

よ。次に所要空氣即ち W に対する容積を求める。

外氣の溫度 = $t_0 = -5^{\circ}\text{C}$ と假定し、其時の空氣の密度 d_0 は第 10 表に依り 1.3176 である。

爐を出るときの空氣の溫度 = $t' = 82^{\circ}\text{C}$ とし、其密度 d' は第 10 表に依り 0.9945

加減戸を出るときの空氣の溫度 = $t_1 = 66^{\circ}\text{C}$ 其密度 $d_1 = 1.0412$

就ては、

$$V_0 = \frac{W}{d_0} = \frac{H}{10.8 \times 1.318} = \frac{H}{14.2} \dots\dots\dots(73)$$

$$V_1 = \frac{W}{d_1} = \frac{H}{10.8 \times 1.041} = \frac{H}{11.2} \dots\dots\dots(74)$$

式中、 V_0 = 外氣の容積、立方米/時

V_1 = 室内に入込む温氣の容積、立方米/時

以上にて、必要なる空氣の重量と容積は算出し得た。次に、爐の發すべ必要熱量を計算する。

爐の熱量。之を c カロリー/時とする。さて爐に入込むときの空氣の溫度は、 $t_0 = -5^{\circ}\text{C}$ 、而して爐を出るときの溫度は、 $t' = 82^{\circ}\text{C}$ なるに依り

$$c = 0.24 W (82 + 5) = 0.24 \times \frac{H}{10.8} \times 87 = 1.93 H \dots\dots\dots(75)$$

これは、室内空氣が循環しないで、唯新空氣のみが入り込む場合の結果である。若し空氣が循環する計畫ならば、爐の加熱面は割合に小で良いが、併し、循環せざるものと假定する方が安全である。

爐の容量。これは専ら、1 時間に燃焼する燃料の量に関するものである。石炭焚火床の 1 平方米に付、約 15 乃至 25 疋の石炭が、1 時間に燃焼するのが普通である。併し屋外溫度が甚低くし

て、 -18°C 程なるときは火床の 1 平方米に付、39 疋の石炭が焚えることにしなければならない。

良設計に成れる爐の効率、60 乃至 70% である。次に火床の面積は、次式にて知れる。

$$G = \frac{C}{Q \times R \times E} \dots\dots\dots(76)$$

式中、G = 火床の面積、平方米

C = 1 時間に爐よりの發熱量、カロリー

Q = 石炭 1 疋の發熱量、カロリー。第 4 表参照。
= 7000 カロリーとす

R = 火床 1 平方米に付、1 時間に燃ゆる石炭量、疋、
39 疋とす、これは最大の場合。

E = 効率 = 65% と假定

依て、 $G = \frac{1.93 H}{7000 \times 39 \times 0.65} = \text{約} \frac{H}{90000}$ これは R が最大のときである、普通の場合では、 $G = \frac{1.93 H}{7000 \times 20 \times 0.65} = \text{約} \frac{H}{46000}$

温氣道の大きさ。これは 1 分間に室に入込む空氣の分量と、空氣の流速度とに依るものである。

(74) 式に依り、 $V_1 = \frac{H}{11.2}$

依て 1 分間の分量は、 $V_1 + 60 = \frac{H}{11.2 \times 60} = \frac{H}{672}$

今、A = 氣道の大きさ、平方米

v = 空氣の流速度、米/分、とすれば

$$Av = \frac{H}{672}$$

$$A = \frac{H}{672 \times v} = \text{約} \frac{H}{670 \times v} \dots\dots\dots(77)$$

さて、v は大略次の通りである。

一階のとき、凡 80 米/分

二階のとき、凡 120 米/分

三階のとき、凡 145 米/分

さすれば、(77) 式に依り、温氣道の大きさは、次の如くなる。

$$\text{一階、} A = \frac{H}{670 \times 80} = \frac{H}{53600} = \text{凡 } \frac{H}{50,000}$$

$$\text{二階、} A = \frac{H}{670 \times 120} = \frac{H}{80400} = \text{凡 } \frac{H}{80,000}$$

$$\text{三階、} A = \frac{H}{670 \times 145} = \frac{H}{97150} = \text{凡 } \frac{H}{100,000}$$

斯くて、室の損失熱量を算出すれば、氣道の大きさ其他を容易に計算することが出来る。

尤も以上氣道は、温氣道である、冷氣道の大きさはそれより小にて良い、(73) と (74) とを對照すれば、冷氣道は温氣道の、70% で良いことが知れる。

前述は、重力換氣に依る温氣煖房である。機械換氣に依る温氣煖房は後に述べる。

第三節 將來の温氣爐煖房

以上は、舊式の石炭焚温氣煖房のことを述べたのである。併し石炭には限らず、瓦斯又は石油等の燃料を用ふるも良く、又電氣熱に依るのも良い。電氣爐の中、温風型と稱するものを、漸々發達させて安價なる温氣煖房法が出来れば、至極結構である。其他瓦斯を燃料としても適當のものが出来る筈である。

煖房に限らず總てのこと皆、多數民衆を基として熟慮することが必要である。鐵道でも三等車に付て、常時改良進歩に焦慮すべきである。

換氣煖房及冷房のことに付ても、現今は非常に進歩發達し、空

氣調和即ちエアー、コンディショニングのことは充分發達し最早遺憾なき程度に進んだのである。併し夫れは、現今に於ては、まだ民衆的のものでは無い。就ては貴族的又は大規模のもの外に、民衆的又は小規模の換氣及冷煖房の研究を怠つてはならぬのである。

舊式の温氣煖房の研究は、やがて新案なる民衆的煖房の媒介となることもある。

尙又、機械力流通温氣煖房を、極めて簡単に且安價に、装置することを得るならば、民衆的好方法となるであらう。

第十三章 押込温気暖房

第一節 梗概

多人数が一堂に集まる場合に、自然換氣に委することは不得策である、必らず機械換氣の装置を爲すべきである。それには、送風装置の必要がある。

送風装置。送風装置には三つの形式がある。各々必要に応じて適宜に選擇すべきである。

1. 温度加減式
2. 單獨換氣式
3. 均一式

1. 温度加減式に於ては、新鮮空氣は先づ、一次加熱器を通過し、其後直に送風機によりて、二次加熱器に送られるのである。各室は、温気室と豫熱氣室との連絡をする故、暑過ぎれば、豫熱氣を入れて、温度を低下せしめることも出来る、即ち各室の人が、好みに依て室の温度を加減することが出来る。

2. 單獨換氣式に於ては、室内に放熱器又は其他の暖房器を裝置して、暖房の用に供し、送風機に依りて室内に送る空氣は唯換氣の目的に供するのである。されど屋外空氣其儘では無く、幾分暖めて後に送室するのである。されど高温に暖める必要は無い。僅に20°C位に暖めれば良いのであるから、經濟的である。且又、送風機を動かすことは、換氣の必要あるときのみに限る故、其點に於ても經濟的である。學校及事務所建築などには是方法が適當である。

3. 均一式に於ては、換氣も暖房も同一送風装置に依て行はれ

る、併し、風道は單行である。而して二次加熱面を去るときの空氣温度は、適當に調節し得るやうになつてゐる。是式は、工場、劇場、其他室數少なき建物に用ひて適當である、其各室は同温度を享有するのである。

以上は各式の相異の點を述べた迄である。尙其外、空氣洗滌室もありて、空氣を洗滌し、且適當の濕潤を空氣に含ませて後に、室内に送るのである。

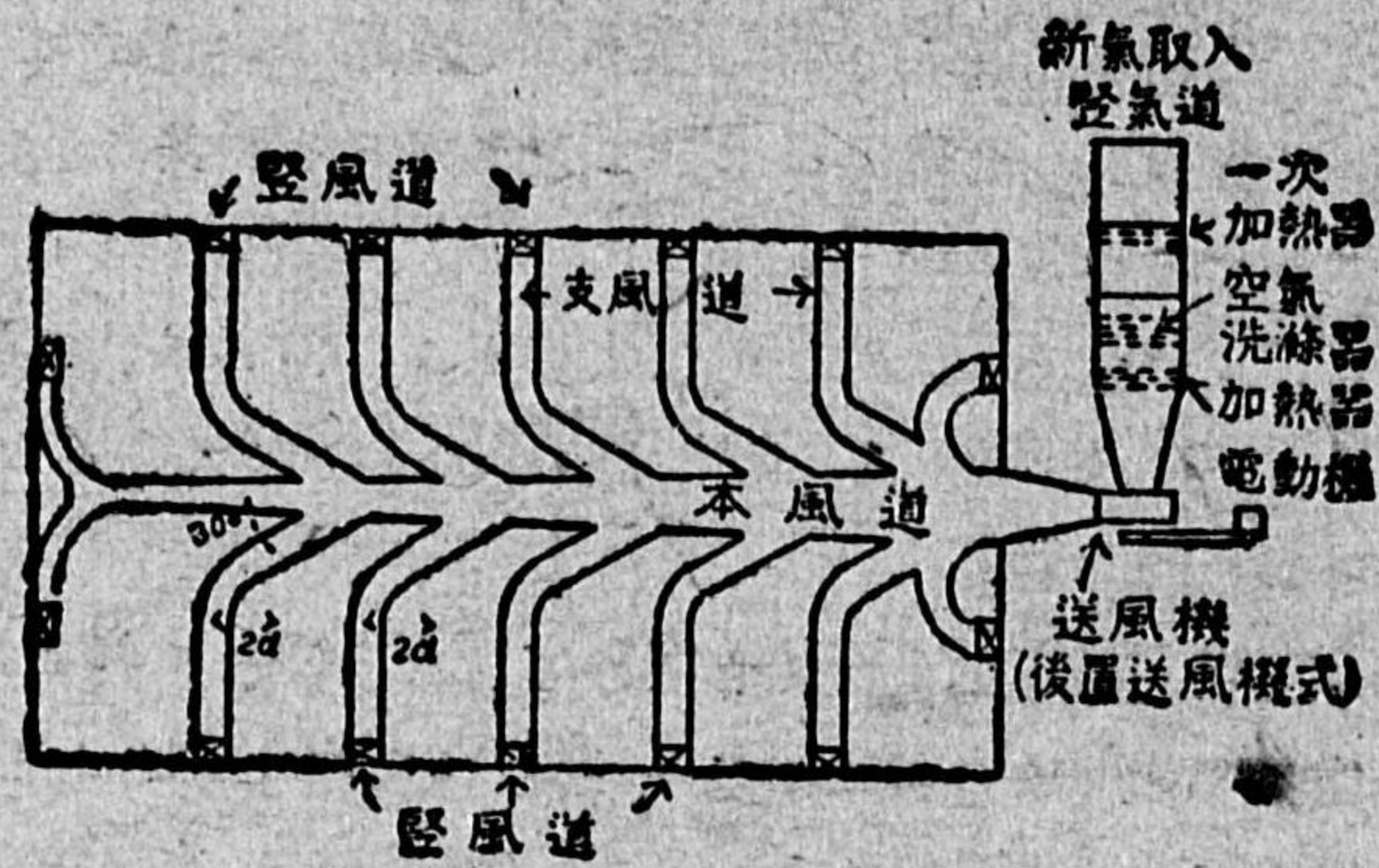
風道の配置。新鮮なる空氣を暖めて、之を室内に送るため設けたる、空氣の通路を風道といふ。英語にて之をダクトと唱へる。さて風道の配置に二種類ある、第29圖の如く、本風道と支風道とに分つて配置しあるものを、合導風道式といひ、又第31圖の如く個々別々に風道を配置せるものを、單風道式と稱する。

第29圖に於ては、右方に送風機がある、電動機の働きにより之が廻轉すれば、暖き新鮮空氣が、本風道と支風道とを経て豎風道に至り、終に制氣口より室内に入込むのである。第30圖をも参照せられよ、是圖に於ては屋根裏に排風機を設置し、室内の汚氣を屋外に追出す装置にしてある。つまり、温氣にて室内を暖めると同時に、上向換氣法を行ひ得るやうに爲つてゐる。第12圖をも参照あれ。

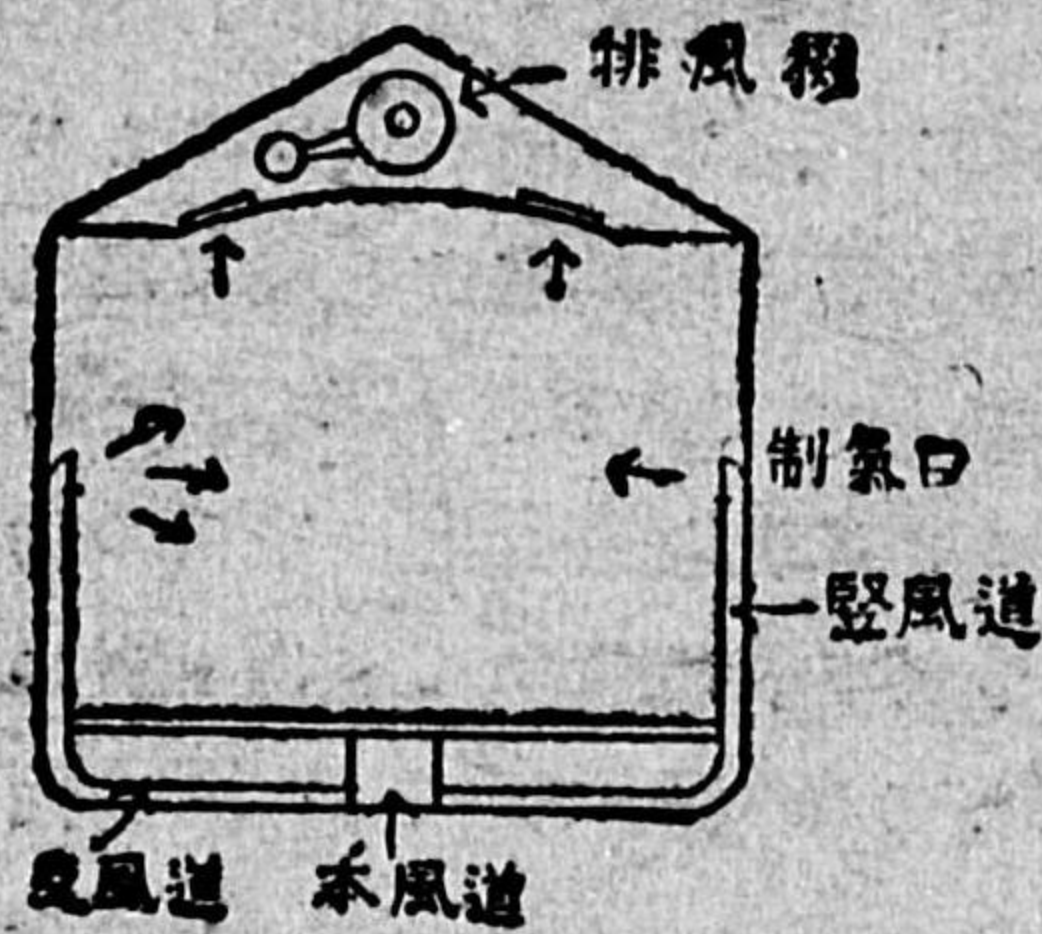
第29圖に於て、新鮮空氣の取入口は、右上の豎氣道の上でありて、空氣はそれより入込み、最初に一次加熱器にて暖められたる後、空氣は洗滌器に至りて、噴霧又は其他の方法にて、洗滌され、斯くて濕れたる空氣は、脱離版を経て拭はれたる後、加熱器を通過し再び暖られて本風道に送られるのである。

第29圖に於ては、送風機は、二次加熱器と風道との間に介在する。然るに第32圖に於ては、送風機、加熱器、風道といふ順序

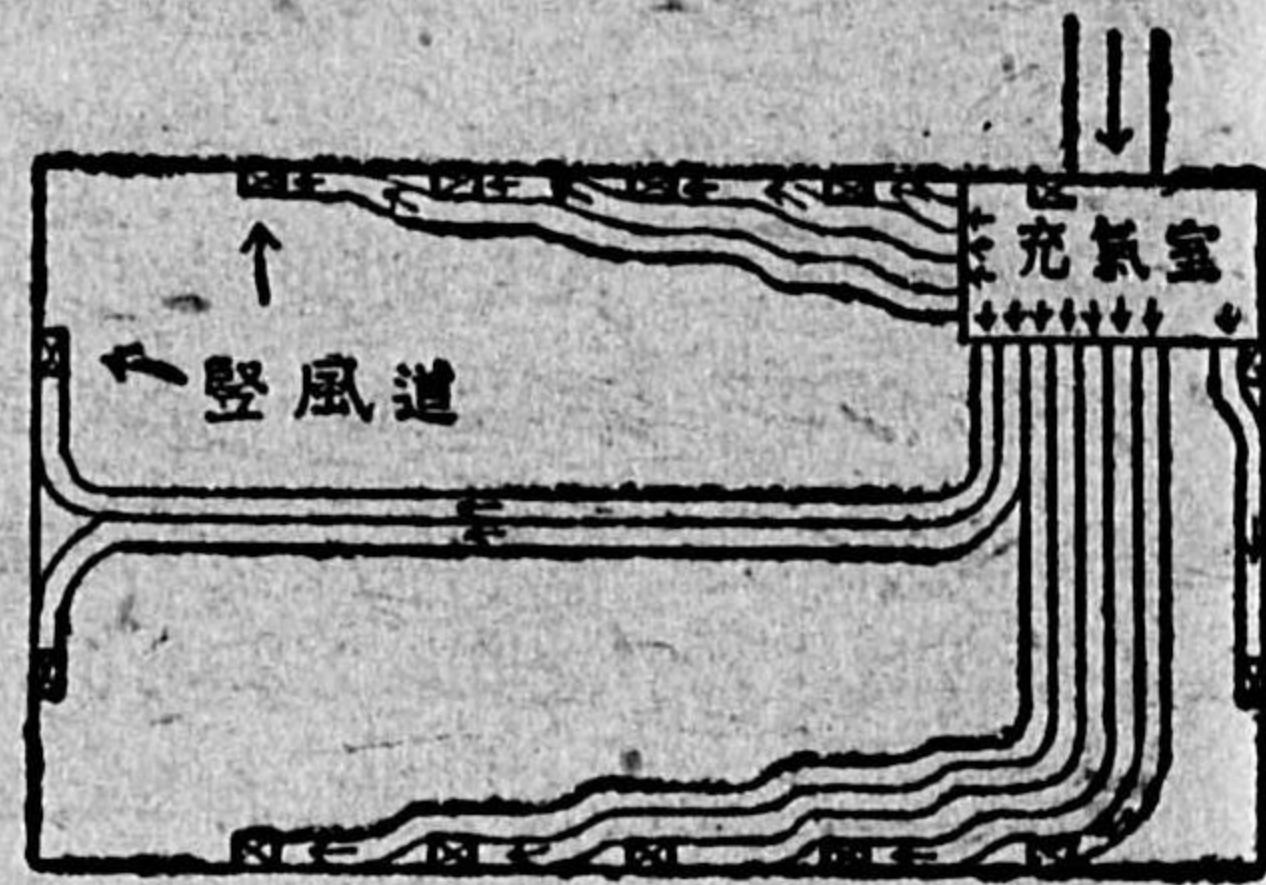
第29圖 合導風道式



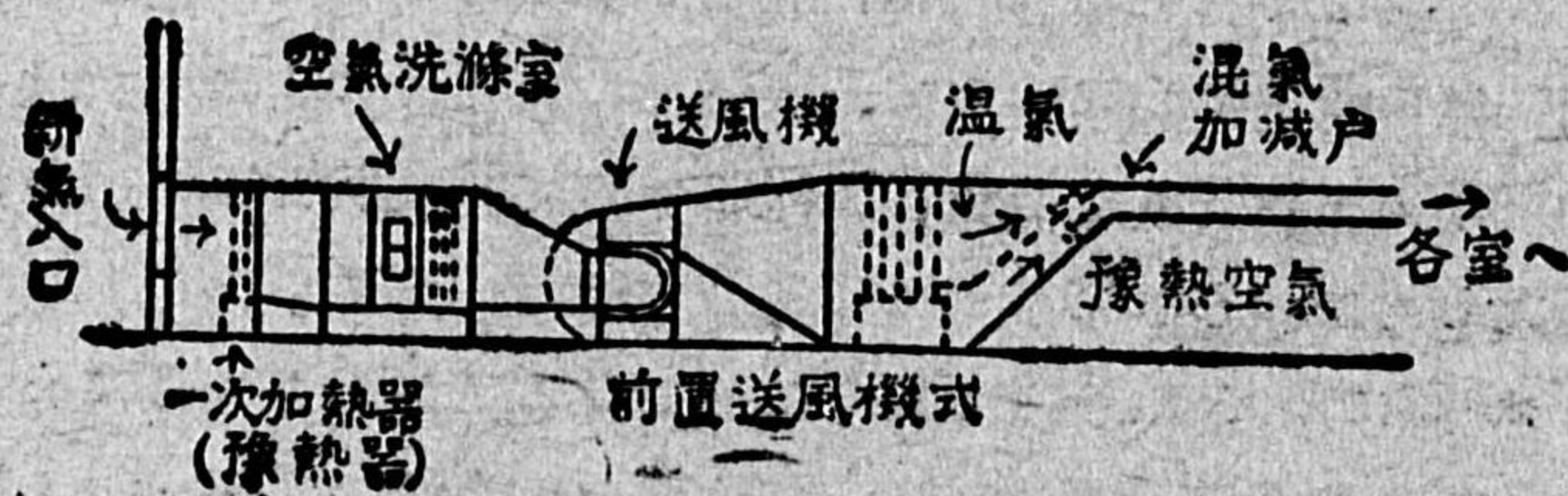
第30圖 上向揚氣



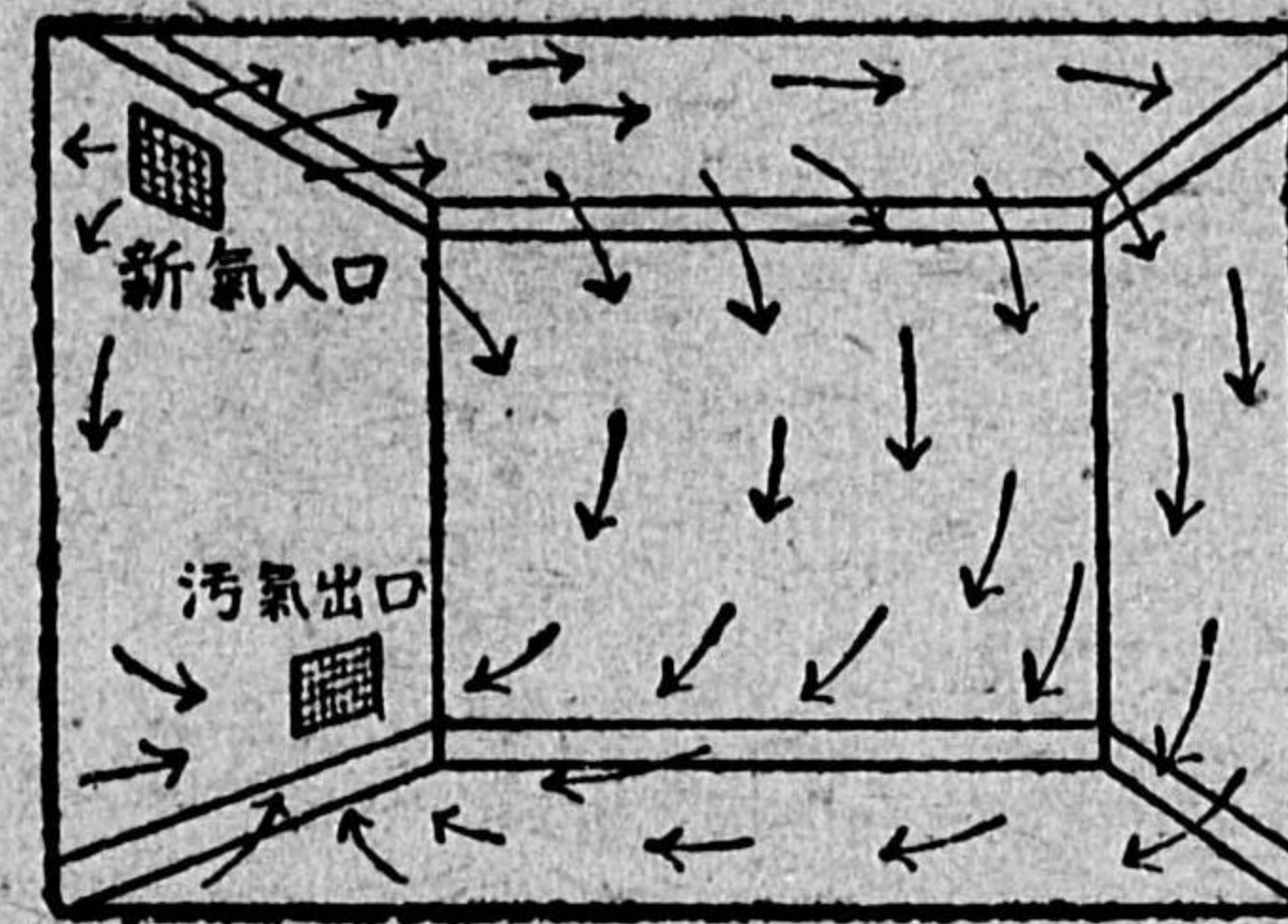
第31圖 充氣室附單風道式



第32圖 單風道式



第33圖



第34圖



になつて居る。つまり送風機の位置よりして、前者は後置送風機式であり、後者は前置送風機式である。二式中、前置送風機式の方が幾分優れりとのことである。

第31圖に於ては、單風道式でありて、新鮮温氣は、送風機によりて先づ充氣室に送られ、それより、別々の風道を通つて、温氣は各自の制氣口に至り室内に入るのである。

新氣入口と汚氣出口。入口と出口との位置に付ては次の如き四つの場合がある。即ち、(ア)、兩方を呼吸線より上に置くこと。(イ)、兩方を呼吸線より下に置くこと。(ウ)、入口を下に、出口を上置くこと。(エ)、入口を上、出口を下に置くこと。

(ア)の場合には、氣流は室の上方に於てのみ循環し、人の集合し居る所なる下方の空氣は換氣しない。

(イ)の場合には、在室者附近の空氣は能く循環する、併し上方の空氣は換氣不十分である。且又、在室者は不愉快なる氣流を感じることを免れない。若し之を感じざる程度に流速度を減少するならば、換氣を十分に達しさせることが出来ない。

(ウ)の場合は即ち上向換氣に屬する。さて是場合に於ても、前記と同様に、不愉快なる氣流を感ずるの缺點が有り得る。且又、上向換氣に於ては、汚氣を再び吸ふこともあり又塵埃をも吸ふことも免れない。されば入口を床面に置くことは最悪である。

(エ)は下向換氣のことである。以上のことを考へればこれが最良方法である。第33圖は下向換氣を示すものであるが、室内換氣は殆んど萬遍なく行はれるのである。

尙第七章第三節を参照あれ。

新鮮空氣の入口は、室の全高の五分の三を床面より測りて置くことが、最上位置の一つである。又床上2乃至3米の位置も適當である。

入口に設置する格子類は、自由に取外し得るやうにし掃除に便ならしむべきである。

入口より一齊に温氣が出て來るやうに、口元を考案することが必要である。第34圖は其一方法である。これは金屬製の阻止板を幾枚か取付け、以て入口一杯に萬遍なく空氣が行渡るやうにするのである。若し斯かる用意を缺くときは、一部分に空氣が集まり、非常な勢を以て室内に入り來り、在室者に不快を感せしむることがある。つまり、必要以上の速度を以て、空氣が室内へ進入しないやうに設計すべきである。就ては空氣の速度に言及することが肝要である。

風道及び制氣口の空氣の速度。先づ室内空氣の速度に付て述べる。在室者が氣流を感ぜぬやうにし、而も換氣作用が完全に行はれるやうにしなければならない。

廣間其他大室に於て、空氣入口が高處に在る場合には、室内に入込む空氣の速度は、割合に早くても良い。併し教室其他小室に

第47表 風道内空氣の許容流速度

		許容速度 米/分
公 共 建 築		
壁面制氣口の正味面積通過		90—120
天井制氣口の正味面積通過		30—45
床面制氣口の正味面積通過		60—90
豎風道通過		150—200
豎風道下の接續部		210—270
水平風道		360—600
工 場 等		
座業工場	本風道	360—540
	支風道	180—240
機械工場等	本風道	450—720
	支風道	270—450

第48表 工場除塵用風道内の空氣流速度

材 料	空氣流速度 米/分
繪具粉	450
穀粉	600
砂紙餘塵	600
鋸屑、乾狀	900
同上、濕狀	1000—1200
鉋屑、乾狀	1000
同上、濕狀	1000—1270
研磨餘塵	900
革砥餘塵、乾	900—1000
同上、粘着性、	1000—1200
麻類	1360—1500

第49表 正味面積通過の空気流速度

	空気流速度 米/分
1. 外気取入口	150—270
2. 取入口より一次加熱器迄の風道	240—300
3. 一次加熱器通過	240—450
4. 洗滌器通過	150
5. 二次加熱器通過	240—450
6. 送風機より支風道に至る水平本風道	300—450
7. 支風道より豎風道に至る迄	240—300
8. 豎風道	150—240
9. 制氣口	60—150
10. 排出風道	150—300

於ては、夏季に於ても、1.8米/秒、の速度を超えさしては良くない。これは 108米/分、の速度である。

ライド博士の實驗に依れば、空氣が 15°C 内外の温度のとき、速度が 0.45米/秒ならば、吾人は全く氣流を感じない。若し、0.6乃至 0.75米/秒程ならば、氣流を感ずる人もある、又 0.9米/秒程ならば、多數の人が感じる。而して更に増して、1.0米/秒程になれば、何人も悉く感じる、されば是より以上は、氣流を感じる程度である。

次に空氣の温度が 21°C 程になれば、速度が増しても感度が低い。併し温度が更に増して、32°C 程になれば、再び感じ易くな

る。又反對に温度が非常に低くなりて、5°C 程になりても、亦感じ易くなる。

次に、速度に付ては、又外にも考慮すべきことがある。實驗に依れば、入口に於ける速度よりは、室内空氣の速度は非常に小になる。例へば、空氣入口に於ける速度が、1.8米/秒のとき、入口より 0.6米離れたる處に於て速度は僅に、1米/秒程に減小する、又 1.2米離れたる處に於ては、更に減小して 0.6米/秒となつた。

第47表は、風道等に於ける、空氣の許容流速度を示すのである。又第49表は、空氣調和關係の風速度を示し、第48表は、除塵裝置關係の風速度を示すのである。

第二節 空氣の分量及び熱量

1時間に室内へ送入すべき空氣容積を Q 立方米とし、1時間に之を加熱するに要する熱量を、H₁ カロリーとすれば、

$$H_1 = QD \times 0.24(T-t) \dots \dots \dots (78)$$

式中、D=室内温度に於ける空氣の密度、斤/立方米。

第10表参照。

T=室内温度、攝氏

t=屋外温度、

0.24=空氣の比熱

是式に在ては、空氣内の水蒸氣が吸收する熱量は算入して無い、併し普通の場合これにて充分満足出来るのである。若し室内温度を 18°C とし、屋外温度を -5°C とすれば、D=1.2142 である。依て

$$H = Q \times 1.2142 \times 0.24 \times 23$$

$$H = 6.7 Q \dots \dots \dots (79)$$

さて、送風装置を用ふる場合には是熱量の外に、普通の損失熱量がある故、之を加算すべきである。

温氣は室内に入れば、室内温度に低下し、終に其温度を以て屋外に出るのである。されば、空氣に加ふる熱量は二つに分れる、一つは、換氣のみを考へて、屋外温度の空氣を、室内温度に高めるための熱量、又今一つは、壁等を通して損失する熱量の補給熱量である。是最後の熱量を H' カロリーとすれば

$$H' = QD \times 0.24(t' - t) \dots\dots\dots(79)$$

式中、 D = 前式の通り

t' = 送入空氣の温度、

依て、總熱量 H は次の通り

$$H = H_1 + H' = 0.24 QD(T - 2t + t') \dots\dots\dots(80)$$

Q なる空氣量は、換氣要求又は暖房要求に依て定まるのである。若し、窓壁等よりの損失熱量が、非常に大なる場合には、空氣の容量と熱量とは頗る大にして、到底換氣に要する空氣量の及ぶ所では無い。在室者が僅少でありて、窓面が非常に大なる室の如きは是部に屬するのである。是場合には、暖房要求に依て Q を定めるのである。

之に反し若し、在室者が多數でありて、壁等よりの損失熱量が非常に小なること、劇場等の場合には、換氣要求に基いて Q を定め、送入空氣の温度 t' は暖房要求に基いて之を定むべきである。

例題 300人入の活動寫眞館あり、1人1時間に50立方メートルの空氣を供給して換氣せしめんとす。其爲め送風装置を爲し、以て損失熱量と、換氣要求とに應ぜしめんとし、且室内温度を 20°C に保持せしめんとす。若し壁窓等よりの損失熱量が、1時間に200,000 カロリーと假定し、又送入空氣の温度を 60°C と假定す

れば、空氣量は1時間に若干にすべきか。

答、17,000 立方メートル/時

$$\begin{aligned} \text{解 (79) 式により、} Q &= \frac{H'}{0.24 D (t' - t)} \\ &= \frac{200,000}{0.24 \times 1.214 (60 - 20)} \\ &= 17,000 \text{ 立方メートル/時、程。} \end{aligned}$$

換氣に要する空氣量 は $50 \times 300 = 15,000$ 立方メートル/時なる故、暖房要求による17,000立方メートルは、換氣要求をも亦充分に充たすのである。

例題 前例題の300人を400人となさば如何。

解 換氣の爲めに要する空氣量は、 $50 \times 400 = 20,000$ 立方メートルである故、17,000立方メートルでは不足である。依て暖房要求に立脚しないで、換氣要求に立脚すべきである。今20,000立方メートルの代りに、17,000立方メートルが送入されとなれば、送入温度 t' は 60°C より低き温度と同じことになるのである。其温度は、

$$200,000 = 20,000 \times 1.214 \times 0.24(t' - 20)$$

$$t' = 54.3^\circ\text{C}$$

以上にて、換氣要求とか、暖房要求とか、いふことが、解説されたことと思ふ。

第三節 風道内空氣の流動

空氣が風道内を流動する場合に、其運動を起し且之を維持せしむる爲めに、或る壓力が必要である。是壓力を庭/平方メートル、又は瓦/平方糎、にて表はすこともあるが、又水柱高を以て、之を表示することが普通の習慣である。其場合に水柱高を、**水頭**と稱する、又英語を其儘用ひて**ヘッド**ともいふ。

第三章第二節に、水柱高と普通の壓力との對照がある、次に其一部を抜萃する。

水柱高 1 耗 = 1 疋/平方米 = 0.1 瓦/平方糎

水柱高 1 米 = 1000 疋/平方米 = 0.1 疋/平方糎

水頭は二つの部分より成る。一を静水頭といひ、他を速度水頭と稱する。静水頭は風道内面と流動空氣との、摩擦抵抗に對抗するためのものである。速度水頭は空氣の流動速度を生ぜしむる爲めに要する壓力である。而して是等二つの合計を、全水頭又は動水頭と稱する。又人に依りては、静水頭と動水頭との二つに別け、速度水頭即ち動水頭と爲し、二つの合計を全水頭と爲す見方もある。

静水頭と速度水頭とは、共通性のものである。例へば速度水頭は全然流速に關するものであるが、若し風道の斷面積が急に増加する所があるならば、其點に於ては速度は減小して、速度水頭の一部は、静水頭に變ずるのである。之に反し、斷面積が急に縮小する所に於ては、静水頭の一部は、速度水頭に變ずるのである。

斯の如く、斷面積の變更又は其形狀の變化に基因して、兩水頭間に交互變換がある場合に、必らず水頭の損失あることは免れないのである。

速度と速度水頭との關係。速度水頭は、空氣柱の底に於て、所要速度を生ずるに足るだけの壓力を有する、空氣柱の高と考へて良いのである。即ち

$$v^2 = 2gh_1 \dots\dots\dots(81)$$

式中、 h_1 = 空氣柱の高、米

v = 速度、米/秒

$$g = 9.8 \text{ 米/秒/秒}$$

次に、速度水頭 h 耗を見出すために、次の如く定める。

D = 空氣の密度、疋/立方米。第 1 表第二欄にある。

D' = 水の密度、 20°C のとき 998.0 疋/立方米 = 1000 疋/立方米とする。

h = 速度水頭、耗、

h_1 = 速度水頭に對する、空氣柱の高、米、

就ては、

$$h_1 D = \frac{h}{1000} D' = h$$

$$h_1 = \frac{h}{D}$$

(81) 式に依り、

$$v^2 = 2gh_1 = 2g \frac{h}{D}$$

速度を、 V 米/分、と變へれば、 $V = 60v$

$$V^2 = 3600 \times 2 \times 9.8 \frac{h}{D}$$

$$V = 265.6 \sqrt{\frac{h}{D}} \dots\dots\dots(82)$$

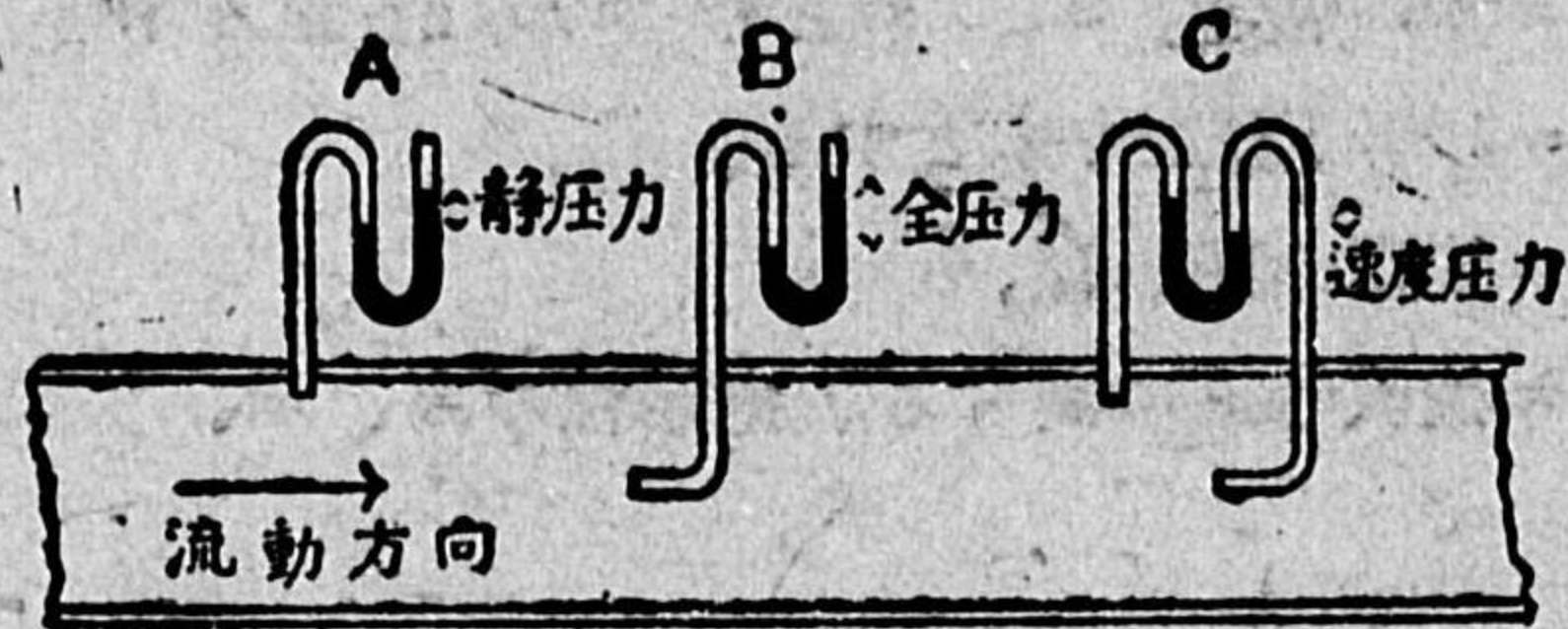
$$h = \left(\frac{V}{265.6} \right)^2 D \dots\dots\dots(83)$$

空氣流動の測定。風道に於ける靜壓力即ち靜水頭は、風道破裂を促すものと考へれば、解し易いのである。依て之を測るには、單に水壓計を風道に連續し、第 35 圖 A の如くして知ることが出来る。而して動水頭即ち全水頭は、同圖 B の如く、流動方向に逆らつて口を向け、以て測れば良い。速度水頭は前二者の差である故計算して出しても良く、又同圖 C の如くして測つても宜しい。

氣體流動を測定するには、ピトー計を用ふることが多くある、又斜形マノメーターを用ふこともある。又餘り精確を要せぬ場

合には、風速計即ちアネモメーターを用ひることが便利である。併し流速度が低き場合には、これは不適當である。

第35圖



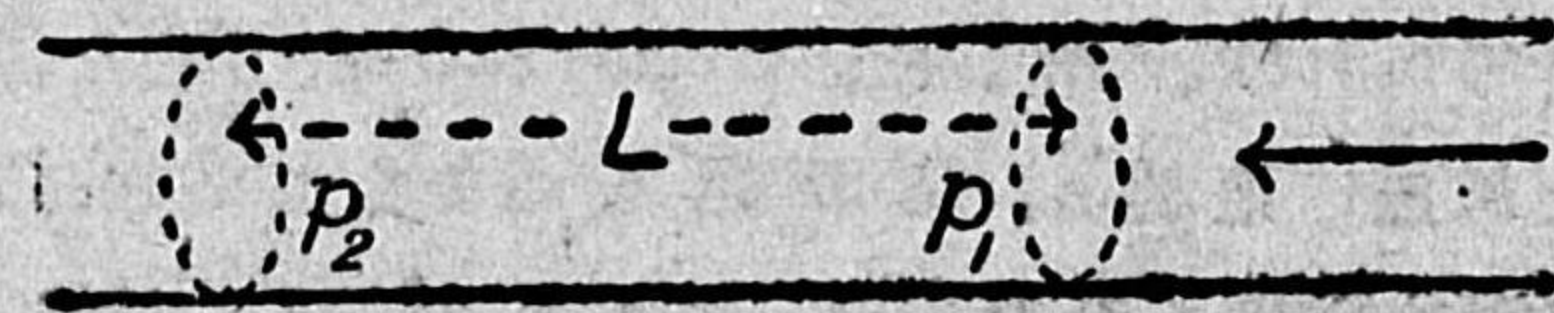
壓力損失。一直線に設置したる風道と雖も、摩擦あるために、水頭が漸々減損するのである、之を水頭の摩擦損失といふのである。これ即ち壓力の損失である。

第36圖を風道とし、風道内の或る一點に於ける、空氣の靜壓力を、 p_1 疋/平方米、とし、それより、流れに沿て L 米だけ隔りたる所の、他點に於ける靜壓力を、 p_2 疋/平方米、とすれば、摩擦に基因する壓力の損失は、

$$P = p_1 - p_2$$

である。尙又實驗の結果次の如くである。

第36圖



$$Pa = FSDv^2$$

式中、 P = 壓力損失、即ち壓力の低下、疋/平方米、
 a = 風道の斷面積、平方米、
 F = 摩擦定數、風道内面の狀況等に依る。

S = 風道内面と空氣との、接觸面積、平方米

D = 空氣の密度、疋/立方米、第10表第二欄、

v = 流速度、米/秒

依て
$$P = \frac{1}{a} FSDv^2 \dots \dots \dots (84)$$

若し、圓形の風道を用ふるとし、其直徑を d 米とし、又空氣の密度 $D = 1.2$ 疋/立方米、又風道の長を L 米とし、其周圍を R 米とすれば、 $S = RL$ である。されは前式は次の如くなる。

$$P = 1.2 F \frac{RL}{a} v^2 = 4.8 F \frac{L}{d} v^2$$

水柱高 1 疋は = 1 疋/平方米、なる故

$$\text{水柱高 } h = P = 4.8 F \frac{L}{d} v^2$$

次に、 $V^2 = 3600 v^2$ とし、 $F = 0.0003$ とすれば

$$h = \frac{L}{d} \left(\frac{V}{1600} \right)^2 \dots \dots \dots (85)$$

式中、 h = 水頭の摩擦損失、疋

V = 流速度、米/分、

L = 風道の長、米

d = 風道の直徑、米

風道はブリキ製として、 $F = 0.0003$ とした。コンクリート製ならば、 $F = 0.0004$ とする。光澤ある新調ブリキ風道ならば、 $F = 0.0002$ として良いが、年を経るに従て錆も出る故、前記の數字が適當である。

次に、空氣の流量を、 Q 立方米/分、とすれば

$$V = \frac{Q}{0.7854 d^2} \dots \dots \dots (86)$$

依て (85) 式は、次の如くなる。

$$h = \frac{L}{d^5} \left(\frac{Q}{1260} \right)^2 \dots \dots \dots (87)$$

式中、 h = 水頭の損失、疋

第50表 等値摩擦に基き矩形風道相當の
圓形直徑を求むる表

第(89)式に依る。

B \ A	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9	1.0
.1	.11									
.2	.15	.22								
.3	.19	.27	.33							
.4	.23	.32	.38	.44						
.5	.25	.34	.42	.49	.55					
.6	.49	.37	.46	.54	.60	.66				
.7	.51	.40	.50	.58	.65	.74	.77			
.8	.54	.46	.53	.61	.69	.79	.82	.88		
.9	—	—	.56	.66	.73	.83	.86	.93	.99	
1.0	—	—	.58	.68	.77	.88	.92	.98	1.04	1.10
1.2	—	—	.65	.74	.83	.96	1.00	1.07	1.14	1.20
1.4	—	—	—	.79	.90	1.03	1.08	1.16	1.22	1.30
1.6	—	—	—	.92	.95	1.08	1.15	1.23	1.31	1.39

其他前記の通り。尙第12圖表の解説参照あれ

矩形の風道。前記は總て、風道断面が圓形として考へたのである。若し断面が、幅 A 米、高 B 米と假定すれば、

$$d = \frac{4AB}{2(A+B)} = \frac{2AB}{A+B} \dots\dots\dots(88)$$

の式に依て、相當圓の直徑 d を求めたる後、(87) に當嵌めて計算

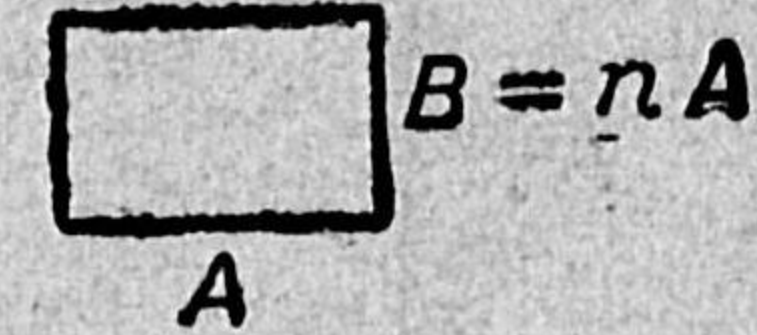
するのである、これが一方法でありて、方圓同じ摩擦になるやうにしたのである。又次の式もある。

$$d = \sqrt[5]{\frac{32A^3B^3}{\pi^2(A+B)}} \dots\dots\dots(89)$$

最近に於ては、(89) 式の方が多く用ひられるのである。(88) 式に依れば、方形風道の一邊が、圓形直徑と同じになる即ち、d = A、となる。されど等値摩擦ならば、d

第37圖

は A より幾分大なるべき筈である。



(89) 式に依れば、d は 1.1 A となる、

是點に於て (89) 式の方が優れるやう

である。第50表は是式より割出したのである。

次に餘り平たき矩形に於ては、d に割増せねばならぬ。例へば第37圖の n が大なるときは、d に割増するのである其程度は、第51表の通り。

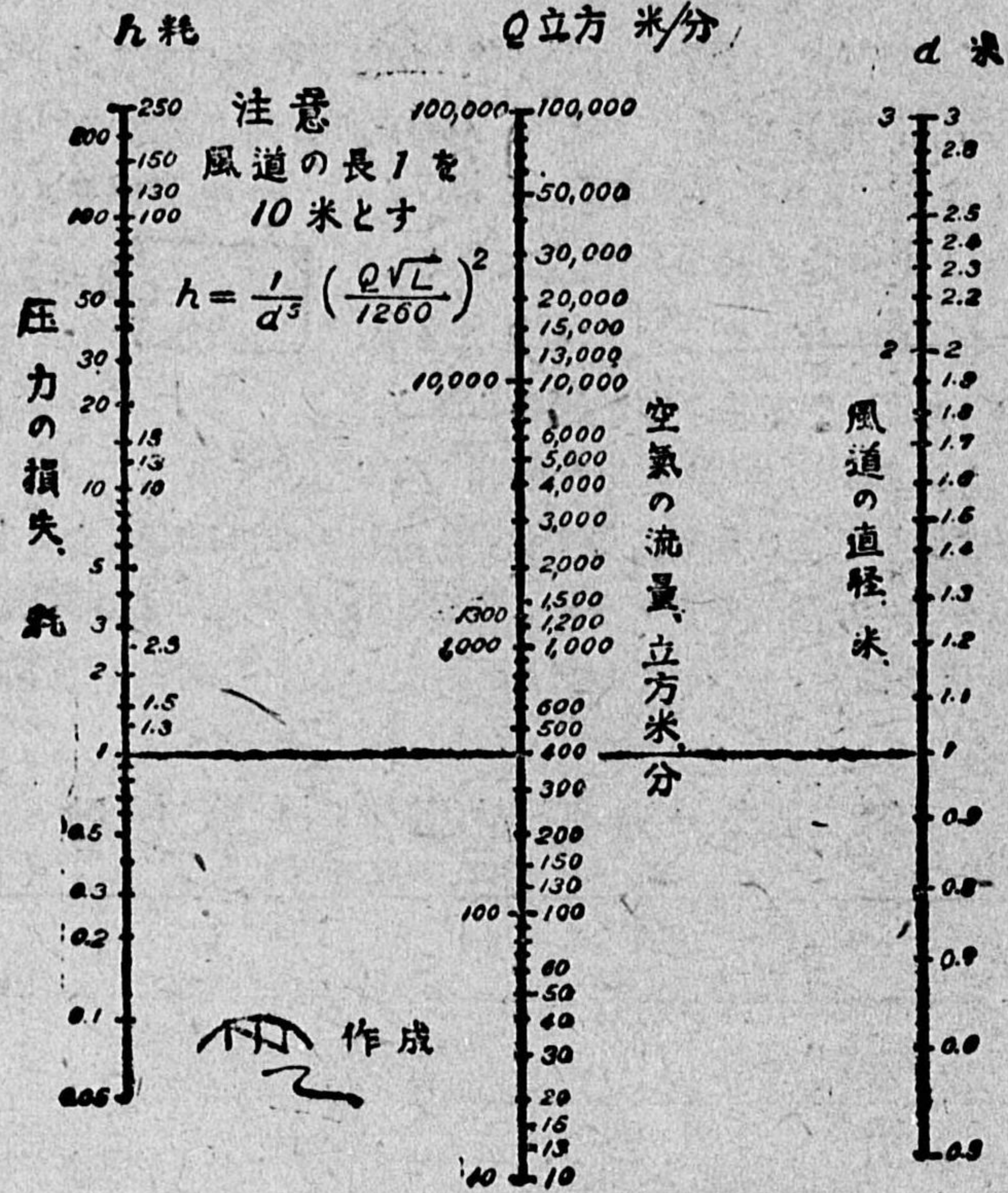
第51表 方形風道の換算割増

n =	4	6	10
割増 =	10%	20%	30%

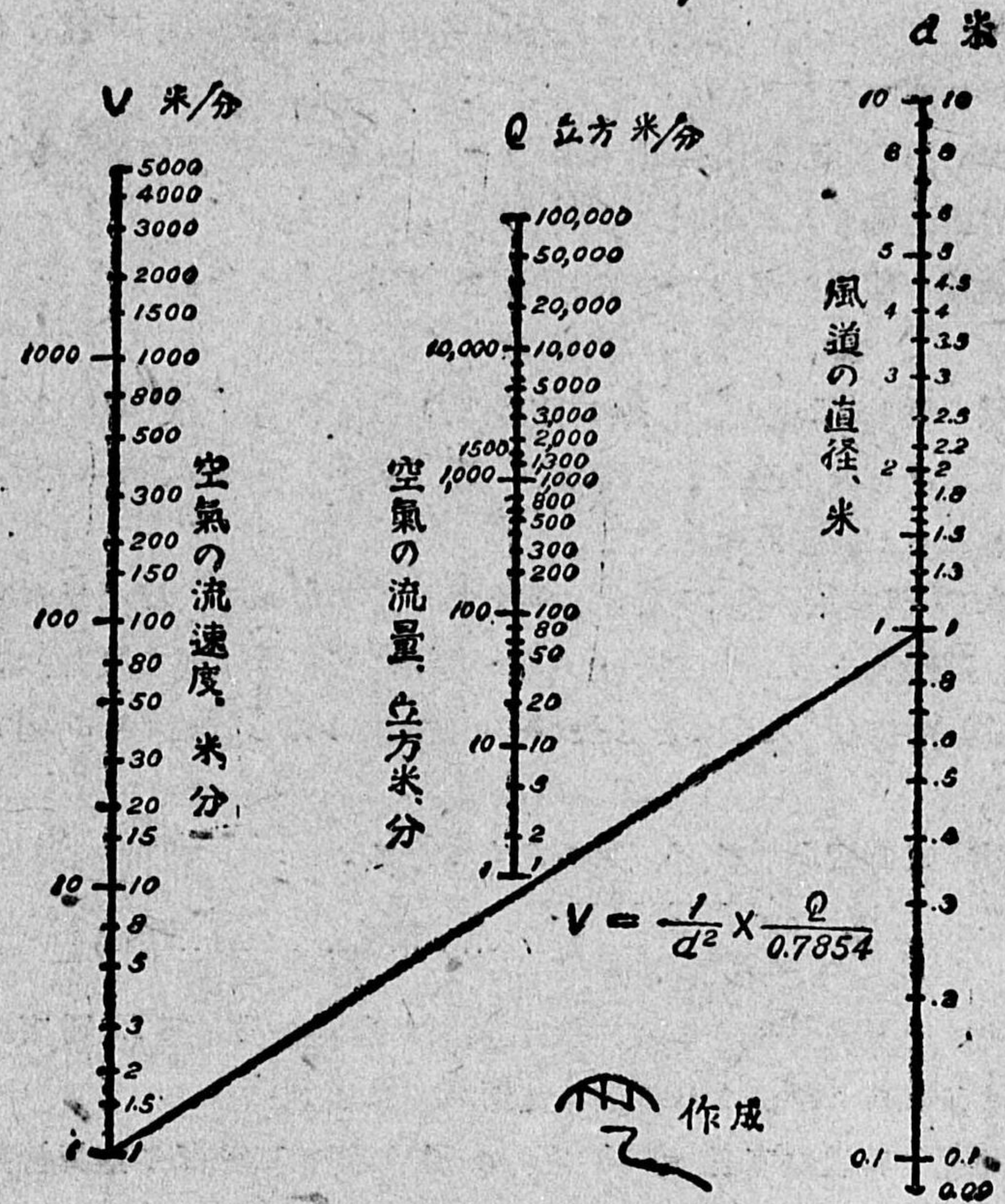
第(87)式は計算頗る煩はしい。然るに若し第12圖表を應用するならば、容易に解決が出来、至極便利である。依て例を設けて説明しやう。

例題 直徑 1 米の圓形風道が、長 10 米設置しあり、其内に流動する空氣は、1300 立方分、なりとすれば、壓力の損失は若干なるか。但し風道は直線とす。

第12圖表 風道の壓力損失と直徑等



第13圖表 空氣の流量及速度



答、 $h=10$ 耗、

解 第12圖表の右線の目盛1と、中央線即ちQの1300とを、直線にて連結し、延長して左線に會せしむれば、 $h=10$ 耗なることが即座に知れる。

次に第13圖表は、(86)式の圖表であつて、計算せずとも即座に解答が得られる便利のものである。

例題 前例題に於て空氣の流速度は若干なるか。

答、 約 1650 米/分

解 第13圖表の、 d 線の目盛1と、Q線の目盛1300とを連結し、之を延長して、左端のV線に會せしむれば、 $V=1650$ 程なることが、即座に知れる。

第12圖表は、長10米とし割出したものである、故に長が増せば、**正比例**を用ふれば良い。前々例題に於て水頭即ち壓力の損失 $h=10$ 耗であつたが、若し長が30米であるならば、 $h=30$ 耗である。

(87)式を變形すれば、次の如くなる。

$$d = \sqrt[5]{\frac{L}{h} \left(\frac{Q}{1260} \right)^2} \dots\dots\dots (89)$$

の式は五乗根を有する故、甚不便である。されど第12圖表に依れば、容易に解決される故、甚便利である。

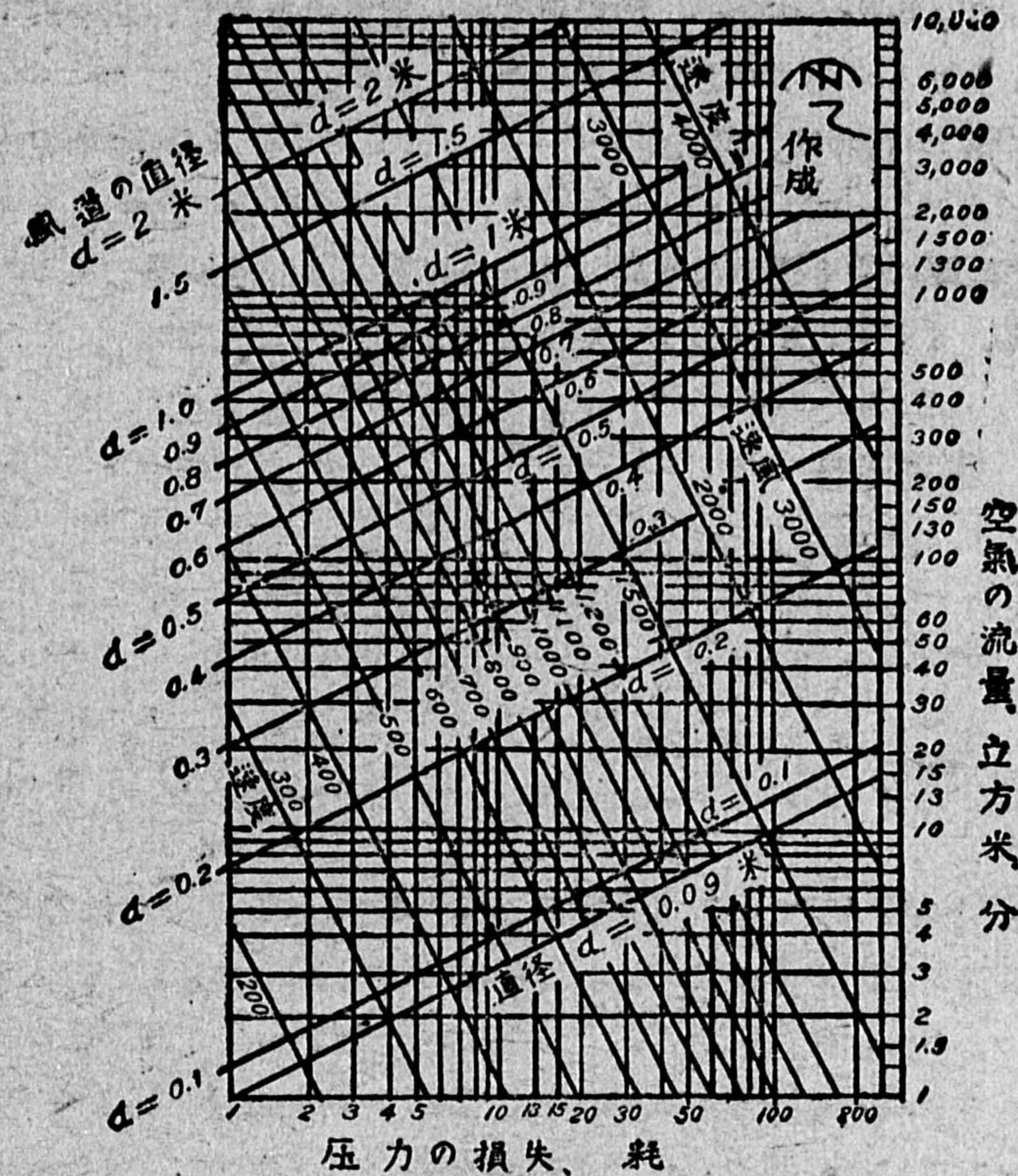
例題 風道の直線長30米、水頭5耗、1分間の空氣流動量1000立方分ならば、直徑は若干に爲すべきか。

答、 1.3 米

解 長30米なる故、水頭を三分し、 $5 \times 1/3 = 1.67$ 耗

第12圖表の左端 h 線の目盛1.67と、Q線の目盛1000と連結し、之を延長して、右端なる d 線に會せしむれば、 $d=1.3$ なる

第14圖表 風道の壓力損失



注意 風道の長10米とす、

ことが、即座に知れる。對數表などを用ふる煩勞も無い。

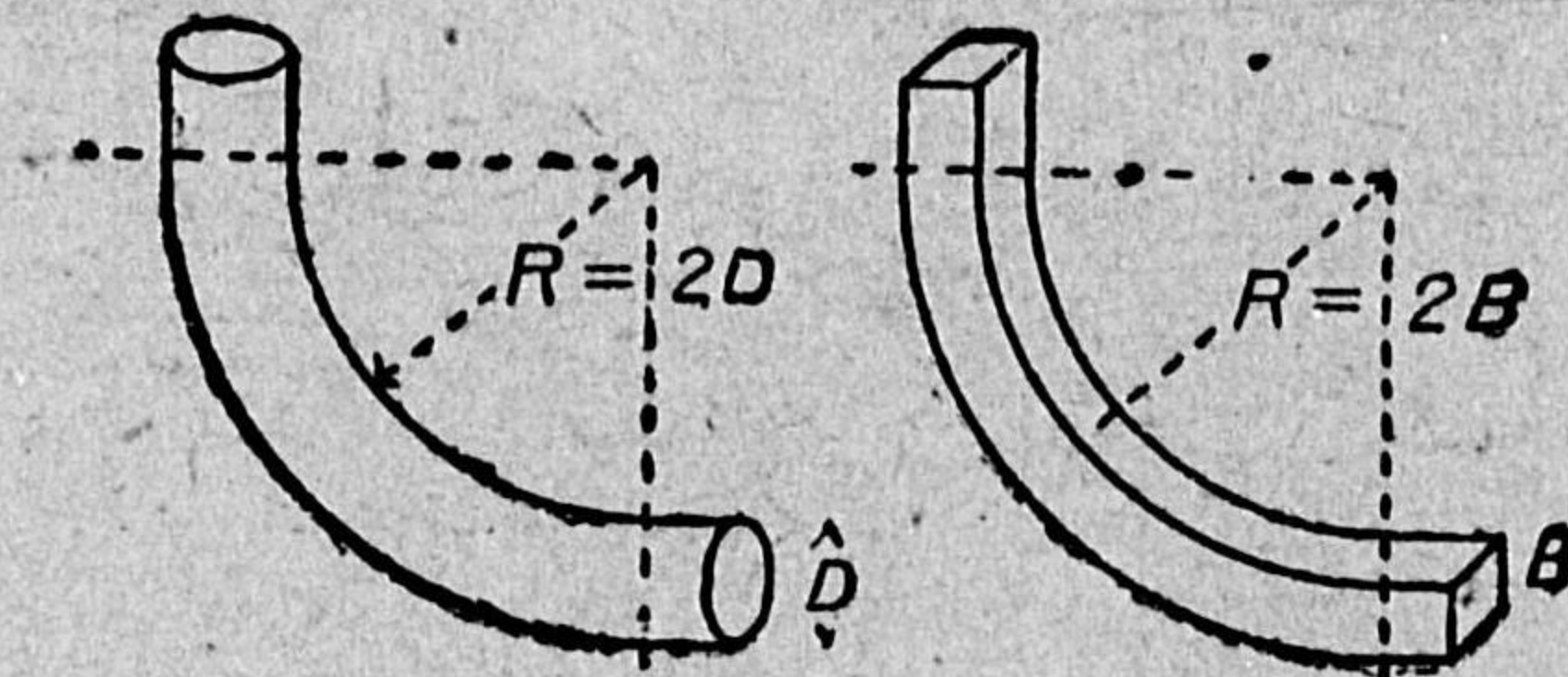
瓦斯管のときにも述べたる如く、**管系全體より見れば**、一部分に關する水頭は、損失である。併し、**其部分の爲めには**。水頭は必要のものである。損失といふことと、必要なる水頭といふことと、混同若くは誤解なきことを望むのである。

(89) 式を説明するときの例題に於て、 h は寧ろ必要なる水頭でありて、損失ではない。結局兩者同一物ではあるが、頭の内て差別することが一つの方である。

次に第 14 圖表は、前二圖表を一纏めにしたる、至極便利のものである。

形状等に基づく壓力の損失。 風道の屈曲又は形状の變化ある場合には、必ず壓力が損失するものである。

第 38 圖



第 38 圖の如き、小曲り接手が其一例である。これは速度壓力の損失を醸すものである。計算に於て斯の如き損失を算入するには、それ相當に、直線部の全長に割増をすることが普通の方法である。例へば、第 38 圖の如き 90° 小曲り接手があるならば、其一ヶ所毎に、圓管ならば直徑、方管ならば小邊に、4.3 を乗じて、之を割増するのである。

例題 第 38 圖の如く $R=2D$ なる小曲り接手がありて、風道の直徑 D は 1 米なり、此爲め直線長に何米長を増加すべきか。

答、 4.3 米

解 $4.3 \times 1 = 4.3$ 米、解了リ。

支風道が本風道に會する場合に、角度は 45° 以内に爲すべく、

第 52 表 送風機關係の壓力損失

即ち水頭の損失

	壓力損失、水柱高、耗
新氣取入口風道	2.5—5.0
空氣洗滌器	6.3—8.9
加熱器	5.0—7.6
分布風道	6.3—10.0
制氣口	5.0—6.3
靜壓合計	25.1—37.8
速度壓	7.6—15.0
全壓	32.7—52.8

第 53 表 排風機關係の壓力損失

即ち水頭損失

	水頭損失、耗
制氣口	0.25—6.3
風道より送風機まで	3.8—7.6
排氣道	2.5—5.0
靜壓合計	6.55—18.9
速度壓	6.3—19.0
全壓	12.85—37.9

又成るべくならば、 30° にするを宜しとする。

小曲の半径は、 $2D$ より小さくない方がよい。若し $1.5D$ のときは、前記の乗数は 4.3 で無く、 10 になすべきである。

第四節 送風装置

發風機は、所用に依て、送風機ともなり、排風機ともなるのである。然れども、爾後の記事に於ては、送風機なる言葉を専ら用ひ、發風機なる語は成るべく用ひぬことにする。

送風装置は二つの部分より成る、一はエネルギーを起す爲めのもの、又他の一は此エネルギーに依り、空氣を室内に送る爲めのものである。前者は電氣、瓦斯、等による動力機であり、後者は即ち送風機である。

送風装置に於て最も注意すべきことは二つある。一は音響にして、他は震動である。若し設計者が計算にのみ重きを置き、此二つに餘り重きを置かぬ場合には、豫期せざる故障の起ることがある。

之に付ては次の事項に注意することが必要である。

1. 悪設計の風道に於て、抵抗に對抗する爲め、妄りに送風機の廻轉速度を早め、以て壓力を高めやうと努めることは、必らず避けねばならない。水頭は 30 耗を超えては良くない、成るべくならば 25 耗以内とするがよい。

2. 空氣の流動速度を餘り大にすることは、避けねばならぬ、風道の進路を急遽に屈曲させることも良くない。流速度は 450 米/分、を最大とし、成るべくならば、 300 米/分、以内とするが宜しい。尤も取入口風道及び、排風機用のは、 600 米乃至 750 米/分、にしてもよい。

3. 堅實なる基礎上に装置すべきである。響板の性質を有す

る、コンクリート板などの上に装置しては良くない。

4. 鐵骨構造の、鐵梁などの上に載せては良くない、是等は音響傳導の好材料である。

5. 正味馬力以上るとき、騒がしき電動力が、風道より離れたる位置にあるならば、無窮ベルト廻しを用ふるがよい。

6. 長き風道又は響いて騒がしき風道は、送風機より 0.6 米乃至 1.2 米程前にて止め、其間の部分は、ペンキ塗の布製、又は其他類似のものにて、避音風道を作るのがよい。

7. 送風機と動力機との下には、コルク及びフェルトの下敷を爲し、且基礎の本體とは、隔離するやうに努めねばならぬ、基礎のボルトと、送風機の枠組とは、接觸せねやうに爲すことが其一例である。

送風機の水頭損失。これは第 52 と第 53 表とを見れば解かる。何れも渦巻送風機の場合でありて、其水頭は良設計のものならば、 25 耗乃至 37 耗である。

送風機の種類。大別すれば二つとなる。即ち軸流送風機と渦巻送風機とである。

軸流送風機は、普通の送風機の如き形を爲して居るもので、排風機として壁などに屢々取附けてあるものである。排風機としてのみならず、小規模の送風機としても用ひられるのである。

軸流送風機に種々の形がある、フロペラ型、ボックス、ブレード型、ポルトホール型等がある。何れも壓力も低く、空氣の流速も遅いものである、先づ次の通りである。

壓力。 水頭にて、 2.5 乃至 3 耗、

空氣の流速度、 150 米/分

廻轉速度 1200 米/分、以内

先づ是程度ならば、餘り騒音は出ない。
是種の送風機は、最初の取付費等が安價である故、便利上、大に用ひられる。

第54表 軸流送風機の能力

翼の直徑 米	廻轉數 毎分	廻轉速度 米/分	取入口及排風口 に於て空氣流量 立方米/分	正味馬力
0.35	1,000	1,100	27	0.10
0.40	800	1,125	50	0.12
0.60	600	1,135	83	0.17
0.76	500	1,180	138	0.25
0.91	450	1,280	220	0.50
1.07	400	1,320	310	0.62
1.22	350	1,320	390	0.75
1.37	300	1,270	500	1.0
1.54	280	1,220	660	1.2
1.67	250	1,300	770	1.5

第54表は、是種の送風機の能力を示すものでありて設計上幾分参考になる。

渦巻送風機。之を大別すれば二種となる。舊式なるは直翼にして、新式なるは多翼である。新式に於ては翼は専ら前屈である、前屈とは翼の廻轉方向に向つて、屈して居ること第39圖の乙の如くである。同圖の甲は直翼にして、乙は多翼式の前屈翼、丙は

第55表 渦巻送風機の能力

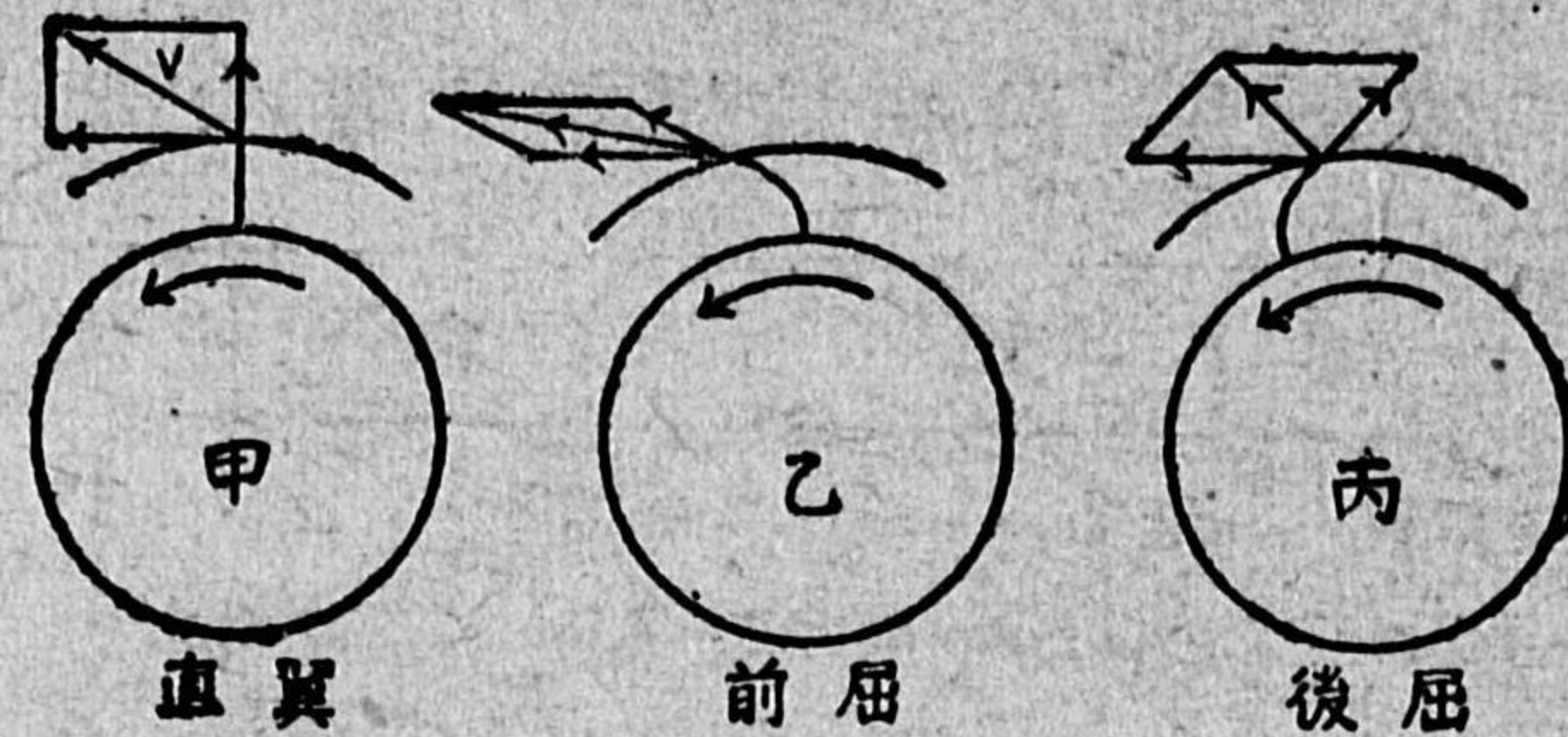
直徑 米	水頭 25 耗			水頭 50 耗		
	廻轉數 毎分	流量 立方米/分	正味 馬力	廻轉數 毎分	流量 立方米/分	正味 馬力
.38	850	97	0.93	1,200	133	2.62
.45	750	137	1.42	1,000	155	2.88
.51	650	178	1.84	900	230	4.43
.64	500	254	2.45	700	320	6.08
.76	425	386	4.2	600	545	10.8
.89	350	480	4.45	520	745	16.0
1.02	325	750	7.62	450	960	18.5
1.15	300	1040	10.1	400	1230	23.6
1.27	250	1050	11.5	350	1370	25.5
1.40	225	1270	12.2	325	1820	36.3
1.52	225	1570	20.4	300	2230	43.7

多屈式の後屈翼の一を示したものである。三者中、速度の合成が、乙に於て最長であることが一目瞭然である、即ち前屈多翼式が最良であることが氷解するのである。

第55表は、水頭 25 耗と 50 耗との場合に就て、必要事項を示したものである、其他水頭が 12.5 耗等のもあるが凡て省略した。

送風機に要する馬力。風道内の空氣を流動せしめるに要する力は、次式にて知れる。

第39圖



$$HP = \frac{Q \times h}{4500} \dots \dots \dots (90)$$

式中、HP=メートル馬力

Q=送風空氣量、立方米/分

h=全水頭、耗

例題 水頭 25 耗のとき、1 分間の發送空氣量 100 立方米ならば、之に要する馬力は若干なるか。

答、 0.55 馬力

解 (90) 式に依り、 $HP = \frac{100 \times 25}{4500} = 0.55$ 。(解了)

次に電氣力を用ふる場合には、容易に換算することが出来る。

1 キロワット = 1.358 メートル馬力 = 1.34 英馬力

1 メートル馬力 = 4500 庇、米/分 = 0.733 キロワット

例題 前例題の馬力をキロワットに換算すべし。

答、 0.4 キロワット

解 $0.55 \times 0.736 = 0.4048$

第五節 空氣洗滌器

屋外空氣は、塵埃等を含み勝のものである。殊に都會に於ては、換氣用として室内に空氣を送る場合には、充分洗滌して後にすべ

きである。

往時に於ては、空氣取入に近き適當なる位置に、金網又は粗目の布などを設け以て空氣を濾過したのである。此方法では網が不潔になり易く、従て空氣に伴はれて其不潔物が室内に進入する危険がある。是に於て網を時々洗ふ方法を取つたこともある。又水と空氣との作用に依り、網が短日月に破損して、大孔があくの缺點もあつた。

是に於て、米國のウェラム、リード氏は、一種の藥品を塗る網を發明した、それは、人類の鼻毛と全く同一理に依りて通過空氣を清淨にするものである。彼の有名なるヴァーノン、ヒル氏が實驗せし結果に依れば、塵埃の 99% は完全に除去されたとのことである、此網が汚れば、温湯に溶かしたる石鹼水にて洗ひて後、特種の藥品を塗れば又役に立つのである。

噴霧式空氣洗滌器。これにも沿革がある。舊式のもの、上方に廻轉撒水器があり、下方には波形鐵が、波を堅にし、波の山と谷とを水平にし、互に 37 耗まを隔てて幾度も立て掛けてある。斯くて噴霧の餘滴は其間を降下し、鐵板面は常時濕潤状態である。空氣も亦其間を右往左往して通過する故、漸次洗滌されるのである。されば是式に於ては、洗滌器内の空氣の進行方向は垂直である。

されど最新式のものに於ては、概して、洗滌器内の空氣の進行方向は水平である。

次に佛蘭西のアントニー式に於ては、水に一部浸つて車が、水車の如く垂直に取附である。其車は廻れば水も一部揚られ噴霧状態が起り、空氣は、そこを通過するのである。

されど最新式にして良好なるものは、英國のスタートヴァント

會社のもの、及び、其他各國に夫れぞれ新式のものがある、本邦の高砂式のも其一例である。然れども何れも大同小異である。先づ噴霧室には、小管が幾つも樹立して居り、之に噴霧口が幾つも設けてある。斯くて水が恰も、吸入器の場合の如く、噴出して霧が出現する。新空氣は其處を通過する故、空氣中の塵埃は濕氣にて蔽はれるが、更に進行して、脱離板に至る、其時噴霧口より噴出する水は、脱離板を射突するやうに仕掛けてある故、空氣内の塵埃は全く除去されて静淨となるのである。

洗滌器通過の空氣速度は、180 米/分、以内たるべく其時の壓力は水頭 8 耗程である。而して噴霧口に於ける壓力は、1.75 乃至 2.1 耗/厘である。

噴霧用の水を循環させる爲めの水量は、空氣 10 立方分に付、約 11 立である。故に空氣量が 1 分間に 300 立方分と假定すれば、空氣洗滌器の自由面積は

$$\frac{300}{180} = 17 \text{ 平方分}$$

而して循環唧筒は、1分間に $300 \times \frac{11}{10} = 330$ 立の水を取扱はねばならぬ。又冬季水が氷結する恐れある場合には、先づ水を暖める装置が必要である、併し暖め過るのは悪い故、氷點以上二三度(攝氏)に止めるが良い、それには、加熱コイルの面積を 0.5 乃至 1.5 平方分にすれば充分である。

噴霧式洗滌器に依れば、其洗滌器を出る空氣の溫度は屋外空氣の濕球溫度より 1°C 程以下に冷すことが出来る、従て冷房の目的をも達するのである。

第 13 第 14 兩圖参照。

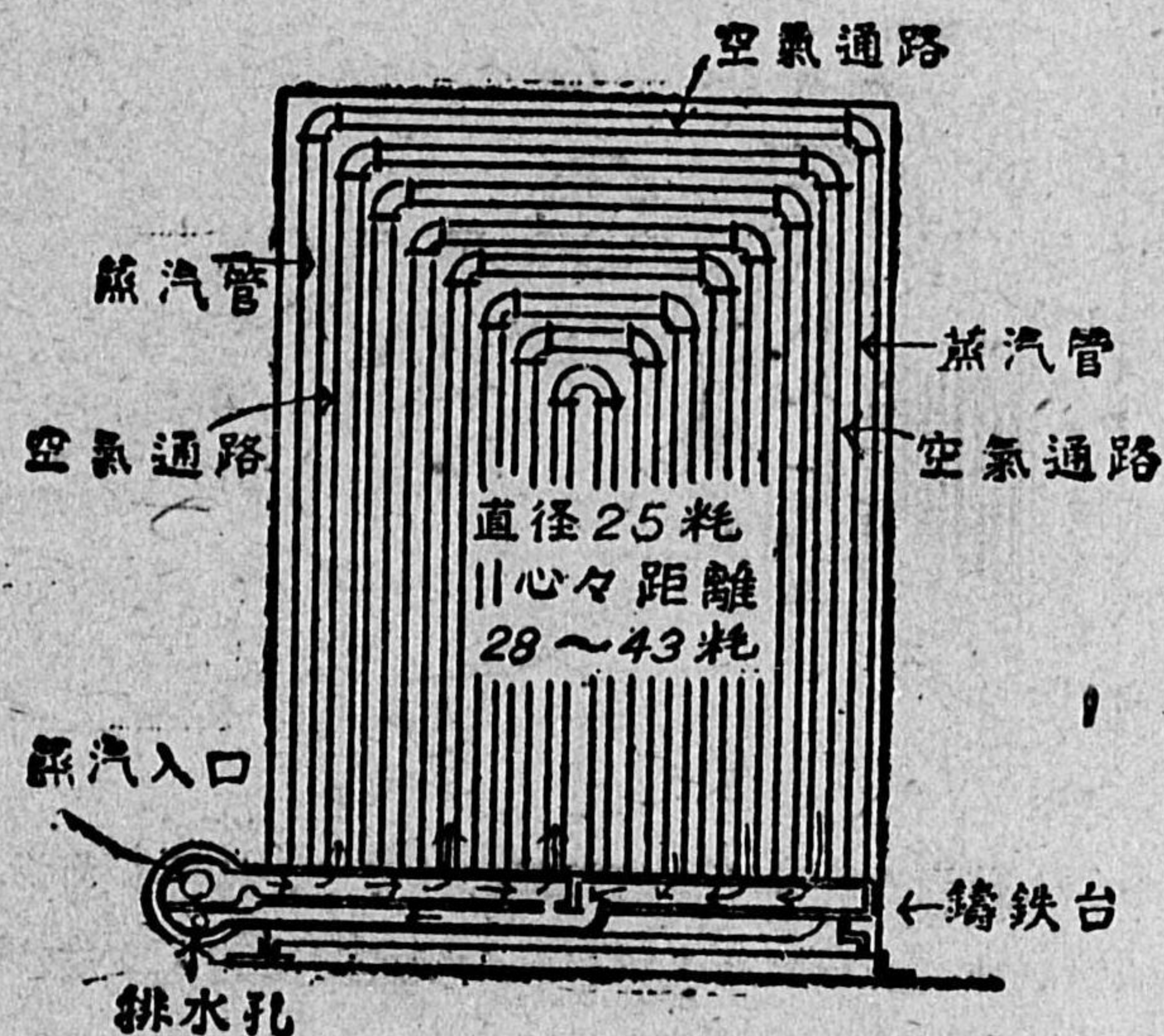
第六節 加熱器

押込温氣暖房用の加熱器には、管コイル加熱器と鑄鐵加熱器とがある。

管コイル加熱器には、蒸汽又は温水の何れをも用ひても差支ない。併し鑄鐵加熱器には、温水のみが適當である、若し蒸汽ならば低壓を用ふべきである。先づ 0.7 耗/平方厘以内の壓力ならば宜しい。然るに管コイル加熱器に於ては、14 耗/平方厘までをも用ひられるのである。

管コイル加熱器中、最新なるものは、ウエルデックスのである、又鑄鐵加熱器中、大に流行し居るものは、ヴェントーのである。

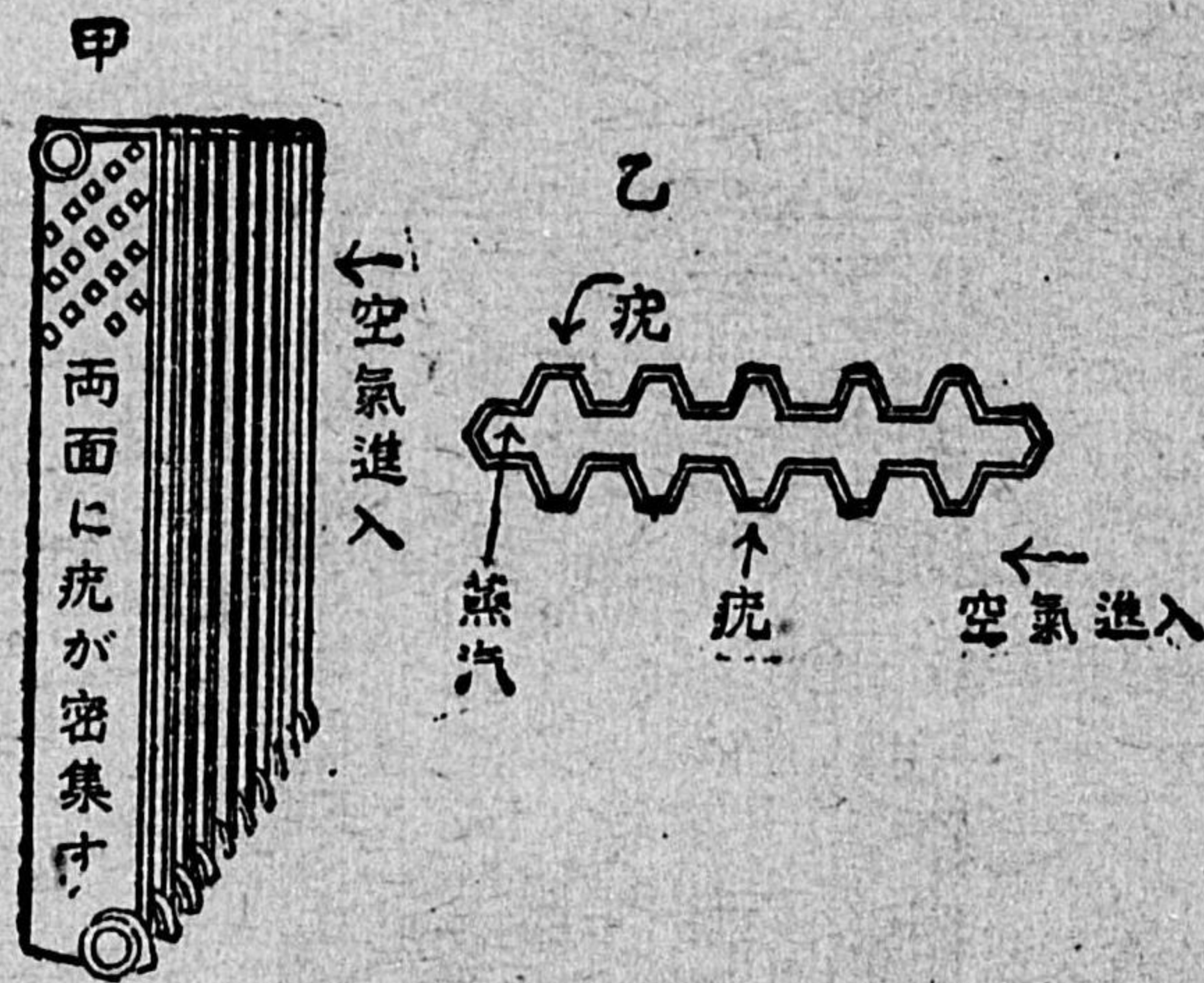
第 40 圖



管コイル加熱器。これは内徑 2.5 厘鍊鐵管を幾つも樹立し小

曲り接手に依り跨ぎ形に爲しあり、つまり各管何れも兩脚なること第40圖の如くである、それが幾本も鑄鐵製の臺に取付けてある。之を節と云ふ。一節は普通二乃至四列管より成る、而して一列間の距離は心々5.4乃至6.5寸である。又鑄鐵の臺は同圖に示す如く、中央に仕切ありて、一方に蒸氣が入り、凝結水は他方より流れるのである。斯くて完成したる加熱器は、幾つものセクションより成立つてゐるのである。セクションの數は、無論所要溫度に依るのである。而して全體が一つの鐵板製の函内に入れある。

第41圖



前述の如き普通の管コイル加熱器に於ては、接手が非常に多いといふ缺點がある。ウエルデックスの改良型に於ては是缺點が除いてある。されど之を省略する。

ヴェント-加熱器。これは第41圖の如き疣附のものでありて、

それが幾枚も連結されて節^{セクション}となる。而して節が幾列も一纏めとなつて、スタックとなる。

セクションの長は、約75寸と100と126と150と180寸との五種があり、又幅は並と狭との二種がある、並は心々距離12.5寸である、又狭のは11.5寸。

空氣の最終溫度と凝結。加熱器を通過する空氣の最終溫度は、スタックの數と空氣の速度とに關係すること勿論である。

空氣の速度は場合に依り増減すべきである。若し高速度に伴ふ騒音を厭ふ所に於ては、加熱器通過の空氣速度は、300乃至400米/分、の範圍内にせねばならぬ。然るに工場又は其他類似の所に在ては、500米/分までにしても差支無い。

第56表は、スタックの列數、空氣の速度、取入外氣の溫度、加熱器通過の最終溫度等の關係を圖示するものである。ヴェント-加熱器の設計に當り必要のものである。

第57表は、ヴェント-加熱器の正味面積を示すものでこれ亦設計のとき必要である。

例題 工場を暖めんとするとき、所要空氣量は1時間に40,000立方米にして、過熱器通過の最終溫度は60°Cなるを要す、外氣は-5°Cならば、ヴェント-加熱器の大きさは如何なるべきか。但速度は360米/分とす

答、 深7のヴェント-加熱器を要す。

$$\begin{aligned} \text{解 正味面積} &= \frac{\text{空氣量、立方米/分}}{\text{速度、米/分}} = \frac{40,000}{360 \times 60 \times 1.13} \\ &= 1.63 \text{ 平方米} \end{aligned}$$

1.13にて除したる理由を述べやう。第56表等に於て空氣の密度は20°C内外のである、然るに本題にては60°Cである、依て第

10 表に依り、 $1.205 + 1.06 = 1.13$

次に第 57 表に依り、セクションの大き 1.5 米のもの 18 採用すれば、 $0.09 \times 18 = 1.62$ 平方米である故、自由面積はそれで充分である。

次に第 56 表に依り、速度 360 米/分の欄を見れば、スタックの深 7 の行に於て 60° に近き 64.5 がある、故に深 7 が適當である。此場合には、深 3 スタックを、一次加熱器とし、4 スタックを二次加熱器とすることが普通である。(解了)

管コイル加熱器の場合でも同様の方法にて計算すれば良いのである。

次に凝結のことに付て一言する。煖かき加熱面へ、冷たき外來空氣が觸れれば、凝結の生ずることは、言ふまでも無い。さて何程の凝結が加熱面に生ずるかは、次式にて解かる。

$$C = \frac{V(t_1 - t_2)}{KN} \dots\dots\dots(91)$$

式中、C=加熱面の凝結、疋/平方米/時

V=空氣の流速度、米/分

N=加熱器のスタックの深の數

$t_1 - t_2$ =空氣の上昇溫度、攝氏、

K=係數、ヴェントーでは、456

パイプでは 531

例題 パイプ加熱器 5 スタックを設置し、外來空氣の溫度を -5°C とし、空氣速度を 360 米/分とすれば、空氣の最終溫度は 52°C なりといふ。凝結は若干なるか。

答、 7.7 疋/平方米/時

解 (91) 式に依り、 $C = \frac{360 \times 57}{531 \times 5} = 7.7$

第 56 表 空氣の最終溫度

並飾ヴェントー加熱器、蒸汽 108°C

スタックの 深の 數	外來空 氣の温 度、 $^\circ\text{C}$	空氣最終溫度、 $^\circ\text{C}$					
		速度、米/分					
		180	240	300	360	420	480
1	0	19.5	17.5	16.5	15.5	14.5	13
	-5	16	14	12	11	10	9
2	0	35	31	29	27	25	24
	-5	32	28	26	23.5	22	20
3	0	47	43	40	37.5	35.5	33
	-5	44.5	40.5	37	34.5	32	30
4	0	57	52.5	49.5	47	44	42
	-5	55	50.5	47	44.5	41.5	39
5	0	65	60.5	57	54	51	48
	-5	63	59	55	51.5	49	46
6	0	70	66	63	60	57	55
	-5	67	65	62	57.5	55	53
7	0	76.5	72	69	65.5	62.5	59.5
	-5	75.5	71	67	64.5	61	58
8	0	81	76	72.5	70	67.5	65
	-5	80	75	71.5	69	66	62.5

第57圖表 ヴェントー加熱器の
セクションの正味面積

セクションの 大きさ、	セクションの正味面積	
	並節	狭節
米	平方米	平方米
0.75	.04	.04
1.00	.06	.05
1.25	.07	.06
1.50	.09	.08
1.80	.1	.09

依て、1時間に、加熱器面1平方米につき、7.7 瓩の凝結がある。

第十四章 蒸気暖房と温水暖房

第一節 放熱器

蒸気暖房及び温水暖房に於て、放熱器を選択するとき、適當の大きさのものを用ふることが必要である。小に過れば室内は所要の温度に暖まらない、之に反して大に過れば、甚不經濟となる。

放熱器を大別して、(1)直接放熱器、(2)間接放熱器、(3)半間接放熱器の三種とする。直接放熱器は室内に装置するもの、間接放熱器は室外に装置し、之を通過して暖まりたる空氣が室内に入りて室を暖めるものである。前者に於ては、放熱器が場所を取る故、室内面積が狭くなる譯合である。後者に於ては、邪魔物が無い併し經常費は高くなる。次に半間接放熱器は前兩者の間の子である。其放熱器は概して、外壁近くに装置してあり、其背後より外氣が入り込み、それが放熱器を通過し、暖氣流となりて室内を暖める。

直接放熱器 鑄鐵製のものが最も普通のものである。其外、薄板放熱器及び管放熱器などがある。

鑄鐵放熱器に、一柱、二柱、三柱、四柱の放熱器がある。又位置に依て形狀を異にする故、従て、窓下放熱器、壁掛放熱器、隅置放熱器、階段放熱器などがある。第58乃至第60表に、衛生工業協會で制定したる寸法等がある。

管放熱器は、内徑 2.5 糎乃至 3.1 糎の管を幾重ねも列ねて装置したものである、専ら工場其他餘り體裁を重んじない所に用ひられる。

薄板放熱器は、本邦では餘り多く使用されない。又外國でも稀

第58表 標準型放熱器、(其一)

社団法人衛生工業協會制定

公稱高 耗	二 柱			三 柱		
	放熱面積 平方米	奥行 耗	實高 耗	放熱面積 平方米	奥行 耗	實高 耗
1150	0.44	187	1153	0.52	228	1146
950	0.35	„	939	0.42	„	943
800	0.29	„	796	0.35	„	801
700	0.25	„	701	0.30	„	706
600	0.21	„	606	0.25	„	605
500	0.17	„	510	0.20	„	503

第59表 標準型放熱器、(其二)

社団法人衛生工業協會制定

公稱高 耗	標準型 細柱放熱器		
	放熱面積 平方米	奥行 耗	實高 耗
950	0.40	203	948
800	0.33	„	799
700	0.28	„	693
600	0.23	„	590
500	0.19	„	505

第60表 標準型放熱器、(其三)

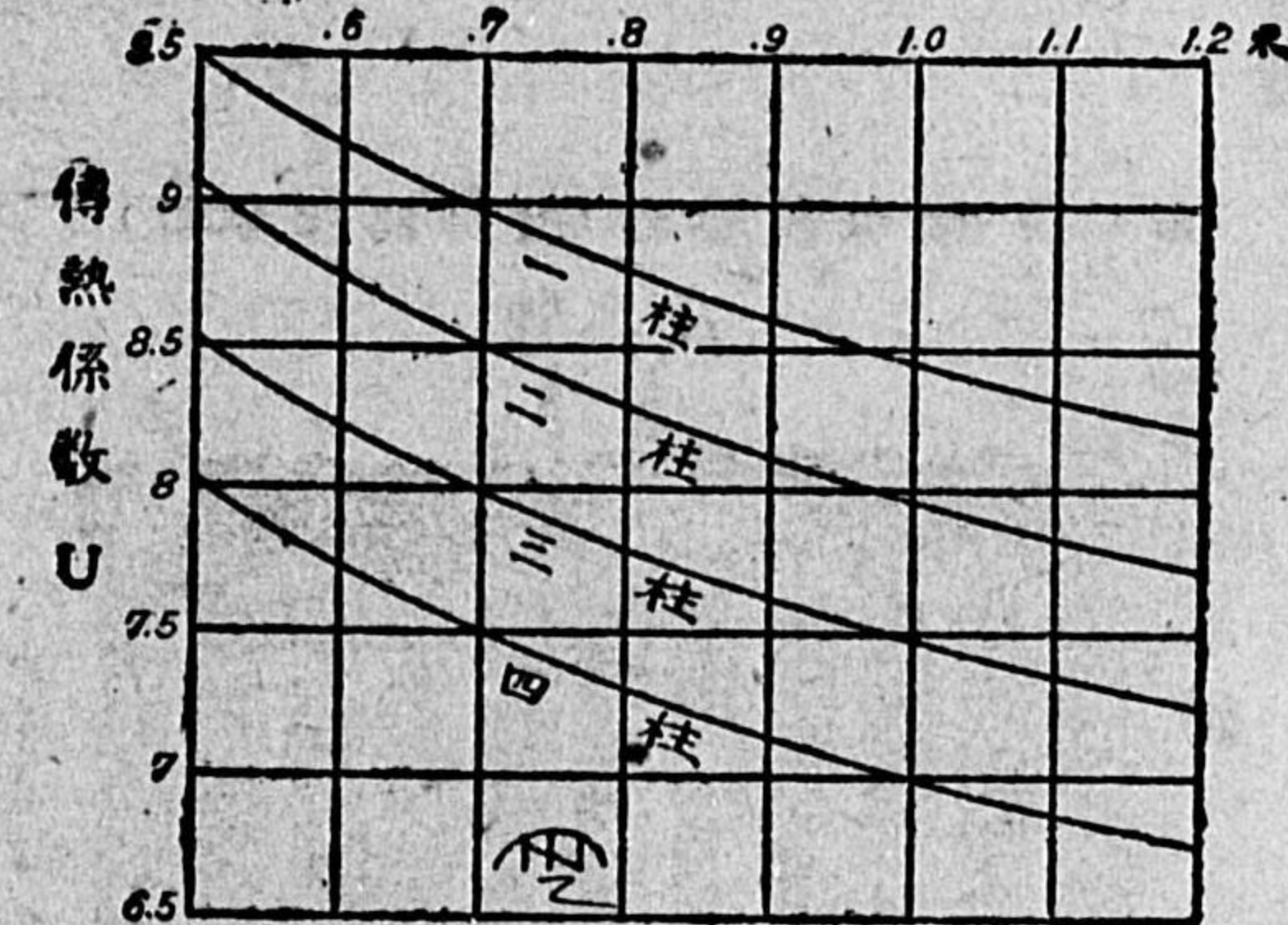
社団法人衛生工業協會制定

標準型	壁掛放熱器、寸法、耗				
	放熱面積 平方米	高	幅	奥行	柱數
甲型	0.60	360	540	76	9
乙型	0.60	540	360	76	6

に用ひられる程度である。

第15圖表

放熱器の高米



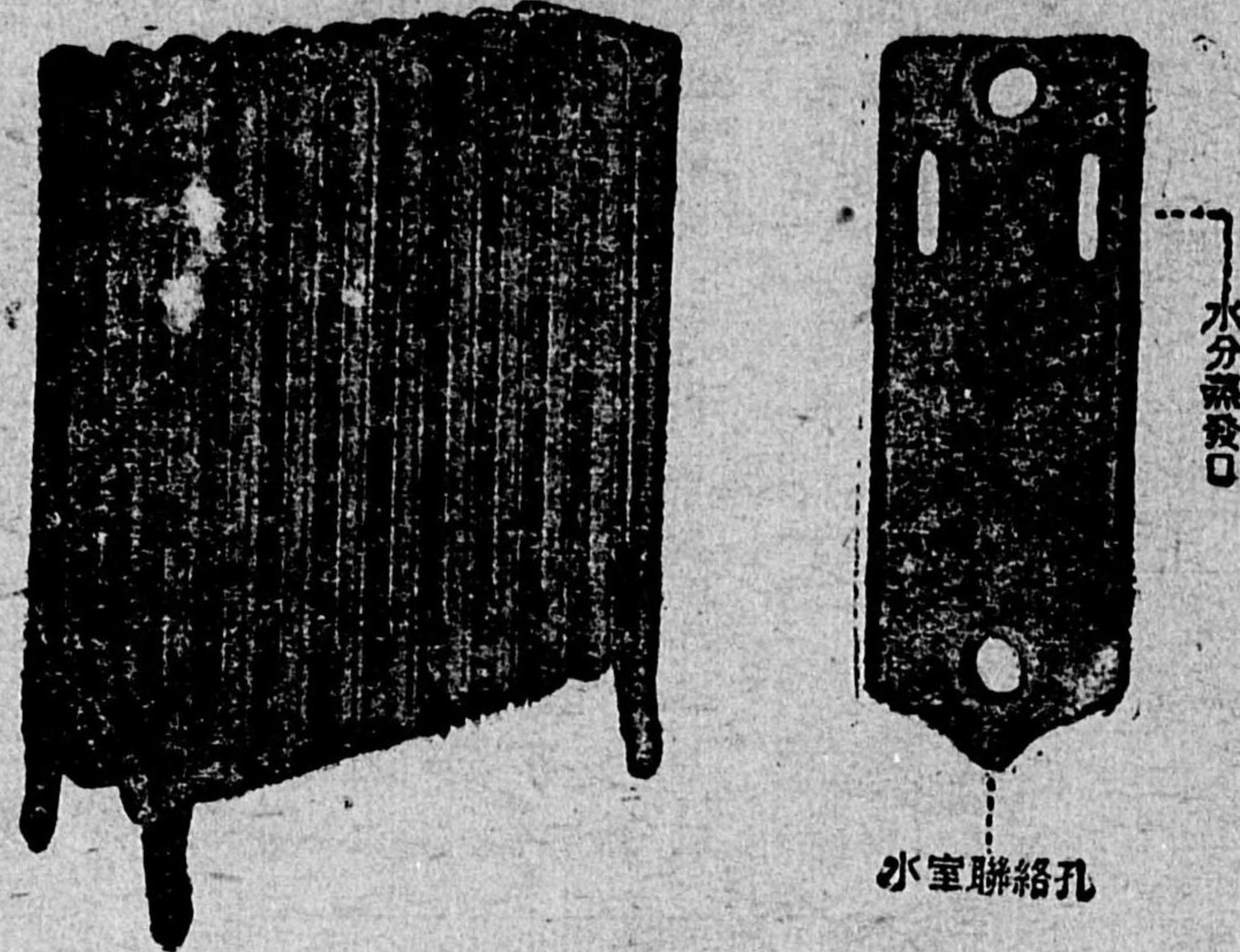
放熱器の放熱量。これは次式にて知れる。

$$H = AU(t_1 - t) \dots \dots \dots (92)$$

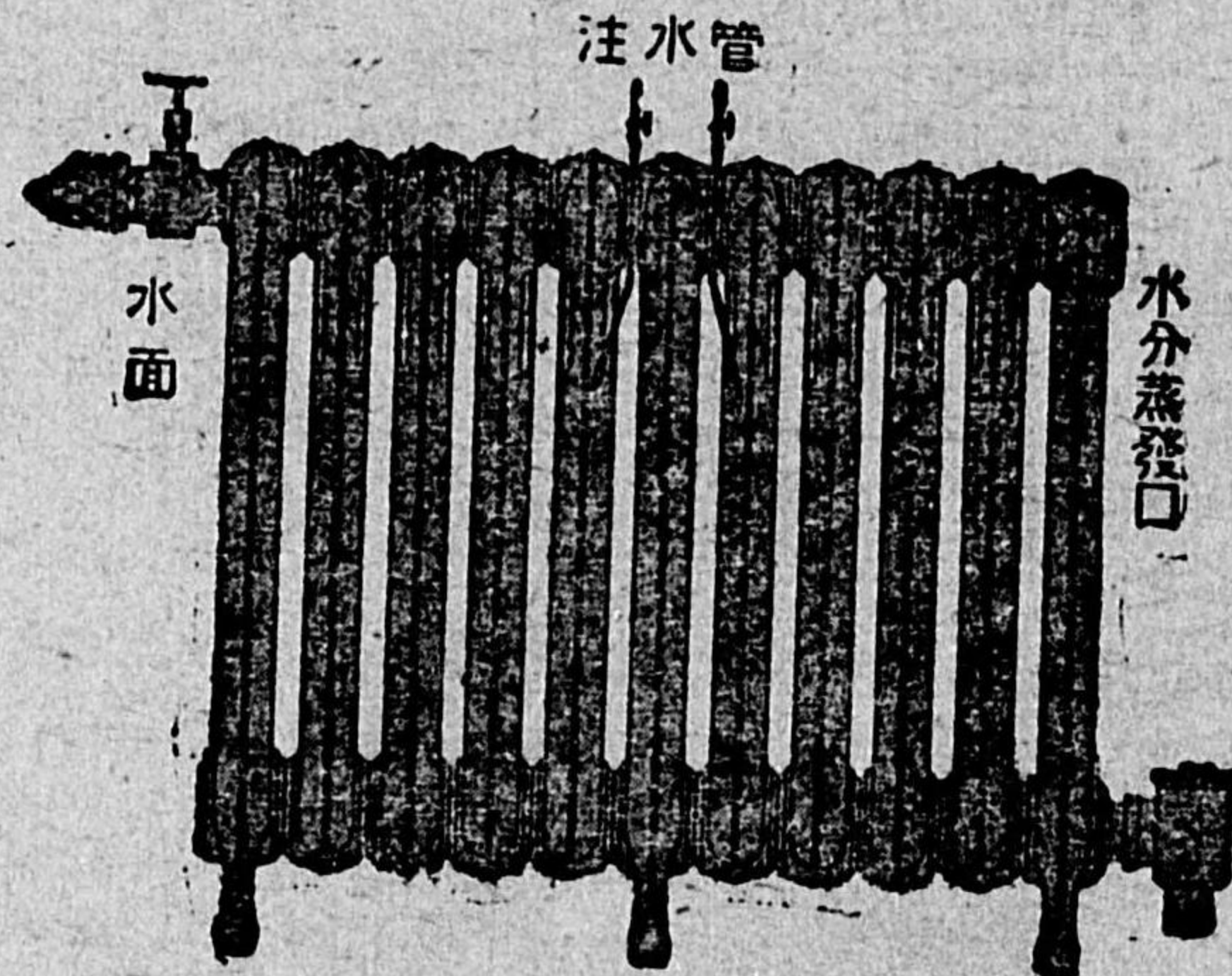
式中、A = 放熱面積、平方米

U = 傳熱係數、カロリー-/平方米/時/1.0、第15圖表參

第42圖 調濕放熱器昭和四年特許(暖房同業協會)



第43圖 調濕放熱器(暖房同業協會)



照。

t_1 = 放熱器内の蒸汽若くは温水の温度、次を見よ。

t = 室内温度、

此式を活用するには、先づ放熱器内の蒸汽若くは温水の温度を知らねばならぬ。蒸汽暖房に於ては、其温度は壓力相當でありて、それは第8表と第9表とで知れる。さて普通の場合に暖房の蒸汽は、0.35 瓩の壓力を出す故、絶對壓力は $0.35 + 1.033 = 1.385$ 即ち約 1.4 瓩である。依て第9表に依り温度は 108.7°C なることが知れる、即ち前式中の $t_1 = 108.7$ である。

又近頃蒸汽壓力を 1 氣壓位にすることが盛に行はれる、其場合には、 $t_1 = 100^\circ$ である。

次に温水暖房に於ては、 $t_1 = 71^\circ$ 乃至 75°C にする。

斯くて温度既に定まれば、次に相當の放熱器を選択すべきである。

例題 第16圖の一室に於て、損失熱量は 2000 カロリー/時、又室内温度は 20°C とし、此室を蒸汽壓 0.14 瓩の蒸汽にて暖め、放熱器は二柱を用ひんとす、如何なる程度のものにて可なるか。

答、 公稱高 950 耗の二柱放熱器九節^{セクション}を要す。

解 絶對壓力 $= 0.14 + 1.033 = 1.173$ 瓩/平方糎。依て第9表に依り、相當温度は 102.5° である。されば室内空氣と蒸汽との温度差は、 $102.5 - 20 = 82.5^\circ$ である。第58表により、放熱器の公稱高 950 耗を用ふることとすれば、傳熱係數 U は第15圖表に依り、8.05 である。依て (92) 式により

$$H = A \times 8.05 \times 82.5 = 2000 \text{ カロリー}$$

$$A = \frac{2000}{8.05 \times 82.5} = 3 \text{ 平方米}$$

第58表に依り、公稱高950の放熱面積は0.85平方米なるに依り、 $3+0.85=8.6$

依て九個のセクションを要する。(解了リ)

管放熱器の傳熱係數 U。管放熱器1平方米に付、毎時、溫度差 1°C の傳熱係數は、10.4乃至13カロリーである。又、壁附コイルのときは、それより少しく小で、先づ8.3乃至10カロリーである。

間接放熱器。隠所に在るもの故、體裁には構はず唯成る可く効率の多きやうに考察する方が多い。疣附のもの又は多數の鈔附のものなどがある。

半間接放熱器。外形に於ては全く、直接放熱器と同じである。

鋼湯放熱器。これは、實用新案昭和四年第125821號の特許のものでありて、其形狀は第43圖の如く、出來上りは他の放熱器と少しも異ならぬものである。同圖は昭和四年五月に試験に供したもので、600耗五細柱放熱器でありて十本立であるが、内八本が特許調熱器である。試験の結果1時間1本に付、蒸發量は0.09立程であつた。其後にも試験し、先づ蒸發量は1時間1本に付、0.06立乃至0.18立であつた。これは蒸氣暖房の場合である。

是新案に於ては、放熱器體の同一鑄物の中央に中仕切を設けて、一方が蒸氣又は溫水で、壁一室で他方に水が入れてある、其水の方の上部の孔から湯氣が發散するやうになつてゐる、而して水が少くなれば、其孔から注入して又は別に給水パイプから自動的にも注入が出来るのである。第43圖は其注水管等を示すのである。委細は暖房同業協會事務所の宮地秀一氏が承知してゐる。

第二節 暖房器裝置後溫度の検査

暖房工事落成後、成績検査をすることが必要である。其初め仕様書に、屋外溫度何度のとき、室内溫度何度たるべしなどと記してある、而して検査のとき屋外溫度は、仕様書にある溫度と異なることが普通である。其場合に室内溫度は、何度なることが至當であるか。知らねばならぬ必要事項である。依て之を説明する。先づ次の如くに假定する。

h = 溫度差1度に付、室内損失熱量

t = 契約書中の屋外溫度

T = 契約書の室内溫度

t_0 = 指定壓力に於て、放熱器内の蒸氣の溫度。検査のときも其壓力にてする。

t_0 = 検査のときの屋外溫度

T' = 室内の保證溫度、即ち契約合理の溫度。

契約書面通りの状態に於て、建物内の損失熱量は

$$h(T-t) \dots \dots \dots (ア)$$

検査當時に於ける、損失熱量は

$$h(T'-t_0) \dots \dots \dots (イ)$$

契約状態に於て、放熱器よりの放熱量は

$$U(t_0-T) \dots \dots \dots (ウ)$$

U は放熱器よりの傳熱係數である。次に検査當時に於て、放熱器よりの放熱量は

$$U(t_0-T') \dots \dots \dots (エ)$$

就ては(ア)は(ウ)に同じく、(イ)は(エ)に同じである故に、

$$h = \frac{U(t_0-T)}{T-t} \dots \dots \dots (オ)$$

であり又

$$h = \frac{U(t_s - T')}{T' - t_0} \dots\dots\dots (カ)$$

(オ)と(カ)よりして

$$\frac{t_s - T}{T - t} = \frac{t_s - T'}{T' - t_0} \dots\dots\dots (93)$$

今若し東京の氣候を參照して、 $t = -5^\circ$ 、 $T = 20^\circ$ 、

$t_0 = 108.7^\circ$ と假定すれば、(93)に依り

$$T' = 0.78t_0 + 23.9 \dots\dots\dots (94)$$

第61表 室内正當溫度

屋外溫度	室内溫度	屋外溫度	室内溫度
-10	16.1	8	30.1
-8	17.7	10	31.7
-5	20	13	34
-3	21.6	15	35.6
0	23.9	18	37.9
3	25.2	20	39.5
5	27.8		

第三節 蒸汽暖房の梗概

蒸汽暖房に於ては、主眼事項が三つある。(1)、蒸汽を放熱器へ送ること、(2)、放熱器より空氣を驅逐すること。(3)、凝結水を放熱器より排除すること。是三つの事柄が完全に行はれば宜しいのである。

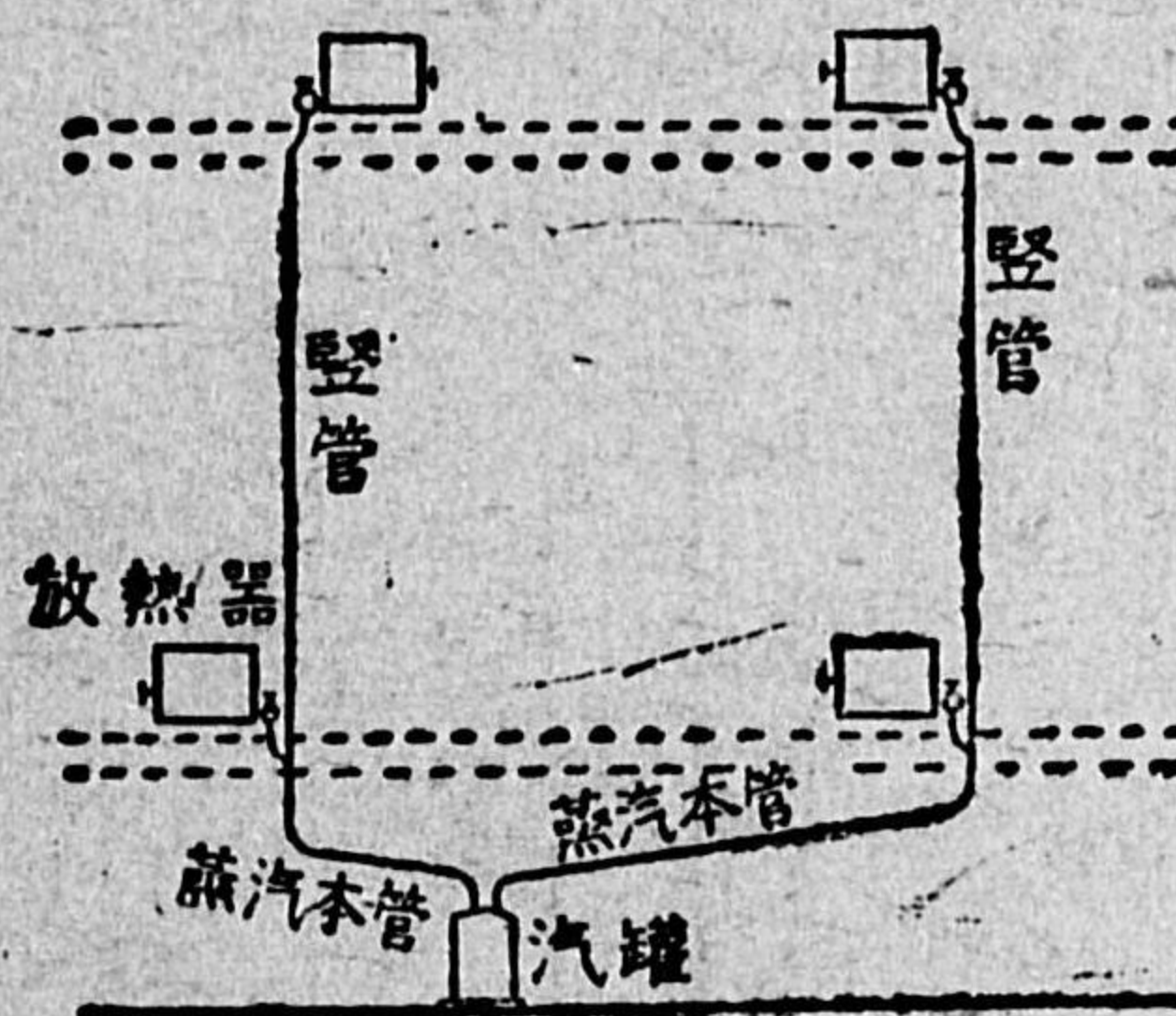
配管に付て大別すれば二つとなる。(1)、單管式、(2)、複管式、

である。

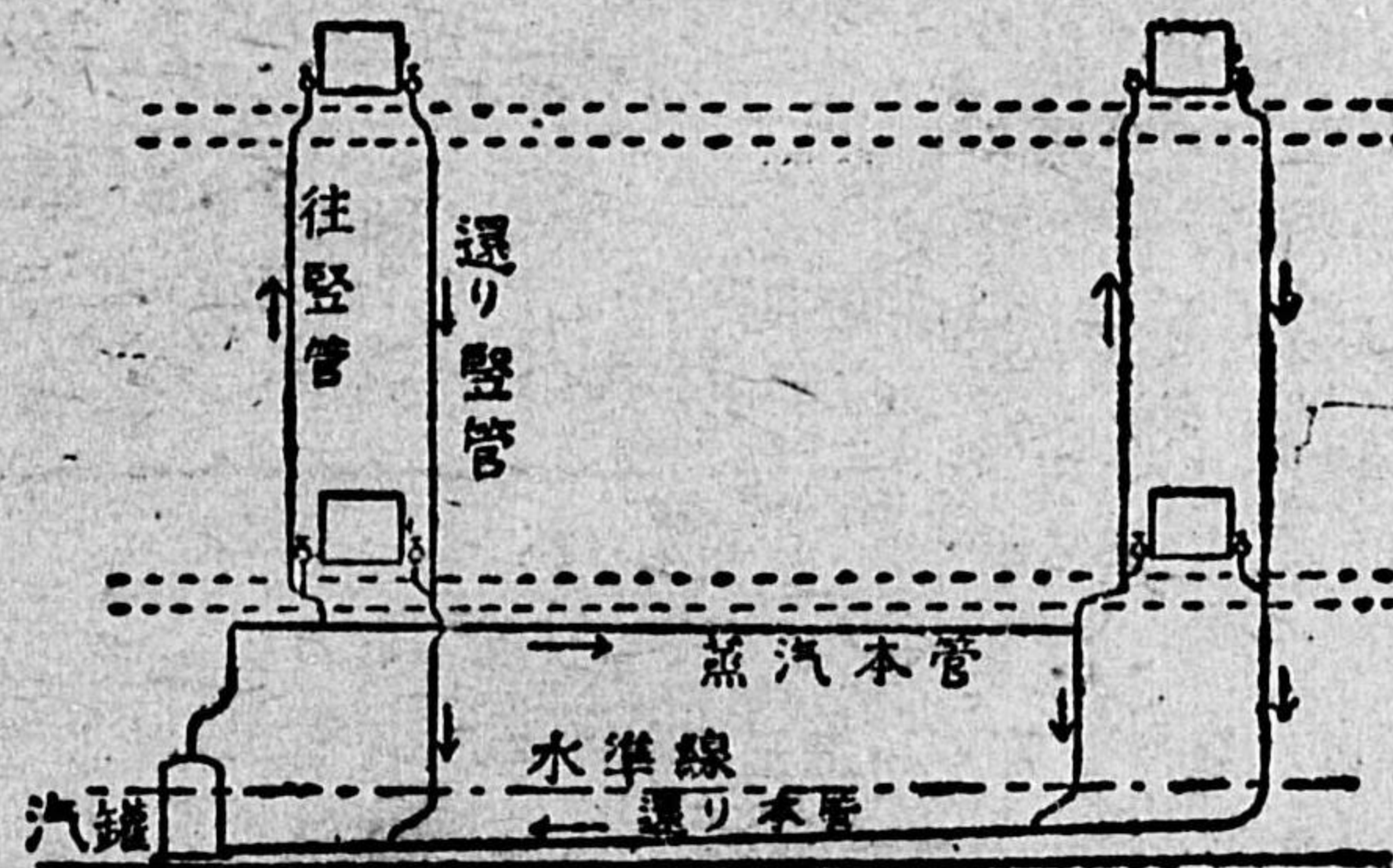
單管式。これにも種々の細別はあるが、要するに蒸汽の通る路と、凝結水の返る路とが一つである。夫故に經濟であるから、住家其他小規模の建築には用ひられる。併し到底良方法では無い。第44圖は其一例である。

複管式。第45圖は複管式の一例であるが、蒸汽の通る路と、凝結水の通る路とは別々である。これにも種々の細別があるが、同圖のは、水準下還水式である、即ち元本管が圖の如く汽罐の水準線より下にあるからである。若し上にあるならば、水準上還水式となる。兩者中、同圖の如く水準下にする方が宜

第44圖 單管式



第45圖 複管式



しい。

大氣壓力式。普通の式に於ては、蒸汽の壓力は、壓力計にて 0.14 乃至 0.35 疋/平方糎、即ち絶對壓力にて 1.173 乃至 1.983 疋である。然るに是式に於て蒸汽壓力は 1 氣壓内外である。されば危險も少く、従て住宅などには適當のものである。

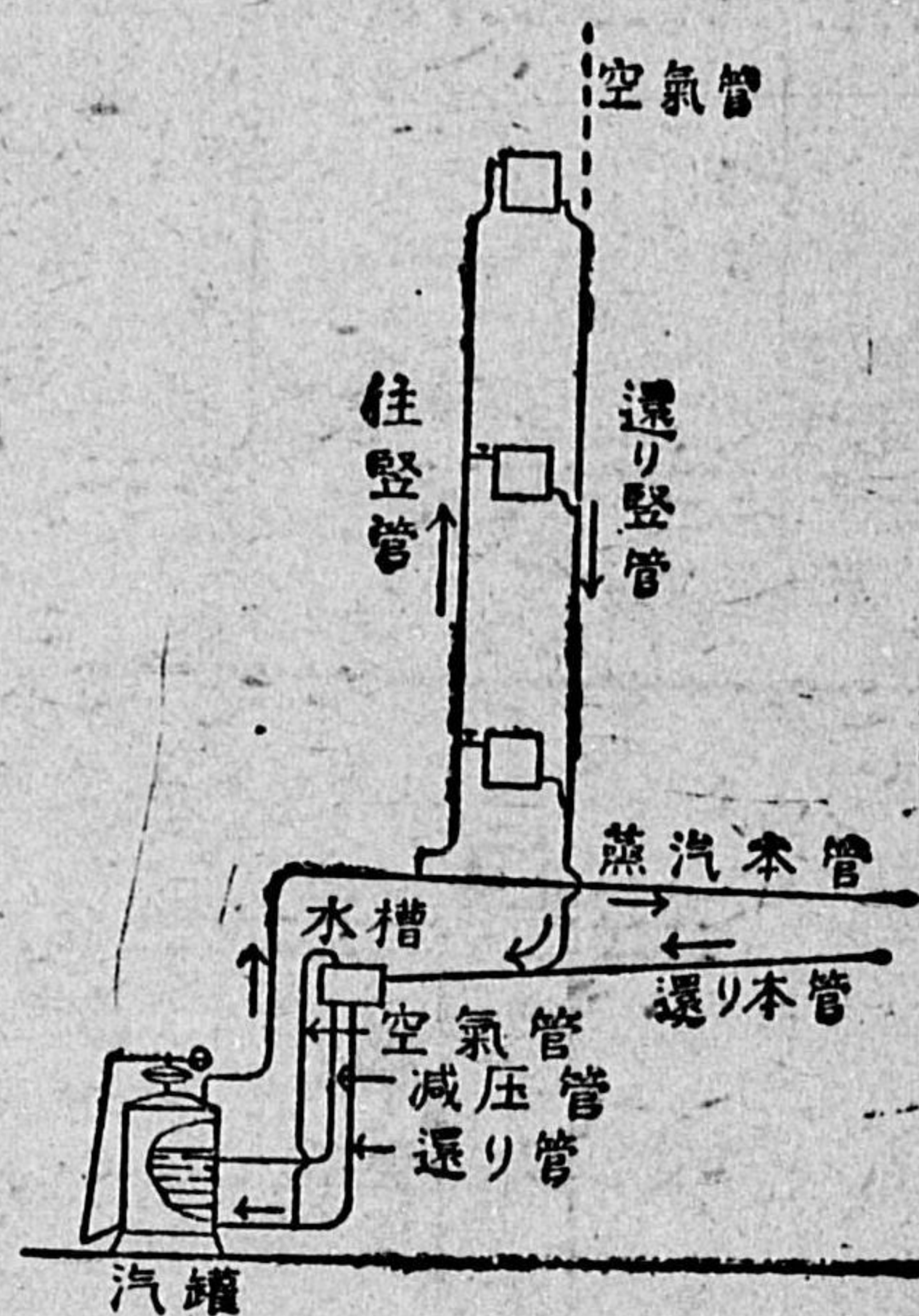
第 46 圖は其一例である。是式に於ては、還り豎管と還り本管とは、大氣に通して居る。

還り本管の水は先づ水槽に入り然る後、汽罐に入るのである。又水槽は實に安全弁の用を爲すである、若し汽罐の壓力が規定より超過すれば、水が一部脱して水槽に入るのである。

是式に於て氣罐内の壓力は、先づ 0.175 疋/平方糎である、依て水槽内の水面は、汽罐内の水面より、是壓力相當の高に爲すべきである。前記の壓力に對しては、高を 1.75 米とすれば良い、特に計算しないでも良い、これメートル式の長所である。

第 62 表は、還り豎管と、還り本管との内徑を示したものである、これで先づ大體の見當がつく。

第 46 圖 大氣壓蒸汽煖房



第 62 表 大氣壓力式蒸汽煖房の管徑

放熱面 平方米	還り管、耗		放熱面 平方米	還り管、耗	
	豎	水平		豎	水平
6	13	19	130	32	38
11	13	19	200	38	50
20	19	19	450	50	63
28	19	25	700	63	76
45	25	32	1000	63	100
75	32	38	1600	76	127

真空式。他式に於ては、管系内の空氣は、蒸汽が驅逐するのである、然るに本式に於ては、真空ポンプが空氣を抽出するのである。

真空と言つても絶對のものでは無い。唧筒が空氣を抜き出せば、漸々真空に近づく、而して真空に近づく程度を水銀柱にて表はす。つまり真空程度零ならば、大氣壓力は 760 耗でありて、普通状態である。又真空程度 100 耗ならば、水銀柱高 660 耗でありて、真空程度進むに従て壓力は漸減することを示す。されば真空程度愈増せば水の沸騰點も漸々減少することは第 63 表の如くである。

本式は米國人ワレン、ウエプスターの考察せしものである。其管徑等に付ては第 64 表にある。

真空唧筒は蒸汽又は電氣を動力として動かすのでありて、何れもそれが一組となつて居る。概して蒸汽の壓力が 1.75 疋/平方糎

以上を得られぬときは、電動力の方が良いとのことである。

第63表 真空度と水の沸騰點

真空程度 耗	沸騰點 C	真空程度 耗	沸騰點 C
0	100	350	83
50	98.	400	79.7
100	96	450	76.7
150	93.5	500	72.3
200	91.5	550	67.2
250	89	600	62
300	81.1		

第64表 真空式蒸汽煖房の管徑及び
放熱面積

往本 管内 徑耗	汽罐よりの距離、米							還り本 管内徑 耗
	30	60	120	180	300	450	600	
	放熱面積、平方米							
19	4	3	2					19
25	6	4	3	3	2			19
32	12	9	6	5	4			19
38	20	14	10	8	6	4		19
50	48	34	24	20	15	13	10	25
63	88	63	44	36	28	24	20	32
75	150	107	75	62	48	41	34	38
100	320	227	160	131	102	87	73	38
125	620	440	310	254	198	169	141	50
150	1000	710	500	410	320	272	227	63
175	1500	1065	750	615	480	401	341	75
200	2160	1534	1080	885	691	558	491	75

蒸汽煖房の放熱面積計算指針。蒸汽煖房器即ち、管若くは放熱器より、空氣に傳播する熱量は、(92)式による、即ち

$$H = AU(t_s - t)$$

傳熱係數Uに付ては、第15圖表で知れるが、尙、佛國學者セル氏の調査結果を第65表に掲げる。それは室内溫度を17乃至18°C

第65表 蒸汽直接放熱器の放熱量、

(佛國セル教授に依る)

蒸 汽		放 熱 器	
汽壓計壓力	溫度	傳熱係數	放 熱 量
庇/平方糎	C	U	カロリー/平方米
0.10	102	11.44	900
0.15	104	11.50	990
0.20	105	11.75	1020
0.30	107	12	1070
0.40	109	12.25	1110
0.50	111	12.50	1160
1.	120	13	1325
1.50	127	13.50	1470
2.	133	14	1600
2.50	138	14.50	1740
3.	143	15	1920

とする場合である。又表中の壓力は蒸汽計のであるから絕對壓力は 1.033 を加へたものである。

- 同氏の研究に依れば、低壓蒸汽のときは、80% と爲すべきである。されば、U も第 15 圖表のと殆んど一致することに爲る。

低壓蒸汽煖房に於ては、直接放熱器 1 平方米よりの放熱量を 700 カロリーとすることが普通である。

蒸汽本管の直徑。低壓蒸汽煖房の往本管の直徑は、次の式にて大體の見當は付くのである。

$$d^5 = 56400 \frac{w^2 l}{pD} \dots\dots\dots (95)$$

式中、 d = 管の内徑、 mm

w = 1 分間に要する蒸汽量、 kg 、

l = 本管の長、 m

p = 壓力の損失、 $\text{kg}/\text{sq. m}$

D = 蒸汽の密度、 $\text{kg}/\text{cu. m}$ 、第 9 表の比重である。

w なる蒸汽量は、次式にて大體の見當は付く

$$w = 16 \times \frac{H}{S} \dots\dots\dots (96)$$

式中、 H = 蒸汽の潜熱、第 9 表にある。

S = 放熱面積、 sq. m 、

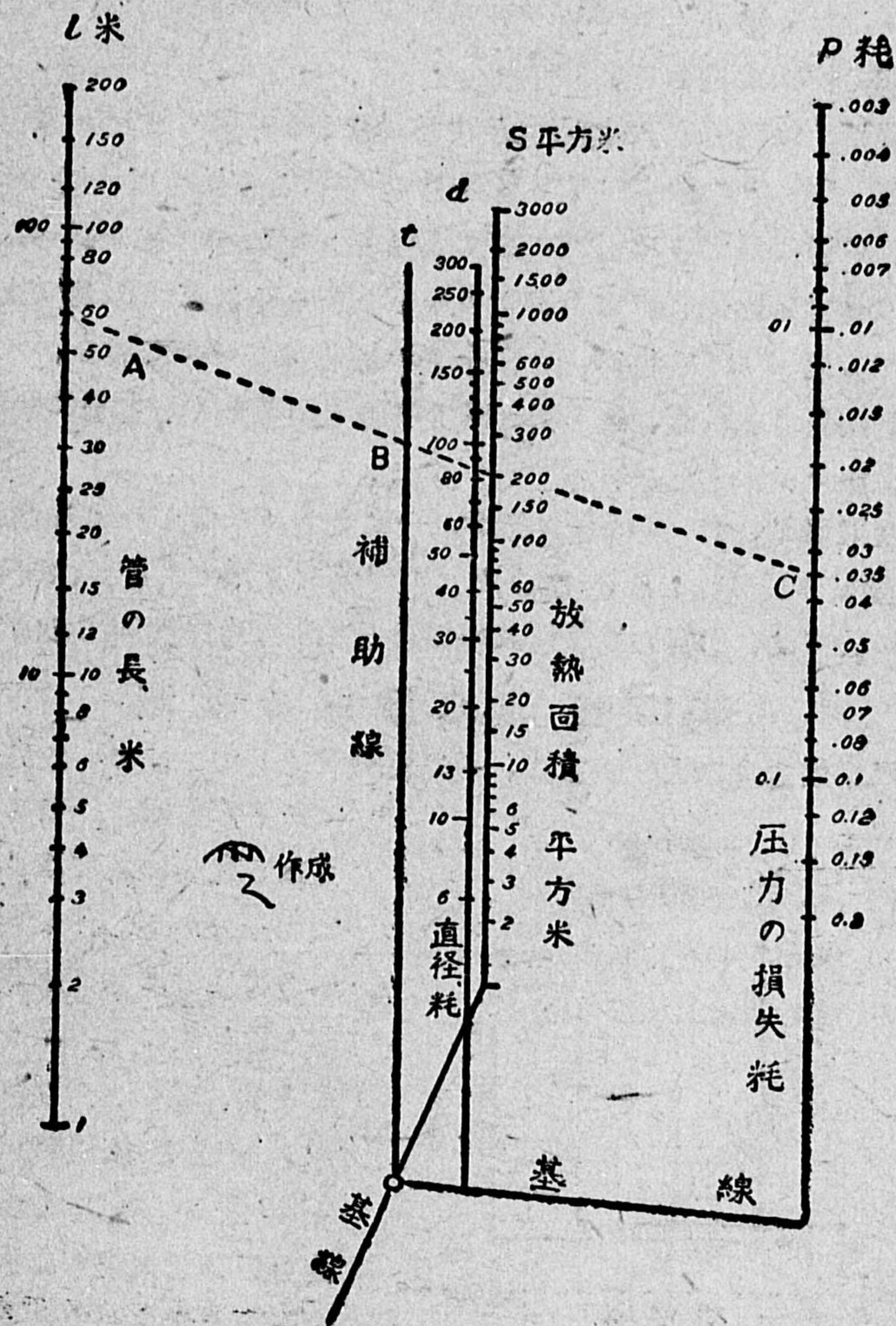
壓力の損失 p は、0.0088 乃至 0.035 $\text{kg}/\text{sq. m}$ 、が普通である。

若し、0.35 $\text{kg}/\text{sq. m}$ 、の壓力なる蒸汽を用ふるとし、それに相應なる蒸汽の密度を 0.8 とし、潜熱を 535 カロリーとすれば、次の式が出来る。

$$d^5 = 63 \frac{1S^2}{p} \dots\dots\dots (97)$$

例題 低壓直接蒸汽煖房の複管式に於て、管の長は 60 米、放

第 16 圖表 重力式複管蒸汽煖房本管直徑早割表



熱面は 200 平方米、壓力の損失は 0.035 庭/平方庭ならば、管の直徑は若干なるべきか。

答、 84 耗

解 (97) 式による。

例題 前題を第 16 圖表に依て答へよ。

解 1 線が目盛 60 と、S 線が目盛 200 とを結べば、補助線に、B 點に於て會す。次に此 B 點と、p 線の 0.035 を結べば、d 線に會する點は、90 の目盛より少し下である、先づ 85 程である。依て直徑 d は 85 耗に近き出來合の管を用ふべきである。

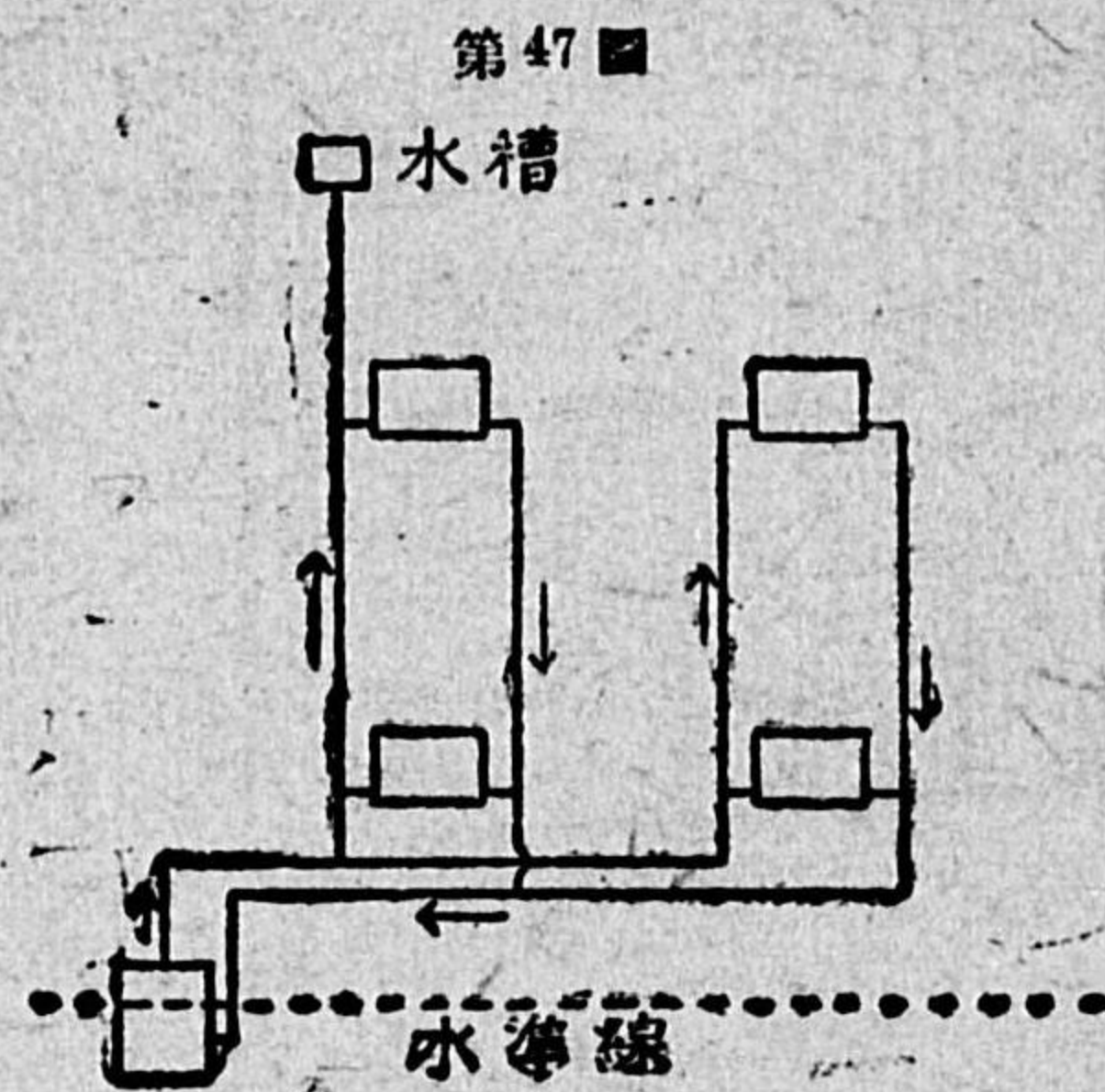
是圖表に依れば、五乗根を計算するの煩勞無く、容易に解答が得られる。

是圖表は、第 12 圖表よりは、一步を進めたるものである。第 12 圖表に於ては、長を 10 米として作成したのであるが、第 16 圖表に於ては、必要の長は皆表中にある故、非常に便利である。

第四節 温水煖房の梗概

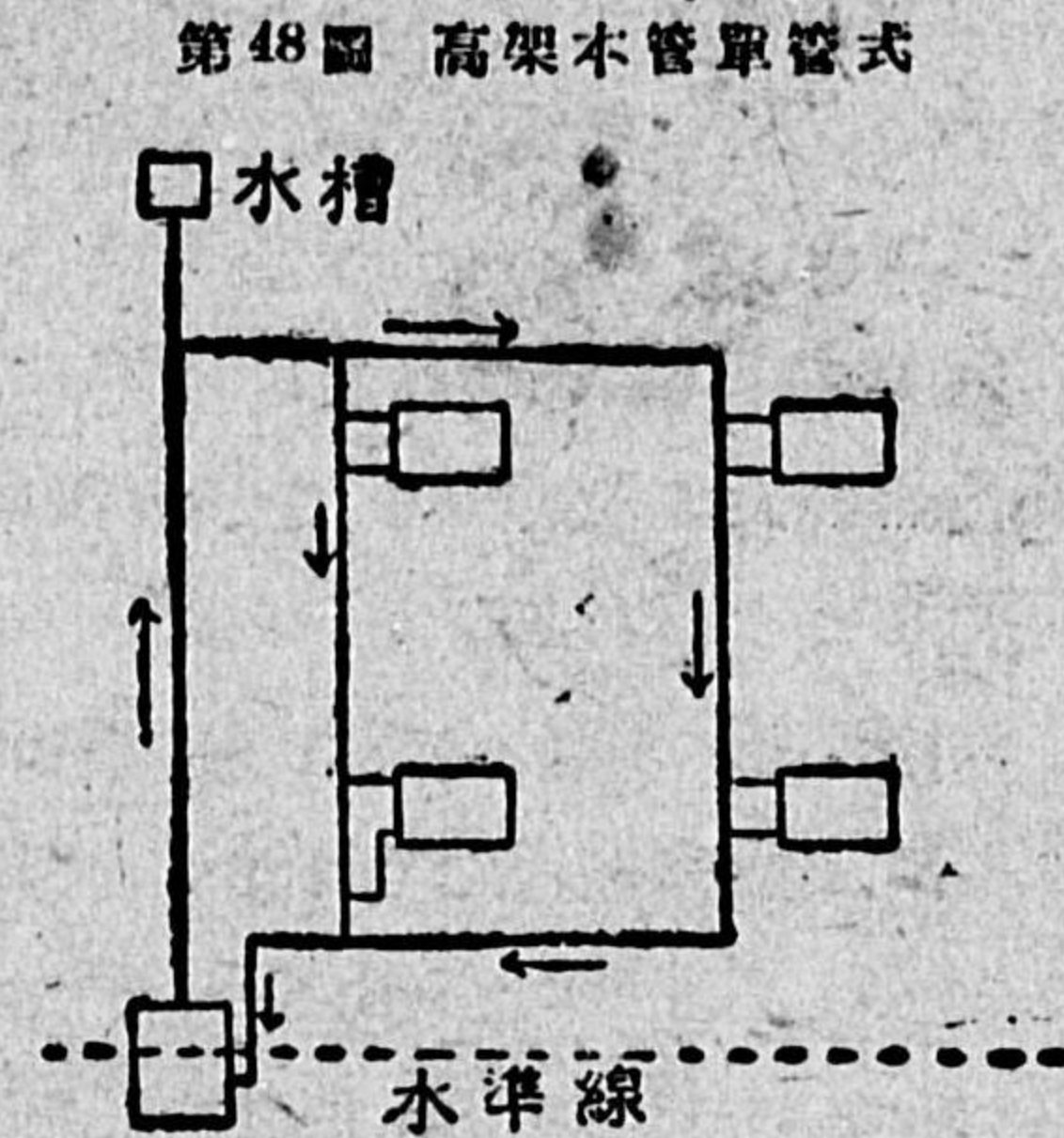
温水煖房に二大別がある、一は重力式にして、他の一は機械式

である。住家及び普通の大きな建物に於ては重力式で充分である。併し大規模の煖房装置に在ては重力式即ち自然式にては不充分である故、唧筒を用ひ以て温水を循環させねばならぬ。第 49 圖は、機械式即ち唧筒を用ひて循環を促す方法の一斑を示すのである、之

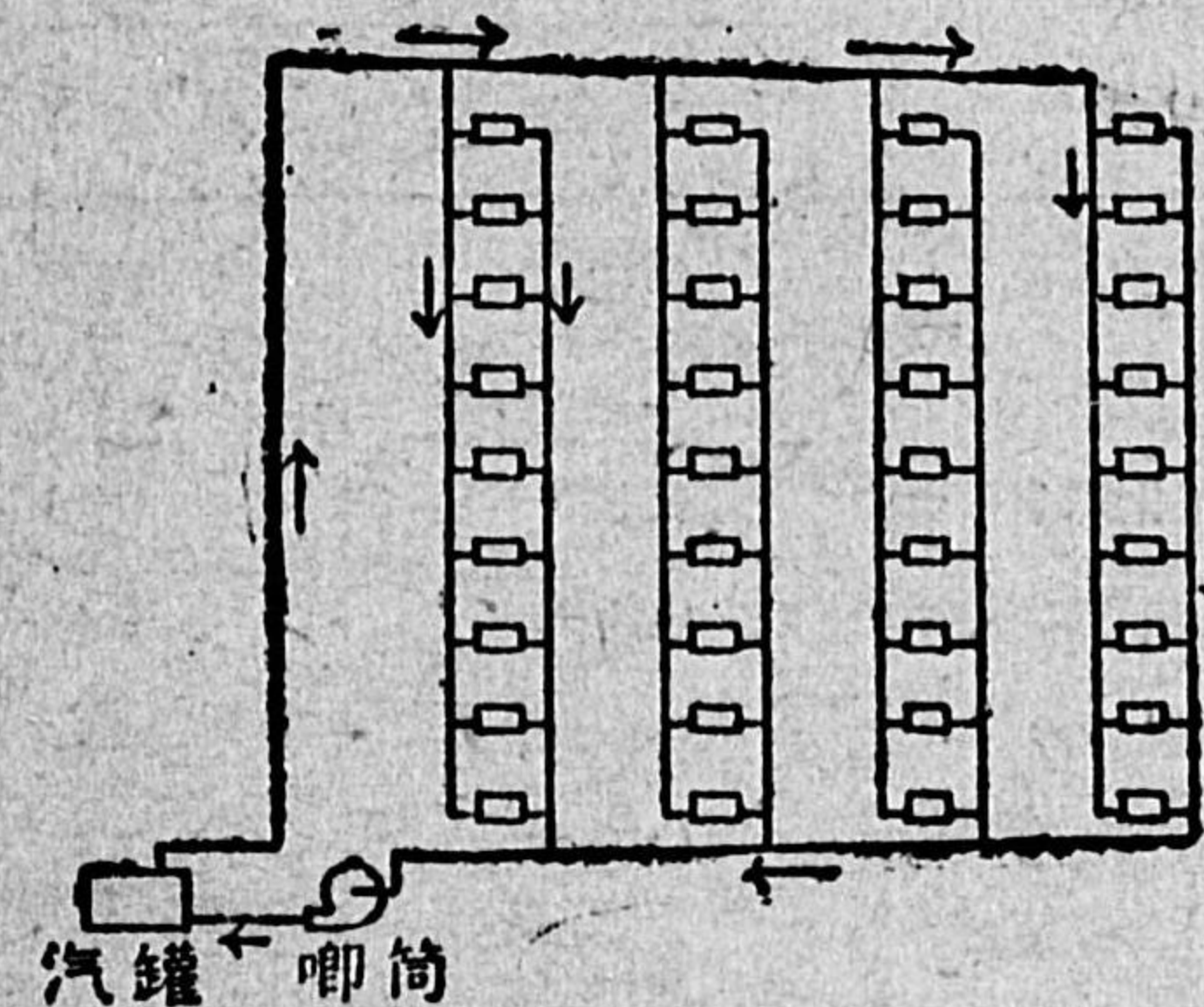


を強制循環式又は機械還水式といふ。而して之に對して重力に依るものを重力還水式と唱へる。

配管に付ても種々あるが、單管式、複管式、高架式、低架式などあることは、蒸汽煖房の場合と同じである。第 47 圖は、本管低架式にして且複管式である。これは往本管も



第 49 圖



還り本管も地階にあるからである。次に第 48 圖は本管高架式にして且單管式であることは圖を見て氷解し得るであらう。

單管式は小規模には良けれども、大規模のものには複管式

に限るのである。第 49 圖参照。

温水煖房に於て、水は溫度に従て膨脹する故、第 66 表が必要である。水が 100°C になれば、1 のものが 1.04 の大きとなり、4 パーセントの増加となる。

放熱器の大きさ。

放熱器の熱面積 1 平方メートルに付 1 時間に 500 カロリーの熱が出る。これ温水暖房の場合である。蒸気の場合には 700 カロリーと見て宜しい。

大體の見當を附けるには第 67 表は一参考物である。これより放熱器の大きさを割出すことが出来る。尤も次の如き放熱器の割増をすることがある。

階下室に暖房なきとき、床 10 平方メートルに付 0.25 平方メートル
階上室に暖房なきとき、天井 10 平方メートルに付 0.3 平方メートル

第 66 表 水の重量と容積

温 度 °C	容 積 立/珎	重 量	
		珎/立	珎/立方米
0	1.000117	0.999	999
4	1.	1.	1000
10	1.000264	0.999	999
20	1.001741	0.998	998
30	1.004300	0.995	以下省略
40	1.007710	0.992	
50	1.010960	0.988	
60	1.016920	0.983	
70	1.022630	0.977	
80	1.028910	0.971	
90	1.035710	0.965	
100	1.043120	0.958	

第 67 表 温水放熱器の暖める力

壁の厚 米	放熱面 1 平方メートルが暖め得る室内容積 立方メートル					
	内外温度差 30° 室内 20° 屋外 -10°			内外温度差 25° 室内 20° 屋外 -5°		
	露 出 外 壁 数			露 出 外 壁 数		
	1	2	3	1	2	3
0.26	21	13	10	28	17	14
0.40	25	15	12	33	20	16
0.52	28	17	13	36	22	18
0.65	29	18	14	38	24	20
0.77	30	19	15	40	26	21

北向のとき、1 割

流行風に面する壁、2.5 割

高 4 米を超ゆるとき、1 米毎に 0.5 割

温水管の壓力損失。これに付ては、佛蘭西でも、獨逸でも研究者が澤山ある、佛國では最近フラマン氏の研究結果に基き次の如き式を得た。

$$h = 0.000423 \frac{V^{1.75}}{d^{1.25}}$$

$$= 0.000645 \frac{Q^{1.75}}{d^{4.75}} \dots \dots \dots (95)$$

式中、h = 管長 1 米に付壓力減損、水柱高、米

V = 流速度、米/秒

d = 管徑、米

Q = 流量、立方米/秒

便宜上、單位を變へれば次の如くに爲る。

h = 386 * (Q^1.75) / d^4.75 (96)

式中、h = 管長 1 米に付、壓力減損、耗

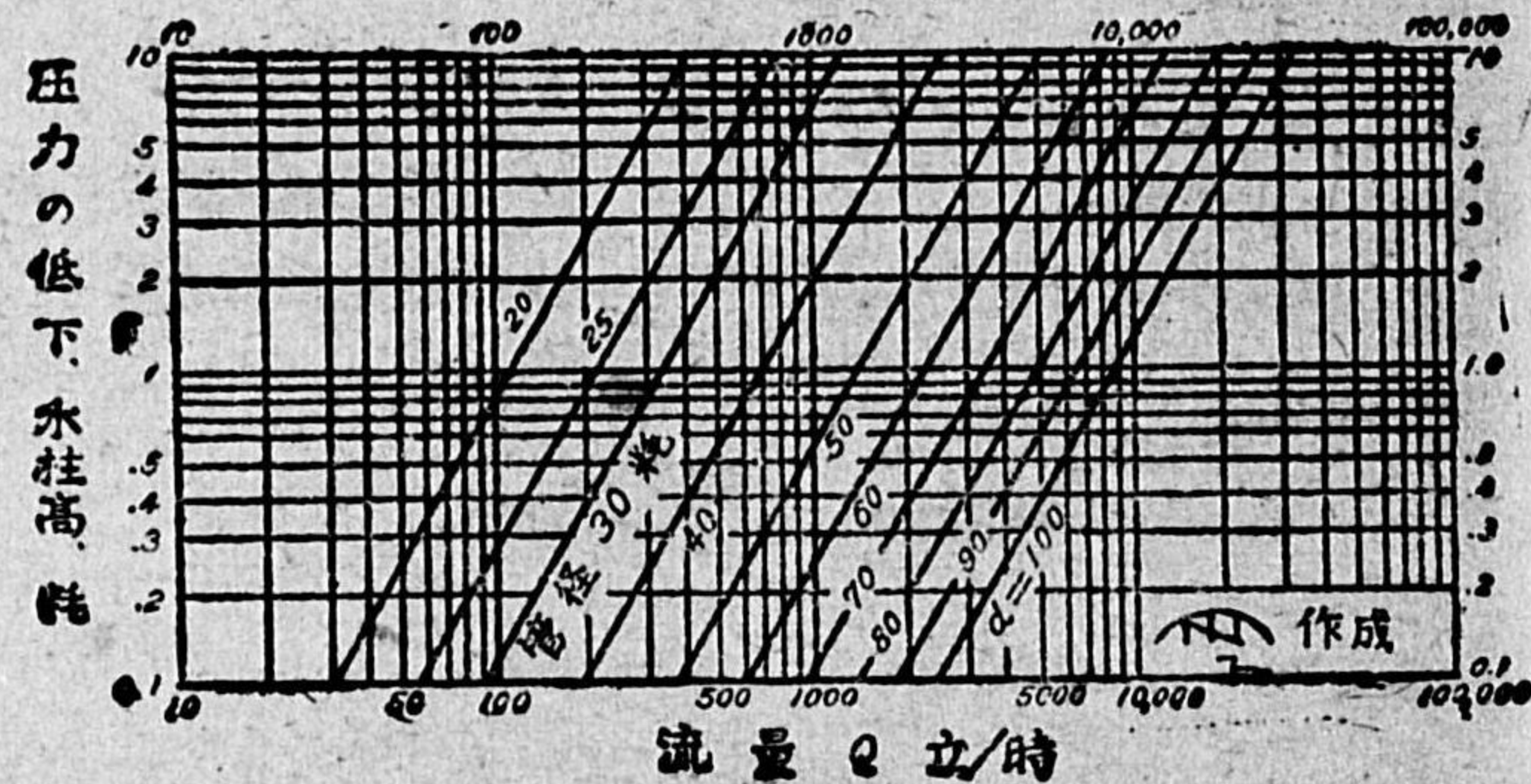
d = 管徑、耗

Q = 流量、立/時

以上の公式は煩雜にして到底實用的で無い、併し第 17 圖表に依れば、容易に解決することが出来る。先づ例を設けて是圖表の應用を述べやう。

例題 第 50 圖の如き單管式の温水暖房ありて、其循環高は僅に 3 米、放熱面は 20 平方米、往管溫度 82°C、還り管溫度 60°C なりと假定すれば、温水管の直徑は若干に爲すべきか。但し管の全長を 30 米と假定す。

第 17 圖表 温水管壓力の損失 流量 Q 立/時



解 先づ温水が 1

時間に何程循環する

かを調べる、さて放

熱面 1 平方米に付

500 カロリーの熱が

出ることには前に記し

た、之を内輪に見て 400 とすれば

400 x 20 = 8000 カロリー

82°C - 60°C = 22

8000 / 22 = 363.6 立の温水

是温水が管内を循環するのである。之に對する容積は第 66 表

により、82°C のとき 1.03027 立/立

60°C のとき 1.01692

平均 1.0236 立/立である。依て温水の總量は

1.0236 x 363.6 = 372 立 (甲)

次に温水循環を起す基なる、循環壓力を調べる。

第 66 表に依り、

60°C のとき密度 = 983 立/立方米

82°C のとき = 970

差 = 13

此差を兩密度の平均にて除せば

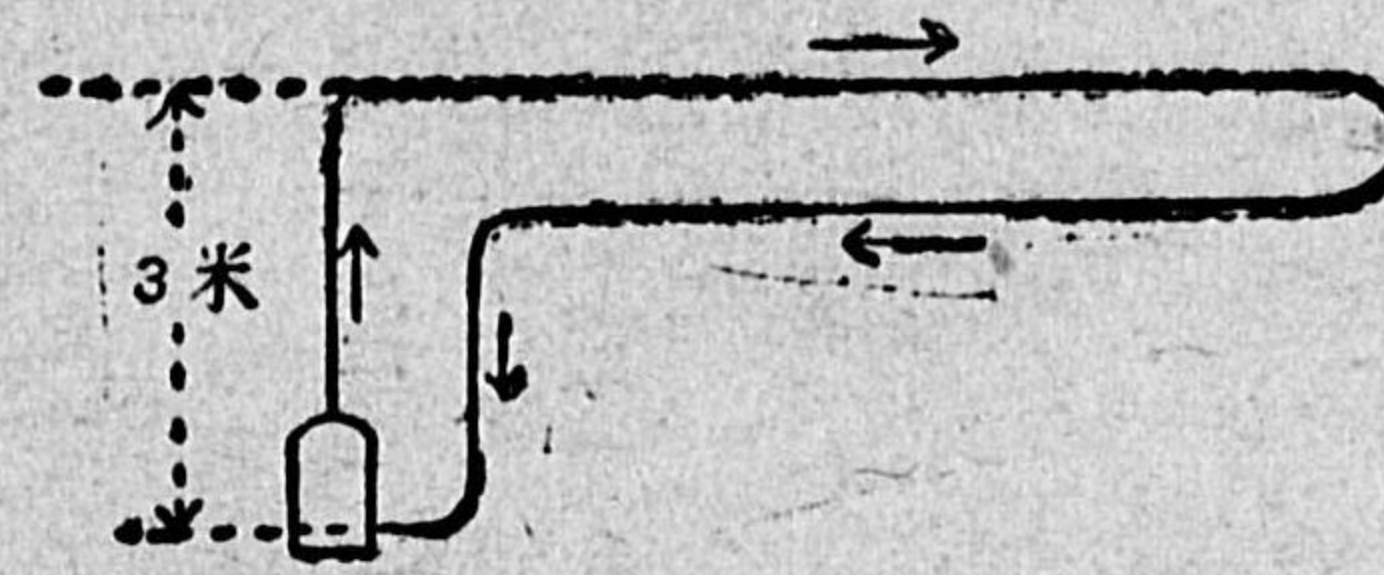
13 / 976 = 0.0133

これ循環高毎 1 米の循環壓力である。而して其單位はメートル

である、依て之を耗に直せば

0.0133 米 = 13.3 耗

第 50 圖



第51圖に於て循環高は3米なる故、

壓力 = 13.3 × 3 = 39.9 耗

問題に依り管の全長 = 30 米なるに依り 壓力は

$\frac{39.9}{30} = 1.33$ 耗.....(乙)

これ管長1米に付、平均循環壓力である。即ち第17圖表の左方、水柱高、耗と記しあるものに相當する。

次に(甲)の372立と、(乙)の水柱高1.33耗とに依り、第17圖表の下符號370見當の所より、垂直線を立て、次に左方水柱高の1.3耗見當の所より水平線を引き、前の垂直線に會せしむれば、其會點に最近の管徑30耗なることが知れる。依て之に近き出來合の管を選ぶべきである。(解説了)

答、 内徑 30 耗

例題 前例題に於て、往管温水溫度は82°Cにして、還り管温水は71°Cならば、管徑は若干なるか。

答、 内徑 50 耗

解 82 - 71 = 11

8000 ÷ 11 = 727.2 珎

温水の平均容積 = (1.03027 + 1.02326) ÷ 2 = 1.02676

1.0268 × 727 = 746 立.....(丙)

次に、水 71°C の密度 = 976.4

82°C のは = 970

差 = 6.4

$\frac{6.4}{973.2} = .0065$ 米 = 6.5 耗

全水壓 = 6.5 × 3 = 19.5 耗

管の全長 = 30 米なるにより

$\frac{19.5}{30} = .65$ 耗.....(丁)

(丙)の温水容積と、(丁)の水柱高0.65耗とに依り、第17圖表を参照して、管徑50耗なることを知る。

第五節 園藝建築の暖房

園藝建築に於ては、循環水壓は概して低い、而して水平管の長は頗る長き故、従て循環速度は割合に遅い。是に於て、其埋合せに、太い管を用ひねばならぬ、先づ普通は内徑100耗を用ひ、細きも75耗を下ることは無い。放熱器は不適當である。

諸館の夜間溫度は第68表にある。夜間に於て表中溫度より低下せざるやう注意すべきである。

設計に當りては、硝子面1平方米に付、1時間、1°Cの溫度差毎に、損失熱量は5カロリーと見積れば良い。次に換氣回數は、建物の大き、風向、換氣孔の大き等に關係するのであるが、先づ、

第68表 園藝建築の夜間溫度

	溫度、C
冷室	7
温室及羊齒圃	10
桃、胡瓜、葡萄及びトマト圃	13
蘭及び外來羊齒圃	16
パイナップル及びメロン圃	18
繁殖室、熱帯植物	21
促成栽培温室	24—26

第69表 温水暖房の傳熱係數と放熱量

(佛國セル教授に依る)

温水の温度			温水の平均 温度と室内 空氣の温度 との差	放熱器又は管	
往管	還り管	平均		傳熱係數 U	放熱量 カロリー/平方米
50	30	40	25	6.5	163
50	40	45	30	7.0	210
60	30	45	30	7.0	210
60	40	50	35	7.5	262
70	40	55	40	8.0	320
70	50	60	45	8.5	382
80	50	65	50	9.0	450
80	60	70	55	9.0	495
90	60	75	60	9.0	540
90	70	80	65	9.5	617
100	70	85	70	9.5	665
100	80	90	75	10.0	750
120	80	100	85	10.5	892
120	100	110	95	11.5	1092
140	110	125	110	12.0	1320
180	140	160	145	13.0	1885
200	160	180	165	14.0	2310

43 立方米以内の建物に在ては、換氣回數は 3 回とし、55 乃至 85 立方米のときは 2½ 回とし、110 立方米乃至 140 立方米のときは 2 回とし、それより大なる建物に在ては 1½ 回とする。

例題 屋外温度 0°C のとき、温室を 16°C に温めんとするには、内徑 100 耗の鐵管の長を若干に爲すべきか。但管内温水の温度は平均 71°C、又建物の容積は 180 立方米、露出外壁は 33 層厚にして面積 25.6 平方米硝子面積は 120 平方米、地坪 50 平方米、換氣回數は 1 時間に 1½ 回なり。

答、長 67 米

解 空氣、 $180\text{m}^3 \times 1\frac{1}{2}\text{回} \times 0.3\text{Cal.} \times 16^\circ\text{差} = 1296\text{Cal.}$
 33 層壁 $25.6\text{m}^2 \times 1.4 \times 16^\circ\text{差} = 573.44$
 硝子、 $120\text{m}^2 \times 5\text{Cal.} \times 16^\circ\text{差} = 9600$
 地面、 $50\text{m}^2 \times 1.5\text{Cal.} \times 8^\circ\text{差} = 600$

合計 12069 Cal.

次に、室内温度 16°C、温水温度 71°C のとき、100 耗の鐵管は、長 1 米に付凡 180 カロリーを放熱する、依て

$$12069 \div 180 = 67 \text{ 米}$$

(解説了)

温水暖房の放熱面積計算指針。(92) 式の係數 U は、直接放熱器の場合には、6.5 乃至 14 であることは、第 69 表の如くであるこれは、佛國の學者セル氏の研究結果である。

第六節 汽罐と煙突

暖房装置の設計に於て、諸室の放熱面積が既に定まりたる後は、適當なる汽罐を選擇し、煙突を適當に設計すべきである。

1. 汽罐。

製造會社のカタログに依て適當なるものを選択することが普通

なれども、先づ其前、豫め計算して腹案を作り置くことが必要である。

低壓の温水暖房と蒸気暖房とに用ふる汽罐の大きさは、次式にて知れる。

$$a = \frac{Sr}{wfq} \dots\dots\dots (97)$$

式中、 a = 汽罐の火床の面積、平方米

r = 放熱器の放熱面積 1 平方米より、發する 1 時間の熱量、カロリー。第 69 表参照。

低壓温水のとき、 $r=400$ (佛國では 500)、
低壓蒸気のとき、 $r=670$ (佛國では 700)

S = 放熱面積の總計、平方米。

f = 燃料 1 疋に付發熱量、カロリー。

第 4 表参照。

w = 火床 1 平方米に付、1 時間の燃料の消費量、疋。

$w=30$ 乃至 60 疋

q = 汽罐の種類に依る係數、0.35 乃至 0.65。

第 18 圖表に依れば、以上の計算を爲さずして、即座に結果が判かる。今例を設けて説明しよう。

例題 温水暖房に於て、火床 1 平方米に付 1 時間の石炭消費量 40 疋とし、放熱面積 500 平方米なるときは、火床の面積は若干なるか。

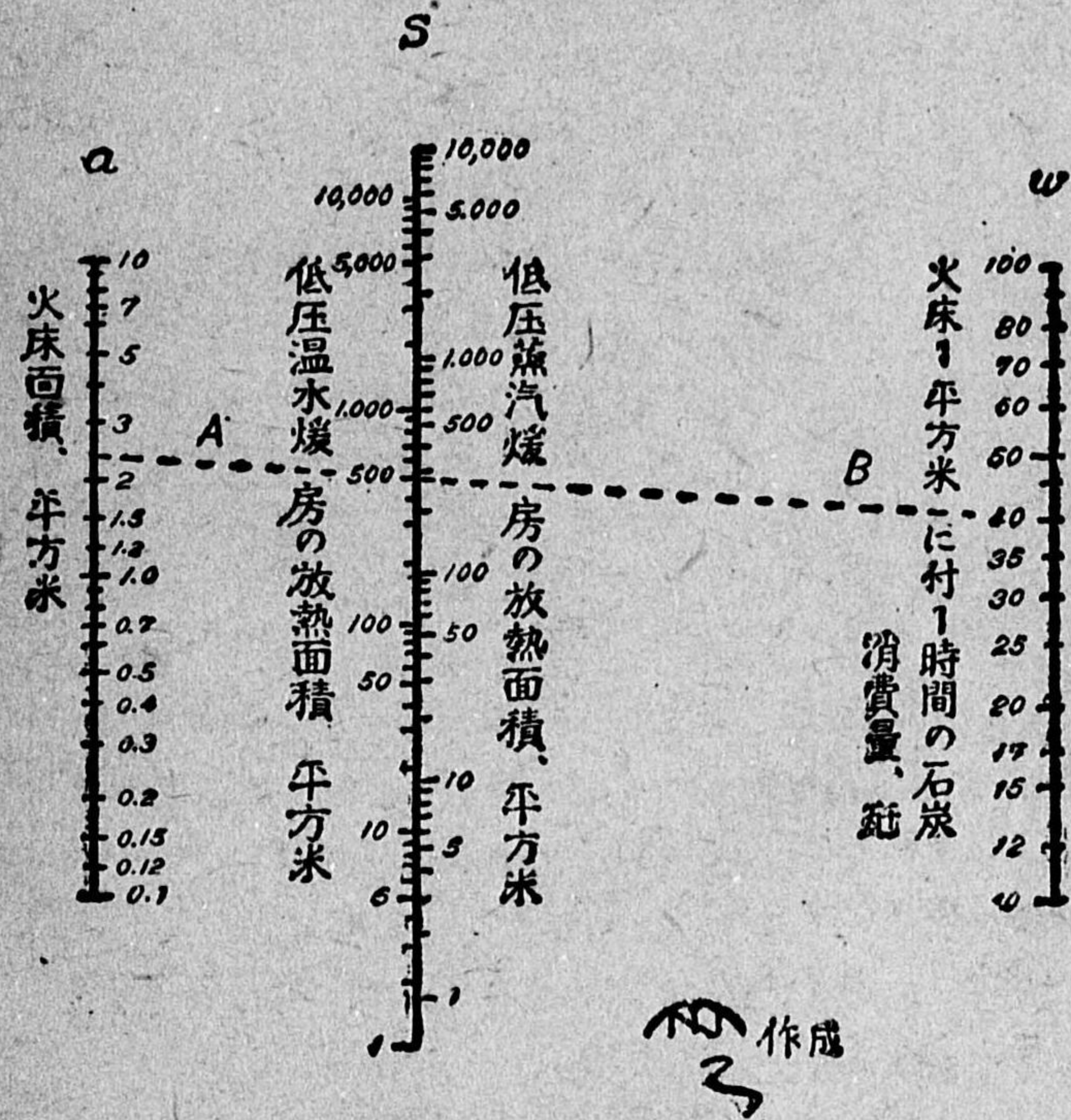
答、 2.5 平方米

解 最右端なる w 線の目盛 40 と、中央 S 線の左方の目盛 500 とを結び、之を延ばして最左線 a 線に會せしむれば、直線 AB は a 線の目盛 2.5 に於て會す、これ即ち答である。序ながら蒸

汽暖房ならば、4 平方米である。

第 18 圖表は、 $f=5000$. $q=0.4$ とし、又 r は温水には 400. 蒸気には 670 と定めて作成したのである。先づ是れで大體の見當は附くのである。

第 18 圖表 汽罐火床の大き



汽罐の全加熱面積は、火床面積に次の數を乗ずれば知れる。

小形の圓頭狀汽罐 8 乃至 10

大形の管附汽罐 12 乃至 16

汽罐の能力程度。 佛國にては加熱面積を以て、汽罐の能力を表示する。英國にては發熱量を以て表示する、例へば 1 時間に、50,000 B. t. u. 若くは 1,000,000 B. t. u. の汽罐といふ類である。又國によりては、汽罐馬力にて表示することもある。唯米國に於てはレーチングなる言葉を以て汽罐の能力程度を表示することが常である、従て本邦に於ても、米國と取引する者、又は米國に渡航留學したる者などは、盛にレーチングなる言葉を使用する。是レーチングといふことは、其汽罐の受持つ放熱器の總面積を以て稱するのである。されば、第 18 圖表の B 線の目盛は、メートル式のレーチングを見出す爲めのものと思つても差支ない。

又獨逸國では英國を同じく、發熱量を以て表示するのであるが、其熱量單位は全く、坩カロリーと同様である、併しカロリーなる語は用ひないで、W. E. にて表はすのである、これは Wärmeeinheit の頭字を用ひたのである。獨逸と取引する人は、是事を知つて居らねばならぬ。W. E は全く Calorie と同じである。

汽罐馬力。 これは 100°C の水から 100°C の蒸気に蒸發したる、其蒸気の 15.649 坩に同じきものである。就ては蒸気の 1 坩は、蒸發のときに 539.1 カロリーを要する故、 $539.1 \times 15.649 = 8436.37$ 依て

1. 汽罐馬力 = 8436 カロリー/時.....(98)

である。英國の熱量單位にては

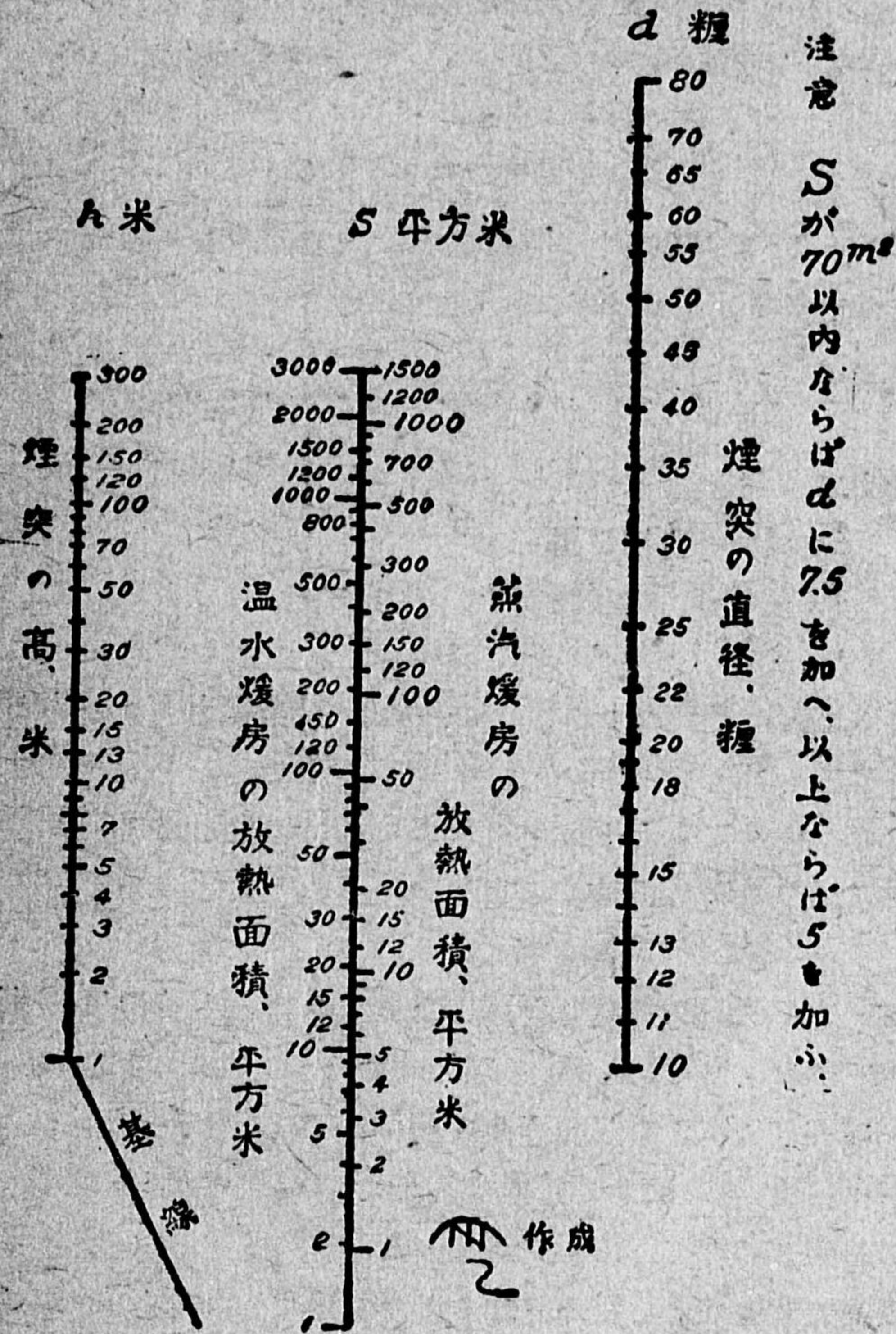
1 汽罐馬力 = 33,479 B. t. u. /時

となる。

2. 煙 突

暖房用煙突の大きさは相當であらねばならぬ、其高が高ければ、煙

第 19 圖表 煙突の大きさ



道は割合に小にても良く、又低ければ直徑は比較的大なるを要す

るのである。併し現今高層建築に於ては、煙突の高は、**建物の高に制限される故**、場合に依りては 30 米以上にもせねばならぬこともある。実用的算式を次に掲げる。**低壓温水暖房**のときは

$$d = \sqrt{\frac{11S}{\sqrt{h}}} + 7.5 \text{ 又は } 5 \text{ 糎} \dots\dots\dots (99)$$

(S が 70 平方メートル以上ならば 5 糎、それ以内ならば 7.5 糎)

低壓蒸汽暖房のときは

$$d = \sqrt{\frac{21S}{\sqrt{h}}} + 5 \text{ 糎} \dots\dots\dots (100)$$

以上二式中

d = 煙突の直径、糎

S = 放熱器の總放熱面積、平方メートル

h = 火床よりの煙突高、米

以上の式にて計算するよりは、第 19 圖表を應用する方が便利である。

例題 放熱面積合計 50 平方メートルにして煙突の高 7.5 米ならば、温水暖房用煙突の直径は若干なるか。

答、 $d = 22$ 糎

解 第 19 圖表の最左 h 線の目盛 7.5 と、中央なる S 線の左目盛 50 糎とを結び、之を延して右なる d 線に會せしむれば、14.5 程となる、之に割増 7.5 を加へれば 22 糎となる。

試に (99) 式に依りて計算すれば $d = 22.14$ となる。圖表の方が遙に便利でありて、而も正確である。

煙道の有効面積。煙が立登るとき摩擦がある故、煙道の全面積は有効ではない、就ては有効面積は次式にて知れる。

$$E = A - 0.183\sqrt{A} \dots\dots\dots (101)$$

式中、 E = 有効面積、平方メートル

A = 煙道の實際面積、平方メートル

(99) と (100) との兩式は、有効面積を考に入れてある。

煙道内、煙の速度。次式に依りて知れる。

$$V = 4.43 \sqrt{H \times \frac{t' - t}{T}}$$

式中、 V = 煙の理論上の速度、米/秒

H = 煙突の高、米

t = 外氣の温度、 $^{\circ}\text{C}$

T = 外氣の絶対温度 = $273 + t$

t' = 煙道内の平均温度、 $^{\circ}\text{C}$

煙道内の平均温度は、 90°C 乃至 650°C

實際の速度は、理論上の速度の 25% 乃至 50% である。これは煙突の大きさ及び煙道内面の状態に依て差異がある。

例題 煙突の高 30 米、煙道内の平均温度 300°C 、外氣温度 16°C ならば、煙の理論上の速度は若干なるか。

答、 24 米/秒

解、 102 式により、 $V = 4.43 \sqrt{30 \times \frac{300 - 16}{273 + 16}} = 24$ 米/秒である。

煙道内、煙の流動。煙のドラフトを、水柱高にて表せば、次の式にて計算が出来る。

$$D = 344 \text{ HP} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T'} \right) \dots\dots\dots (103)$$

式中、 D = 煙の理論上のドラフト、水柱高、糎

H = 煙突の高、米

$P = 1$ 氣壓 = 1.033 庇/平方糎

T = 外氣の絕對溫度、 $^{\circ}$ C

T' = 煙突内平均絕對溫度、 $^{\circ}$ C

P に數字を與へれば、次式が出来る。

$$D = 355 H \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T'} \right) \dots \dots \dots (104)$$

例題 煙道内平均溫度 300° C、煙突の高 30 米ならば煙の理論上のドラフトは、水柱高にて若干なるか。但し外氣溫度は 16° C とす。

答、 18 耗

(104) 式に依り、

$$D = 355 \times 30 \left(\frac{1}{273 + 16} - \frac{1}{273 + 300} \right) = 18 \text{ 耗}$$

(終)

著者ノ略歴

東京大學名譽教授、警備管財局顧問タリシガ昭和17年7月28日死去ス
明治15年東京大學工學部造家科卒業
明治32年3月工學博士ノ學位ヲ授ケラル

主ナル著書

開渠と管渠の圖計算(昭6.11.1.丸善) 中村の建築構造(大15.4.12.丸善)
新らしき建築學階梯一(昭7.4.20.同上) 鐵筋コンクリート早割出(丸善)
同 二(昭7.9.1.同上) 火災防止建築設備(昭8.7.12.同上)
同 三(昭8.5.27.同上) 日本建築辭彙(明39.6.5.同上)
給水給湯及消火設備(昭7.3.1.同上)

換氣暖房の計算必携・¥ 90.00

昭和5年3月20日印刷 昭和5年3月25日發行
昭和23年9月20日 第8版印刷
昭和23年9月25日 第8版發行

著作權所有



ナカ ムラ タツ タ ロウ
著 者 中 村 達 太 郎
東京部中央區日本橋江戸橋2丁目9番地
發 行 者 丸 善 出 版 株 式 會 社
代 表 者 金 鳳 金 二
東京部新宿區市谷加賀町1丁目12番地
印 刷 所 大 日 本 印 刷 株 式 會 社
印 刷 者 小 坂 孟

發行所

東京部中央區日本橋江戸橋2丁目9番地
丸 善 出 版 株 式 會 社
日本出版協會會員番號A113002



弊社は捺印貼紙等で定價を改變致しません

自然科學書協會員

製木・福神製木所

32.12. 7

528. 2-N37ウ



1200500745404

終