0.1に保つためには, どの程度の空気浄化能力をもたせればよいか。ただし, 外気濃度は光学濃度0.25とする。

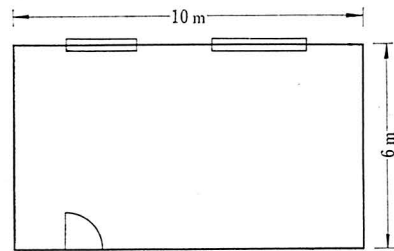
【解】 図-5に示すようなシステムを用いるものとする。室内への給気量  $Q_s$  のうち, 新鮮外気分は  $Q_f = (1-r)Q_s$  である。室内における粉じん発生量は図-6に示すとおりであるとすれば, (4)式を使用して,

$$p = \frac{C_{mp} (Q_r + Q_{nr}) - Q_{ns} C_0 - M}{p_f Q_f C_0 + r C_{mp} Q_r}$$

$$Q_s + Q_{ns} = Q_r + Q_{nr}$$

$$p = \frac{0.1 (1440 + 200) - 200 \times 0.25 - 30}{0.8 (1 - 0.70) \times 1440 \times 0.25 + 0.7 \times 0.1 \times 1440}$$

$$= 0.448$$



天井高 2.8 m

在室人員 12名(事務作業)  
送風量  $Q_s = 1440 \text{ m}^3/\text{h}$   
自然換気量  $Q_{ns} = 200 \text{ m}^3/\text{h}$   
再循環率  $r = 0.70$

図-4

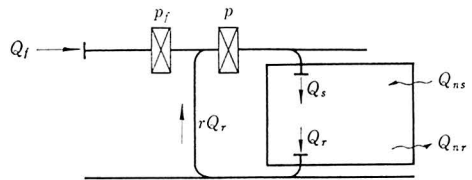


図-5

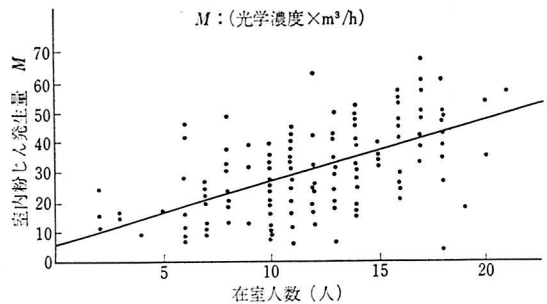


図-6 在室人員と粉じん発生量<sup>2)</sup>

表-3 設計用濃度\* (光学濃度\*\*)

設計用外気濃度	
東京都心部	0.20
工業都市の工業地区	0.25
東京外周部	0.15
一般地方都市	0.10
設計用室内濃度 (一般事務室)	0.10

\* 日本空気清浄協会=エアフィルタ設置基準案

\*\* 労研式ろ紙式粉じん計で, 30 l 吸引の値

すなわち通過率0.45もしくは捕集率0.55の空気浄化装置を用いればよいことになる。ただし, 通過率0.80のプレフィルタを使用することを仮定している。

【例題2】 上例で, ファンコイルユニットを使用したならば, どれだけの浄化能力が必要であろうか。

【解】 図-7 に示すシステムを用いるとする。(6)式により、

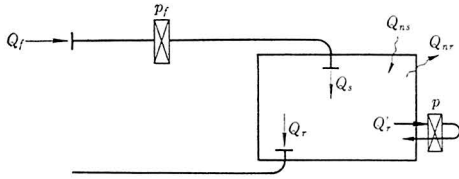
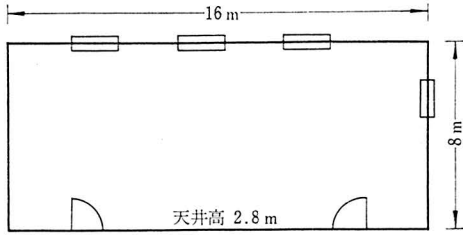


図-7



供給風量 3 580 m<sup>3</sup>/h  
再循環率 0.7

図-8

$$p = \frac{C_{mp}(Q_r + Q_{nr} + Q_r') - (p_f Q_f + Q_{ns}) C_0 - M}{C_{mp} Q_r'}$$

外気用フィルタの通過率  $p_f = 0.25$ , ファンコイルユニットの送風量を  $Q_r' = 1 200 \text{ m}^3/\text{h}$  とすれば、

$$p = \frac{0.1(1 400 + 200 + 1 200) - (0.25 \times 1 440 + 200) \times 0.25 - 30}{0.1 \times 1 200} = 0.916$$

すなわち、通過率 0.9 もしくは捕集率 0.1 のフィルタを設ければよいことになる。

2.2 個数濃度による方法

【例題 3】 市街地にたつ精密工場

室内条件をクラス 100 000 の清浄室に適合するように保ちたい。在室者は軽作業者が 20 名とする。どのような空気浄化装置を設けたらよいか。

【解】 径 0.5 ミクロンと、5.0 ミクロンの 2 種類について検討する。図-9 から、一般産業環境として

- 外気条件 0.5 μ 以上  $2 \times 10^8$  個/m<sup>3</sup>
- 5.0 μ 以上  $8 \times 10^5$  個/m<sup>3</sup>

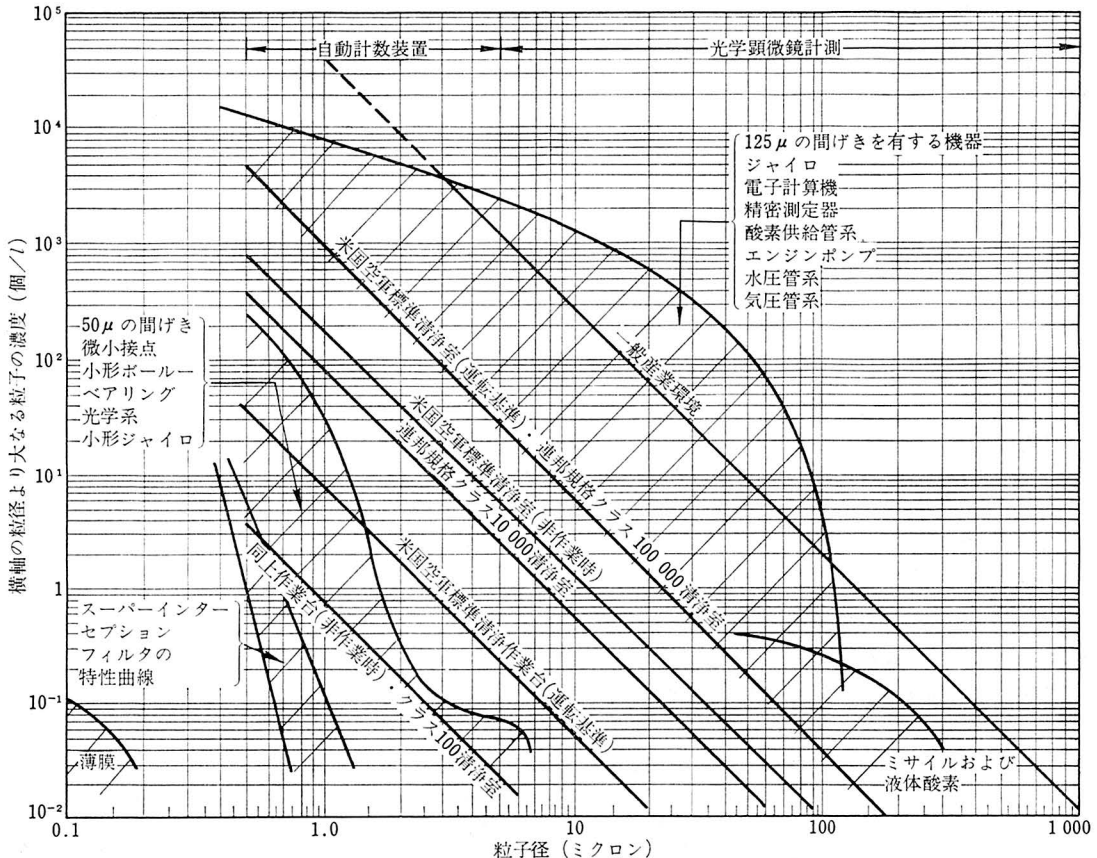


図-9 粒径分布と作業上要求される条件<sup>3,4,7)</sup>

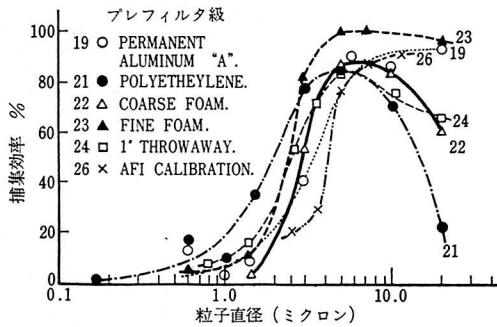
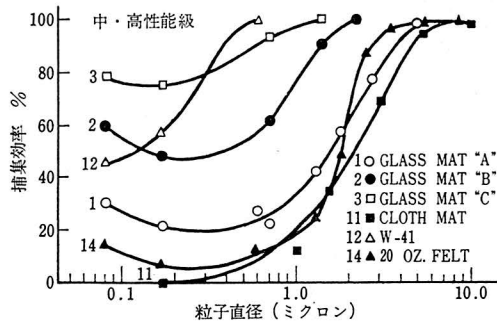
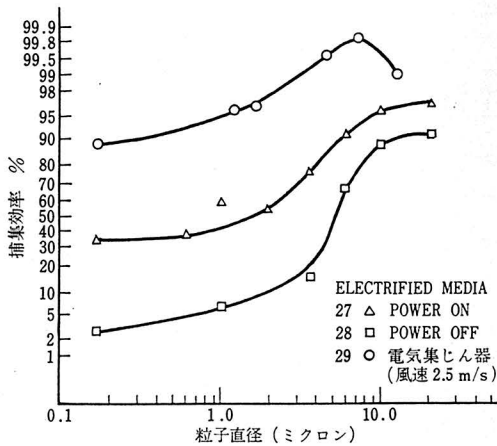


図-10 エアフィルタの粒径による捕集率<sup>5)</sup>

室内条件 0.5 $\mu$ 以上 3.5 $\times 10^6$  (表-4)

5.0 $\mu$ 以上 2.5 $\times 10^4$

室内発生は表-6から、 $10^6 \times 20 \times 60 \rightarrow 1.2 \times 10^8$  (0.5 $\mu$ ) プレフィルタの性能は図-10から、5 $\mu$ 以上、通過率0.10、0.5 $\mu$ 以上について、0.95とする。

よって、(4)式を用いる

$$p = \frac{C_{mp}(Q_r + Q_{nr}) - Q_{ns}C_0 - M}{p_f Q_f C_0 + r C_{mp} Q_r}$$

5 $\mu$ 以上について

$p =$

$$\frac{2.5 \times 10^4 (3580)}{0.10(1-0.7) \times 3580 \times 8 \times 10^6 + 0.7 \times 2.5 \times 10^4 \times 3580} = 0.603$$

0.5 $\mu$ 以上について

$p =$

$$\frac{3.5 \times 10^6 (3580) - 1.2 \times 10^8}{0.95(1-0.7) \times 3580 \times 2 \times 10^8 + 0.7 \times 3.5 \times 10^6 \times 3580} = 0.060$$

すなわち、5 $\mu$ 以上の粒子については通過率0.6、もしくは捕集率0.4、0.5 $\mu$ 以上の粒子については、通過率0.06、もしくは捕集率0.94の空気浄化装置を用いればよいことになる。

表-6 動作による粒子発生量<sup>5)</sup>

(0.3 $\mu$  粒子発生個数/min)

動きなし (起立または着席)	1 $\times 10^6$
軽い頭、手、腕の動き (着席)	5 $\times 10^6$
体、腕の普通の動き、つま先で床をうつ (着席)	1 $\times 10^6$
着席から起立する動作	2.5 $\times 10^6$
歩行 3.2km/h (ゆっくり)	5 $\times 10^6$
5.7km/h (普通)	7.5 $\times 10^6$
8 km/h (速い)	1 $\times 10^7$
階段を上る動作	1 $\times 10^7$
跳躍動作	1.5 $\sim 3 \times 10^7$

表-4 米国連邦規格 No. 209 による基準条件<sup>5)</sup>

	粒 子		圧 力	温 度	湿 度
	粒子の大きさ $\mu$	粒子濃度 個/l			
クラス 100(3.5) 清浄室	0.5 以上	3.5 以下	漏えい気流が外側 に向かうように開 扉より圧力が高い こと	特に指定のない場 合には22.2°C $\pm$ 2.8°Cで制御でき ること。特に必要 な場合には $\pm 0.14$ °Cとする	特に指定のない場 合には45%を最高 とする
クラス 10 000(350) 清浄室	0.5 以上 5.0 以上	350 以下 2.3 以下			
クラス 100 000(3500) 清浄室	0.5 以上 5.0 以上	3500 以下 25 以下			

\* 環境調節も作業も行なわれている状態における値

参考文献

- 1) 吉沢晋：空調とエアフィルタ (エアフィルタによる空気浄化設計；空気浄化 3(2) 1/14, 1965
- 2) 吉沢晋他：室内における粉じん発生量：日本建築学会関東支部第38回研究発表会, 1967
- 3) Federal Standard No. 209: Clean Room and Work Station Requirements, Controlled Environment Revised

表-5 米国空軍 T.O. 00-25-203 による基準条件<sup>4)</sup>

		粒子		温度			湿度 %		気流速度 cm/s	照度(作業面) lx
		粒子の大きさ μ	粒子濃度 個/l	与えうる条件 の範囲 °C	室温変化率 deg/h	作業位置におけ る推奨値 °C	最高	最低		
標 清 浄 室	設計基準*	0.5 以上 1.0 以上	710 以下 140 以下	19.4~25	1.4	22.2	40	目的に よる		
	運転基準**	0.5 以上 1.0 以上	3500 以下 710 以下	19.4~25	2.2	22.2	45	同上		
清 作 業 台	設計基準	0.5 以上	3.5 以下	周囲の条件とほぼ同じ					50	1080
	運転基準	0.5 以上	35 以下						38	1080

\* 環境調節の機器のみで作業が行なわれていない状態における基準

\*\* 環境調節も作業も行なわれている状態における基準

- 4) T.O. 00-25-203 Standard and Guidelines for the Design and Operation of the Clean Rooms and Clean Work Stations (1963)
- 5) Anstin, P.R. : Austin Contamination Index ; 4th Annuae Tech. Meeting of A.A.C.C. (1965)

- 6) Whitby, K.T. et al : The ASHAE Air-Borne Dust Survey : H.P.A.C. 29(11)185/192 (1957)
- 7) Austin, P.R. : Air Force Revised Technical Order 00-25-203 : (SCR-652) Conf on Clean Room Secification : pp 87/82 (1963)

**新発売**

この5ツが決めてです

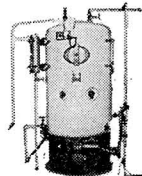
# ハコダテ ボイラ

- より高く
- より経済的
- より良く
- より強く
- より安全



**M型 (戻油式油圧噴霧式)**

**革新的全溶接構造  
立型ボイラ**



50kg/H~300kg/H

70年の豊富な技術を生かしA型につ  
づき、あらたにM型を開発しました。

- 比例制御方式で負荷の  
適応性が極めて高い
- 燃料が非常に経済的です
- 自動、手動切替が出来、  
操作が大変簡単です
- 完全なアフターサービス  
をモットーとしております

このほかハコダテのボイラにはかずかずのす  
ぐれた特長があり、現在ビル、工場、ホテル、  
病院等あらゆる場所で実力を評価され活躍中  
です。

新設のとき、お取替のとき、一度ご相談にな  
ってみて下さい。きっとご希望に「ピッタリ」  
な製品と確信いたしております。

M型(戻油式油圧噴霧式) 3,000kg/H~6,000kg/H  
A型(低圧空気噴霧式) 500kg/H~5,000kg/H  
〈カタログ進呈〉



## 函館ドック株式会社

本 社 東京都中央区日本橋通り2丁目3番地 電話東京代表 (272)1731  
札 幌 支 社 札幌市北2条西4丁目1番地 (三井ビル) 電話札幌代表 (24) 0211  
東北営業所 仙台市国分町174番地(富国生命館) 電話仙台 (25)1319-1670





# 国立劇場

位置	東京都千代田区隼町 13 番地
構造	鉄骨鉄筋コンクリート造り
階数	地上 3 階, 地下 2 階
敷地面積	30 141.9 m <sup>2</sup>
建築面積	10 807.1 m <sup>2</sup> (延べ 26 567 m <sup>2</sup> )
工期	着工 昭和 39 年 10 月 竣工 昭和 41 年 11 月
建築設計	建設省営繕局
監理者	建設省営繕局
空調設備	(株)竹中工務店 (専業者 高砂熱学工業株式会社)
衛生設備	須賀工業株式会社
客席数	定員大ホール 1 746 席, 小ホール 630 席
駐車場	屋外 240 台

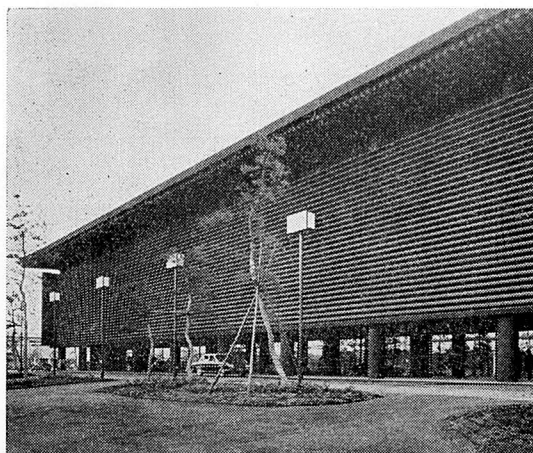


写真-1 国立劇場

## I 空調設備

### 1 設備計画

当劇場構成の動線を空調上特長づけると

- 1) 建築構造が概して高天井
- 2) 一人あたり気積がきわめて大
- 3) 在室者占有密度が大
- 4) 同動作度が静, かつ, 長時間在席
- 5) 各動線の使用時間的なずれあり
- 6) 室内発じん(塵)が大
- 7) 音響条件が厳

などにあり, これらの要求にどう対処するか空調計画の主題があり, その対策がとりもなおさず施設設備の特長といえる。それはおよそつぎの 5 点を持つ。

(1) 特殊二重コア吹出し口を使用している。(図-1)

内側をノズル形, 外側をふく(幅)流形とする非混合構造であって, 取付け位置の高低, 夏季冬季による吹出し温度の非等温に応じ, 主風道の調節により到着距離を自在に調整し得る, いわゆる成層効果用吹出し口としての機能を持っている。

完全に到着距離を有するという事は, 良室内環境の造成はもちろんのこと, 前 6) 項の対策としてのじんあい(塵埃)上昇の抑制に, 簡易構造であることは, 吹出し騒音発生低減と易メンテナンス, 合建築意匠という一

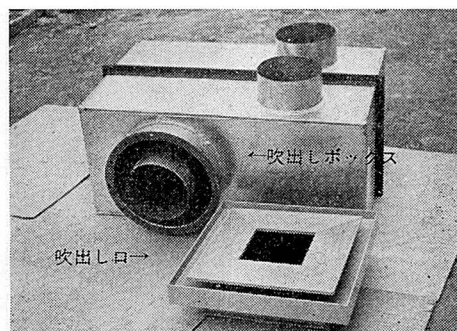


写真-2 吹出し口

連の対処性を持ち合わせている。

(2) 大容量ユニットは並列配置をとっている。

当配置をとることによって, 熱負荷上, 一定と変動の二負荷に対処し得ること, その変動負荷用ユニットのみを自動制御の対象とすれば, 制御理論に合致するばかりかその効果が必然的に高められること, 音響, 防振上も騒音振動源の遁滅にきわめて有利になることなどのほかに, 中間期空調上, 冷温水バイパスという全く機械的な操作によって負荷の 50% 調整を可能としている。

(3) 1/3 外気相当量の排気転用が考慮されている。

これは, 校倉様式とする建築外面意匠によって制約さ

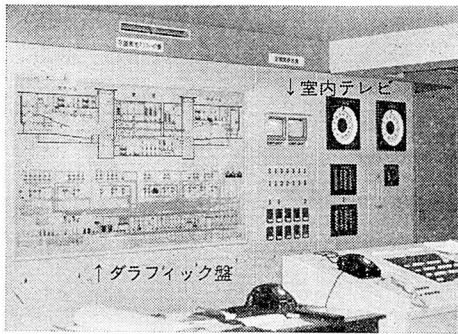


写真-3 中央監視盤

れる外接ギャラリ数減の対策のほか、つぎの主目的を持つ。

客席と舞台、舞台と奈落という一方に高天井を持ち、かつ、同一空間とみなしうる隣接室のドラフト防止と、照明室などの関連付属室への準空調対策にあって、たとえば、客席はレタンファンによる全量レタンとして、換気法規で定める 1/3 外気取入れ相当量の強制排気分を再空調して、舞台、ぶどうだなの上下ゾーンに一種換気することによって室内気圧のバランスを保って、いわゆる舞台嵐の防止と冬期外接建築面の結露防止ならびに夏期排熱に役だたせている。

(4) 客席には全面床パネルが施設されている。

客席床に下層階がなく直接土間面なので、冬期床面の冷却防止と初期加熱に対する建築熱容量処置が考慮されており、通常パネルとはその施設目的を異にし、床面 25°C 程度の出力を、かつ、席一列あたり 2 管理設の簡易構造である。これは加熱によって誘起しがちな 6) 項の浮遊じんあいの上昇防止ともなり、また冷房時の床面よどみ防止が可能である。

(5) 動力監視に室内テレビを利用している。

劇場という特殊性から、室内テレビ設備が完備されているので、従来ややもすると分離しがちな、実際のな室使用状態と中央監視室空間を、室内テレビの監視盤くり込みによって至近なものとし、その動力操作に役だたせ、しいては管理面をより経済容易なものとしている。

## 2 設備概要

冷熱源は、特長 5) のほか中間期熱源対策を主眼として、2 機 2 そう(槽)のストレージ方式(400 m<sup>3</sup> × 2 そう)を、その冷熱源分配は 16 系統の専用ポンプにより、空気分配は空調 13 系統、換気第一種 6 系統、第三種 10 系統、準第一種 9 系統、それらの分配法の内、客席系統は騒音防止上無シャッタ吹出し口への等分布、施工の巧拙にからむ簡易分岐構造の必要から等径ダクト法またはループ配管法によっている。

図-1 は、大ホールの空調方式。表-1 は、空調系統数とその方式を示す。

表-1 空調系統と方式

ブロック	系統	用 室	方 式	ゾ ン 数
大ホール 関 係	AC-1	大ホール専用	レヒータ方式	4
	2	同ロビー、付属室	レヒータ方式	6
	7	同楽屋	ファンコイル方式	1
小ホール 関 係	AC-4	小ホール専用	レヒータ方式	2
	5	同ロビー、付属楽屋	同一部ファンコイル方式	2
管理関係	AC-6	一般事務室	レヒータ方式	5
	7	教 修 場	レヒータ方式	2
	8	テレビスタジオ	レヒータ方式	2
	9	資料展示室	レヒータ方式	1
	10	大 道 具 堂	レヒータ方式	1
	11	大道具製作室	セントラル方式	1
	12	録音編集室	レヒータ方式	2
	13	資料倉庫	恒温恒湿	1

主題 7) 項の防音は、上述各対策のほか、空調室はホール間に 1 スパンの緩衝層を設けて直接音の断音を、風道系による消音は、高中周波数は吐出しならびにレタン部と分岐チャンバ、低周波数は消音エルボと吹出しボックス処理としている。同じく防振は、ファンは防振スプリング、ポンプは防振ゴムとフレキシブル継手、客席大天井内に限り二重防振とするほか換気ダクトも断音施工をなし、水配管系はシャフト、廊下配管が徹底的な計画原則となっている。

設計上の参考各ディメンションはつぎの通りである。

- 1) 1 人あたりの気積……………4.2 m<sup>3</sup>/人
- 2) 床面積 1 m<sup>2</sup> あたりの客席数  
平均 1.65 人/m<sup>2</sup>、いす席 2.2 人/m<sup>2</sup>
- 3) 給気 1 人あたりの外気量  
空調時 15 m<sup>3</sup>/h 人、換気時 45 m<sup>3</sup>/h 人
- 4) 換気回数……………  
1 時間あたり 10.8 回

## 3 主要機器

冷 凍 機	ターボ形 400 RT	2 基
	レシプロ形 15 RT	1 基
冷 却 塔	ターボ用 11 kW	2 基
	レシプロ用 0.75 kW	1 基
ボ イ ラ	鑄鉄製 1 800 kg/h	2 基
重油タンク	地下式 8 000 l 入	2 基
熱 交 換 器	主用	2 台
	レヒータ用	3 台
	ファンコイル用	2 台

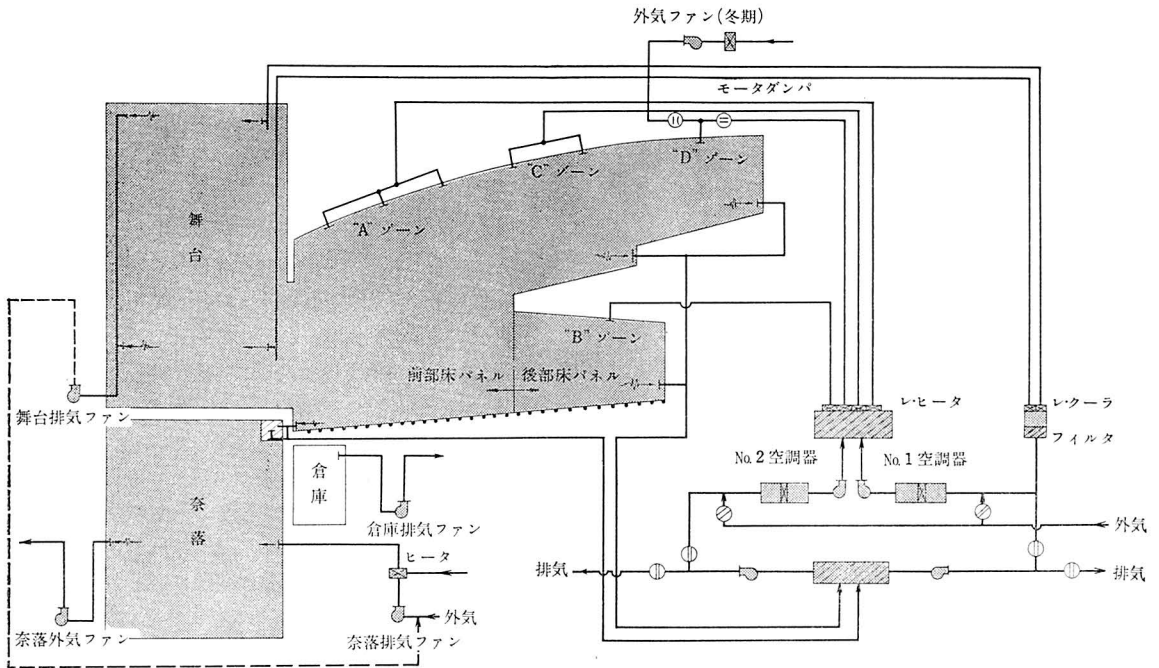


図1- 大ホールの空調方式

ポンプ	床パネル用	2台
	主用冷温水用	2台
	同冷却水用	3台
	各系統冷温水用	8台
	コア回り同上用	1台
	レヒータ用	3台
	ファンコイル用	2台
	床パネル用	2台
	給水用(真空式)	1台
	重油用	2台
	給湿用	13台
空調器		13系統
	給還ファン	ダイナフロー形 (サクシヨンダンパ付き)
	冷却加熱器	プレート連続管式
	再熱器	同上
	フィルタ	オートロール式

換気ファン	31台
客席関係	ダイナフロー形
一般関係	シロッコ形
フィルタ	オートロールまたは固定式

4 追記

国立劇場建設に関与でき、かつ、その建設がつつがなく終了できましたことは、これ一重に、建設省をはじめ竹中工務店各位の工事・技術・保安各面にわたる適切なご指導の賜と深く感謝申しあげます。

現在、水イオン濃度正 107, 負 91, イオン比 1.17, 粉じん濃度屋外 1.04, 室内 0.46 mg/m<sup>3</sup>, 同粒径分布屋外—室内値, 30μ 46—37, 15μ 34—42, 6μ 66—69, 0.7μ 59—51, CO<sub>2</sub> 濃度屋外 440, 室内 800 ppm 内外の良好な室内環境に維持運営されていることを付記いたします。

(空調設備資料提供者 高砂熟学工業株式会社技術部 池田勇三郎)

II 衛生設備

1 設備概要

1.1 給水設備

本建築物で使用する水はすべて上水とし、敷地北側および西側公道内都水道本管より 100 mm, 75 mm 管 2 本

を分岐し、南側屋外設置の副受水そうにそれぞれ量水器を経て導入し、副受水そうより地階受水そうに貯水する。

給水系統は地階 1 階用と、2 階 3 階用の 2 系統に区分

し、各系統それぞれに高架水そうを設置している。

地階1階系統用の高架水そうは、小劇場3階水そう室に設置し、2階3階系統用高架水そうは大劇場ブローだな上に設置してある。

高架水そうへの揚水は、各系統それぞれ専用の揚水ポンプを設備し、高架水そう内の水位の変化により、揚水ポンプが自動運転による発停装置付きである。

高架水そうよりは重力式配管により必要箇所給水されている。

揚水ポンプはそれぞれの系統に1台ずつ、2系統兼用の予備ポンプ1台設置している。

給水設備のおもな機器類は下記のとおりである。

- |   |     |
|---|-----|
| (1) 副受水そう(建築工事施工)                               |     |
| 鉄筋コンクリート製 容量 40 m <sup>3</sup>                  | 1 基 |
| (2) 受水そう(建築工事施工)                                |     |
| 鉄筋コンクリート製 容量 140 m <sup>3</sup>                 | 1 基 |
| (消火設備用水源共通)                                     |     |
| (3) 高架水そう                                       |     |
| (a) 地階1階系統用                                     | 2 基 |
| 鉄板製, 内部エポキシコーティング仕上げ<br>露受けざら共                  |     |
| 寸法 2.0 m × 2.0 m × 1.8 m(H) 容量 6 m <sup>3</sup> |     |
| (b) 2階3階系統用                                     | 2 基 |
| 鉄板製, 内部エポキシコーティング仕上げ<br>露受けざら共                  |     |
| 寸法 2.0 m × 2.0 m × 1.5 m(H) 容量 4 m <sup>3</sup> |     |
| (4) 揚水ポンプ                                       |     |
| (a) 地階1階系統用                                     | 1 台 |
| 電動機直結横形タービンポンプ                                  |     |
| 100 mm × 1 000 l/min × 35 m × 11 kW             |     |
| (b) 2階3階系統用                                     | 1 台 |
| 電動機直結横形タービンポンプ                                  |     |
| 80 mm × 650 l/min × 45 m × 11 kW                |     |
| (c) 予備(地階1階系統, 2階3階系統兼用) 1台                     |     |
| 電動機直結横形タービンポンプ                                  |     |
| 100 mm × 1 000 l/min × 45 m × 15 kW             |     |

### 1.2 排水通気設備

1階以上の排水はすべて重力式排水とし、それぞれ取りまとめ屋外に導き排水ます(枳)を経て北側公道内都下水道本管に直接放流し、地階は汚水、雑排水、湧水それぞれの排水そうに導入したのち、排水ポンプにより屋外排水ますに接続して処理されている。

通気設備は各個通気方式と環状通気方式とを併用してもよりの屋外に開放している。

- |              |     |
|--------------|-----|
| (1) 排水ポンプ    |     |
| (a) 立て形汚物ポンプ | 2 台 |

電動機直結立て形ナックロックポンプ

80 mm × 500 l/min × 12 m × 3.7 kW

- |             |     |
|-------------|-----|
| (b) 潜水湧水ポンプ | 2 台 |
|-------------|-----|

電動機直結立て形水中モートルポンプ

70 mm × 400 l/min × 12 m × 2.2 kW

- |             |     |
|-------------|-----|
| (c) 横形湧水ポンプ | 2 台 |
|-------------|-----|

(大劇場奈落, 小劇場奈落)

電動機直結横形ヒューガルポンプ

70 mm × 400 l/min × 20 m × 3.7 kW

### 1.3 給湯設備

給湯設備は中央式と局所式の二方式を併用している。中央式は地階機械室内に貯湯そうを設置し、各階洗面器、浴そうに強制循環式により給湯している。

ちゅう房内には立て形貯湯式ガス湯沸かし器を設備し、ちゅう房内流し、食器洗浄器その他必要箇所に供給されている。

湯沸かし室にはそれぞれ単独に瞬間ガス湯沸かしかんを設備している。

給湯設備の配管はすべて銅管を使用している。

給湯設備に設置されている機器類は下記のとおりである。

- |                                  |     |
|----------------------------------|-----|
| (1) 貯湯そう                         | 2 基 |
| 鋼板製 内部エポキシコーティング仕上げ              |     |
| 寸法 径 1 050 mm × 胴長 3 400 mm      |     |
| コイル 銅管径 40 mm, 長さ 54 m           |     |
| 容量 2 650 l                       |     |
| (2) 温水循環ポンプ                      | 2 台 |
| 電動機直結横形温水循環ポンプ                   |     |
| 70 mm × 300 l/min × 9 m × 1.5 kW |     |
| (3) 立て形貯湯式ガス湯沸かしかん               | 1 台 |
| 容量 48 l                          |     |
| 付属品 減圧水そう                        |     |
| (4) 瞬間ガス湯沸かし器                    | 3 台 |

### 1.4 衛生器具設備

本設備に使用している衛生陶器ならびに付属金具類はすべて JIS 規格品の一級品で、当該 JIS 規格にないものは、JIS 規格に準じた製造業者の規格品で下記の器具が設備されている。

洋風大便器 VC-910 (従業員用)・VC-1110 (客用)・VC-316, 小便器 VU-410, 洗面器 VL-630 (従業員用)・VL-1010 (客用)・L-1507 (特別室用)・L-331 (楽屋用), 手洗い器 VL-820 (ちゅう房用), 医療用手洗い器 L-25M, 掃除用流し VS-210, 洗たく流し SK-38, 洗浄用ハイタンク VT-210・VT-220・VT-230・VT-240, 水石けん入れ TS-125 S

1.5 消火設備

本設備は、屋内消火せん設備、スプリンクラ設備(乾式および湿式)、水噴霧消火設備の3種類が設備されている。

(1) 屋内消火せん設備

本設備は、地階機械室、通路、宿直室。1階楽屋およびロビー。2階事務室、ロビーおよび小部屋。3階電気室、空調機械室などの要所に屋内消火せんを設備し、消火ポンプの運転は消火せん弁の開放により機械室内の消火ポンプの圧力水そうの圧力スイッチの作動により自動運転するように設備されている。

北側道路境界線に消火せん用送水口を設置し消防ポンプより送水できるように設備されている。

(2) スプリンクラ設備

スプリンクラ設備は乾式と湿式の2方式のスプリンクラヘッドが設置されている。

乾式スプリンクラ設備は大小劇場舞台上部ブードーだなおよび側廊下部に開放形ヘッドを設備し、非常の際舞台より楽屋への通路に設けられた手動式開放弁の操作により、スプリンクラポンプに付属する圧力水そうの圧力スイッチによりポンプを遠隔操作運転するように設備されている。

乾式スプリンクラ設備は大劇場舞台部を3区画、小劇場は1区画の放水区画に分割設備されている。

湿式スプリンクラ設備は閉鎖形スプリンクラヘッドをロビー、食堂、客席および奈落部分に設備している。非常の際ヘッドの開放によりスプリンクラポンプ付属の圧力水そうの圧力スイッチの作動によりポンプを自動運転するものとし、なお非常弁の開放による手動運転もできるように設備してある。

湿式スプリンクラ設備は下記のとおりの警戒区画に区分されている。

- (a) 地階大小劇場奈落系統
- (b) 大劇場客席系統
- (c) 大劇場ロビー系統
- (d) 小劇場客席食堂系統

(3) 水噴霧消火設備

地階ローディング部分に水噴霧ヘッドを設備し非常の際感知用スプリンクラヘッド(閉鎖形)の開放によるポンプの自動運転と、非常弁の開放による手動運転とし、ローディングを7区画に区分され設備されている。

消火設備用機器類は下記のとおりである。

- (a) 屋内消火せん用ポンプ 1台  
電動機直結横形タービンポンプ

- 100 mm × 750 l/min × 60m × 15 kW
- (b) スプリンクラポンプ 1台  
電動機直結横形ポリュームポンプ  
250 mm × 200 mm × 6.6 m<sup>3</sup> × 80 m × 125 kW
- (c) 圧力水そう 2台  
鋼板製立て形容量 100 l
- (d) 屋内消火せん 28組  
40 mm × 15 m 布ホース2本入
- (e) スプリンクラヘッド  
開放形スプリンクラヘッド 464個  
閉鎖形スプリンクラヘッド 1191個  
水噴霧ヘッド 84個  
同上感知用スプリンクラヘッド 28個
- (c) 放水口 双口形 2組

(4) 警報装置

地階奈落のスプリンクラ、水噴霧消火設備用の給水ヘッドに主本管を導き、各区画ごとに主管を立ち上げ、それぞれに自動弁、手動開閉弁および圧力スイッチを設け中央監視盤室に設けた火災受信機に表示警報を発生し、かつグラフィックパネルに放水箇所を表示するよう設備されている。

1.6 ちゅう房器具設備

(1) 客用食堂ちゅう房設備

本設備は給食人員1100名を対象とし、内容は洋食、和食、中華食を主体とし熱源は主として都市ガスを使用している。

ちゅう房器具の内容は仕込み関係、和食関係、洋食関係、中華食関係、盛付け配ぜん関係、食器洗浄処理関係、炊飯関係、サービスコーナー、喫茶コーナー関係の器具が設備されている。

(2) 職員(従業員)楽屋食堂ちゅう房設備

給食人員200~300人を対象とした従業員専用で、主食のほか1品か2品程度の料理ができる設備で、仕込み調理関係、調理および盛付け配ぜん関係、食器洗浄処理関係、炊飯関係、サービスコーナー関係の器具が設備されている。

(3) 湯沸かしサービス設備

各階の湯茶、コーヒーなどのサービスを目的とした器具が設備されている。

(4) ちゅう介冷却室設備

本冷蔵室は残菜、残飯、空ビン類を汚物回収車が集貨にくるまでの間保管冷却して腐敗および微菌発生の防止、衛生管理を考慮する目的で、庫内温度を常時平均5°Cに保つ設備がなされている。

(衛生設備資料提供者 須賀工業株式会社東京支店 中村直藏)

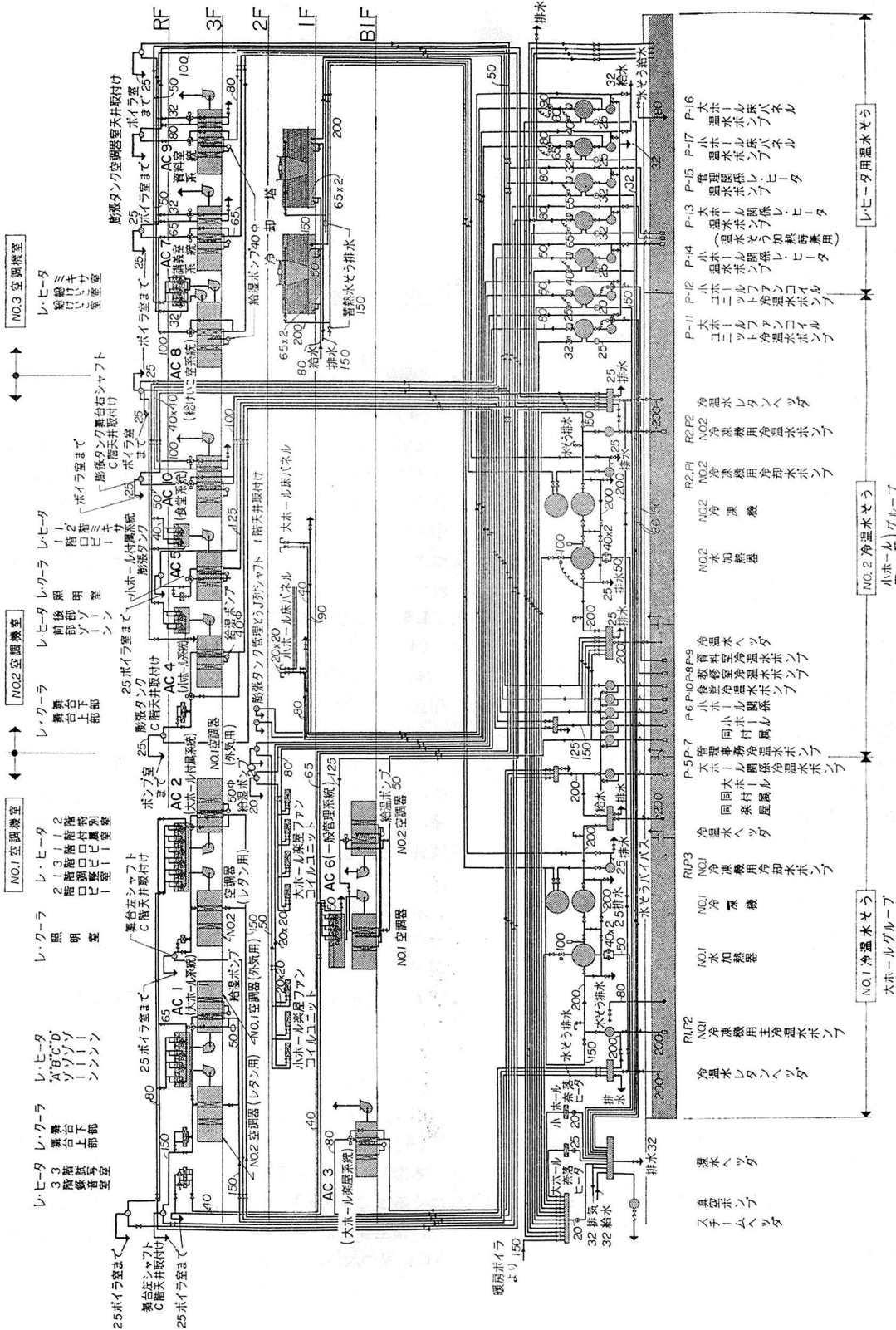
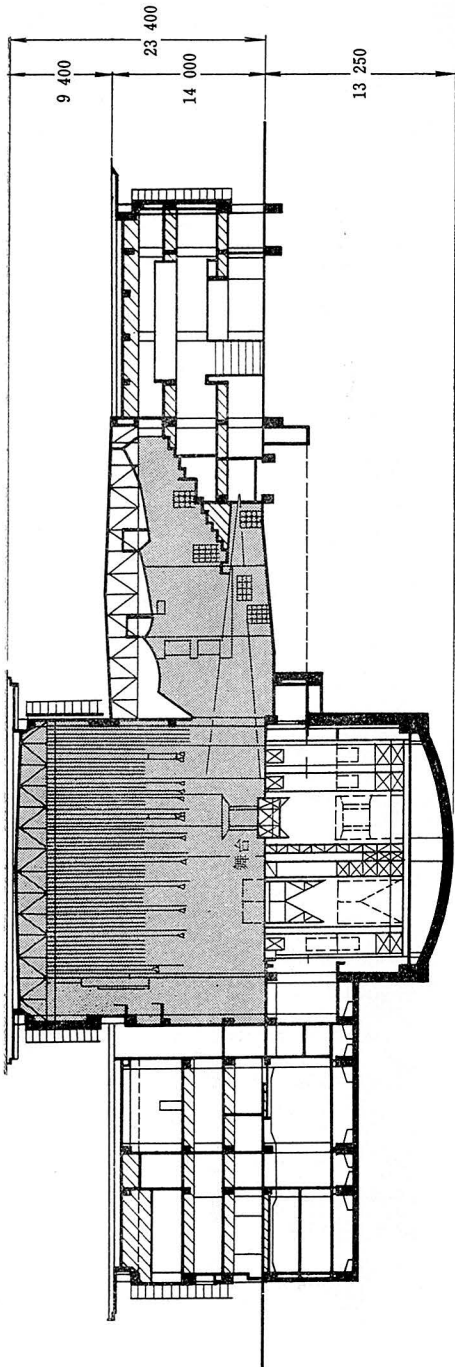
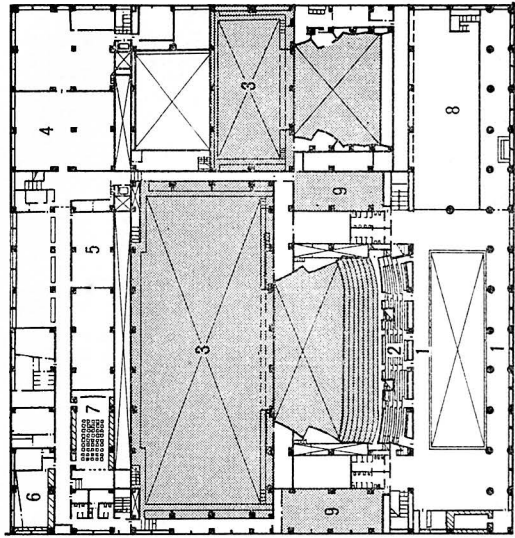


図-2 配管系統図





- 3階  
 1 ラ客  
 2 舞資  
 3 舞資  
 4 資函  
 5 函録  
 6 録試  
 7 試食  
 8 食空  
 9 空
- ワ 台料書、喫堂  
 ン 上示覧音写茶室調  
 シ 席部室室室室部室



- 1階  
 1 芝大  
 2 大小  
 3 小舞  
 4 舞樂  
 5 樂事  
 6 事
- 問 席席台屋室  
 広 客客  
 園 一 一 務

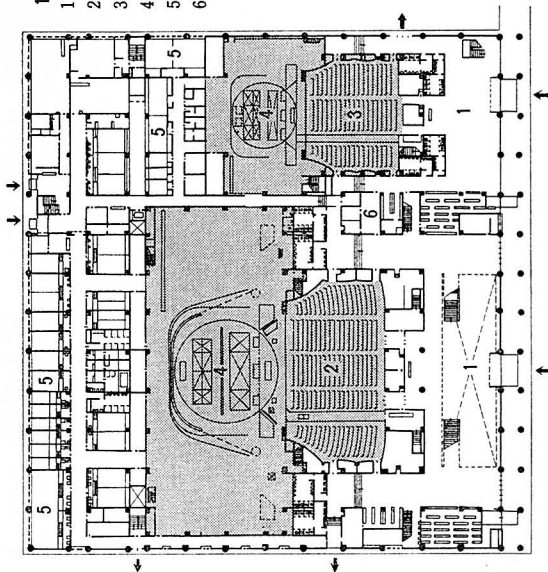


図-3



衛生設備機器類一覽表

品名	仕様	数量	要
1 高圧セウ	2.0m x 2.0m x 1.5 (H)	2	2, 3 階系統用
2 高圧セウ	2.0m x 2.0m x 1.8 (H)	2	地, 1 階系統用
3 温水浴水ポンプ	70mm x 400 L/min x 12m x 2.2 kW	2	水中モートルポンプ
4 立形浴物ポンプ	80mm x 500 L/min x 12m x 3.7 kW	2	
5 貯湯セウ	1050mm x 3 400mm 容量 2 650L	2	
6 温水循環ポンプ	70mm x 300 L/min x 9 m x 1.5 kW	2	地, 1 階系統用
7 揚水ポンプ	100mm x 1000 L/min x 35m x 11.0 kW	1	2, 3 階系統用
8 〃	80mm x 650 L/min x 45m x 11.0 kW	1	予備
9 〃	100mm x 1000 L/min x 45m x 15.0 kW	1	大劇場赤浴用
10 揚水ポンプ	70mm x 400 L/min x 20m x 3.7 kW	1	小劇場赤浴用
11 〃	70mm x 400 L/min x 20m x 3.7 kW	1	

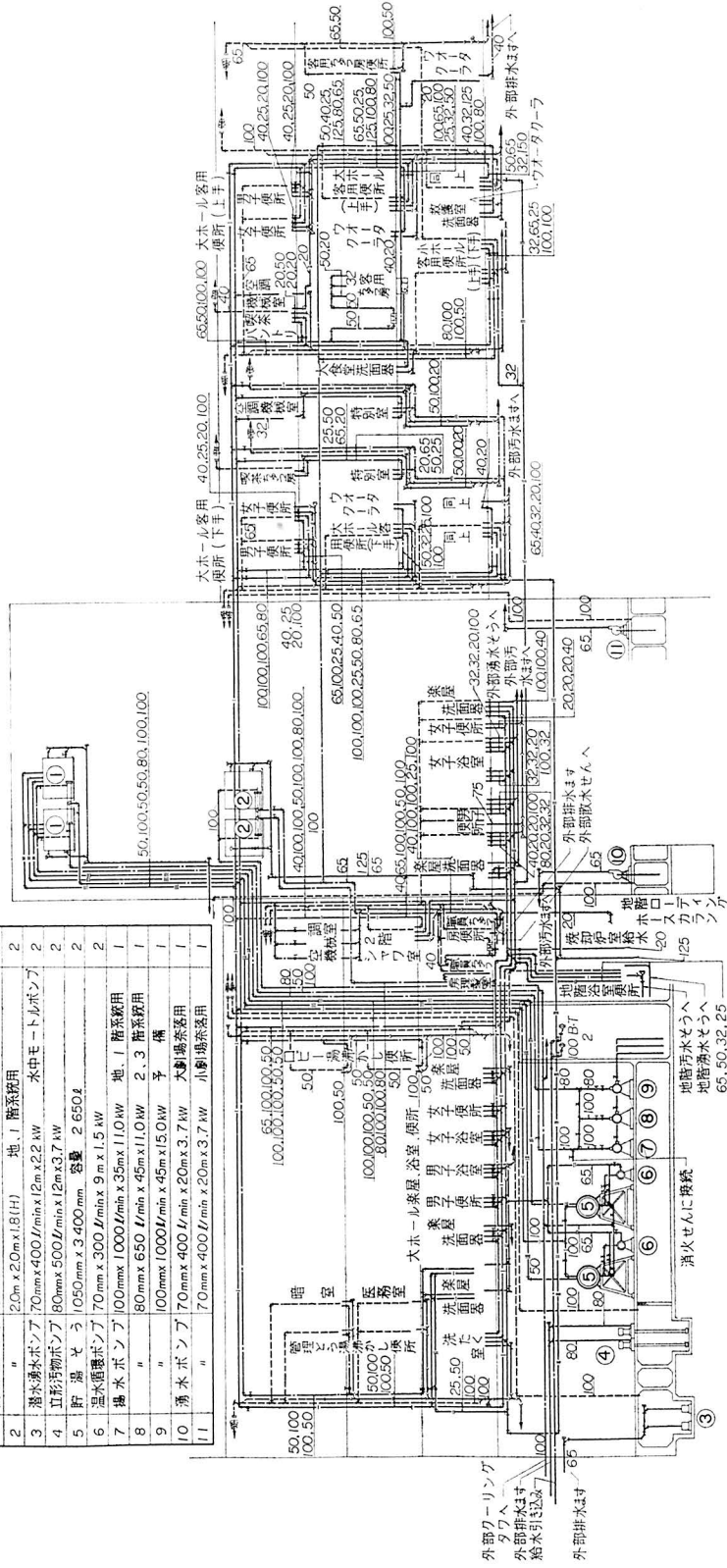


図-4 衛生設備系統図

## Kältetechnik

1966 5月号

### シュツットガルト市における暑い時期の空気のエンタルピ曲線

1952年と1957年の2年について、夏のシュツットガルト市の気温と相対湿度をもとに、空気のエンタルピの時間による変化を求めたものである。

H. Glaser, pp. 191~193, 図5, 文献3

### 結合水の比熱を求める研究

食品中の水分の比熱を、種々の温度条件について測定したものを。

L. Riedel, pp. 193~195, 図2, 表2, 文献4

### 凍結した豆の品質テスト

J. Gutschmidt, pp. 196~199, 図4, 文献14

### 臨界点における流体の熱的特性

D. Straub, pp. 199~202, 図3, 文献12

### R-23 (Trifluormethan) の熱力学的特性と蒸気表

R-23の熱力学的特性を解析し、 $-140^{\circ}$ から臨界点( $25.91^{\circ}\text{C}$ )までの完全な蒸気表が計算された。従来から公表されているデータと、本計算の結果も比較している。

T.E. Morsy, pp. 203~206, 図2, 表2, 文献16

(蒸気表は、設計参考データ DKV 1-82 に記載されている)

1966 6月号

### 精溜によるプロパン、プロピル、プロパディーンからのプロピレンの分離

W. Förg, pp. 227~232, 図14, 文献7

### 4.2°K以下のクリオスタットにおける温度と液面の制御(第1報)

A. Elsner, G. Hildebrandt, G. Klipping, pp. 233~237, 図10

### 水素蒸留プロセス

W. Lehmer, pp. 238~240, 図1, 文献1

### C<sub>4</sub>F<sub>8</sub> (RC 318) の熱力学的特性

C<sub>4</sub>F<sub>8</sub>はヒートポンプ用冷媒やあるいは熱媒として適しており、実測と文献をもとにその特性が再計算されている。

H. Matthias, H. J. Löffler, pp. 240~241, 文献7

1966 7月号

### ドイツの立場からみた地域冷房

ドイツにおいても地域冷房設備は、経済的に引き合うというデータを示し、重要な要素が討論されている。

H. W. Lippschütz, pp. 258~261, 図1

### R-114 と冷凍機油の混合体の熱力学的性質

R-114が一般用に用いられているのに、その油との混合物の性質はほとんど知られていなかった。これに対する理論的、実験的研究が述べられている。

M. Kriebel 他2名, pp. 261~267, 表4, 図13, 文献12

### 4.2°K以下のクリオスタットにおける温度と液面の制御(第2報)

A. Elsner, G. Hildebrandt, G. Klipping, pp. 267~273, 表1, 図11, 文献6

1966 8月号

### 最良のプロセス条件における真空凍結乾燥中の水蒸気と熱の移動

J. Strasser, R. Heiss, P. Göring, pp. 286~293, 図10, 表3, 文献21

### 鳥肉の部分浸漬凍結の際の除去熱の計算

W. Jasper, pp. 294~297, 図4, 表3, 文献5

(四十宮委員担当)

## Gesundheits Ingenieur

1966 1月号

### 天空ふく射の建築物の熱平衡に与える影響

W. Frank, p. 6, 図4, 表5

### 湿ったグローブ温度計 M. Jokl, p. 5, 図7

### DIN 18022, 1965, 2月草案(衛生関係)

F. Roedler, p. 3

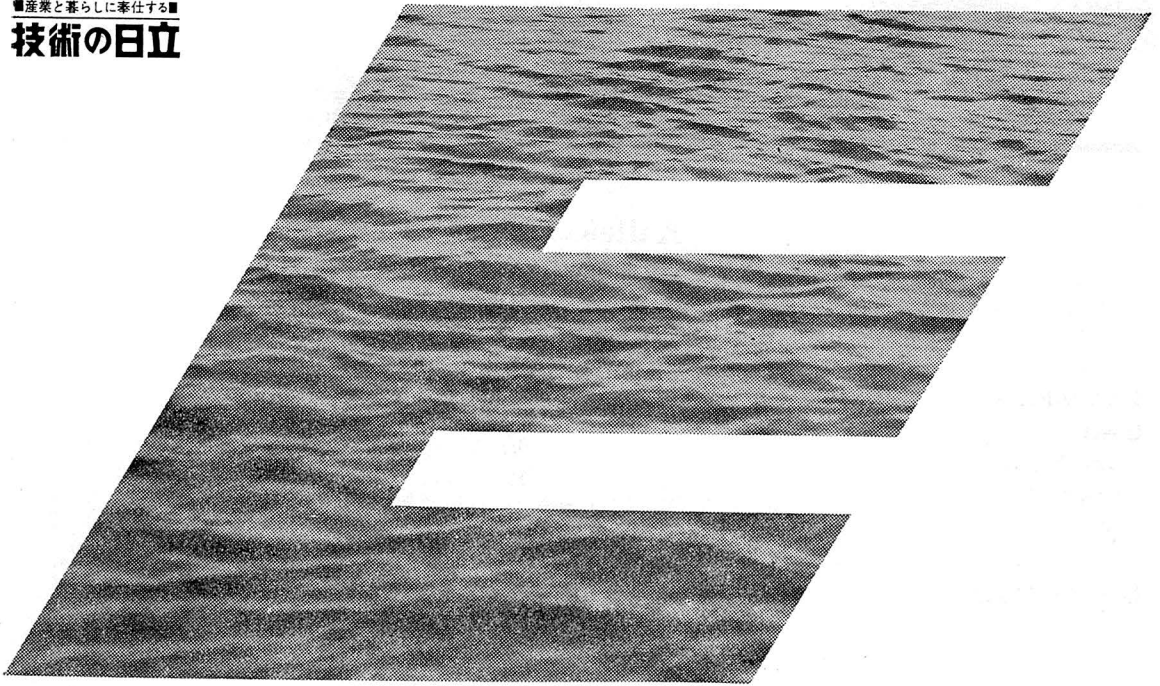
### 1965年Bedewessen についてのドイツ会議

D. K. Stelter, p. 3

### P. V. C. 硬管の発展に対して E. Setzer, p. 6, 図5

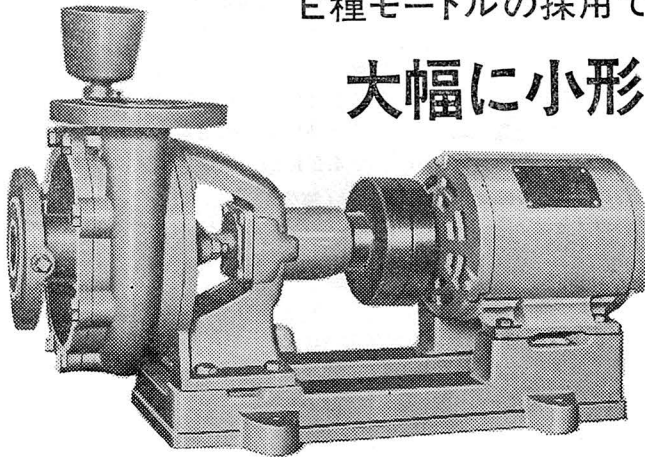
1966 2月号

### 建築家の職業教育のための“建築技術”講座の目的と課題 W. Krügel, p. 5



E種モーターの採用で

## 大幅に小形・軽量化!



効率の高さ、適応水量範囲の広さと共に  
使いやすいポンプとして、各地で好評  
をいただいていた日立ウズ巻ポンプ。

このほど、E種モーターの採用により大  
幅に小形・軽量化。しかもお求めやすい  
価格になりました。もちろん効率の高さ  
はこれまで以上。ビル給水用・冷暖房用  
農地かんがい用・簡易水道用・一般工業用  
に最適のポンプです。

- 運搬・据付けが簡単です
- モーターは直結もベルト掛け運転もできます
- 軸受容量は十分で、軸受箱は防滴構造です
- ポンプの吐出方向は上方垂直が標準ですが  
上方水平にもなります

《OV—CH形》

# 日立ウズ巻ポンプ

日立製作所

●お問い合わせは、もよりの営業所  
東京(27) 2111・大阪(37) 1401  
福岡(74) 5831・名古屋(25) 3111  
札幌(24) 2151・仙台(23) 0123  
高山(31) 3181・広島(21) 6191  
高松(31) 2111 または汎用機事業部へ  
東京(都千代田区大手町2の8(日本ビル))  
電話・東京(27) 2111(大代)



古代エルサレムの給水と Altertum の地下運河開さくについて

T. Kuhárszky, p. 4, 図 2

夜間用の蓄熱そうを持つ床下温気暖房の住居衛生的評価

J. Wegner, p. 9, 図 11, 表 1

地下水に溶けた炭化水素による流れへの表面張力の影響

P. Koppe, p. 6, 図 7, 表 5

1966 3 月号

個別暖房装置や中央暖房装置用のオイルバーナの特許について

K. Harraeus, p. 10, 図 23

油だき炉と空気汚染(チューリッヒ市の組織的研究)

P. Schätzle, p. 8, 図 6, 表 13

バーナと燃焼室とを綿密にマッチさせたときの燃料油の燃焼によるばいじん発生について

W. Tittor, p. 7, 図, 11

1966 4 月号

空気冷却の働きとその説明 W. K. Emmery, p. 3, 図 5

燃料油とその貯蔵 O. W. Kley, p. 8, 図 13, 表 2

10年間の降下じんあいの調査の結果 H. Kettner, p. 4, 図 8

地下水の広範囲な汚染悪化について

G. W. Ströhl, p. 7, 図 5

(井上嘉雄委員担当)

## Domestic Engineering

1966 1 月号

DE 特報

空調設備展望

1966 年における空調設備の市場は、広大で複雑であるという書きだして、20ページにわたり、今日における空調工事請負の現状報告をするとともに、その将来についての展望を行なっている。そのお主な項目をあげると、

コントラクタとその市場について pp. 35~41

コントラクタとその問題点について pp. 42~53

〔特別記事〕

温水缶の保護—ECO の決定遅延

アメリカ規格協会は、ガス温水缶に自動燃料停止装置をつけるという、アメリカ・ガス協会の要請に対する決定をさけている。 p. 58

労務と材料 pp. 61~64

新製品紹介 p. 19 から 11・½ページ分

第 14 回 ARI 展示会における展示品

p. 54 から 2 1/6 ページ分

1966 2 月号

〔特別記事〕

社説 p. 31

高温水暖房

ヨーロッパにおいてははじめられた高温水暖房の一手法がアメリカに普及しつつある。その名は“高温水”。

pp. 32~35, 写真 4, 図 3, 表 1

非床置形衛生器具の工事費

PDI (給排水・衛生工業協会) は、その新研究において、非

住宅建築の便所について、床置形と非床置形の器具の工事費の比較を行なっている。PDI は、非床置形の方が、平均して一式 74 ドル安いと結論づけている。 pp. 36~37, 表 2

忘れられている? 地下水

アメリカにおける水資源問題を解決するための現行計画は、最も純粋でかつ最も豊富な水源、すなわち地下水を無視するものである、とある工業家は言っている。 p. 38, 写真 1

ヘリコプタはあなたのお金を節約する

屋上に、ユニットを設置するには? ヘリコプタが最も合理的な方法である。 pp. 39~41, 写真 3, 図 1

アメリカ空調・冷凍工事業者 (ARCA) は、連合協会 (United Association) —配管工その他設備関係技能工の連合組合—に新協定を求めている。

pp. 42~43, 写真 1, 表 1

夢のバス・ルームを描く— Kossow 物語, その 2—

pp. 44~45, 表 3, 写真 2

二重販売

暖房, 空調機器販売合戦の非常な拡大は、逆にこの経済分野を縮少し破壊するものである、と先月、ある工業会代表者が上院委員に報告した。本紙はその販売論議の状況をここに報告する。 pp. 46~47

変化している仕様書の役割—来るか第 2 の工業革命—

設計者は、責任をもってより精確にまたより詳細な作業をすべきである。さもないと工事業者が、ついには設計者にとって代わることになるだろう。

p. 48 から 35 ページ分, 写真 1

税金の控除について

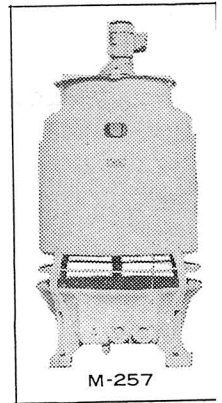
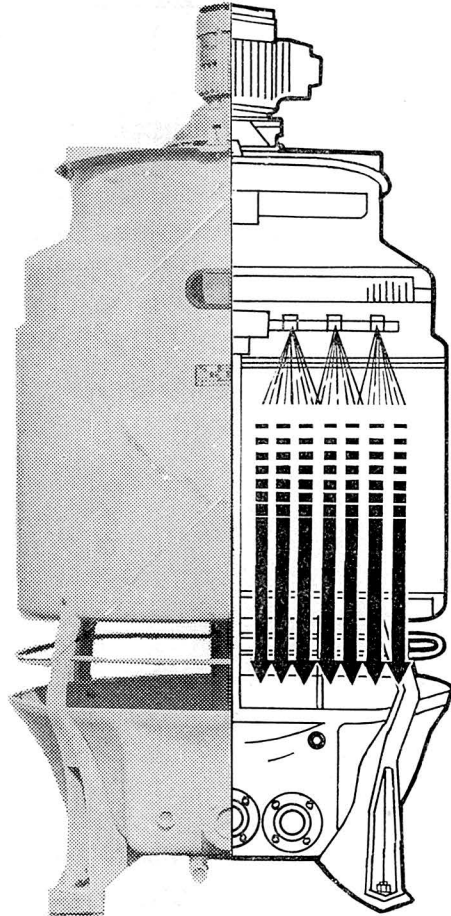
機械設備工事会社の経営管理に役立つ特別欄 p. 51

給排水設備規準—第 14 章完結編—

Dewey Dedrick, p. 52 から 2 ページ分



# 日立クリーリングタワー



M-257

本体にFRPPを使用!

ガラス繊維強化プラスチック

小形・軽量で  
寿命は  
半永久的です

FRP（ガラス繊維強化プラスチック）の本体と合成樹脂製充填物の使用によって、従来のタワーの使用に比べて、従来のタワーの約4に軽量化。耐風・耐食性にもすぐれ、寿命は半永久的。どのような悪条件のもとでも、つねに安定した性能を発揮します。小形ですから、据付場所にも制限されず、付帯工事費や運転経費が少なくすすみます。

- ムダのない水消費
- 静かな運転
- 高性能の散水
- 高効率の熱交換

※日立クリーリングタワーには、水量に合わせて十数機種がそろっています。

1966 3月号

1966 4月号

〔特別記事〕

社説 p.45

職長の訓練—重要な管理業務の一つであるところの一火のついた現場組立て作業 p.46から6½ページ分

現場組立て作業条項は、メーカーにとって自納形機器を設置する場合大変な障害となっている。メーカーの指導者達はユニオンとの戦いを法廷にもちこんでいる。 p.52 から 2½頁

〔データ〕 プロセッシング・システムは過大視されているのか、あるいはまた見落とされているのか

上昇する物価と企業競争の板ばさみになっている機械工事請負業者としては、近代的管理用機器で利用可能なものはすべて利用すべきである。そこで、データ・プロセッシング・システムの果たす役割は何か、それをここに示す。

p.54 から7ページ、写真3、図表13

標準化された空調設備の図示記号は時間と金を節約する RSES (The Refrigeration Service Engineers Society) は、設置工事およびサービスに用いられる電気配線図にあてはまる簡単な標準図示記号を提案している。

p.60 から 1½ページ分、図1

地中水泳プールの加熱器の経済的な大きさ

pp.61~63、表7

労務と材料 pp.64~68

建築と設備 p.75 から 1½ページ分

〔特別記事〕

社説

Werner Ellmann (発行者) p.41

明日の計画は今日ただ今はじめなさい

建設工事費の総額は、今後5箇年間非常に増加する。全建設市場における機械設備業者の売上げ分も、したがって増加する。そこで、機械設備工事会社の支配人としての貴方が、もしも将来に対して何の予測もしないとすれば、それは実際には、“将来もななら変化なし”という予想をしているのと同じ結果となり、このことは、あらゆる予想の中で最悪のものである。 p.42 から 6ページ分

空調設備—見のがすことのできない広大かつ拡大する市場である— pp.46~48、写真1

給排水設備—強調すべき事項である—

より良き給排水設備の需要が増加するであろうが、その程度は建物の種類によって異なる。 pp.49~51、写真1

暖房設備—堅実・着実に伸びている—

pp.52~54、写真2

工業用配管設備—繁栄に通ずる配管—

p.55 から 3½ページ分、写真1

宣伝販売 p.57

ショールームによる宣伝販売—過去の遺物が流行か—

pp.58~60ページ分、写真5

バジニアの会社が古い建物の改造工事の売りこみを開始した。 p.61 から 2½ページ分、写真5

設備工業基金の統合なる p.63 から 2½ページ分

(横田委員担当)

確實・品位ある設計施工



暖冷房・空調

衛生・水道

桜井工業株式会社

本社 東京都江東区深川2の8 電話東京(641)代表9121~6  
出張所 名古屋・小田原・札幌・仙台・福島・大阪・千葉

コーナン

# スパイラル・ダクト

当社が誇る製作の機動性  
現場出張製作  
管径最大 1,500mm

管 厚          管 径          管 長  
0.3mm~1.0mm 90mm~ 1,500mm 自由

使用材料.....亜鉛鍍鉄板、磨鋼板その他

(尚、エリミネーター及びマンホールの御注文にも応じます)



## 甲南産業機械株式会社

大阪市城東区今津町北1丁目2 電話 大阪 (961)0802

販売代理店

古島鉄管株式会社

(東京・大阪・名古屋・広島・福岡・札幌各本支店)

### 空気調和・暖房・衛生設備 設計施工

創業



五十周年

## 株式会社 城 口 研 究 所

取締役社長 高橋彦次郎

本 社	東京都千代田区神田多町二丁目九番地(神城ビル)	電 話	東 京(256)7111大代表
出張所	川崎市鋼管通り三丁目一〇番地	電 話	川 崎(34)4331代表
	横浜市西区平沼一丁目三六番二〇号	電 話	横 浜(44)0430
	名古屋市中区錦一丁目一九番三二号(広小路ビル)	電 話	名 古 屋(231)0974・4691
	札幌市北二条西四丁目一番地(三井ビル)	電 話	札 幌(24)8228
倉 庫	東京都足立区宮城一丁目四番一号	電 話	東 京(911)8961



第11次

空気調和・衛生工学会設備士  
資格検定試験問題



資料

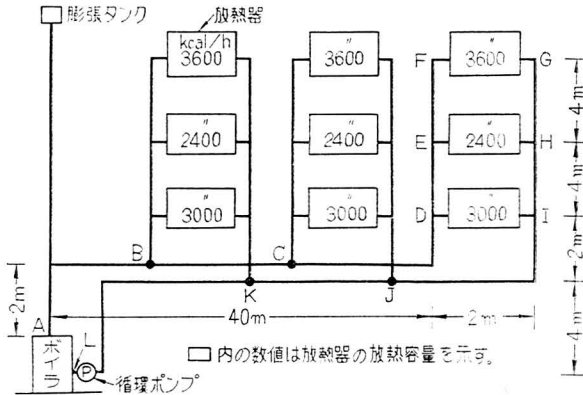
設備士規程細則 1.3 (a) (イ) (その1)

- (1) 次のような温水暖房装置について、各区間の循環水量、管径ならびにボイラ容量を求めよ。答には計算過程もしるすこと。

ただし 放熱器出入口温度差 : 10 deg (°C)  
配管熱損失 : 放熱器放熱容量の15%  
循環ポンプ揚程 : 4 m

また、ボイラ、放熱器、放熱器まわりの枝管を含めた配管局部抵抗の相当長は、直管長の100%とする。温度差による自然循環水頭は無視する。予熱負荷割増率は30%とする。

ただし、温水暖房については高温温水暖房のことを



付表 配管流量 (l/min)

圧力降下 (mmAq/m)	管 径 (B)					
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2
5	2.3	4.5	8.3	17.0	26.0	50.0
10	3.3	6.8	12.5	25.0	39.0	75.0
20	4.5	9.5	18.0	37.0	55.0	110.0
30	5.8	12.6	23.0	46.0	70.0	140.0
50	8.0	17.0	30.0	62.0	92.0	180.0
80	10.0	22.0	40.0	80.0	130.0	230.0

- (2) 次の暖房方式の長所、短所を述べよ。  
(a) 低圧蒸気暖房  
(b) 温水暖房

考えなくてよい。

- (3) 遠心送風機の主要な2種類を選び、羽根の形による特性の相違を、特性曲線を描いて比較せよ。  
(4) 防火ダンパに関し、つぎの各項につき知るところを記せ。  
(a) 取付位置と取付上の注意  
(b) 構造と機能  
(5) つぎの用語を簡単に説明せよ。  
(a) 第1種換気法  
(b) 熱通過率 (熱貫流率)  
(c) NCレベル

設備士規程細則 1.3 (a) (イ) (その2)

- (1) 下の左欄の略号に対応する用語を右欄より選び、その番号を【 】内に記入せよ。

- (a) SPR 【 】 (1) 顕熱比  
(b) SPL 【 】 (2) 静圧再取得  
(c) SHF 【 】 (3) 平均ふく射(放射)温度  
(d) COP(CP) 【 】 (4) 成績(動作)係数  
(e) MTD 【 】 (5) 音圧レベル  
(6) (対数)平均温度差

- (2) 図-1に示すような混合、冷却、再熱装置による空気状態の変化を空気線図上に描くと図-2のようになった。

- (a) 装置の各位置における空気状態を空気線図上の点で示せ。

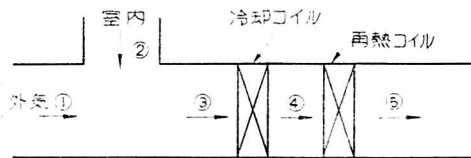


図-1

- (b) 空気線図上の④⑤の方向は何でできるか。  
(c) ①点は何を意味するか。  
(d) 顕熱負荷 2000 kcal/h としたとき⑤点における風量はいくらか。  
(e) 冷却コイルの負荷はいくらか。  
ただし、湿り空気の比熱を 0.245 kcal/kg'

• deg. 比容積を  $0.865 \text{ m}^3/\text{kg}'$  とせよ。なお、 $\text{kg}'$  は湿り空気中の乾燥空気の重量 (kg) を示す記号である。答には計算過程も示すこと。

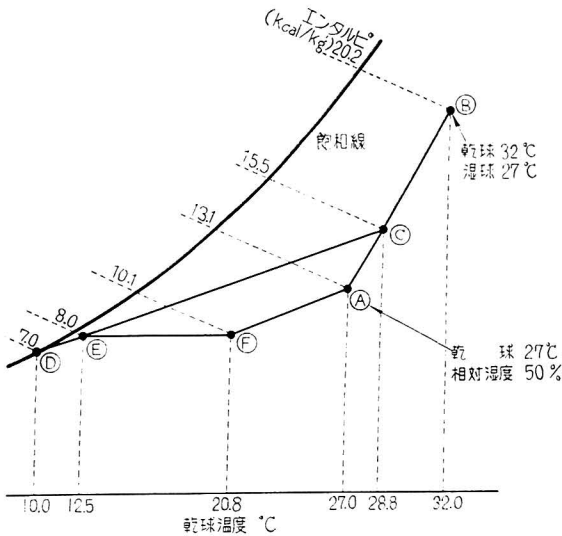


図-2

(3) 下に示す冷媒の圧力エンタルピー線図 (モリエル線図) について、次の間に答えよ。ただし、1 冷凍トン =  $3320 \text{ kcal/h}$   $1\text{kW} = 860 \text{ kcal/h}$  とする。

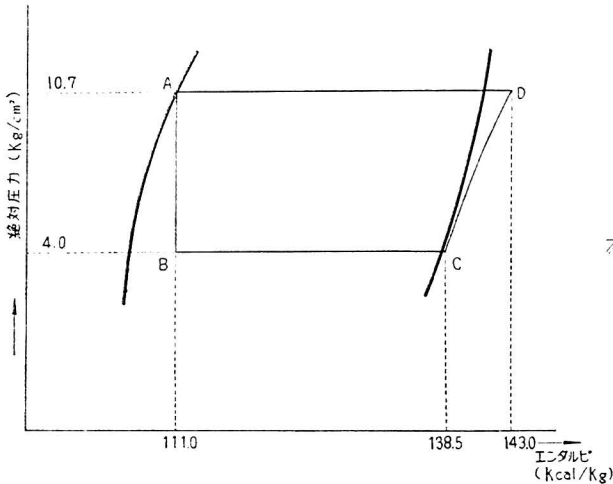


図-3

- (a) 図-4 の冷凍装置の各位置に対応する 図-3 のモリエル線図上の点を示せ。  
答の例 (9)~(10) (E)~(F)
- (b) 冷媒循環量  $1000 \text{ kg/h}$  当たり、蒸発器における冷却量はいくらか。
- (c) 冷凍サイクルの成績係数はいくらか。

- (d) 1 冷凍トン当たりの理論所要動力はいくらになるか。
- (c) 1 冷凍トン当たりの凝縮器 (コンデンサ) 用冷却水量を求めよ。ただし凝縮器出入口の水温度の差を  $5 \text{ deg}(\text{°C})$  とする。

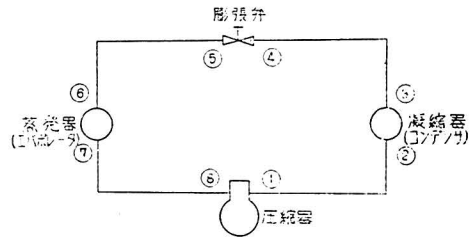
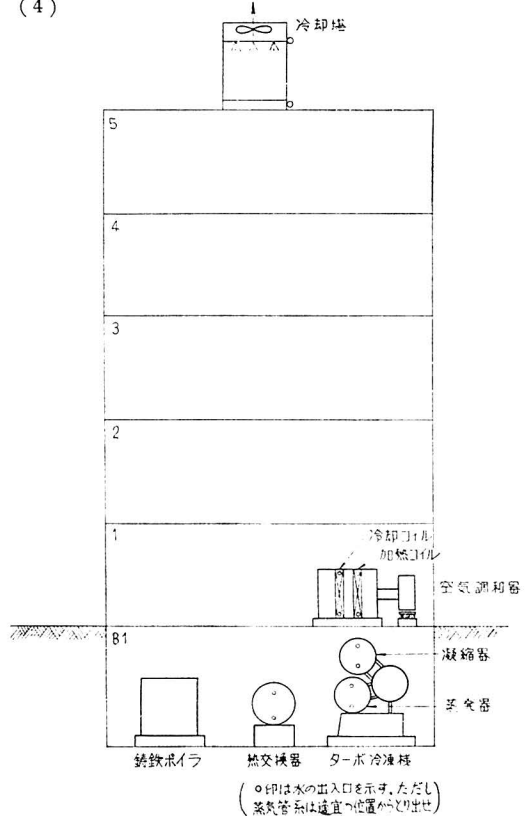


図-4

(4)



答の図示記号

- a 冷水管系
- b 冷却水管系
- c 蒸気管系
- d 温水管系
- Ⓟ ポンプの位置

図-5

地階にターボ冷凍機、ボイラおよび熱交換器、1階に空気調和器、屋上に排風機付き冷却塔を設けた図-5のような建物につき、次の間に答えよ。

- (a) 冷水（蒸発器で冷やされる水）管系を線図的に図中に実線で記入し、水の流れの方向に矢印をつけよ。
  - (b) 冷却水（凝縮器に使用する水）管系を線図的に図中に1点鎖線で記入し、水の流れの方向に矢印をつけよ。
  - (c) 蒸気管系を線図的に図中に点線で記入し、蒸気の流れの方向に矢印をつけよ。
  - (d) 温水管系を線図的に図中に2点鎖線で記入し、温水の流れの方向に矢印をつけよ。
  - (e) これらに必要なポンプの位置を図示せよ。
- (5) 次の用語を説明せよ。
- (a) アスペクト比
  - (b) 自由面積比（正味面積比）
  - (c) ゾーニング
  - (d) プレートフィンコイル

設備士規程細則 1.3(a)(口)

- (1) 水道直結給水管からボイラに給水するには、どうしたらよいか。配管図例を一つ示して説明せよ。
- (2) 空気調和設備系統中には、排水管を設けなければならない機器あるいは管系がある。それらの排水管を雑排水管に接続するとき、間接排水としなければならないものは何か。適当な具体的事例を五つあげよ。  
ただし、答は「〇〇よりの排水」というように簡単に記すこと。
- (3) 衛生器具の排水系統にはトラップが設けられる。このトラップはいかなる目的で設けられるか。
- (4) 給排水設備によく使用される通気方式の名称を三つ以上あげよ。

設備士規程細則 1.3(b)(イ)(その1)

- (1) 次の間に答えよ。
  - (a) 給水配管の設計において、管内の流速を制限する必要がある。適当な制限流速はどのくらいか。またその理由を述べよ。
  - (b) 給水せんを閉止するとき、給水管が振動し同時に音響を発することがある。この現象を防止するための配管を述べ、また弁類の選定上注意すべき点を二つ以上述べよ。

- (2) 内径40mmの給水管を水平に配管し、管内に180 l/minの水量を流すとき、管長60mについての摩擦損失水頭(mAq)を求めよ。ただし、途中の継手の損失はないものとし、次式により算出せよ。

$$h_f = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

ここに、

- $h_f$  : 摩擦損失水頭 (mAq)
- $f$  : 摩擦損失係数 (この場合0.04とする)
- $l$  : 管の全長 (m)
- $d$  : 管径 (m)
- $v$  : 管内の水の平均流速 (m/s)
- $g$  : 重力の加速度 (9.8 m/s<sup>2</sup>)

- (3) 消防法、同施行令および同施行規則による消火設備の設置および維持に関する技術上の基準により、次のそれぞれの消火設備に必要な専用水源の最小有効水量を求めよ。
  - (a) 各階の屋内消火せんの設置個数が、3個の防火対象物。
  - (b) 屋外消火せんを2個以上、設置しなければならない防火対象物。
  - (c) 地階を除く階数が11以上で、同一防火区画内に、閉鎖型スプリンクラーヘッド100個を設置した防火対象物。
  - (d) フォーム・ウォーター・スプリンクラーヘッド20個を、同時放射しなければならない防火対象物。
- (4) 地下2階、地上9階建のオフィスビルの消火設備について、消防法、同施行令および同施行規則による消火設備の設置および維持に関する技術上の基準により、次の問いに答えよ。  
ただし、屋内消火せんは各階6個設置するものとする。
  - (a) 消火ポンプの必要水量。
  - (b) 消火ポンプの必要揚程。  
ただし、管、ホース、ノズルの摩擦および弁、継手の抵抗による損失水頭の和は15m、フット弁より最上階の消火せんまでの実高は38mとする。
  - (c) 連結送水管を設置する必要があるか。もし必要とする場合は、放水口はどの階に設けなければならないか。
  - (d) 地下1階に自動車駐車場（駐車部分床面積200m<sup>2</sup>以上）を設けた場合に、これに適した消火設備を3種類列記せよ。

- (5) 衛生陶器が工事現場に搬入されたとき、どうい  
点について確認・検査しなければならないか三つ  
以上列記せよ。

- (2) 図-1の斜線部分は斜めに雨を受けるものと考  
えて、その50%を屋根面積とする。

設備士規程細則 1.3 (b) (イ) (その2)

- (1) 給湯設備の設計施工に当たり次の項目について述  
べよ。
- (a) 配管にこう配を必要とする理由。
  - (b) 給湯管のこう配はどのくらいが適当か。
  - (c) 上向き供給方式と下向き供給方式において  
給湯管および返湯管の横走管は、先上りこ  
う配と先下りこよう配とではいずれがよい  
か。
  - (d) 貯湯槽・温水ボイラの排水方法。
  - (e) 空気抜き配管方法を二つ以上あげよ。
- (2) 間接加熱式貯湯槽において、2000lの水を1時間  
で15°Cから65°Cに加熱するのに必要な加熱コイル  
の長さを計算せよ。ただし、次の仮定条件による  
ものとする。
- (a) 水の比熱および密度は上記温度範囲内で、  
それぞれ1 kcal/kg・deg (kcal/kg・°C) お  
よび1 kg/lとする。
  - (b) コイルは将来湯あかの沈積による能力の低  
下を考慮して、25%の割増しをする。
  - (c) 加熱コイルは径32 mmの銅管を使用する。  
この銅管の内側表面積1 m<sup>2</sup>当たりの管長  
は11.4 m、また伝熱量は内側単位表面積  
(m<sup>2</sup>) 当たり1170 kcal/h・deg (kcal/h・°C)  
とする。
  - (d) 供給蒸気の温度は108°Cとする。
- (3) 次の4種類のトラップについて、それぞれの形を  
略図で示し、その特徴を述べよ。また、衛生上使  
用することが好ましくない種類のものに対して  
は、その理由を付記せよ。
- (a) Sトラップ
  - (b) Pトラップ
  - (c) ドラムトラップ (胴トラップ)
  - (d) わんトラップ (ペルトラップ)
- (4) 最大雨量80 mm/hの地域にある下記建物の雨水  
立て管AおよびBの口径を付表により求めよ。

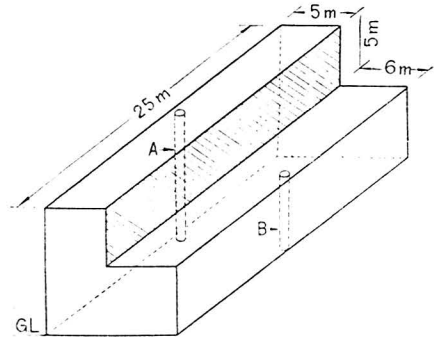


図-1

付表 雨水立て管の口径

口 径 (mm)	許 容 最 大 屋 根 面 積 (m <sup>2</sup> )
50	67
65	121
75	204
100	427
125	804
150	1254

- (5) 図-2に示す尿尿浄化槽の各槽のはたらきを述べ、  
かつ、機能が正常であるかどうかの点検を行なう  
場合の要点を四つ以上列記せよ。

【答の様式】

- (1) 各槽のはたらき……………
- (2) 点検の要点
- 1) …………… 3) ……………
- 2) …………… 4) ……………

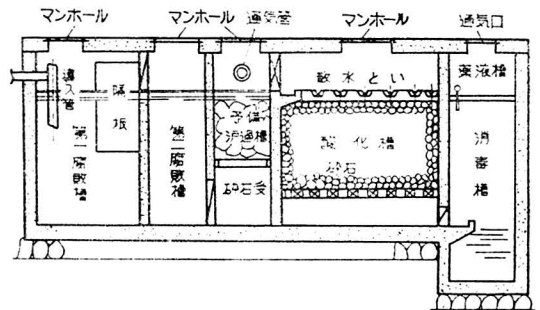


図-2

設備士規程細則 1.3 (b) (ロ)

- (1) 軸流送風機と遠心送風機の使用上の相違を述べ  
よ。

【備考】

- (1) 付表は最大雨量100 mm/hの表である。その  
他の最大雨量に対する許容最大屋根面積は次  
式により換算する。

$$\text{付表の数値} \times \frac{100}{\text{その地域の最大雨量}}$$


- (2) 次の用語を簡単に説明せよ。
- (a) 幅木放熱器 (ベースボードヒータ)
  - (b) 凝縮水ポンプ (コンデンセーションポンプ)
  - (c) 相当放熱面積
  - (d) 吸上げ継手 (リフトフィティング)
- (3) 室内において、人が感じる寒さ暑さの感覚に、主として影響する要素を四つあげよ。
- (4) 住宅の居室において許される騒音レベルとして、適当と思われる数値は次のうちのどれか。
- (a) 10 ホン
  - (b) 40 ホン
  - (c) 70 ホン
  - (d) 100 ホン

# エアロマスター


他に例を見ない独特な設備に必要な個所のみをいつでも自由に希望どおりの温度で年間空調ができます。

**消音設計で騒音を感じません。**  
超薄型ですから壁の中、窓の下、棚の下など何処にでも簡単に取り付けられて窓や壁をこわすような必要もなくスマートなデザインは、室内の装飾に一段と格調を高めます。  
運転音は独特な防振と消音設計により扇風機音より小さく、ほとんど騒音を感じません。

**だからといって高価ではありません。**  
いままでの冷暖房の不便さを見ごとに一掃した画期的なエアロマスターはオフィス、工場、ホテル、病院、高級住宅等の冷暖房装置です。



新製品  
超低形<AL型>



AF (床置型)  
AC (天吊型)  
その他付属部  
品及び吹出口

※カタログ技術資料は下記へお申込み下さい 御送附します。

## WEP エアロマスターズ株式会社

本社・大阪営業所 / 大阪市北区万才町50 北大阪ビル内 TEL. (312) 0331(代)  
 東京営業所 / 東京都新宿区角管町2丁目734の2 TEL. (342) 4521(代)  
 名古屋営業所 / 名古屋市中村区下広井町3の15 TEL. (582) 3866(代)

製作会社 松下精工株式会社

### ◇第41期第1回常務理事会

5月9日(火) p.m. 1.30, 内田会長, 田中, 左合両副会長, 鞍掛, 篠原, 高田, 種田, 徳岡, 北条, 宮野, 武藤, 横田各常務理事出席。

#### 協議事項

- 各種委員会委員および設備士会幹事候補について, 各委員長および設備士会より提出の原案につき協議し候補者を人選した。学会賞運営委員会は委員長の決定のみに止めた。
- 第41期(昭和42年度)事業計画確定の件  
事業担当理事より提案された年間の事業計画, 50周年記念祝典ほか各種行事日程を決めた。
- 便覧改訂版編集および発行の件  
便覧改訂版はきたる10月発行の予定にて進行中の報告あり, 資金計画その他検討, 6月より予約の募集にかかる方針を決めた。
- 学会誌50周年記念号発行について  
編集委員会にて具体案を練ることとした。
- 排水用硬質塩化ビニル管継手規格作成委員会より中間報告の件  
同委員会委員長, 倉田栄喜君よりの中間報告を受理これを了承した。
- 入会承認の件  
新入会 正会員 113, 学生会員 1, 賛助会員 3 を承認。設備士登録 159
- 第18回“原子炉建設に関する特別研究会”に名義使用承認の件
- 学会誌, 便覧の図表引用について  
牧田瑞雄君よりの上記申し出を承認した。

#### 報告事項

- バルブ用語 JIS 案審議終了の件
- 日本万国博覧会に関する特別規則

### ◇第41期第1回理事会

5月9日(火) p.m. 3.00, 内田会長, 田中, 左合両副会長, 浦野(善), 岡, 鞍掛, 佐々木, 篠原(隆), 田中(良), 高田, 種田, 徳岡, 平田, 船橋, 北条, 南, 宮野, 武藤, 横田各理事出席。(20名)

委任状提出者 射場本理事ほか7名。

#### 議 事

- 第40期理事よりの引継事項の件  
前期理事より送り事項を検討し, これを確認。
- 第41期事業計画の件  
常務理事会より提出の年間事業計画および日程を審議決定。
- 各種委員会および設備士会幹事委嘱の件  
常務理事会の人選による候補者につき一部修正決定。
- 便覧改訂版編集の件

### ◇事業計画委員会(第41期度第1回)

5月10日(水) p.m. 3.00, 高田委員長, 須貝, 鈴木, 橋爪, 早川, 平田各委員出席。

#### 報告事項

- 講義会
 

空調調和設備の実務の知識	申込者数	135名
衛生設備の実務の知識	申込者数	58名
- 見学会
  - 新宮殿見学会 5月12日(金), 19日(金) 実施。
  - 日本不動産銀行見学会  
学会誌, 5月号に掲載。見学者を100名とする。
- 連合講演会

4月21日(金), 22日(土) 於全通会館  
参加者 50 ~ 70名

なお, 機械学会より明年の同講演会を4月下旬ごろ開催希望申し出あり, 了承することとした。

#### 協議事項

- 座談会の件  
“地域冷暖房”の座談会を6月か7月ごろ非公開で開催することとした。
- 秋季学術講演会日取り  
創立50周年記念式典の10月25日(水)の前後を予定することとした。

### ◇第10回編集委員会

5月17日(水) p.m. 4.00, 横田, 徳岡, 各理事, 阿部, 鈴木, 橋口, 早川, 松野, 三川各委員出席。

#### 議 事

- “地域暖房”の座談会について, 事業計画委員会で学会の事業としてとりあげられることになり企画を編集委員会に一任された旨の報告があり, なお細部については編集理事と事業計画委員会で相談のうえ決定することにした。
- 手持ち原稿表その他によって会誌8月号の内容を決定した。
- 手持ち原稿の査読結果につき報告があった。
- ダクト委員会より出された“ダクトの基準化に関する研究”の会誌掲載につき検討した。
- 竣工設備概要カード一覧表によって, 2件の建物について原稿執筆を依頼することにした。
- 50周年記念特集号について検討し, 発行時期を来年1月号あたりに予定することにし, 内容については次回委員会までに各委員が案をもちよることにした。

### ◇用語(衛生分科会)委員会(第55回)

5月26日(金) p.m. 1.00, 森村主査, 平川, 清水, 桜井, 平田各委員および浦(臨時)君出席。

#### 協議事項

- 前回に引き続き森村主査担当の衛生用語(新語)のうちS項に

ついて、1～32 まで検討を終了した。

◇給排水設備規程委員会資料調査小委員会(第32回)

5月26日(金) p.m. 3.00, 森村委員長, 安部, 桜井, 平田紀谷, 前島, 豊田(代理岸)各委員および浦(臨時)君出席。

協議事項

1. 豊田委員提案事項について協議。
2. 桜井委員担当 Domestic Engineering 1963, 8～12 について検討を終えた。
3. 文献分類表の1部について追加修正した。
4. 次回は、桜井委員担当の Domestic Engineering について検討する予定。

◇給排水設備規程委員会起草小委員会(第60回)

5月26日(月) p.m. 6.00 森村委員長, 仲田, 深井, 長谷川, 平田各委員出席。

協議事項

1. 森村委員長提出の解説の前文について協議した。
2. 今後の予定について協議した。

◇給排水設備規程委員会実験調査小委員会(第3回)

42年5月30日(火) p.m. 2.00, 森村委員長, 深井幹事, 安部(代理藤村), 紀谷, 久野, 代々木, 篠原, 関根, 豊田, 仲田, 伴, 平田(悦)(代政木), 平田(純), 松野各委員出席。

協議事項

1. 各分科会の研究計画書について担当委員から説明があった。これについて汚染防止分科会の“電気洗たく機による汚染”は、ビル環境衛生基準委員会の関連から計画を早めたいこと、電気洗たく機のほか、医療器械なども含めたいなどの意見があった。
2. 各分科会の昭和42年度の予算を検討した。
3. 各分科会の昭和43年度予算の見通しについて検討した。
4. 各分科会の委員構成について検討し決定した。

◇給排水設備規程起草小委員会(第61回)

6月1日(木) p.m. 2.00, 森村委員長, 篠原, 深井, 長谷川各委員出席。

協議事項

1. 篠原, 種田, 森村, 深井, 平田各委員分担の解説原案につき検討し、全部の検討を終了した。

◇創立50周年記念行事委員会(第8回)

5月31日(水) 12.00 noon, 田中委員長, 勝俣, 城口, 種田, 高田, 北条, 宗岡各委員出席。

協議事項

1. 記念行事行程に関する件
2. 感謝状, 表彰状, 贈呈者の範囲に関する件
3. 式典, 懇親会招待者に関する件
4. 記念品に関する件
5. 50周年に関する(行事, 年表)収支予算に関する件

<設備士会会報>

◇第2回常任幹事会

5月18日(木) 12.00 noon, 渡辺会長, 坂井副会長, 稲生, 加藤, 河瀬, 椎野, 寺岡, 宮野, 横田各常任幹事出席。

協議事項

1. 常任幹事会分掌運用構成に関する件  
常任幹事会の運用につき担当委員を決めた。
2. 会議予定立案に関する件  
昭和42年度の会議予定を決めた。
3. 支部に関する事項
4. 厚生省のビル衛生管理法(仮称)案成立の見通しについての設備士会の対策について
5. 懇案会務整理促進に関する件
6. 大沢君(前幹事長)に対する名誉会員推薦の件
7. 東北, 中部(5月26日), 近畿(5月27日)支部総会が開催されるにつき中部, 近畿支部へは渡辺会長が出席, 東北へは坂井副会長が出席する。

**コルク**



CORK

株式会社 **丸山コルク工業所**

防震用機械台コルク板  
設計施工  
暖房冷房・絶縁工事


東京都千代田区神田鍛冶町2丁目18番地  
電話 神田(251) 8318・8319・6226  
工場 江東区亀戸町6丁目50番地  
電話 城東(681) 1248



## 設 備 士 新 登 録 者 名 簿

昭 和 42 年 6 月 12 日 現 在

登録番号	氏 名	所属支部	登録番号	氏 名	所属支部
3818	安 岡 宗 治	近 畿	3842	坂 井 研 次 郎	東 京
3819	越 川 和 雄	東 京	3843	小 島 英 嗣	東 京
3820	西 川 光 男	東 京	3844	木 本 久 仁 夫	東 京
3821	曾 川 正 義	近 畿	3845	河 合 芳 市	東 京
3822	吉 良 山 猛	東 京	3846	勝 亦 功	東 京
3823	富 谷 精 一	東 京	3847	石 川 和 彦	東 京
3824	鳥 山 浩 夫	九 州	3848	山 田 太 郎	近 畿
3825	関 川 治 夫	信 越 北 陸	3849	山 田 勝 郎	信 越 北 陸
3826	阿 武 治 宏	近 畿	3850	野 地 房 太 朗	東 京
3827	黒 川 清 雄	近 畿	3851	辻 則 保	信 越 北 陸
3828	夢 川 実 雄	東 京	3852	島 田 寛	東 京
3829	池 田 常 二	九 州	2853	二 木 紘 一	東 京
3830	安 江 勉	信 越 北 陸	3854	鈴 木 文 昭	信 越 北 陸
3831	小 野 裕 助	近 畿	3855	野 鳥 居 孝 義	信 越 北 陸
3832	松 下 柏 郎	東 京	3856	山 田 治 夫	信 越 北 陸
3833	山 崎 威 隆	東 京	3857	堀 江 喜 三 郎	近 畿
3834	在 国 寺 隆	九 州	3858	池 田 貢	北 海 道
3835	渡 辺 末 俊	九 州	3859	高 橋 巖 潔	北 海 道
3836	山 口 幸 男	東 京	3860	渡 辺 潔	北 海 道
3837	平 山 勲	近 畿	3861	古 谷 哲 男	北 海 道
3838	中 林 茂 松	東 京	3862	油 谷 勝 夫	東 京
3839	戸 来 恭 介	東 京	3863	堀 江 宣 男	東 京
3840	高 橋 武 規	東 京	3864	高 野 清 之 丞	東 京
3841	高 橋 貞 吉	東 京	3865	木 野 溥 治 雄	近 畿



Saveall  
Automatic  
Sprinkler

**GLOBE**

米国グローブスプリンクラー会社 日本総代理店  
東京都港区芝三田三丁目十二番地

電話三田 (451) 0088 ~ 9 株式会社  
(453) 1041 代表 会社

保険料の割引のある

グローブスプリンクラー  
エアフォームスプリンクラー  
ドレンチャック  
消 火 栓

設計施工

**宮 本 工 業 所**

社団法人 空気調和・衛生工学会  
創立 50 周年記念事業後援会会員申込者名

賛助会員または団体 I (昭和 42 年 2 月 10 日まで分)

(敬称略)

社 名	口数	社 名	口数	社 名	口数
(株) 安藤鉄工所	1	(株) 建 材 社	25	西 部 機 材 株 式 会 社	2
暁建設工業株式会社	10			(株) 関口設備設計事務所	1
(株) 朝日工業社	20	江 昌 株 式 会 社	1	設 備 経 営 研 究 会	2
イカリ工業株式会社	10	(株) 興盛工業所	5	仙 台 置 場 工 業 株 式 会 社	1
井上工業株式会社	1	甲南産業機械株式会社	1	(株) 田口設備	5
石川島播磨重工業株式会社	5	(株) 小島製作所	1	田 中 工 業 株 式 会 社	1
(株) 板橋空調	2	小山設備工業株式会社	3	大 成 建 設 株 式 会 社	25
		佐々木工業株式会社	1	太 平 工 業 株 式 会 社	1
(株) 宇野沢組鉄工所	15	佐世保管工事協同組合	1	大 東 機 工 式 株 会 社	1
浦野文化設備株式会社	2	斎久工業株式会社	15	高 砂 熱 学 工 業 株 式 会 社	25
(株) 荏原製作所	25	(株) 桜井建築設備研究所	3	高 砂 鉄 工 株 式 会 社 ボンプ事業部	2
塩化ビニル管・継手協会	5	桜井工業株式会社	10	第 一 企 業 株 式 会 社	5
		三幸工業株式会社	5	第 一 工 業 株 式 会 社	20
大分県管工事協同組合	1	三神工業株式会社	3	高 千 穂 工 業 株 式 会 社	2
(株) 大林組	15	(株) 三条機械製作所東京出張所	1	(株) 竹村工務店	10
近江鑄工株式会社大阪出張所	1	(株) 三盛製作所	2	(株) 巽鑄工所	3
(株) 大阪建材社	1	(株) 三和工業商会	1	(株) 谷山鉄工所	5
大阪ラセン管工業株式会社	1	塩野義製薬株式会社	1	中 央 工 業 株 式 会 社	1
大阪電気暖房株式会社	25	芝工業株式会社	10	(株) 千代田工業所	2
(株) 小河建築設計事務所	1	(株) 島倉鉄工所	10		
		(株) 秀光社清田工業所	5	鉄道保安工業株式会社管工事支店	1
鹿島建設株式会社	15	昭和温調工業株式会社	10	德 永 鑄 工 株 式 会 社	1
川島産業株式会社	1	昭和設備工業株式会社	10	東 京 管 工 株 式 会 社	5
川本工業株式会社	10	昭和鉄工株式会社	20	東 京 暖 冷 房 衛 生 工 事 業 会	2
関林工業株式会社	3	昭和鉄管継手株式会社	3	東 京 都 空 調 衛 生 工 業 協 同 組 合	2
		清水建設株式会社	15	東 洋 熱 工 業 株 式 会 社	20
木下設備工業株式会社	1	(株) 城口研究所	15	東 洋 キ ャ リ ア 工 業 株 式 会 社	25
(株) 菊池工業所	1	振 東 株 式 会 社	1		
(株) 協立電機製作所	5	進 和 貿 易 株 式 会 社	10	内 外 ア ス ベ ス ト 株 式 会 社	20
桐田工業株式会社神戸営業所	1	新 光 ア ス ベ ス ト 株 式 会 社	1	中 島 商 事 株 式 会 社	3
近畿設備株式会社	2	新 見 工 業 株 式 会 社	15	七 洋 設 備 株 式 会 社	10
		新明和工業(株)大阪営業所	1		
空研工業株式会社	10	新 菱 冷 熱 工 業 株 式 会 社	20	二 宮 機 工 株 式 会 社	2
(株) 栗田電機製作所	3			(株) 西原衛生工業所	15
		(株) 水工社	1	(株) 西原環境衛生研究所	10
		須賀工業株式会社	25		

日管工業株式会社	5	(株)日立製作所	5	宮崎県管工事工業協会	1
日共冷熱機材株式会社	1	(株)平川鉄工所	15	宮城県管工業協同組合	2½
日建設計工務株式会社	3	平野アスベスト株式会社	1	(有)宮園製作所	2
日田建工株式会社	1			(株)宮本工業所	5
日萬磁産株式会社	2	福岡空調衛生工業会	5	明和管工業株式会社	1
日本アスベスト株式会社	5	富士写真フィルム株式会社足柄工場	1	明機工業株式会社	1
(株)日本エアコンセンター	1	富士特殊工業株式会社	1		
(社)日本管工事工業協会	4	(株)本庄商会	3	大和管機工業株式会社	5
日本管工業株式会社	10			(株)大和商会	2
日本サプロー株式会社	1	(株)前田鉄工所	20	山武ハネウエル株式会社	20
日本暖房機器工業会	2	(株)増岡組東京支店	5	大和バルブ工業株式会社	5
日本理装工業株式会社	5	(株)増島製作所	15	山田工業株式会社	10
(株)長谷川鑄工所	15	三木設備工業株式会社	1	(株)友工社	2
(株)阪急百貨店	1	三菱商事株式会社	10		
日向設備工業株式会社	1	(株)御法川工場	15	理研鋼機械株式会社	20

## II (昭和42年3月25日まで分)

愛知県管工事工業協同組合	10	川崎設備工業株式会社	15	大成冷熱工業株式会社	3
(株)アイエス工業所	2			大成温調工業株式会社	10
(株)あづまポンプ製作所	10	協和建設工業株式会社	10	大幸設備工事株式会社	5
		岐阜県管工事設備工業協同組合	1½	第一企業株式会社(道)	5
伊奈製陶株式会社	5	(株)経塚工務所	5	第一設備工業株式会社	15
(株)岩田商会	5			ダイキン工業株式会社	5
		(株)栗本鉄工所	5	立石管工業株式会社	5
ヒ杉工業株式会社	5	(株)釘安鉄工所	3	(株)高島製陶所	1
(株)浦辺建築事務所	1			高橋工業株式会社	1
浦安工業株式会社	5	見洋工業株式会社	5	大和設備工業株式会社	5
		五建工業株式会社	5	大和施設工業株式会社	1
ニバホット工業株式会社	2			(株)竹中工務店	15
		(有)斎藤アスベスト工業所	5		
緒方設備株式会社	1	(株)斎藤省三商店	15	千代田工事株式会社	1
(株)大泉工場	5	三富工業株式会社	10	中部冷凍空調協会	2
(株)大岩機器工業所	3	三機工業株式会社	25	中外爐工業株式会社	1
大石商事株式会社	5	三協興業株式会社	1		
(有)大嶽鑄工所	5	三建設備工業株式会社	20	東海設備株式会社	1
大阪ドレネージ工業株式会社	5	(株)三見商会	15	東京朝日物産株式会社	2
大友工業株式会社	2			東京都管工事工業協同組合	10
大森石綿工業株式会社	1	信和産業株式会社	3		
(株)大森施設工業所	1	(株)神野製作所	5	名古屋市指定水道工事店協同組合	1
岡田工業株式会社	1			内外施設工業株式会社	1
岡設備工業株式会社	1	(株)武部鉄工所	5		

ニッタン株式会社	1	(株)西原衛生工業所大阪店	10	平和アスベスト株式会社	1
日東瀘水株式会社	1	熱ポンプ工業株式会社	1	マコト設備工業株式会社	1
日本衛生陶器工業組合	1	早川工業株式会社	7	(株)丸二製作所	10
日本自働機器工業会	2	日立工事株式会社	25	三菱電機株式会社	5
日本電技株式会社	2	日比谷総合設備株式会社	5	宮城珪礬土株式会社仙台出張所	1
日本陶業株式会社	2	平石工業株式会社	1	(株)本山製作所	15
日本ランコ株式会社	3	(株)フシマンバルブ	3	山内鉄工株式会社	1
日本パークライジング株式会社	1				
二和工業株式会社	5				

III (昭和42年4月25日まで分)

(株)朝倉製作所	10	(株)田上保温	1	(株)長谷川商会	1
(株)エスケー製作所	3	立川工業株式会社社長野店	1	フシマン株式会社	3
エビス工業株式会社	2	太洋冷機工業株式会社	1	(株)不二工機製作所	2
荏原インフィルコ株式会社	10	第一管工事株式会社	1	(株)富士製作所	10
(株)岡崎商店	1	(株)大東工業所	5	北英熱器株式会社	10
(株)尾崎商会	1	大栄設備株式会社	2	丸光産業株式会社	2
温水工業株式会社	2	千代田エアフロー株式会社	3	三菱樹脂株式会社	2
九州管材株式会社	1	千代田技研産商株式会社	2	三菱重工株式会社 機械事業部冷機部	5
北九州管友会	1	帝国アスベスト工業株式会社	1	三吉機械工業株式会社	10
(株)協和工業所	1	(株)巴商会	15	(株)村上製作所	2
協進工業株式会社	2	土居工業株式会社	1	(株)吉場製作所	5
小糸工業株式会社	2	東洋陶器株式会社	25	菱和調温工業株式会社	15
古賀工業株式会社	1	内外施設工業株式会社	(追)4		
(株)鷺宮製作所	20	(株)ナルト商会	1		
(株)札幌建材社	1	日本空気工業株式会社	1		
三辰工業株式会社	5	日本工営株式会社	1		
佐野建設産業株式会社	1	日本エアークンジションナース株式会社	1		
サクラ工業株式会社	1	日本ペロー工業株式会社	5		
神鋼ファウドラール株式会社	2	日建工業株式会社	5		
		西本建設工業株式会社	1		

IV (昭和42年5月19日まで分)

(株)大橋商会	5	大東設備工業株式会社	1	(合)日新工業	1
北九州管友会	1	東京換気株式会社	1	(株)丸喜工業所	1
古島鉄管株式会社	5	日本鋼管継手株式会社	6	(株)丸島商店	1
弘栄設備工業株式会社 仙台支店	1	日本工営株式会社	1	(株)北王建設工業所 札幌支店	1

## V (昭和42年6月6日まで分)

旭設備工業株式会社	1	(株) 岡田工事部	1	東京瓦斯株式会社	5
石田建材工業株式会社大宮支店	1	黒沢建設工業株式会社	2	牧野工業株式会社	1
大阪管工設備研究会	100	三信冷熱工業株式会社	1	丸加設備工業株式会社	1
(株) 大西熱学工業所	3				

## 社員または個人 V (昭和42年6月6日まで分)

(敬称略)

氏名	口数	氏名	口数	氏名	口数	氏名	口数	氏名	口数
安達良雄	1	磯井和夫	1	江原弘佑	1	加藤有二	1	小海康則	1
浅井廉平	1	石川利雄	1	江上雅通	1	加藤孝	2	小柴雅和	1
浅香毅	1	石川昭男	1	遠藤慎治	1	加藤哲之助	1	小林英雄	1
浅野義雄	1	石井三郎	1			加藤孝夫	2+3	小林陽太郎	3
穴山遙	1	石原弘	1	岡崎克頼	1	神山一夫	1	小日向貞敏	1
荒瀬行夫	1	石飛耕治	1	岡村成敏	1	神山欣三	1	小日向興良	1
赤松栄太郎	1	石黒長嗣	2	岡崎靖男	1	神谷久雄	1	小谷弘之	1
声原栄一	1	石村郃	1	岡野房明	1	亀山純	1	河野力	1
足立広信	1	岩井実	1	岡本一郎	3	片山力矩	1	幸田録郎	2
		岩田忠	1	岡村一男	1	金井二郎	1	幸田彰	2
		岩崎健介	1	尾形博正	1	川勝俊郎	1	権田甚太郎	2
井上治雄	10	岩崎健二	1	大谷憲	1	川島政雄	1	許斐秋吉郎	1
井上英	1	池上駿三	1	大野裕	1	川下啓三	1	近藤要二	1
井上民雄	1			大橋淳二	1	鎌野康男	1	近藤満司	1
井深重雄	2			大谷慎次郎	1	鎌田達男	1	近藤喜美男	2
伊藤積	1	上田実郎	1	大谷徳弥	1				
伊藤泰介	1	上野繁夫	1	落合誠吾	1	北川寛	1	左海郎昌	1
伊藤文武	1	上松茂	1	越智善助	2	北村滋	2	佐藤袁也	5
伊藤健城	1	卯月定雄	1	小野岡信一	1	喜来勉	2	佐藤辰治	1
伊藤栄三	1	宇野康彦	1	小野寺文好	1			佐藤正	1
伊山治男	1	内桶実	1	小野寺英敏	1			佐藤文敏	1
飯島信洋	1	梅村吉春	1	小笠原正夫	1	榎沢政幸	1	佐藤忠平	1
飯田弘	1	薄井光一	1	小齋佑一	1	桑原英一	1	佐藤信治	1
飯田耕一	1	海野洋一	1	奥山信一	2	久保田秀雄	1	佐藤敏夫	1
一木豹	1					工藤保夫	1	佐藤任安	1
生田満	1			香川武二郎	1	黒川徳一	1	佐藤勝利	1
板津学	1			加藤和夫	1	黒坂誠	1	佐藤順一	1
今井孝	1	江原四郎	1	加藤達男	2	窪田信義	1	佐藤勝則	1
今井隆雄	5	江角直行	1			毛塚一男	1	佐野正穂	1
五十嵐保	1								

佐々木 邦彦	3	副島 茂助	3	富沢 伸吉	1	浜口 敏雄	3	松原 好三郎	1
佐々木 徹	1			豊田 増三郎	1	早坂 敏男	1	松田 孝央	1
齋藤 美喜男	1			得能 義昭	1	原田 秀昭	1	松本 健二	1
齋藤 文夫	2	田辺 孝一	1					松本 勝昭	1
齋藤 正一	1	田辺 郁男	1					松本 敏彦	1
坂本 熊男	1	田中 正	1	中尾 勝	1	樋山 孝治	1	松村 元男	1
酒井 俊助	1	田中 秀夫	1	中泉 光央	1	比嘉 篤	1	松村 哲郎	1
酒井 寅司	1	田中 富士夫	1	中矢 義郎	1	広瀬 公信	1	黛 正美	1
酒井 克衛	1	田中 実	1	中塚 清	1	広田 浩示	1		
先川 博	3	田幡 金四郎	1	中島 清次	1	平川 清	1		
沢田 武己	1	多田 京子	1	中村 克己	1	平田 純一	1	美濃部 昭雄	1
沢田 栄啓	1	多胡 政弘	1	中川 弘	1	平田 賢造	1	三浦 十二郎	1
里見 安啓	1	高井 広	1	中野 藤栄	1	平光 猛司	1	三上 亮悦	1
		高野 俊一	1	中野 賢蔵	1	大坂工大)		三村 茂	1
		高橋 喜男	1	中橋 三治郎	10	林 太郎	2+3	三谷 英生	1
清水 三郎	1	高橋 成安	1	成瀬 仙六	1			水上 良孝	1
静野 英雄	1	高橋 健二	1	永沼 稔	1			水木 一男	1
渋谷 義一	1	竹丸 美晴	1	永井 国雄	1	藤木 健	1	水沢 啓次	1
鳥村 晴隆	1	武田 梗市	1	長島 哲義	1	藤田 正夫	1	水谷 豊	1
清水 洋明	1	武井 喜久雄	1			藤崎 桂一	1	宮川 次郎	1
重川 多喜男	2	武田 利夫	1			藤井 静光	1	宮崎 勝盛	1
下山田 義美	1	滝口 明穂	1	西 福一	1	藤川 雄佐	1	宮嶋 修	1
庄子 昇輔	1	谷口 一夫	1	西尾 一夫	2	藤野 久男	1	宮野 秋彦	1
白木 秀輔	1	谷口 光央	1	西川 卓男	1	藤原 喬重	1	皆月 明	1
進藤 勇雄	1	立和 太	1	西沢 忠一	1	藤原 和夫	1	湊 明弘	1
		丹司 善男	2			藤沢 淳人	1		
		団 紘一郎	1	貫井 良司	1	古屋 行男	1	村林 和昭	1
菅野 慶治	1					古海 邦昌	1		
菅村 安夫	1					文挾 達雄	1		
砂川 尚一	1	千葉 信夫	1			福島 稔	1		
鈴木 啓三郎	1	千坂 武敏	1	野村 嗣生	1	深谷 守康	1	毛 昭東	1
鈴木 鉄夫	1			野崎 操一	1			毛利 泰三	1
鈴木 英吉	2			野口 充	1			本宮 淳	1
鈴木 庄次郎	1	月岡 宣夫	1	野口 健三郎	1	細島 敏晴	1	本山 辰也	1
鈴木 寛	1	築野 勘市	3			星 享秀	1	森基 多夫	1
鈴木 光次	1	鶴岡 元之助	2	馬場 芳晴	1	本田 修一	1	森本 祐喜	1
杉山 晃一	1	網 干 晋	1	林 市雄	1			森 義信	1
杉山 忠男	1			林 恒夫	1	真野 勝美	1	森松 栄一	1
杉本 治由	1	寺田 尚弘	1	橋本 友宏	1	真野 子郎	1	森 新一郎	1
				橋本 弘章	1	増山 正栄	3	安井 賢	1
瀬戸 正春	1			畑 庸之助	1	前田 敏彦	1	山口 昌秀	1
関根 靖幸	1	土井 季正	10	長谷川 猛	1	前嶋 奎吾	1	山口 惠久	1
関根 光頼	1	富岡 芳郎	1	花守 干二	2	前川 禎佑	1	山口 博信	1
		富林 護	1	間 善作	1+4	松田 昭治	1	山口 政一	3

山口 賢	1	山田 源一郎	1	山西 辰信	1	横山 忠雄	1	渡辺 励	1
山下 智正	1	山田 裕	1	八島 良輔	1	横山 正弘	1	渡辺 正三	1
山下 卯一郎	1	山辺 幾雄	2			吉村 政幸	1	渡辺 千秋	1
山村 要之助	2	山本 広	1			吉田 賢二	1	渡辺 昭郎	1
山田 温道	1	山内 政勝	1	結城 政志	1	吉村 享	1		

### 入会受付および口数累計

会 員 別	第1回 ~ 第4回		第5回		計	
	入会者数	口数	入会者数	口数	入会者数	口数
賛助会員または団体	278社	1563	10社	116	288社	1679
社員または個人	2657名	3613	333人	417	3000人	4030



## 空気線図

- I 湿り空気  $i-x$  線図 (NC線図)  
 II 湿り空気  $i-x$  線図 (LC線図)  
 III 湿り空気  $i-x$  線図 (HC線図)  
 IV 湿り空気  $t-i$  線図  
**体 裁** 各線図の大きさ(縦 49cm, 横 45cm),  
 4枚1組袋入  
**定 価** 1組 100円 (送料 60円)

### 湿り空気 $i-x$ 線図 (NC線図)

- 体 裁** B5判変形 (縦 29cm, 横 26cm),  
 50枚綴り, トレーシングペーパーに印刷  
**定 価** 1冊 300円 (送料 80円)

### 冷・暖房負荷計算表

- 体 裁** B5判 7ページ (記入用紙の計算  
 表1枚はトレーシングペーパーに印刷)  
**定 価** 1部 100円 (送料 50円)

申込先 **空気調和・衛生工学会**  
 東京都中央区京橋2-9  
 電話 (562) 2981 代表

## 図示記号

空気調和・衛生工学会規格 (HASS 602-1962)



大きさ ページ数 B5判 12ページ  
 上質紙使用 紙サック入り  
**定 価** 1組 ¥ 100 送料50円

- 配 管  
 暖房・給汽 空気調和 給水・給湯  
 排水 消火 ガス
- 継手 類  
 ネジ込形管継手 水道用鑄鉄異形管  
 排水用鑄鉄異形管  
 ネジ込形排水管継手 伸縮継手
- 弁・コック・計器類  
 弁 コック 計器類
- 機器・風道  
 暖房機器 風道・付属品  
 空気調和用機器 給水・排水用機器  
 衛生器具 消火器具 ガス器具

申込先 **空気調和・衛生工学会**  
 東京都中央区京橋2-9  
 電話 (562) 2981 代表