

管道热损失对直连供热系统热力工况的影响

北京市建筑设计研究院有限公司 李 堃[☆]

哈尔滨工业大学 邹平华[△]

国核电力规划设计研究院 王思莹

摘要 分析了热源和热用户的热特性,给出了管道温降表达式,介绍了基于图论理论建立的热力工况计算模型的矩阵方程组。利用此计算模型研究了系统按设计流量运行情况下不同管道保温效果时的系统热力工况,并根据计算结果分析了管道保温效果对热用户供热质量的影响。结果表明,当管道保温不良时,系统存在较大程度的热力失调。针对热力失调特点,提出了质量流量综合调节方案。

关键词 热力工况 计算模型 管道热损失 热力失调 质量流量调节

Influence of pipeline heat loss on thermal conditions of direct connected hot water heat-supply system

By Li Kun[★], Zou Pinghua and Wang Siying

Abstract Analyses the thermal characteristics of heat source and heat consumer, and presents the pipe temperature drop expression and matrix equations of thermal condition calculation model based on the graph theory. By the model, studies the thermal condition of system operated in design flow rate condition with different heat insulation performances, and analyses the influence of heat insulation effect on heat supply quality of heat consumer. The results show that more severe thermal disorder results from poor heat insulation effect. Considering the characteristics of thermal disorder, presents the integrative flow regulation method.

Keywords thermal condition, calculation model, pipeline heat loss, thermal disorder, integrative flow regulation

★ Beijing Institute of Architectural Design, Beijing, China

①

0 引言

集中供热系统的热力工况是指供热系统中的温度和热量的分布状况。影响热力失调的因素很多,其中水力失调往往会导致相应的热力失调。由于室外管道存在热损失及其他原因,供热系统即使经过初调节后能够达到较为理想的流量分配,在运行中也会出现热力失调。一直以来,对供热系统水力工况的研究较多,而对集中供热系统热力工况的研究较少。石兆玉率先基于图论理论对集中供热系统的热力工况进行了研究^[1]。王思莹提出必须对节点温度和管段末端温度进行区分,补充完善了石兆玉提出的计算模型,但未计及管道热损失^[2]。实际管道存在热损失,研究管道热损失对研究实际运行热力工况的规律、计算和分析热用户室内空气温度等反映供热系统供热状况的重要参数有重要意义。

本文在基于图论理论建立的供热系统热力工况计算模型中,引入了管段温降的计算方程^[3]。与文献[1-2]建立热网热量平衡计算的拓扑结构思路不同,本文选择热源与热用户作为热网拓扑结构中的节点,将热源和热用户的热量传递表达式从管段热平衡方程中分离出来,避免了在矩阵方程计算过程中使用中间变量,更为重要的是将物理表达形式不同的热源及热用户的放热和吸热过程与管道热损失过程分别用节点和管段的矩阵平衡方程进行了数学描述,从而用更为简化的数学表达式直观地反映了供热管网

①☆ 李堃,男,1987年9月生,硕士研究生,硕士,助理工程师

△ 邹平华(通信作者)

150090 哈尔滨工业大学市政环境工程学院

(0451) 86283016

E-mail: zph@hit.edu.cn

收稿日期:2013-12-04

供热的物理过程。本文基于该模型对直接连接热水供热系统稳态状况下的热特性进行分析,研究管道保温效果对系统热力失调的影响。

1 基于图论理论的热力工况计算模型

1.1 热力工况计算模型矩阵方程组

由于热源和热用户节点处的进、出口水温不同,与热源和热用户进、出口相连的管段可分为供水管段和回水管段。因此,计算集中供热系统热力工况的拓扑结构就需要在计算水力工况拓扑结构基础上进行相应的改变,即把热源和热用户设为网络的节点,热源的进口端连接回水管段,出口端连接供水管段;热用户的进口端连接供水管段,出口端连接回水管段。如此建立起与文献[2]不同的热力工况计算模型的拓扑结构。此外,由于管道存在热损失,将管网中每一管段的起点(进口)温度和终点(出口)温度分别设为 t_r 和 t_c 。

基于上述空间热网的拓扑结构,引入上增广关联矩阵 $\tilde{\mathbf{A}}$ 和下增广关联矩阵 $\mathbf{A}^{[3]}$,建立直接连接供热系统热力工况的计算模型。用矩阵方程组表达为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{A}\mathbf{G}_c\mathbf{A}^T\mathbf{T}-\tilde{\mathbf{A}}\mathbf{G}_c\mathbf{T}_c &= \mathbf{Q}_j \\ \mathbf{A}^T\mathbf{T}-\mathbf{T}_c &= \Delta\mathbf{T}_G \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 $\mathbf{G}_c$ 为管段流量热当量对角阵,对角元素节点 j 的流量热当量 g_{cj} 为管段热流体流量与比热容的乘积, $B \times B$ 阶; $\mathbf{T}$ 为节点出口温度列向量, $N \times 1$ 阶; $\mathbf{T}_c$ 为管段出口温度列向量, $B \times 1$ 阶; $\mathbf{Q}_j$ 为节点输入或输出热流量列向量, $N \times 1$ 阶,输入为正,输出为负,对于热源节点,外界输入热流量,该项为正,对于热用户节点,向外界输出热流量,该项为负,对于非热源、非热用户节点,该项为 0; $\Delta\mathbf{T}_G$ 为管段温降列向量, $B \times 1$ 阶。

1.2 直接连接的热水供热系统热特性

1.2.1 热用户的热特性

任一室外温度条件下热用户散热器散热量和室内空气温度的表达式分别为^[3-4]

$$Q_u = \frac{\epsilon W_s}{\frac{\epsilon W_s}{qV} + 1} (t_g - t_w) \quad (2)$$

$$t_n = \frac{\epsilon W_s t_g + qV t_w}{\epsilon W_s + qV} \quad (3)$$

式中 Q_u 为热用户散热器散热量, W ; W_s 为热用户散热器水侧的流量热当量, $W/^\circ C$; t_g 为热用户散热器进口水温, $^\circ C$; t_w 为室外空气温度, $^\circ C$; t_n 为热用户平均室内空气温度, $^\circ C$; qV 为建筑物单位热损失与建筑物外部体积的乘积,即单位时间内室内外温差为 $1^\circ C$ 时建筑物的热损失, $W/^\circ C$, 计算时 qV 用 $Q'/(t'_n - t'_w)$ 代替,其中 Q' 为热用户设计热负荷, W , t'_n 为供暖室内计算温度, $^\circ C$, t'_w 为供暖室外计算温度, $^\circ C$; ϵ 为量纲一比热负荷,也称有效系数,对于无混水连接供暖系统的散热器有^[3]

$$\epsilon = \frac{1}{0.5 + \frac{W_s}{KF}} \quad (4)$$

式中 K 为散热器的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; F 为散热器的散热面积, m^2 。

1.2.2 热源的热特性

当热网循环水量确定时,热源热负荷数值取决于热源出口水温和进口水温,其数学表达式为^[3]

$$Q_h = g_h c (t_{hc} - t_{hr}) \quad (5)$$

式中 Q_h 为热源负荷, W ; g_h 为系统热水循环流量, kg/s ; c 为热水比热容, $c = 4187 J/(kg \cdot ^\circ C)$; t_{hc} 为热源出口水温, $^\circ C$; t_{hr} 为热源进口水温, $^\circ C$ 。

1.2.3 管段温降计算式

热媒在管网中流动时,由于与外界环境有一定温差,会与外界进行传热从而导致一定的热量损失。管道的热损失包括直线管段的沿程热损失和配件、附件等的局部热损失两部分。管道热损失与管道的敷设方式、保温结构、管内热媒温度、环境温度和配件、附件种类及数量等因素有关,本文采用管段温降系数 α 来综合反映管道在不同保温条件下热损失的度,管段温降的数学表达式为^[3]

$$t_r - t_c = \alpha l \quad (6)$$

式中 t_r 为管段进口水温, $^\circ C$; t_c 为管段出口水温, $^\circ C$; l 为管段长度, km ; α 为单位管长温降系数, $^\circ C/km$ 。

1.3 计算模型矩阵方程组的完善

由式(2)和式(5)得到其矩阵表达式:

$$\mathbf{Q}_j = \mathbf{G}_h (\mathbf{T}_{hc} - \tilde{\mathbf{A}}\mathbf{T}_c) - \mathbf{W}_u (\tilde{\mathbf{A}}\mathbf{T}_c - \mathbf{T}_w) \quad (7)$$

式中 $\mathbf{G}_h$ 为热源节点流量热当量对角阵,对角元素节点 i 的流量热当量 g_{hi} 为各热源所在节点处热流体流量与比热容的乘积,非热源所在节点 $g_{hi} = 0$, $N \times N$ 阶; $\mathbf{W}_u$ 为热用户节点流量热当量对角阵,当为热用户所在节点时,对角元素节点 i 的流量热当量 $W_{ui} = \epsilon_i W_{si} \div (\epsilon_i W_{si} \div qV_i + 1)$, 否则, $W_{ui} = 0$, $N \times N$ 阶; $\mathbf{T}_w$ 为热用户节点室外温度列向量,热用户所在节点处 t_{wi} 为室外温度值,非热用户所在节点 $t_{wi} = 0^\circ C$, $N \times 1$ 阶; $\mathbf{T}_{hc}$ 为热源出口水温列向量,热源所在节点处 t_{hci} 为热源出口温度,非热源所在节点 $t_{hci} = 0^\circ C$, $N \times 1$ 阶。

由式(6)得到其矩阵表达式:

$$\Delta\mathbf{T}_G = \mathbf{L}\mathbf{X} \quad (8)$$

式中 $\mathbf{L}$ 为管段长度对角阵, $B \times B$ 阶; $\mathbf{X}$ 为管段温降系数列向量, $B \times 1$ 阶。

由此得到:

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{A}\mathbf{G}_c\mathbf{A}^T\mathbf{T}-\tilde{\mathbf{A}}\mathbf{G}_c\mathbf{T}_c &= \mathbf{Q}_j \\ \mathbf{A}^T\mathbf{T}-\mathbf{T}_c &= \mathbf{L}\mathbf{X} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式(9)包含了节点热流量平衡方程和管段温降方程。

2 供热系统热力工况分析

2.1 计算条件

直接连接的集中供热系统设计供、回水温度为 95 ℃/70 ℃,采用枝状供热管网,平面图如图 1 所示。该系统共有 1 个热源(H1)和 5 个热用户(U1~U5),每个热用户设计工况下的热负荷为 1 MW,明装 TZ4-6-5 型(四柱 760 型)散热器。供暖室外计算温度为-26 ℃,室内计算温度为 18 ℃。

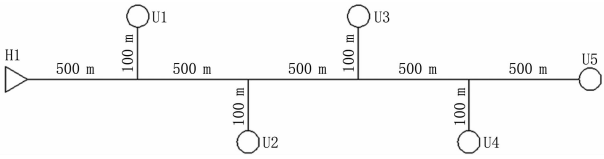


图 1 供热系统平面图

图 1 所示热网的有向图如图 2 所示,系统共有 14 个节点,18 根管段。

2.2 管道保温效果对系统热力工况的影响

运用热力工况分析理论及模型,利用 MATLAB 软件对

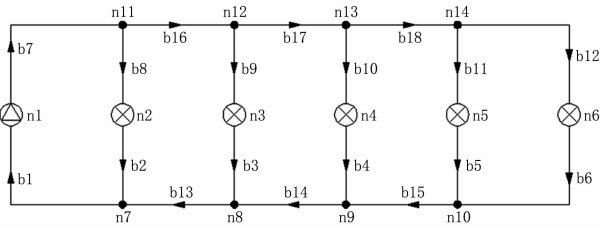


图 2 热网有向图

该实例进行编程求解,计算时各热用户流量采用设计流量,针对管道保温效果对系统热力工况的影响进行分析。

2.2.1 热用户的室温分析

由式(2)可知,在室外空气温度和水流量确定的条件下,热用户散热器散热量由散热器的进口水温决定。因此,供水管道的保温效果将会影响系统各热用户室内空气温度。

对无混合装置的直接连接系统进行质调节时,热源出口水温由质调节的供水温度计算公式^[4-5]确定,即

$$t_g = t_n + 0.5(t'_g + t'_h - 2t_n) \left(\frac{t_n - t_w}{t_n - t'_w} \right)^{\frac{1}{1+b}} + 0.5(t'_g - t'_h) \left(\frac{t_n - t_w}{t_n - t'_w} \right) \tag{11}$$

式中 t'_g 为热用户设计供水温度,℃; t'_h 为热用户设计回水温度,℃。

对管网的实测数据表明,采用聚氨酯硬质泡沫塑料保温材料的直埋管道每 km 温降为 0.1~0.2 ℃^[6],即供水管

道单位温降系数 $\alpha=0.1\sim0.2$ ℃/km。而保温欠佳的供热管道,其 α 甚至达到 1~2 ℃/km。 α 分别取 0.2 ℃/km 和 1 ℃/km,热源出口水温由质调节的供水温度计算公式确定时各热用户室内温度如表 1 所示。

表 1 热源出口水温由质调节供水温度计算公式确定时不同条件下各热用户的室温

室外温度 $t_w/^\circ\text{C}$	供水温度 $t_g/^\circ\text{C}$	管段温降系数 $\alpha/$ ($^\circ\text{C}/\text{km}$)	热用户 1 室温 $t_{n1}/^\circ\text{C}$	热用户 2 室温 $t_{n2}/^\circ\text{C}$	热用户 3 室温 $t_{n3}/^\circ\text{C}$	热用户 4 室温 $t_{n4}/^\circ\text{C}$	热用户 5 室温 $t_{n5}/^\circ\text{C}$
-26	95.00	0.2	17.95	17.91	17.87	17.83	17.79
		1.0	17.75	17.54	17.34	17.13	16.97
-15	79.06	0.2	17.95	17.91	17.87	17.83	17.80
		1.0	17.76	17.56	17.36	17.16	17.00
-5	63.67	0.2	17.96	17.92	17.88	17.84	17.81
		1.0	17.77	17.58	17.39	17.19	17.04
5	46.91	0.2	17.96	17.92	17.89	17.85	17.82
		1.0	17.79	17.61	17.43	17.25	17.11

由表 1 可知,如果热源出口供水温度按式(11)确定,当供水管道保温良好($\alpha=0.2$ ℃/km)时,各热用户的室内空气温度接近室内设计温度,管段热损失对系统热力工况影响不大。对于该系统,最不利热用户(热用户 5)的最低室温仅与室内设计温度相差 0.2 ℃左右;当各管道保温不好($\alpha=1$ ℃/km)时,对于枝状管网热用户,距离热源越远,因管道热损失引起的水平热力失调现象越严重,远离热源的热用户的室内温度偏离室内设计温度的幅度越大。对于该系统,最不利热用户(热用户 5)的最低室温与室内设计温度相差可达 1 ℃左右,如果系统规模更大,则偏差更大。这种情况下,为了保证最不利热用户室内温度达到设计要求,必须提高热源的出口水温,使热源出口的运行温度高于理论的质调节供水温度。

在不改变系统流量分配的前提下,保证系统最不利热

用户室内空气温度能达到设计值时系统的热力参数如表 2 所示。

由表 2 可知,当管道保温良好时,热源出口水温只需较小温升(0.5 ℃)就能满足供热要求,系统基本没有热力失调。当管道保温不良时,系统存在较大程度的热力失调,要较大幅度提高热源出口温度(提高 2.5 ℃)才能满足最不利热用户的供热要求。不考虑回水管道的热损失时,保温不良的系统热源的热量也大大高于保温良好的系统。因此,加强管道的保温对于减小系统的热力失调程度和节能运行具有重要意义。此外,由于不同敷设方式和保温条件的管道其热损失差别很大,当供热管道采取直埋敷设时,在同等条件下其热损失比管沟或架空敷设的供热管道小^[5-6],因此直埋管在减小系统热力失调方面有优势。

表2 不同室外温度下最不利热用户室内温度达到设计值时系统的热力参数

室外温度 $t_w/^\circ\text{C}$	管段温降系数 $\alpha/(^\circ\text{C}/\text{km})$	热源出口水温 $t_{\text{hc}}/^\circ\text{C}$	热用户1室 温 $t_{\text{n1}}/^\circ\text{C}$	热用户2室 温 $t_{\text{n2}}/^\circ\text{C}$	热用户3室 温 $t_{\text{n3}}/^\circ\text{C}$	热用户4室 温 $t_{\text{n4}}/^\circ\text{C}$	热用户5室 温 $t_{\text{n5}}/^\circ\text{C}$	热源实际供 热量 Q_{h}/W	热用户热负 荷 Q_{u}/W
-26	0.2	95.50	18.16	18.12	18.07	18.03	18	5 008 668	5 000 000
	1.0	97.50	18.79	18.58	18.37	18.17	18	5 043 347	
-15	0.2	79.56	18.16	18.12	18.07	18.03	18	3 758 715	3 750 318
	1.0	81.56	18.77	18.57	18.36	18.16	18	3 792 335	
-5	0.2	64.17	18.15	18.11	18.07	18.03	18	2 621 930	2 613 869
	1.0	66.17	18.74	18.54	18.35	18.16	18	2 654 215	
5	0.2	47.69	18.14	18.10	18.06	18.03	18	1 484 970	1 477 440
	1.0	49.41	18.69	18.51	18.33	18.15	18	1 515 160	

此外,由于对系统只进行了质调节,提高热源出口水温的同时会导致其他热用户过热,且距离热源越近热力失调越严重。随着室外温度的升高,过热热用户的过热程度有所减轻,且离热源越近,减轻的幅度越大。

2.2.2 热用户的热力失调度分析

文献[2]定义系统热用户热力失调度为热用户单位时间内得热量与热用户单位时间内需要热量的比值,对于直接连接的系统有

$$x_r = \frac{Q_s}{Q_g} = \frac{G_s c (t_{gs} - t_{hs})}{G_g c (t_{gg} - t_{hg})} = x_s \frac{t_{gs} - t_{hs}}{t_{gg} - t_{hg}} \quad (17)$$

式中 x_r 为热用户热力失调度; x_s 为热用户水力失调度; Q_s, Q_g 分别为热用户单位时间内得到的热量和需要的热量,W; G_s, G_g 分别为热用户散热器实际的循环水流量和需

要的循环水流量,kg/s; t_{gs}, t_{gg} 分别为热用户实际的供水温度和要求的供水温度, $^\circ\text{C}$; t_{hs}, t_{hg} 分别为热用户实际的回水温度和要求的回水温度, $^\circ\text{C}$ 。

热用户的热力失调度还可以用室内温度来衡量,其计算表达式为

$$x_t = \frac{t_{n,p}}{t_n} \quad (18)$$

式中 x_t 为室内温度表征的热力失调度; $t_{n,p}$ 为热用户的实际室内平均温度, $^\circ\text{C}$ 。

在无水力失调现象的前提下($x_s=1$),保证系统最不利热用户室内空气温度能达到供热要求时,系统各热用户以热量衡量的热力失调度 and 以室内温度衡量的热力失调度分别如表3和表4所示。

表3 最不利热用户满足供热要求时各热用户的热力失调度(以热量衡量)

管段温降系数 $\alpha/(^\circ\text{C}/\text{km})$	室外温度 $t_w/^\circ\text{C}$	热用户1	热用户2	热用户3	热用户4	热用户5
0.2	-26	1.004	1.003	1.002	1.001	1
	-15	1.005	1.003	1.002	1.001	1
	-5	1.006	1.005	1.003	1.001	1
0.2	5	1.011	1.008	1.005	1.002	1
	-26	1.018	1.013	1.008	1.004	1
	-15	1.023	1.017	1.011	1.005	1
1.0	-5	1.032	1.023	1.015	1.007	1
	5	1.053	1.039	1.025	1.011	1

表4 最不利热用户满足供热要求时各热用户的热力失调度(以室内温度衡量)

管段温降系数 $\alpha/(^\circ\text{C}/\text{km})$	室外温度 $t_w/^\circ\text{C}$	热用户1	热用户2	热用户3	热用户4	热用户5
0.2	-26	1.009	1.007	1.004	1.002	1
	-15	1.009	1.007	1.004	1.002	1
	-5	1.008	1.006	1.004	1.002	1
0.2	5	1.008	1.006	1.003	1.002	1
	-26	1.044	1.032	1.021	1.009	1
	-15	1.043	1.032	1.020	1.009	1
1.0	-5	1.041	1.031	1.019	1.009	1
	5	1.038	1.029	1.018	1.008	1

由表3和表4可看出随着室外温度的升高,各热用户的以热量衡量的热力失调度有增大的趋势,以室内温度衡量的热力失调度却呈现减小的趋势。无论以哪种形式衡量的热力失调度,热用户距离热源越近,热力失调度随室外温度变化的幅度越大。对于不同的管道保温条件,管道保温良好系统的热力失调度更接近1,数值上明显小于相同室

外温度下管道保温不良的系统。

2.3 质量调节方案

在提高热源出口水温以确保热用户在满足供热要求的前提下实现系统节能运行,使每一热用户都不出现热力失调,需要在完成水力工况初调节使系统达到设计流量分配的基础上根据系统热力失调的情况进行进一步的局部流量

调节。此时,管网的运行调节方式是质量调节^[3]。

对热用户的流量进行局部调节时应确定所需流量与设

计流量的比值,表 5 给出了在不同条件下各热用户需要调节达到的流量比。

表 5 不同条件下各热用户的热力失调度为 1 时的调节流量比

管段温降系数 $\alpha/(^{\circ}\text{C}/\text{km})$	室外温度 $t_w/^{\circ}\text{C}$	热用户 1	热用户 2	热用户 3	热用户 4	热用户 5
0.2	-26	0.971	0.978	0.986	0.994	1
0.2	-15	0.961	0.971	0.982	0.992	1
0.2	-5	0.945	0.959	0.974	0.988	1
0.2	5	0.907	0.930	0.954	0.979	1
1.0	-26	0.868	0.899	0.933	0.969	1
1.0	-15	0.832	0.870	0.913	0.959	1
1.0	-5	0.775	0.824	0.879	0.943	1
1.0	5	0.661	0.725	0.804	0.903	1

由表 5 可知,为了使热用户不出现热力失调,在某一室外温度条件下,系统在经过初调节按设计流量运行的基础上保持最不利热用户流量不变,其他热用户流量减小,热用户离热源越近,其流量应越小。除最不利热用户之外的热用户,室外空气温度越高,其运行流量应越小,且随着室外空气温度的升高,流量减少的幅度也不断增大。对比表 3 和表 4 可以看出,热用户流量关小幅度的变化趋势与以热量衡量的热力失调度随室外空气温度的变化趋势相同,而与以室内温度衡量的热力失调度随室外空气温度的变化趋势相反。因此,不能简单通过室内温度的高低判断应减少的流量,而应通过计算以热量衡量的热力失调度来判断流量减少的趋势,进而说明研究热力失调度的重要性,以及其所反映的热力失调与水力失调的区别和联系。

同时可以看到,管道保温效果好的系统明显比保温效果差的系统需要减少的流量小。对于文中所给算例,当供水管段温降系数为 0.2 $^{\circ}\text{C}/\text{km}$ 时,为保证不出现热力失调,热用户 1 的流量最多需要减少到设计流量的 90.7%,此时,系统总流量为设计流量的 95.4%,水泵的运行能耗为按设计流量运行时的 86.8%;当供水管段温降系数为 1 $^{\circ}\text{C}/\text{km}$ 时,热用户 1 的流量最多需要减少到设计流量的 66.1% 才能保证不出现热力失调,此时,系统总流量为设计流量的 81.9%,水泵的运行能耗为按设计流量运行时的 54.9%。由此说明进行质量调节对于系统节能十分必要,尤其对于管道保温效果较差系统的节能意义更大。

3 结语

本文介绍了适用于直接连接的热水供热系统热力工况的计算模型,利用该计算模型研究了单热源枝状管网直接连接系统的热力工况,在此基础上分析了供热管道的热损失对系统热力工况的影响。

在确定的流量分配和室外温度条件下,利用该计算模型可研究热用户平均温度、热源供热量和热源出口温度等热力参数,并能由此确定热用户的热力失调情况。通过计算供水管道在不同保温效果条件下系统的热力工况,分析了管道保温效果对热用户供热质量的影响,同时说明了在存在管道热损失的情况下,即使进行了系统初调节,也不能保证系统热力不失调。为保证最不利热用户的供热要求,可以不提高流量而提高供水温度来达到目的。为防止提高供水温度后系统出现部分热用户过热,实现系统节能运行,提出了配合进行局部调节的质量调节方案。

参考文献:

[1] 石兆玉. 流体网络分析与综合[M]. 北京:清华大学热能工程系,1993

[2] 王思莹. 集中供热管网热力工况研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2010

[3] 李堃. 热水集中供热系统热力工况研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2011

[4] E. Я. 索柯洛夫. 热化与热力网[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社,1988

[5] 贺平,孙刚. 供热工程[M]. 3 版. 北京:中国建筑工业出版社,1993

[6] 王飞,张建伟. 直埋供热管道工程设计[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2007