

暖氣管道及熱水給水計算實例

屠 人 俊 譯

龍門聯合書局出版

523

暖氣管道及熱水給水計算實例

П. Ю. Гамбург 著

屠人俊 譯

龍門聯合書局出版

本書附有各種熱水及蒸汽暖氣系統以及熱水給水系統的計算圖表,並列舉這些系統的實際計算例題。

本書供從事設計暖氣及熱水給水的工程技術人員參考之用。

暖氣管道及熱水給水計算實例

ТАБЛИЦЫ И ПРИМЕРЫ
ДЛЯ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ
ОТОПЛЕНИЯ И ГРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В. Ю. ГАМБУРГ 著

康 人 俊 譯

★版權所有★

龍門聯合書局出版

上海市書刊出版業營業許可證出 029 號

上海茂名北路300弄3號

新華書店總經售

廣華印刷廠印刷

上海大連路19弄16號

開本：787×1092 1/18	印數：5701—6700冊
印張：9 ¹⁸ / ₁₆	1954年7月第一版
字數：199,000	1955年4月第三次印刷
定價：一元一角五分	

序 言

蘇聯共產黨及政府給予我國科學的發展以極大的關懷。在聯共第十九次代表大會關於第五個五年計劃的訓令中，指出了繼續改進科學工作及更充分地利用科學力量以發展國民經濟，廣泛地和實際地應用科學工作的結果，及繼續加強科學與生產的聯系，以及總結生產上合理化建議者及斯達哈諾夫工作者的先進經驗的必要性。

本書的目的即在於將全蘇 Ф. Э. 德瑞爾齊斯基暖氣技術研究所大量研究及實驗工作的結果給以廣泛地和實際地應用。

在 1939 年蘇聯重工業企業建築部工業建築設計托辣斯曾發表計算暖氣管道的表格，一部份也曾印於 OCT 90036-39 中。這些表格是按 M. 尼古拉瑞公式所組成，這些公式是基於以同樣顆徑的沙粒均勻塗佈於管壁內面加以試驗而得。這些試驗曾說明了存在液體流動的三個階段，而摩擦係數則在這些範圍內變化：第一階段——光滑管階段，第二階段——自水力光滑管過渡到水力粗糙管的階段，第三階段——摩擦係數是液體流量平方的函數的階段。根據尼古拉瑞的試驗，在過渡階段的摩擦係數當用圖解法表示時並非一圓滑之曲線。由於這種原因故失去了綜合有關這一階段實驗資料以及獲得統一的計算公式的可能性。

工業建築設計托辣斯曾按尼古拉瑞公式擬製了液體第三階段流動的計算表。應用這個公式時大大地簡化了計算表的組成，並使獲得的壓力損失值較之液體第二階段流動的壓力損失值大 10—12%。蘇聯研究機關進行研究的結果指出均勻粗糙管試驗方法上的不正確性，並證明當用圖解法表示摩擦係數時所有三個階段的曲線皆為圓滑之曲線。

同時應該指出，處於第二階段流動的暖氣管系中的水流速度（參見表 1）其摩擦係數 λ_0 之值經常較平方階段為高。因此之故，若不考慮在過渡階段中摩擦係數的特性，則代替預定的剩餘壓力反將壓力損失減小達 12%。

縮小壓力損失可能是破壞暖氣管道正常運用的主要原因之一。正常運用的暖氣管道是應能供給散熱器以計算的散熱量。

在分佈暖氣管網時任意的增加或減少送至一組散熱器的散熱量時，將影響到全部散熱器的散熱量。

所有這些證實了關於根據尼古拉瑞錯誤的實驗資料所組成的計算表的不適用性，以及根據蘇聯現代研究的結果組成暖氣管道計算用表的迫切需要性。

本書中所公佈表格之組成，係由著者利用 Г. А. 莫林^① 工程師在全蘇德瑞爾齊斯基暖氣技術研究所所進行的實驗工作的結果，以及中央工業建築研究院^② 的某些資料。

鋼管的當量粗糙值主要根據全蘇暖氣技術研究所及其他機關的實際資料。

同時，著者繪成列線圖及導演計算管道中水冷卻而發生的增加壓力的公式。

組成計算表時，工程師 И. А. 涅姆海勒及 А. А. 剛布勒格給以很大的幫助，著者對他們致以深切的謝意。

對本書如有任何批評及意見，請寄至下列地點：Москва, Рыбный пер. 3, Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре。

① Г. А. 莫林：鋼管的水力阻力——“全蘇暖氣技術研究所報道” No. 10, 1948。

② 中央工業建築研究院“暖氣及通風問題” No. 1, 1951。

譯者簡言

最近數十年來，蘇聯學者和工程師們對於水力學理論的發展和應用作出了卓越的成就。尤其最近十餘年來，關於水力學中紊流理論的發展，可以說都是蘇聯學者們的貢獻。

蘇聯科學的特點在於理論研究工作和實踐應用相結合。本書著者即把最近以來蘇聯關於紊流理論研究上的成就直接應用於暖氣管道的實際計算中。

暖氣管道設計要求極精確的水力計算，否則將直接影響到暖氣設備的運用效果。同時，精確計算的另一個意義即在於獲得管道金屬材料最大的節約。

我國在大規模經濟建設中各種工業企業及公共建築物中裝置暖氣設備的極多，所以正確的計算，無論在保證暖氣設備的質量上以及金屬材料的節省上都有着很重要的意義。

因之譯者將此書譯出，藉以作為蘇聯先進經驗的介紹。但由於水平所限，譯文中錯誤在所難免，尚望讀者指正。

本書部份表格，承郭紹華同志協助整理抄寫，深為感謝。

屠人俊 一九五四年三月於南京

目 錄

序言

第一章 管中液體之流動·····	1
1. 流動狀態·····	1
2. 直線管道中因摩擦而生之壓力降落·····	1
3. 鋼管的粗糙·····	7
4. 表格組成的方法·····	8
第二章 熱水暖氣管網計算·····	13
1. 基本計算原則·····	13
2. 雙管熱水暖氣系統計算, 不考慮在管道中的熱量損失·····	15
3. 雙管熱水暖氣系統計算, 考慮管道中水的冷卻·····	21
4. 閉管式單管熱水暖氣系統·····	29
5. 連流式單管熱水暖氣系統·····	48
第三章 蒸汽暖氣管系及凝結水管系計算·····	60
1. 中央調整式低壓蒸汽暖氣系統計算·····	60
2. 高壓蒸汽管道計算·····	65
3. 凝結水管計算·····	69
計算表·····	71
表 I. 熱水暖氣管道計算 $\Delta t=1^{\circ}$, $t_{\text{BOДЫ}}=95^{\circ}$ 及 $K=0.2$ 公厘·····	72
表 II. 熱水暖氣管道計算 $\Delta t=2^{\circ}$, $t_{\text{BOДЫ}}=95^{\circ}$ 及 $K=0.2$ 公厘·····	84
表 III. 熱水暖氣管道計算 $\Delta t=1^{\circ}$, $t_{\text{BOДЫ}}=130^{\circ}$ 及 $K=0.2$ 公厘·····	98
表 IV. 計算熱水管網時的局部阻力壓力損失 z , 以公斤/平方公尺計·····	108
表 V. 低壓蒸汽暖氣管道計算 $K=0.2$ 公厘·····	112
表 VI. 計算低壓蒸汽暖氣管系時的局部阻力壓力損失 z , 以公斤/平方公尺計·····	118
表 VII. 高壓蒸汽暖氣管道計算 $K=0.2$ 公厘·····	120
表 VIII. 高壓蒸汽管道計算時的局部阻力等值長度(公尺)·····	128
表 IX. 壓力自 1.2 至 10.0 大氣壓的蒸汽管道計算用的輔助值	
$\frac{Rl}{1000} = \frac{p_2 - p_1}{1000} \gamma_{\text{cp}}$ (公斤/平方公尺)·····	插頁

表 X.	壓力自 4.0 至 4.5 大氣壓的 $\frac{R'l}{1\,000} = \frac{p_2 - p_1}{1\,000} \gamma_{cp}$ (公斤/平方公尺) ..	129
表 XI.	壓力自 3.5 至 4.0 大氣壓的 $\frac{R'l}{1\,000} = \frac{p_2 - p_1}{1\,000} \gamma_{cp}$ (公斤/平方公尺) ..	130
表 XII.	壓力自 3.0 至 3.5 大氣壓的 $\frac{R'l}{1\,000} = \frac{p_2 - p_1}{1\,000} \gamma_{cp}$ (公斤/平方公尺) ..	131
表 XIII.	壓力自 2.5 至 3.0 大氣壓的 $\frac{R'l}{1\,000} = \frac{p_2 - p_1}{1\,000} \gamma_{cp}$ (公斤/平方公尺) ..	132
表 XIV.	壓力自 2.0 至 2.5 大氣壓的 $\frac{R'l}{1\,000} = \frac{p_2 - p_1}{1\,000} \gamma_{cp}$ (公斤/平方公尺) ..	133
表 XV.	壓力自 1.2 至 2.0 大氣壓的 $\frac{R'l}{1\,000} = \frac{p_2 - p_1}{1\,000} \gamma_{cp}$ (公斤/平方公尺) ..	134
表 XVI.	壓力凝結水管計算 $K=0.5$ 公厘	136
表 XVII.	凝結水管計算 $K=1.0$ 公厘	142
表 XVIII.	熱水給水管計算 $K=1.0$ 公厘	148
附錄 1.	熱水及蒸汽暖氣以及熱水給水的局部阻力係數	156
附錄 2.	選擇裝置在低壓蒸汽管道中的阻氣圈的列線圖	158
附錄 3.	摩擦及局部阻力損失佔管道總阻力值的百分數	159
附錄 4.	阻氣圈裝置圖	159
附錄 5.	決定管道中水冷却而產生的增加壓力的計算公式及圖	160
附錄 6.	考慮管道中水冷却而增加的散熱器表面積	161
索引		162

第一章 管中液體之流動

1. 流動狀態

管中液體之流動有二種形式：

- 1) 平行流束的流動或通常稱為層流；
- 2) 混亂的流動，旋渦的流動，或謂之紊流。

當液體在直線管道中流動時由一種流動狀態轉變至另一種流動狀態其進行頗為突然(突然轉變)。在某種狀態下發生流動變化時該狀態即稱為“臨界狀態”。

各種液體流動性質的變化不但決定於流速且決定於液體流動管道的直徑。若將直徑增大2倍則在流速減小一半時即發生臨界狀態。

除此之外，流動液體的密度及絕對黏性也能對流動性質引起某些影響。

精確的試驗說明了當雷諾數值約達2300時即發生臨界狀態。

無因次的雷諾數可由下式決定：

$$\frac{wd\rho}{\mu} = \frac{wd}{\nu}, \quad (1)$$

式中： w ——液體流動速度，以公尺/秒計；

d ——管徑，以公尺計；

ν ——液體運動黏性，以平方公尺/秒計。

2. 直線管道中因摩擦而生之壓力降落

在直線管段上觀察液體流動，可以發見由於管壁存在摩擦之故，受壓流動的液體的壓力(水頭)逐漸地沿管道減低；開端壓力及末端壓力之差可以公式表之：

$$R = \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l} \text{ 公斤/平方公尺}, \quad (2)$$

式中： R ——由於管壁摩擦而生之壓力降落，以每一單位公尺管道計；

p_1 ——開端壓力，以公斤/平方公尺計；

p_2 ——末端壓力，以公斤/平方公尺計；

Σl ——管道總長，以公尺計。

水力學中通常由於管道摩擦而生之壓力損失數值可按公式決定：

$$R = \lambda \frac{w^2}{2g} \frac{\gamma}{d} l \text{ 公斤/平方公尺}, \quad (3)$$

式中： λ ——無因次的管壁摩擦係數；
 w ——液體流速，以公尺/秒計；
 g ——重力加速度，以公尺/秒²計；
 γ ——液體體積重，以公斤/立方公尺計；
 d ——管道直徑，以公尺計；
 l ——管長，以公尺計。

摩擦係數 λ 之數值在一般情況下不但根據管道材料及管壁內部的表面狀態，也根據流動液體的物理性質及流動情況而定。

И. 尼古拉瑞以人工的顆粒粗糙管道研究水力阻力的結果，認為這些粗糙管的阻力係數 λ_{rn} 既根據雷諾數 Re 也根據管的相對粗糙 $\frac{k}{d}$ 而定（即粗糙突出高與管徑之比）。這種關係可分為三個作為特徵的階段來看。

第一階段，即相當於發生在水流中部流動的紊流公式的開始階段的發展， λ_{rn} 與 λ_{rn} （光滑管）並無區別。在這個流動階段，水流的紊流核心尚未擾及外部的連續層，而管壁的粗糙突出高保持浸沒於液體的細束層中，液體的細束層仍為層流狀態並對其餘水流而言起光滑管壁的作用。

在這種情況下，管壁的粗糙並不影響到係數 λ_{rn} 之數值。 λ_{rn} 值僅為雷諾數之函數，即

$$\lambda_{rn} = \lambda_{rn} = f(Re).$$

因此之故，在這一流動階段粗糙管與光滑管並無任何區別。

根據了許多次的研究，證實了下列光滑管的水力阻力規律性：

1) 當 Re 自0至2300間

$$\lambda_{rn} = \frac{64}{Re}; \quad (4)$$

2) 當 Re 自2300至125000間，按勃拉齊烏斯公式：

$$\lambda_{rn} = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}; \quad (5)$$

3) 當 Re 大於125000時按尼古拉瑞公式：

$$\lambda_{rn} = 0.0032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}}. \quad (6)$$

當由一個公式變換至另一個公式時應用公式(5)及(6)造成極大的不便，因為在用圖解法時所得到的是不自然的 $\lambda_{rn} = f(Re)$ 曲線。為避免此缺點起見，莫林工程師提出綜合性的公式以作為在紊流時決定 λ_{rn} 之用，此公式與試驗資料極為相符：

$$\lambda_{rn} = \frac{1.01}{(\lg Re)^{2.5}}. \quad (7)$$

但由於在暖氣管道中處於第一階段的粗糙管的數量非常有限，利用公式(5)組成

計算表格也很方便。

在第二階段中，隨着液體流速的增加，四周的層流層厚度減低並不再浸塞在粗糙突出高中。自四周層流層突出的粗糙突出高，對水流的紊流核心發生作用並對管中直線的壓力損失具有主要的影響。

在這一階段中 λ_{w2} 決定於 Re 值也決定於相對的粗糙，即

$$\lambda_{w2} = f\left(Re; \frac{k}{d}\right). \quad (8)$$

增加 Re 數則其對於 λ_{w2} 值的影響顯著減低。

第二階段是從水力光滑管過渡到水力粗糙管的階段。在過渡階段中，具有均勻粗糙的管道，當較大的 $\frac{k}{d}$ 時可觀察到摩擦係數 λ_{w2} 之增加係按照 Re 增加至某種一定的數值，此一定的數值即為轉變至服從平方阻力定律的階段。在較小 $\frac{k}{d}$ 值的管道中， λ_{w2} 開始隨 Re 增加而降低，但隨後又增高，此時即逐漸地轉變到處於平方阻力定律的階段。

由於上述之故，當不大的 $\frac{k}{d}$ 值時在 $\lambda_{w2} = f(Re)$ 曲線上可得一特徵性的凹曲部（圖 1）。

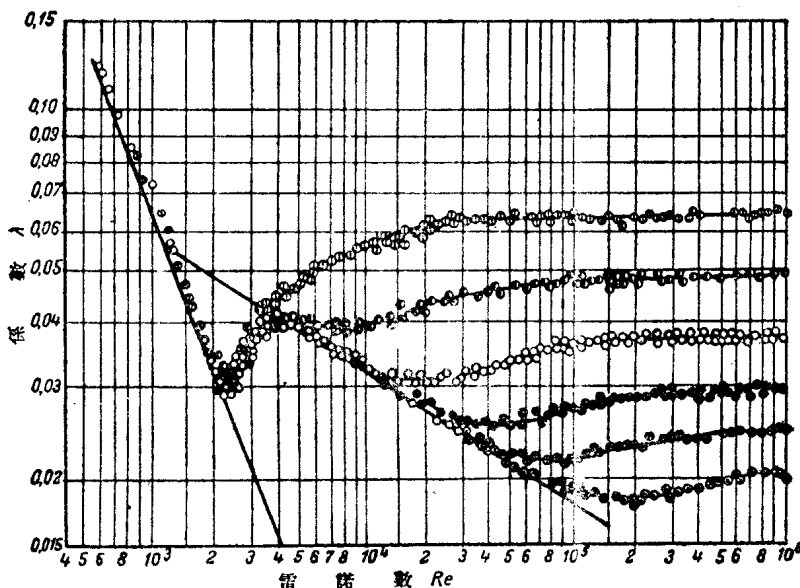


圖 1. 雷諾數及阻力係數關係圖

在第三階段中，液體流動的水力性質是在較大的 Re 值情況下，且管中摩擦損失值僅依管壁粗糙而定，並變為與液體流速的平方成比例。

在這一階段中，摩擦係數 λ_{w3} 之值按下式決定：

$$\lambda_{w3} = \frac{1}{\left(1.74 + 2 \lg \frac{r}{k}\right)^2} = \frac{1}{\left(1.14 + 2 \lg \frac{d}{k}\right)^2}. \quad (9)$$

最大的 Re_{np}^H 數根據自第二階段水力光滑管轉變到第三階段的情況而定,也即根據管道粗糙較層流層為大時的某種平均數情況而定。 Re_{np}^H 值按下式決定:

$$Re_{np}^H = 18.6 \frac{r}{k} \left(1.74 + 2 \lg \frac{r}{k} \right), \quad (10)$$

式中: r ——管的半徑,以公尺計。

按本身水力性質而言,輸水的管道多半屬於第一及第二階段的液流阻力定律。

僅在某些熱水暖氣系統管道中轉變為第三階段的平方阻力定律。

為了證實以上所述,在表 1 中列有在不同管徑時水流過渡階段的最大流量 q_{max} 及最小流量 q_{min} 之值。

表 1. 屬於水流過渡階段性質的各種管徑的最大(q_{max})及最小(q_{min})流量

內徑 (公厘)	15.75	21.25	27.0	35.75	41.0	53.0	68.0	70.0	76.0	
q_{min}	{ 公升/小時	55	84	107	164	172	279	531	602	770
	{ 公尺/秒	0.082	0.065	0.051	0.045	0.036	0.036	0.041	0.043	0.046
q_{max}	{ 公升/小時	541	1 163	1 970	3 325	4 546	8 634	14 693	15 793	18 309
	{ 公尺/秒	0.797	0.898	0.961	0.92	0.957	1.088	1.124	1.14	1.104
內徑 (公厘)	82.5	94.5	100.0	106.0	119.0	125.0	131.0	143.0		
q_{min}	{ 公升/小時	927	1 372	1 609	1 906	2 539	2 889	3 355	4 208	
	{ 公尺/秒	0.049	0.054	0.056	0.059	0.063	0.065	0.068	0.072	
q_{max}	{ 公升/小時	19 573	28 866	33 931	35 570	47 094	51 415	59 458	71 415	
	{ 公尺/秒	1.030	1.131	1.176	1.099	1.177	1.164	1.207	1.218	

所以只有在管中水流速度較大的情況下,近 1 公尺/秒時這些管道按其本身水力性質而言進入平方定律的第三階段。

蒸汽管道按其本身水力性質來看主要是第三階段,因為管道中的流速很大。

И. 尼古拉瑞是在用篩過的砂做成人工粗糙的鋼管上進行試驗的。

一系列自然粗糙鋼管的水力阻力研究的結果(相似尼古拉瑞的試驗),說明當紊流時存在三種阻力階段(光滑的、過渡的及平方的),但函數 $\lambda_{\omega} = f(Re)$ 在過渡階段中具有完全另外的形式。自然粗糙管與人工粗糙管 $\lambda_{\omega} = f(Re)$ 函數性質不同的理由在於在通常的鋼管中,與人工粗糙相比,自然粗糙的形式並非同樣且十分不均勻地分佈,這是與人工粗糙不同的地方。因之被尼古拉瑞所採用的人工粗糙管的阻力定律不能推廣應用在決定自然粗糙的通常的鋼管的水力損失。

為了獲得本國製的自然粗糙的鋼管的水力阻力較正確的資料起見,全蘇德賽爾齊斯基暖氣技術研究所(ВТИ)進行了無數次的試驗,在試驗中,流速及壓力降落的分配都在極大的雷諾數範圍內。四十九種不同種類的鋼管(無縫鋼管、螺紋鋼管、電鍍

鋼管)包括新的及舊的,其管徑自 40 至 160 公厘,以及一個內徑為 50 公厘的銅管(光滑管),曾分成二組進行試驗。

較小雷諾數部份的管道係以冷水進行試驗,而較大雷諾數部份的管道則以冷水及熱水進行試驗,並以離心水泵促使循環。

用指示計決定管道的平均絕對粗糙 k 時是十分困難的,且未必能給予可靠的結果,因管壁內面粗糙分佈並不均勻。因而 ВТИ 採用粗糙 k_s 作為主要的當量(同類型粗糙的)粗糙衡量。用水力方法決定 k_s 並不引起特殊的困難。

工程師 Г. А. 莫林以當量(顆粒的)粗糙 k_s 代表管的絕對粗糙 k ,並得到根據公式(9)的對平方阻力階段有效的下列公式:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_w}} = 2 \lg \frac{d}{k_s} + 1.14,$$

故

$$k_s = d \times 10^{0.57 - \frac{1}{2\sqrt{\lambda_w}}}. \quad (11)$$

是以用水力方法決定鋼管的 k_s 時須按其試驗資料並按下式找得在平方階段的 λ_w 之值:

$$H = Rl = \lambda_w \frac{w^2}{2g} \frac{\gamma}{d} l \text{ 公斤/平方公尺}, \quad (12)$$

並將找得之值代入式(11)中。

利用上述莫林工程師的方法決定了全部被試驗鋼管的 k_s 值。按照 ВТИ 以各種相對粗糙的鋼管的試驗結果,組成根據 Re 及管道特性 $\frac{d}{k_s}$ 而決定阻力係數的列線圖(圖 2)。

列線圖中 Re 範圍自 4×10^3 至 1×10^6 , 而 $\frac{d}{k_s}$ 自 100 至 15 000, 並可用於電鍍鋼管阻力中無須另加計算。

由列線圖(圖 2)可見 ВТИ 的試驗證實了存在三種液流性質的階段。如同設想的一樣,自然粗糙管在過渡階段中的摩擦係數函數與人工粗糙管完全不同(圖 1)。

增加雷諾數則 λ_w 值逐漸降低直至相當於平方階段的某一常數時為止。在全部過渡階段內自然粗糙的鋼管的 λ_w 值較在平方階段內為大(圖 2),但在過渡階段的均勻粗糙管(圖 1)的 λ_w 值則較第三平方定律階段為小。

因之按現有的計算而言(工業建築設計, 330/59 組及 OCT 90036—39)壓力損失較之實際的故意縮減了平均約 12%。

第三平方阻力定律階段的開始在列線圖中(圖 2)以虛線表示之。最大的雷諾數可以工程師莫林的公式決定:

$$Re_{np}^{\text{II}} = \left(120 \frac{d}{k_s} \right)^{1.125}. \quad (13)$$

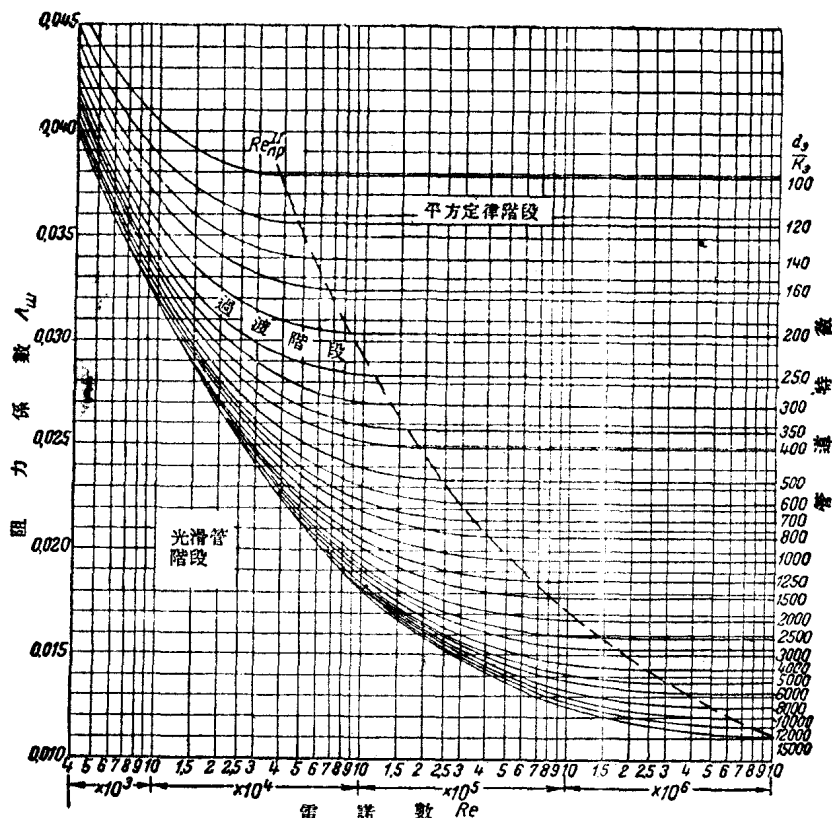


圖 2. 鋼管的阻力係數與雷諾數及管道特徵關係圖（按 ВТИ 資料）

莫林工程師的工作中並未進行過渡階段的綜合計算公式，因之在決定摩擦係數 λ_w 值時我們係利用列線圖（圖 2）並將按工業建築中央科學研究院（ЦИИПС）公式所得的結果另外校正（ЦИИПС公式係按 ВТИ 資料根據數學分析而得）。當整理試驗資料及加以補插法時 ЦИИПС 將全部管道分成二類：

- 1) 管徑小於 200 公厘的管用下式計算：

$$\lambda_w = \frac{0.348}{\left(\frac{d}{k_s}\right)^{0.125} Re^{0.17}}; \quad (14)$$

- 2) 管徑自 200 至 1000 公厘的管用下式計算：

$$\lambda_w = \frac{0.1824}{\left(\frac{d}{k_s}\right)^{0.087} Re^{0.134}}. \quad (15)$$

根據我們計算的資料說明採用 ВТИ 的列線圖可得較正確的結果。公式 (14) 及 (15) 的編者認為公式差誤在 $\pm 3\%$ 範圍內，但按我們的計算則誤差平均為 $\pm 5\%$ ，個別情況下甚至大於 5% 。

對於第三階段則 ВТИ 的試驗證實了公式 (9) 的正確性，此公式即被作為在組成該階段水力計算表格時之用。

3. 鋼管的粗糙

根據 ВТИ 的資料，貯藏在敞露堆棧中不長久的新鋼管具有平均最大粗糙 k_s 為 0.06 公厘。因而可以認為若在運用過程中管壁內面不遭受由於侵蝕及沉積所引起的特殊變化，則上述新鋼管的 k_s 值將保持不變。以前不會用過的鋼管，但長期（多年）貯藏在敞露的堆棧中因而遭受大氣的影響（腐蝕），具有平均最大粗糙約 0.2 公厘。經過 5 年使用的區域暖氣管道的 k_s 值也約為 0.2 公厘。當作凝結水管的使用約 6 年的舊管，經試驗證明其最大的 k_s 值平均約為 1 公厘。這些管道具有嚴重的侵蝕表面，個別凸出部的可見尺寸（高度）達 3—4 公厘。在某些暖氣管網中 k_s 值 1—3 公厘，少數情況下達 5 公厘。這說明運用上的缺點主要是未將用水加以去氣及化學處理所致。所有這些說明了運用情況對於保持管壁內面的不變化具有某種意義。但即使在正確地運用的情況下管壁仍不可避免地發生侵蝕並使粗糙增大至 0.2 公厘。

表 2（莫林工程師的工作）列有鋼管的平均 k_s 值，此值係 ВТИ 在試驗室中及工業中以及一系列其他研究試驗以決定鋼管的水力阻力的結果。

表 2. 鋼管的粗糙值 k_s 。

管 道 名 稱	k_s (公厘, ВТИ 資料)
飽和蒸汽管道以及水量損耗不大的熱水暖氣系統（低於 0.5%）並作去氣處理者	0.2
週期地使用的蒸汽管及具有敞露式凝結水回復系統的凝結水管	0.5
週期地使用的凝結水管，無去氣及化學處理以及損耗較大的（達 1.5—3%）熱水暖氣系統	1.0

表 3 中列有著者組成計算表格時的粗糙值 k_s ，此值主要係根據表 2 之資料，ЦНИПС 之建議以及工業建築設計 (330/59 組) 表中所採用的粗糙係數。

表 3. 鋼管的粗糙值 k_s 。

管 道 名 稱	k_s (公厘)		
	表格中所採用者	工業建築設計所採用者	ЦНИПС 所推薦者
與給水水源無關的熱水暖氣管道 (表 I—III)	0.2	0.2	0.2
低壓及高壓飽和蒸汽區域暖氣系統的蒸汽管道 (表 V, VII)	0.2	0.1	0.2
壓力凝結水管 (表 XVI)	0.5	0.5	—
週期地使用的敞露式凝結水管系統	1.0	—	1.0
熱水給水管系統 (表 XVIII)	1.0	1.0	1.0

我們所採用的粗糙係數值主要是根據 ВТИ 的試驗資料，但此項資料與 ЦНИПС 之建議以及工業建築設計的主要計算資料相符合。所有這些證實了我們計算表中所採用的粗糙係數的根據性。

4. 表格組成的方法

計算表之內容 計算表中包括實際建築中最常用的二十八種鋼管管徑（按現行ГОСТ規定），其斷面間隔自3至6公厘（直徑自15.75至131.0公厘的鋼管）及自12至47公厘（直徑自143.0至404公厘）。

計算表中列有每一單位公尺管道之壓力降落值 R （以公斤/平方公尺計）；管徑（公稱尺寸，內徑及外徑）；小時熱量、小時水量或蒸汽量；以及流速（以公尺/秒計）。

壓力降落 R 值之決定 計算表係採用所有管徑的壓力降落均在相同範圍內變化。因之所有上述的基本公式皆須轉變成下列形式，即 w 成為 R 之函數：

$$w = f(R).$$

按已知的 w 可決定流動的熱量、水量或蒸汽量。

將公式(3)加以對數則

$$\lg R = \lg \lambda_{\text{ш}} - \lg d + \lg \gamma + 2 \lg w - \lg 2g.$$

即

$$2 \lg w = \lg R - \lg \lambda_{\text{ш}} + \lg d - \lg \gamma + \lg (2 \times 9.81)$$

或

$$2 \lg w = \lg R - \lg \lambda_{\text{ш}} + \lg d - \lg \gamma + 1.29270. \quad (3a)$$

$\lambda_{\text{ш}}$ 按具體情況根據已知管道中液體流動的水力性質而定，並根據上述(5)，(8)及(9)式之一而定，可組成一系列輔助表格：

1) 第一階段(光滑管)則將式(5)加以對數，可得

$$\lg \lambda_{\text{ш1}} = \lg 0.3164 - 0.25 \lg Re,$$

若將公式(1)的 (Re) 數代入則

$$\lg \lambda_{\text{ш1}} = \lg 0.3164 - 0.25 \lg \left(\frac{wd}{\nu} \right)$$

或

$$\lg \lambda_{\text{ш1}} = \bar{1}.50024 - 0.25 \lg w - 0.25 \lg d + 0.25 \lg \nu. \quad (5a)$$

2) 第二階段(過渡階段)則由列線圖(圖2)按式(14)及(15)另加以校正，找得 $\lambda_{\text{ш2}}$ ，再按 $\lambda_{\text{ш2}}$ 找得 $\lg \lambda_{\text{ш2}}$ 。

3) 第三階段(平方階段)，將式(9)加以對數則

$$\lg \left(\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{ш3}}}} \right) = \lg \left(2 \lg \frac{d}{k_s} + 1.14 \right)$$

或

$$\lg (\lambda_{\text{ш3}})^{-\frac{1}{2}} = \lg \left(2 \lg \frac{d}{k_s} + 1.14 \right),$$

故

$$\lg \lambda_{\text{ш3}} = -2 \lg \left(2 \lg \frac{d}{k_s} + 1.14 \right). \quad (9a)$$

熱水暖氣所用之計算表格分成二種，一為加熱溫度降落 $95-70^\circ$ （表I及II），另一為在計算外部加熱溫度時用 $130-70^\circ$ （表III）。

在居住及公共建築暖氣系統中廣泛採用第一種溫度降落。

在這些系統中加熱變化(水)在平均溫度情況下將為 $68-52^{\circ}$, 即

$$t'_{cp \cdot BO_{ДБ}} = \frac{68+52}{2} = +60^{\circ},$$

此相當於水的體積重 $\gamma_{+60} = 983.248$ 公斤/立方公尺及運動黏性 $\nu = 0.479 \times 10^{-6}$ 平方公尺/秒。是以:

$$\lg \gamma_{+60} = \lg 983.248 = 2.992664;$$

$$\lg \nu_{+60} = \lg 0.479 \times 10^{-6} = \bar{7}.68034.$$

在水溫變化自 $130-70^{\circ}$ 的暖氣系統中(通常應用在工業建築物中)採水的平均溫度 $88-52^{\circ}$, 即在管系中平均水的溫度將為

$$t'_{cp \cdot BO_{ДБ}} = \frac{88+52}{2} = 70^{\circ},$$

此相當於水的體積重 $\gamma_{+70} = 977.81$ 公斤/立方公尺及運動黏性 $\nu_{+70} = 0.415 \times 10^{-6}$ 平方公尺/秒, 故

$$\lg \gamma_{+70} = \lg 977.81 = 2.990254;$$

$$\lg \nu_{+70} = \lg 0.415 \times 10^{-6} = \bar{7}.61805.$$

當計算 $95-70^{\circ}$ 及 $130-70^{\circ}$ 水的溫度降落時, 採用平均計算的水溫變化 60° 及 70° 能給以某種剩餘壓力達 1.2% 。當考慮到外部溫度升高時由於體積重的差別而致壓力減低時, 則這種剩餘壓力可認為是十分合理的。

當計算的水的溫度降落為 $85-65^{\circ}$ 及 $110-70^{\circ}$ 時建議利用計算表 I, 而自 $120-70^{\circ}$ 或更大時可用計算表 III。在上述的情況下, 計算的不正確性將為 $\pm 1-2\%$ 故並無實際上的意義。

採用基本公式(3), (5)及(9), 以及輔助公式(3a), (5a)及(9a)在計算時得下列各值:

1) 計算表 I 及 III, 當 $\Delta t = 1^{\circ}$ 時。

按公式(5a)第一階段(平均溫度 $t = 60^{\circ}$):

$$\lg \lambda_{\text{ш1}} = \bar{1}.50024 - 0.25 \lg w - 0.25 \lg d + 0.25 \times \bar{7}.68034$$

$$\text{或} \quad \lg \lambda_{\text{ш1}} = \bar{1}.50024 - 0.25 \lg w - 0.25 \lg d + \bar{2}.420085,$$

$$\text{或} \quad \lg \lambda_{\text{ш1}} = -0.25 \lg w - 0.25 \lg d + \bar{3}.920325. \quad (56)$$

將式(56)之 $\lg \lambda_{\text{ш1}}$ 代入公式(3a)得:

$$2 \lg w = \lg R - (-0.25 \lg w - 0.25 \lg d + \bar{3}.920325) + \lg d - \lg \gamma_{+60} + 1.29270$$

$$= \lg R + 0.25 \lg w + 1.25 \lg d - \bar{3}.920325 - 2.992664 + 1.29270.$$

最後得:

$$1.75 \lg w = \lg R + 1.25 \lg d + 0.379711. \quad (5a)$$

用同樣方法決定平均溫度 $t_{cp} = 70^{\circ}$ 的 $\lambda_{\text{ш1}}$ 並可得最後公式:

$$1.75 \lg w = \lg R + 1.25 \lg d + 0.3976935. \quad (5r)$$

第三階段平方定律按(9a)可得同樣形式的下列最後公式：

平均溫度 $t_{cp} = 60^\circ$

$$2 \lg w = \lg R + 2 \lg \left(2 \lg \frac{d}{k_s} + 1.14 \right) + \lg d + 2.300036, \quad (9s)$$

平均溫度 $t_{cp} = 70^\circ$

$$2 \lg w = \lg R + 2 \lg \left(2 \lg \frac{d}{k_s} + 1.14 \right) + \lg d + 2.302446. \quad (9B)$$

在第二及第三階段的過渡邊界可按公式(10)決定。

至於在過渡階段的 $\lambda_{1,2}$ 值係按列線圖(圖2)找得後再按公式(14)及(15)加以校正；並進行組成一系列用以決定速度 w 及摩擦損失 R 之輔助表格。

按所得到的流速，決定在管中流動的水量：

$$q = wx \text{ 公升/小時}. \quad (16)$$

α 值按下式決定：

$$\alpha = \frac{F_{TP} \times 3600}{1000} \text{ 公升秒/公尺小時}, \quad (17)$$

式中： w ——流速，以公尺/秒計；

F_{TP} ——管的斷面積(淨面積)，以平方公厘計；

3600——每小時的秒數；

1000——立方公尺轉變成公升之數。

2). 計算表 II, $\Delta t = 25^\circ$ 。

計算表 II 用於計算當 $\Delta t = 25^\circ$ 的熱水暖氣管道。原始資料與計算表 I $\Delta t = 1^\circ$ 時相同，但將附屬各數乘以 25。

3) 計算表 VII，用以計算高壓蒸汽暖氣管道。

計算用的原始資料：

飽和蒸汽開端壓力為 $p_1 = 1.8$ 大氣壓；其餘蒸汽性質在此壓力下將為：

體積重 $\gamma = 1.0$ 公斤/立方公尺；

飽和溫度 $t = 116.3^\circ$ ；

蒸發熱量 $r = 529.7$ 千卡/公斤；

運動黏性 $\nu = 21.0 \times 10^{-6}$ 平方公尺/秒。

表 VII 中流速 w_1 之值係將表 I 中的 w_1 乘以變換係數 IIK_7^* 。

表 VII 中之 Q 值係將公式(16)中之 $\frac{3600}{1000} F_{TP}$ 乘以 w_1 。

變換係數 IIK 值之尋找方法將在下面說明。

* k, w 及 IIK 之指數表示計算表之編號。