



Ingeniería agrícola y biosistemas

ISSN: 2007-3925

ISSN: 2007-4026

Universidad Autónoma Chapingo

Rojano, Fernando; Choi, Christopher Y.; Ortiz, Xavier A.; Collier, Robert J.
Development of a water pipe network serving as a conductive cooling system applied to dairy farms
Ingeniería agrícola y biosistemas, vol. 11, núm. 2, 2019, Julio-Diciembre, pp. 161-179
Universidad Autónoma Chapingo

DOI: <https://doi.org/10.5154/r.inagbi.2018.06.012>

Disponible en: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=688672145005>

- Cómo citar el artículo
- Número completo
- Más información del artículo
- Página de la revista en redalyc.org

UAEH  redalyc.org

Sistema de Información Científica Redalyc
Red de Revistas Científicas de América Latina y el Caribe, España y Portugal
Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso
abierto

Development of a water pipe network serving as a conductive cooling system applied to dairy farms

Desarrollo de una red de tuberías de agua utilizada como sistema de enfriamiento por conducción aplicado a granjas lecheras

Fernando Rojano^{1*}; Christopher Y. Choi²; Xavier A. Ortiz³; Robert J. Collier³

¹Gus R. Douglass Institute, West Virginia State University, Institute, West Virginia, 25112, USA.

²University of Wisconsin, Department of Biological Systems Engineering, Madison, Wisconsin, 85706, USA.

³The University of Arizona, School of Animal and Comparative Biomedical Sciences, Tucson, Arizona, 85721, USA.

*Corresponding author: fernando.rojano@wvstateu.edu, tel. (304) 2044030.

Abstract

Introduction: In desert climates, high temperatures can cause heat stress on dairy farms. A viable alternative to this problem is to develop a network of water pipes connected to heat exchangers (HEs) that operate as a conductive cooling system.

Objective: To propose a water supply system connected to a series of HEs, installed under bedding in a dairy barn freestall system, and analyze heat transfer along a large-scale water pipe network.

Methodology: The EPANET water quality module was used to design the system. Temperature predictions were validated with experimental data from a network of four HE pipes installed under the bedding. A network was then designed to supply water to 1000 HEs in order to calculate the efficiency of the system for a real dairy farm.

Results: Insulations with values of 0.095 and 0.0475 W·m⁻¹·°C⁻¹ increased the cooling capacity of water-carrying pipes by 7 and 12 %, respectively. Increasing the flow rates from 1 to 7 L·min⁻¹ increased the cooling capacity; however, the cooling efficiency decreased by at least 12 %.

Study limitations: A validation was performed on a section of the pipe network and a simulation for the entire network.

Originality: EPANET was implemented for a mass and heat balance in a pipe network supplying water to HEs.

Conclusion: The conductive cooling system is viable in areas with a desert climate and its efficiency depends on the level of thermal insulation and flow in the pipe network.

Keywords: EPANET, heat exchangers, hydraulics, heat transfer.

Resumen

Introducción: En climas desérticos, las temperaturas altas pueden causar estrés por calor en granjas lecheras. Una alternativa a este problema es desarrollar una red de tuberías conectada a intercambiadores de calor (IC) que operen como un sistema de enfriamiento por conducción.

Objetivo: Proponer un sistema de suministro de agua conectado a una serie de IC, instalado bajo las camas de un establo lechero con sistema de estabulación libre, y analizar la transferencia de calor a lo largo de una red de tuberías de agua a gran escala.

Metodología: Para el diseño del sistema se partió del módulo de calidad del agua de EPANET. Las predicciones de temperatura se validaron con datos experimentales de una red de tuberías de cuatro IC instalados bajo una cama. Posteriormente, se diseñó una red para suministrar agua a 1000 IC con el fin de calcular la eficiencia del sistema para una explotación lechera real.

Resultados: Los aislamientos con valores de 0.095 y 0.0475 W·m⁻¹·°C⁻¹ incrementaron la capacidad de enfriamiento de las tuberías que transportan agua en 7 y 12 %, respectivamente. Al aumentar los caudales de 1 a 7 L·min⁻¹ incrementó la capacidad de enfriamiento; sin embargo, la eficiencia de enfriamiento disminuyó en al menos 12 %.

Limitaciones del estudio: Se realizó una validación en una sección de la red de tuberías y una simulación para toda la red.

Originalidad: Se implementó EPANET para un balance de masa y calor en una red de tuberías que provee agua a IC.

Conclusión: El sistema de enfriamiento por conducción es viable en zonas con clima desértico y su eficiencia depende del nivel de aislamiento térmico y caudal en la red de tuberías.

Palabras clave: EPANET, intercambiadores de calor, hidráulica, transferencia de calor.

Please cite this article as follows (APA 6): Rojano, F., Choi, C. Y., Ortiz, X. A., & Collier, R. J. (2019). Development of a water pipe network serving as a conductive cooling system applied to dairy farms. *Ingeniería Agrícola y Biosistemas*, 11(2), 161-179. doi: 10.5154/r.inagbi.2018.06.012



Ingeniería Agrícola
y Biosistemas

www.chapingo.mx/revistas/inagbi

Introduction

In applications where heat transfer must occur only at particular locations, it is necessary to design an efficient water distribution system. At those locations, a device such as a heat exchanger (HE) will transfer heat via conduction or thermal radiation. A number of studies have evaluated specific heating and cooling systems with respect to their ability to solve their heating, ventilation and air conditioning (HVAC) problems, using distributed pipe systems. Bobenhausen (1994), Castro, Song, and Pinto (2000) and Sugarman (2000) found that such systems might lose a considerable amount of heat as the transport fluid circulates through the system. Meanwhile, Picón-Núñez, Polley, Canizalez-Davalos, and Medina-Flores (2011), Ponce-Ortega, Serna-González, and Jiménez-Gutiérrez (2010), and Sanaye, Mahmoudimehr, and Aynechi (2012) looked at the impact of distributed cooling and heating systems dealing with variables such as heat loss, pressure drop, system capacity and system optimization. In special cases, the complex phenomena involved in heat transfer were analyzed through alternative methods, such as Artificial Neural Networks and optimization schemes (Barteczko-Hibbert, Gillot, & Kendall, 2009; Hosoz, Ertunc, & Bulgurcu, 2007).

Choi, Cook, and Nordlund (2014), Mondaca, Rojano, Choi, and Gebremedhin (2013) and Ortiz et al. (2015) pointed to the need to develop a hydraulic and heat transfer modeling tool for a large-scale, distributed conductive cooling system to mitigate heat stress in dairy cows. Bastian, Gebremedhin, and Scott (2003) presented the concept of a HE applied to a conductive cooling system for dairy cows. Mondaca et al. (2013) further developed a comprehensive model that analyzed such HE. Later, Choi et al. (2014) proposed an enhanced HE and Perano, Usack, Angenent, and Gebremedhin (2015) experimentally evaluated a HE to reduce risks related to lame cows (Cook & Nordlund, 2009). Most recently, there has been interest in connecting each HE to warrant the practicality of designing and building a large-scale, cold-water distribution system.

Therefore, the aim of this work was to propose a water supply system connected to a series of HEs, installed under bedding in a dairy barn freestall system, to cool down cows exposed to heat stress and analyze heat transfer along a large-scale water pipe network. For this purpose, EPANET software version 2 (United States Environmental Protection Agency [US EPA], 2008) was used as the platform for the code development, since this program enables simulating a pipe network and calculating heat transfer rates. Given that every real-world application requires a particular pipe network design and operation, the aim of this work was to lay down the foundation for a generalized solution, one that can be used to produce a viable hydraulic model.

Introducción

En aplicaciones donde la transferencia de calor debe ocurrir solo en lugares específicos, es necesario diseñar un sistema de distribución de agua eficiente. En dichos lugares, un dispositivo como un intercambiador de calor (IC) transferirá el calor a través de la conducción o la radiación térmica. En diversos estudios se han evaluado sistemas específicos de calefacción y enfriamiento con respecto a su capacidad para resolver problemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC, por sus siglas en inglés), utilizando sistemas de tuberías distribuidas. Bobenhausen (1994), Castro, Song, y Pinto (2000), y Sugarman (2000) encontraron que dichos sistemas podrían perder una cantidad considerable de calor a medida que el fluido de transporte circula por el sistema. Por su parte, Picón-Núñez, Polley, Canizalez-Davalos, y Medina-Flores (2011), Ponce-Ortega, Serna-González, y Jiménez-Gutiérrez (2010) y Sanaye, Mahmoudimehr, y Aynechi (2012) analizaron el impacto de los sistemas distribuidos de calefacción y enfriamiento empleando variables como la pérdida de calor, caída de presión, capacidad del sistema y optimización del sistema. En casos especiales, los fenómenos complejos involucrados en la transferencia de calor se han analizado con métodos alternativos como Redes Neurales Artificiales y esquemas de optimización (Barteczko-Hibbert, Gillot, & Kendall, 2009; Hosoz, Ertunc, & Bulgurcu, 2007).

Choi, Cook, y Nordlund (2014), Mondaca, Rojano, Choi, y Gebremedhin (2013) y Ortiz et al. (2015) señalaron la necesidad de desarrollar una herramienta de modelado hidráulico y de transferencia de calor para un sistema de enfriamiento conductivo distribuido a gran escala para mitigar el estrés por calor de vacas lecheras. Bastian, Gebremedhin, y Scott (2003) presentaron el concepto de un IC aplicado a un sistema de enfriamiento conductivo también para vacas lecheras. Mondaca et al. (2013) continuaron con el desarrollo de un modelo integral que analizaba dicho IC. Más tarde Choi et al. (2014) propusieron un IC mejorado, y Perano, Usack, Angenent, y Gebremedhin (2015) evaluaron experimentalmente un IC para reducir los riesgos relacionados con vacas con cojera (Cook & Nordlund, 2009). Recientemente, ha surgido el interés en conectar cada IC para garantizar la viabilidad del diseño y en la construcción de un sistema de distribución de agua fría a gran escala.

Por lo anterior, el objetivo de este trabajo fue proponer un sistema de suministro de agua conectado a una serie de IC, instalado bajo las camas de un establo lechero con sistema de estabulación libre, para enfriar a las vacas expuestas a estrés térmico y analizar la transferencia de calor a lo largo de una red de tuberías de agua a gran escala. Para tal fin, se utilizó la versión 2 del programa EPANET (United States Environmental

EPANET is dedicated to developing large-scale systems (potable water, fire protection, and field irrigation). More specifically, researchers have used the program to compute the hydraulic parameters that determine the characteristics of a system's key components, such as pipes, various fittings, reservoirs, water sources, valves, and pumps (Andrade, Kang, Choi, & Lansey, 2013; US EPA, 2008). It is hypothesized that EPANET can also be effectively used to calculate the heat transfer rates of large-scale heating and cooling systems based on a heat and mass transfer analogy (Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine, 2011).

Materials and methods

This investigation proposes a methodology for handling hydraulics coupled with heat transfer of a water distribution system. For simplicity the entire system was divided into two sections, one containing all the HEs and the other being the Water Supply System (WSS). EPANET software was used to analyze the WSS as a hydraulic model in order to determine the most feasible characteristics of the pipe network and the best operating conditions. In addition, the EPANET module called Water Quality Solver (WQS) was used. This module is used for chlorine concentration and decay in municipal water distribution systems, to modify the mass balance component of the model and turn it into a heat balance model using the heat and mass transfer analogy.

Efficiency of the WSS must be evaluated with respect to whether it is gaining or losing heat along the way with different heat transfer rates at each HE, and the total energy needed to operate it. To simulate hydraulic performance and total pumping power of the system in EPANET software, parameters such as pipe network layout, flow rate demanded by each HE, spatial distribution of HEs and pipe characteristics (length and diameter) must be included. Thus, a hydraulic model's thermal performance can be set by defining thermal properties of the pipes and insulation (pipe material, inside pipe wall roughness, pipe wall thickness and its thermal conductivity) in conjunction with corresponding thermal boundary conditions (temperature or heat fluxes in the boundaries). Finally, the range of operation will be defined by combining parameters that determine hydraulic and thermal performance. From these conditions, a set of numerical solutions can be found and used to determine which hydraulic and thermo-physical parameters will conveniently increase the system's efficiency.

Figure 1 shows the process followed in designing the pipe network supplying water at each HE. First, the pipe network layout and its characteristics must be established in order to find the hydraulic parameters within an achievable range of operation. These data

Protection Agency [US EPA], 2008) como plataforma para el desarrollo del código, ya que con este programa se puede simular una red de tuberías y calcular las tasas de transferencia de calor. Dado que cada aplicación en el mundo real requiere de un diseño y operación de red de tuberías en particular, este trabajo pretende sentar las bases para una solución generalizada, que pueda ser utilizada para producir un modelo hidráulico viable.

EPANET es un programa dedicado a desarrollar sistemas a gran escala (agua potable, protección contra incendios y riego de campo). Algunos investigadores han utilizado el programa para calcular los parámetros hidráulicos que determinan las características de los componentes clave de un sistema, como tuberías, diversos accesorios, depósitos, fuentes de agua, válvulas y bombas (Andrade, Kang, Choi, & Lansey, 2013; US EPA, 2008). Se presume que EPANET también se puede utilizar de manera efectiva para calcular las tasas de transferencia de calor de sistemas de calefacción y refrigeración a gran escala con base en una analogía de transferencia de calor y masa (Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine, 2011).

Materiales y métodos

Esta investigación propone una metodología para manejar la hidráulica de manera conjunta con la transferencia de calor de un sistema de distribución de agua. Por simplicidad, todo el sistema se dividió en dos secciones: una que contiene todos los IC y la otra es el Sistema de Suministro de Agua (SSA). El programa EPANET se usó para analizar el SSA como un modelo hidráulico para determinar las características más factibles de la red de tuberías y las mejores condiciones de operación. Además, se utilizó el módulo de EPANET llamado *Water Quality Solver* (WQS), el cual se utiliza para concentrar y descomponer el cloro en los sistemas municipales de distribución de agua, para así modificar el componente de equilibrio de masa del modelo y convertirlo en un modelo de equilibrio de calor utilizando la analogía de transferencia de calor y masa.

La eficiencia del SSA debe evaluarse con respecto a si está ganando o perdiendo calor en el camino con diferentes tasas de transferencia de calor en cada IC, y la energía total necesaria para operarlo. Para simular el rendimiento hidráulico y la potencia total de bombeo del sistema en el programa EPANET, se deben incluir parámetros como el diseño de la red de tuberías, el caudal demandado por cada IC, la distribución espacial de los IC y las características de la tubería (longitud y diámetro). De esta manera, el rendimiento térmico de un modelo hidráulico se puede establecer definiendo las propiedades térmicas de las tuberías y el aislado (el material de los tubos, rugosidad interior, grosor de su pared y conductividad térmica), junto con las condiciones térmicas correspondientes (flujos de temperatura o calor en los bordes). Finalmente, el

will determine the simulated network's pumping requirements and parameters for heat transfer rates. Second, it is necessary to include settings for the pipe's thermal boundary conditions that, combined with dimensionless parameters for heat transfer, will compute changes in water temperature and, consequently, the system's cooling capacity. In the present study, the values representing water's thermo-physical properties, such as viscosity, density, and the Prandtl number, remain constant based on the average operating temperature.

rango de operación se definirá mediante la combinación de parámetros que determinen el rendimiento hidráulico y térmico. A partir de estas condiciones, se puede encontrar y utilizar un conjunto de soluciones numéricas para establecer los parámetros hidráulicos y termofísicos que aumentarán convenientemente la eficiencia del sistema.

La Figura 1 muestra el proceso seguido en el diseño de la red de tuberías que suministra agua a cada IC. Primero se debe establecer el diseño de la red

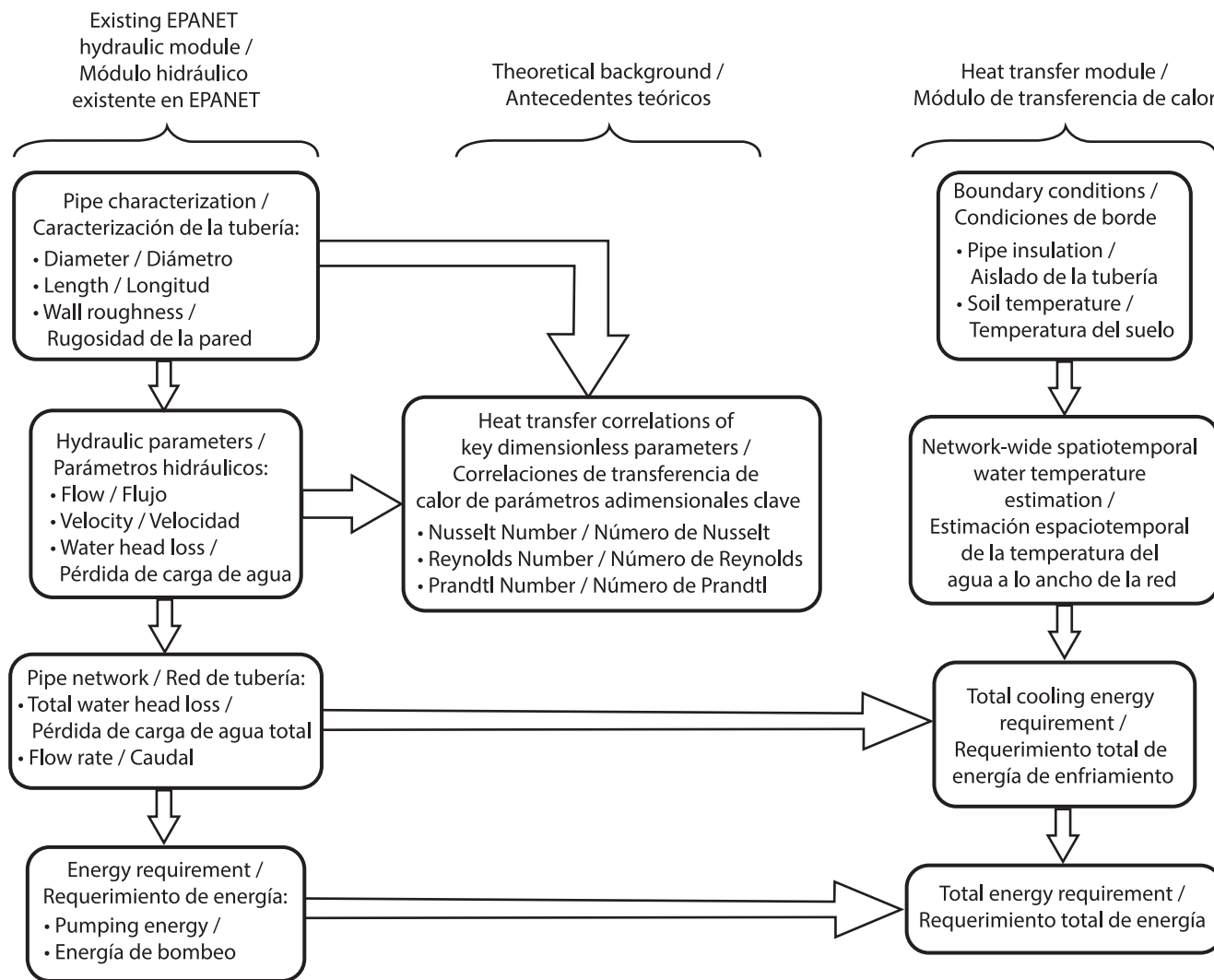


Figure 1. Flowchart to develop a heat transfer module in conjunction with existing EPANET hydraulic module.
Figura 1. Diagrama de flujo para desarrollar un módulo de transferencia de calor junto con el módulo hidráulico existente en EPANET.

Hydraulic model

Pipe network design determines the hydraulic model in terms of the flow rates, velocities and pressure drops occurring in each pipe. The American Water Works Association (AWWA, 2004) recommends that water velocities in water distribution systems should be below $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Also, to make sure that water passes through the entire loop, EPANET computes the total water pressure and flow rate needed. The simulation must include information regarding minor losses occurring locally (based on what types of junctions are used), and so the appropriate coefficients required based on the recommendations of the US EPA (2008). For this investigation, the flow rate was defined by the HE demand.

Layout of the WSS was considered to be composed of three sectors: 1) the pipes that delivered and returned water to the HEs, 2) the elements that represented the HEs, and 3) the flow control valves that ensured same flow rates would occur in each HE. Pipes delivering and returning water followed a similar path. Elements representing HEs connected both sections by means of pipes that were equivalent in length and water volume.

Heat transfer solver

The heat transfer rates were defined by the thermal boundary conditions, either by assuming that the heat flux or the temperature remained constant. No matter which one was assumed, conditions can be uniform within any single pipe. In this case, all heat transfer calculations were based on a constant temperature. To quantify heat flow changes, the heat transfer solver should run according to the hydraulic model.

Heat transfer rates, primarily estimated by applying analytical equations about convection and conduction, can be governed by how well the system was operated, type of pipe, thermal properties of insulation, flow regime, thermal boundary layer, and environmental conditions involved. In the convection section, water flow regime is subjected to laminar, transitional or turbulent conditions, each of which can influence heat transfer rates differently. Rates of conductive heat transfer depend on thermo-physical properties of materials for pipes and insulation, considering also data of inside wall area and roughness of pipes.

Heat carried by water running through the pipe network can be quantified by applying advection equation (Equation 1), which can simultaneously find the heat gained or lost along the pipe wall as water moves. EPANET's hydraulic model can simulate water movement, and it can be used to find parameters

de tuberías y sus características para encontrar los parámetros hidráulicos dentro de un rango de operación factible. Estos datos determinarán los requerimientos y parámetros de bombeo de la red simulada para las tasas de transferencia de calor. En segundo lugar, es necesario configurar las condiciones del límite térmico de la tubería que, combinadas con parámetros adimensionales para la transferencia de calor, calcularán los cambios en la temperatura del agua y, en consecuencia, la capacidad de enfriamiento del sistema. En este estudio, los valores que representan las propiedades termofísicas del agua, como la viscosidad, la densidad y el número de Prandtl, permanecen constantes en función de la temperatura de trabajo promedio.

Modelo hidráulico

El diseño de la red de tuberías determina el modelo hidráulico en términos de caudales, velocidades y caídas de presión que ocurren en cada tubo. La *American Water Works Association* (AWWA, 2004) recomienda que las velocidades del agua en los sistemas de distribución de agua deben ser inferiores a $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Además, para asegurar que el agua recorra todo el circuito, EPANET calcula la presión total del agua y el caudal necesarios. La simulación debe incluir información relacionada con pérdidas menores ocurridas localmente (con base en los tipos de uniones que se utilizan) y, por lo tanto, los coeficientes apropiados requeridos en función de las recomendaciones de la US EPA (2008). Para esta investigación, la tasa de flujo fue definida por la demanda de los IC.

El diseño del SSA constó de tres sectores: 1) las tuberías que suministraban y devolvían el agua a los IC, 2) los elementos que representaban los IC y 3) las válvulas de control de flujo que aseguraban que se produjeran los mismos caudales en cada IC. Las tuberías que entregan y devuelven agua siguieron un procedimiento similar. Los elementos que representan a los IC conectaron ambas secciones por medio de tubos que eran iguales en longitud y en volumen de agua.

Solucionador de transferencia de calor

Las tasas de transferencia de calor se definieron mediante las condiciones de límite térmico, suponiendo que el flujo de calor o que la temperatura se mantuviera constante. No importa cuál se asumiera, las condiciones pueden ser uniformes dentro de cualquier tubería individual. En este caso, todos los cálculos de transferencia de calor estuvieron basados en una temperatura constante. Para cuantificar los cambios en el flujo de calor, el solucionador de transferencia de calor debe funcionar de acuerdo con el modelo hidráulico.

required to conduct a thermal analysis of such variables as flow rates and water velocities.

Since many applications imply setting non-uniform thermal boundary conditions, the proposed heat transfer solver is capable of dealing with constant parameters at each pipe, such as thickness of the pipe wall and insulation (along with their corresponding thermal conductivity values). A constant temperature can be assumed on external walls of each pipe or insulation (T_{epw}) and at both ends of each pipe (T_{wi} and T_{wo}), and every pipe wall can be assumed uniform in its thickness, and thickness of its corresponding insulation (dy). A summary of heat transfer is shown in Figure 2a and parameters for conductive cooling in Figure 2b.

Advection model

The advection equation was used to estimate temperature variation using the Lagrangian approach:

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = -u_i \frac{\partial T_i}{\partial x} + S_i \quad (1)$$

where T_i is temperature in pipe i ($^{\circ}\text{C}$), t is time (s), x is location within the pipe (m), u_i is axial velocity in pipe i ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$), and S_i is temperature change per second due to wall heat transfer at pipe i ($^{\circ}\text{C}$).

Temperature at junctions

Pipe junctions caused flows to mix, and affected the corresponding water's temperature. At any junction,

Las tasas de transferencia de calor, estimadas principalmente mediante ecuaciones analíticas de convección y conducción, pueden regirse por qué tan bien se haya operado el sistema, el tipo de tubería, las propiedades térmicas del aislado, el régimen de flujo, la capa límite térmica y las condiciones ambientales involucradas. En la sección de convección, el régimen de flujo de agua está sujeto a condiciones laminares, de transición o turbulentas, cada una de las cuales puede influir en las tasas de transferencia de calor de manera diferente. Mientras que por conducción, las tasas dependen de las propiedades termofísicas de los materiales de las tuberías y el aislado, así como de los datos del área de la pared interior y la rugosidad de los tubos.

El calor conducido por el agua que se desplaza a través de la red de tuberías puede ser cuantificado mediante el uso de la ecuación de advección (Ecuación 1), con la cual se puede encontrar simultáneamente el calor ganado o perdido a lo largo de la pared de la tubería mientras el agua se mueve. El modelo hidráulico de EPANET puede simular el movimiento de agua y puede ser utilizado para encontrar los parámetros requeridos para llevar a cabo el análisis térmico de variables como caudales y velocidades de agua.

Dado que muchas aplicaciones implican establecer condiciones no uniformes del límite térmico, el solucionador de transferencia de calor propuesto es capaz de manejar parámetros constantes en cada tubo, como el grosor de la pared de la tubería y del aislado (junto con sus valores correspondientes de

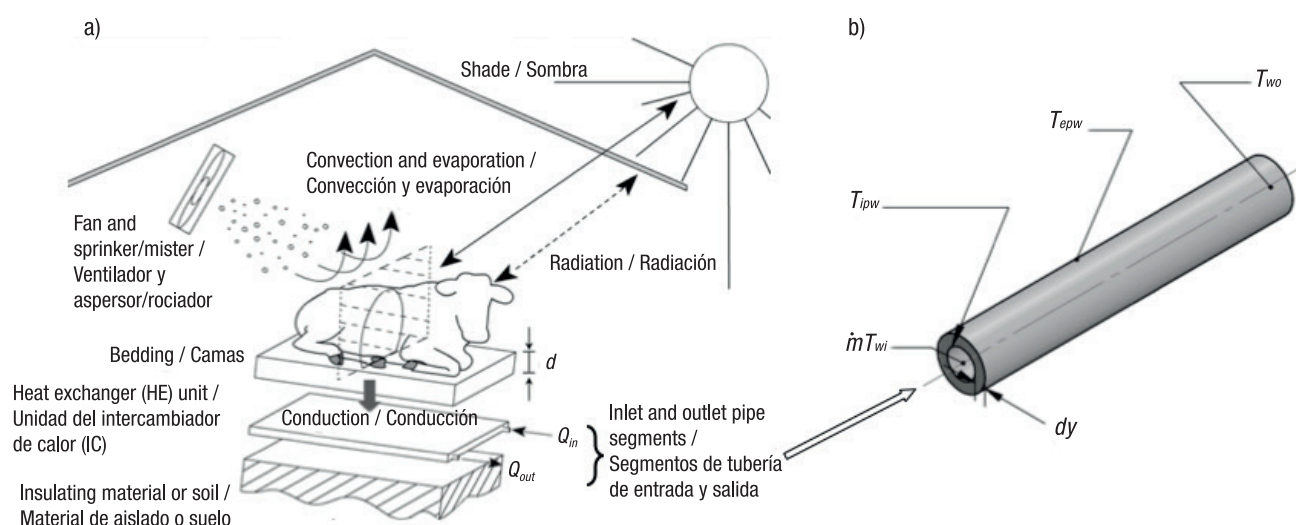


Figure 2. a) A schematic of a conductive cooling heat exchanger for dairy cattle (Mondaca et al., 2013) and b) variables involved in heat exchange associated with a pipe.

Figura 2. a) Esquema de un intercambiador de calor de enfriamiento conductivo para ganado lechero (Mondaca et al., 2013) y b) variables involucradas en el intercambio de calor asociado a un tubo.

some pipes supplied water, and other pipes conducted water into the rest of the network. Assuming that perfect and instantaneous mixing occurred at all junctions, temperature at any junction can be calculated:

$$T_{i|x=0} = \frac{\sum_{j \in I_k} Q_j T_{j|x=L_j}}{\sum_{j \in I_k} Q_j} \quad (2)$$

where i denotes the pipe leaving junction k , I_k is the set of pipes that supply flow into junction k , L_j is length of pipe j (m), and Q_j is flow in pipe j ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$). Notation $T_{i|x=0}$ represents temperature at the beginning of pipe i ($^{\circ}\text{C}$), while $T_{j|x=L_j}$ is temperature at the end of the pipe ($^{\circ}\text{C}$).

Constant temperature is assumed at the pipe's external wall insulator. Since insulation is not perfect, the interior wall temperature changed, modifying the water temperature, which produced a water temperature gradient between the beginning and end of each pipe:

$$\delta T_i = (T_{i,wi} - T_{i,wo}) \quad (3)$$

where $T_{i,wi}$ is water temperature at the beginning of the pipe ($^{\circ}\text{C}$), and $T_{i,wo}$ is water temperature at the end of pipe i ($^{\circ}\text{C}$); the latter can be determined by the following expression:

$$(T_{i,ipw} - T_{i,wo}) = (T_{i,ipw} - T_{i,wi}) e^{-\left(\frac{P_i L_i h_i}{\dot{m}_i C_p}\right)} \quad (4)$$

where $T_{i,ipw}$ is pipe wall interior temperature ($^{\circ}\text{C}$), P is pipe perimeter (m), L is pipe length (m), h is heat transfer coefficient ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$), $\dot{m}_i$ is flow for pipe i ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$), and C_p is specific heat (for water: $4182 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$). To calculate the h with a water flow regime under transitional or turbulent conditions, we used the following equation (Gnielinski, 1976):

$$h_i = \left(\frac{k_f}{D_i}\right) \frac{(f_i/8)(Re_i/1000)Pr}{1 + 12.7(f_i/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5)$$

where k_f is water thermal conductivity ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$), Re_i is Reynolds number for pipe i , Pr is Prandtl number (equal to 7.01), and f_i is friction factor; the latter can be calculated using the Colebrook-White equation:

$$\frac{1}{\sqrt{f_i}} = -2.0 \log \left[\frac{e/D_i}{3.7} + \frac{2.51}{Re_i \sqrt{f_i}} \right] \quad (6a)$$

where e is roughness height (m), and D_i is diameter of pipe i (m). This equation applies to turbulent conditions ($Re > 4000$). The f_i in laminar flow regime can be computed by:

$$f_i = \frac{64}{Re} \quad (6b)$$

conductividad térmica). Además, se puede suponer una temperatura constante en las paredes externas de cada tubo o aislado (T_{cpw}) y en ambos extremos de cada tubo (T_{wi} y T_{wo}), y se puede suponer que cada pared de la tubería tiene un espesor uniforme, así como el grosor de su aislado (dy). Un resumen de la transferencia de calor se muestra en la Figura 2a y los parámetros para el enfriamiento conductivo en la Figura 2b.

Modelo de advección

La ecuación de advección se utilizó para estimar la variación de temperatura con el enfoque lagrangiano:

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = -u_i \frac{\partial T_i}{\partial x} + S_i \quad (1)$$

donde T_i es la temperatura en el tubo i ($^{\circ}\text{C}$), t es tiempo (s), x es la ubicación al interior de la tubería (m), u_i es la velocidad axial en el tubo i ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) y S_i es el cambio en la temperatura por segundo debido a la transferencia de calor de la pared en el tubo i ($^{\circ}\text{C}$).

Temperatura en las uniones

Las uniones de las tuberías causaron que los flujos se mezclaran y afectaran la temperatura del agua correspondiente. En cualquier unión, algunos tubos suministraban agua y otros conducían agua al resto de la red. Suponiendo que se produjo una mezcla perfecta e instantánea en todas las uniones, la temperatura puede calcularse en cualquier unión con la siguiente ecuación:

$$T_{i|x=0} = \frac{\sum_{j \in I_k} Q_j T_{j|x=L_j}}{\sum_{j \in I_k} Q_j} \quad (2)$$

donde i denota el tubo partiendo de la unión k , I_k es el conjunto de tubos que suministran flujo en la unión k , L_j es la longitud del tubo j (m) y Q_j es el flujo en el tubo j ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$). La notación $T_{i|x=0}$ representa la temperatura al inicio del tubo i ($^{\circ}\text{C}$), mientras que $T_{j|x=L_j}$ es la temperatura al final del tubo ($^{\circ}\text{C}$).

Se asumió que la temperatura en el aislante de la pared externa de la tubería era constante. Debido a que el aislado no es perfecto, la temperatura de la pared interior cambió, lo que modificó la temperatura del agua y produjo un gradiente térmico del agua entre el inicio y el final de cada tubo:

$$\delta T_i = (T_{i,wi} - T_{i,wo}) \quad (3)$$

donde $T_{i,wi}$ es la temperatura del agua al inicio del tubo ($^{\circ}\text{C}$) y $T_{i,wo}$ es la temperatura del agua al final del tubo i ($^{\circ}\text{C}$); esta última se puede determinar mediante la siguiente expresión:

The Equation 5 is acceptable under transitional and turbulent conditions, with the following conditions: $0.6 \leq Pr \leq 2000$ and $2300 \leq Re \leq 10^6$. Margin of error increases within a transitional flow regime, and it becomes higher once it nears the laminar flow regime. Nonetheless, Equation 5 uses the uniform wall temperature approach, where its error can be considered negligible according to Abraham, Sparrow, and Tong (2009).

Equations 6a and 6b are designed to cover laminar and turbulent conditions; however, the equation for finding f_i for transitional flow regime is not well defined. Therefore, EPANET computes f_i by cubic interpolation taken from the Moody diagram based on the Reynolds number (US EPA, 2008). With respect to heat transfer, if the flow regime is within laminar conditions, then heat transfer coefficient can be calculated by:

$$h_i = \frac{3.66K_f}{D_i} \quad (7)$$

Because pipe segments can be partially insulated, external wall temperature will cause heat to be exchanged at a rate defined by the pipe wall's thermal properties. The internal pipe wall temperature ($T_{i,ipw}$) can be found by solving for equilibrium between convection and conduction:

$$q_{cond} + q_{conv} = 0 \quad (8)$$

$$q_{cond} = \frac{k_p A_i}{dy_i} (T_{i,ipw} - T_{i,epw}) \quad (9)$$

$$q_{conv} = \dot{m} C_p [(T_{i,ipw} - T_{i,wi}) - (T_{i,ipw} - T_{i,wo})] \quad (10)$$

where q_{cond} is heat by conduction (W), q_{conv} is heat flow by convection (W), k_p is thermal conductivity of pipe or insulation ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$), A_i is pipe wall surface area (m^2), dy_i is pipe wall thickness (m), T_{pwe} is external pipe or insulation wall temperature ($^\circ C$), and $\dot{m}$ is mass flow ($kg \cdot s^{-1}$). In cases where more than one layer of insulation exists, the overall thermal conductivity was computed in series, along with their corresponding thicknesses. Substituting Equations 9 and 10 into Equation 8, value of $T_{i,ipw} - T_{i,wo}$ can be obtained and substituted into Equation 4 to solve it for $T_{i,ipw}$, and then find the water temperature at the end of the pipe ($T_{i,wo}$).

Heat exchanger

Depending on the application, a HE can be configured in a variety of ways: as a compact (Shah, Heikal, Thonon, & Tochon, 2001); as a shell and/or a tube (Lui et al., 2000); as a microchannel (Steinke & Kandlikar, 2005); or as a rectangular duct (Haji-Sheikh & Beck, 2008).

$$(T_{i,ipw} - T_{i,wo}) = (T_{i,ipw} - T_{i,wi}) e^{\left(-\frac{P_i L h_i}{\dot{m}_i C_p}\right)} \quad (4)$$

donde $T_{i,ipw}$ es la temperatura interior de la pared de la tubería ($^\circ C$), P es el perímetro la tubería (m), L es la longitud de la tubería (m), h es el coeficiente de transferencia de calor ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$), $\dot{m}_i$ es el flujo del tubo i ($kg \cdot s^{-1}$) y C_p es el calor específico (para el agua: $4182 J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$). Para calcular el h con un régimen de flujo de agua bajo condiciones transicionales o turbulentas, se utilizó la siguiente ecuación (Gnielinski, 1976):

$$h_i = \left(\frac{k_f}{D_i}\right) \frac{(f_i/8)(Re_i - 1000)Pr}{1 + 12.7(f_i/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5)$$

donde k_f es la conductividad térmica del agua ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$), Re_i es el número de Reynolds para el tubo i , Pr es el número de Prandtl (igual a 7.01) y f_i es el factor de fricción; este último se puede calcular con la ecuación Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f_i}} = -2.0 \log \left[\frac{e/D_i}{3.7} + \frac{2.51}{Re_i \sqrt{f_i}} \right] \quad (6a)$$

donde e es la altura de la rugosidad (m) y D_i es el diámetro del tubo i (m). Esta ecuación aplica a condiciones turbulentas ($Re > 4000$). El f_i , en régimen de flujo laminar puede ser calculado mediante:

$$f_i = \frac{64}{Re} \quad (6b)$$

La Ecuación 5 es aceptable en condiciones de transición y turbulentas con las siguientes condiciones: $0.6 \leq Pr \leq 2000$ y $2300 \leq Re \leq 10^6$. El margen de error aumenta dentro de un régimen de flujo transitorio, y se vuelve más alto una vez que se acerca al régimen de flujo laminar. No obstante, la Ecuación 5 utiliza el enfoque de temperatura uniforme de pared, donde su error puede considerarse insignificante de acuerdo con Abraham, Sparrow, y Tong (2009).

Las Ecuaciones 6a y 6b están diseñadas para cubrir condiciones laminares y turbulentas; sin embargo, la ecuación para encontrar f_i para el régimen de flujo transitorio no está bien definida. Por ello, EPANET calcula f_i por interpolación cúbica tomada del diagrama de Moody basada en el número de Reynolds (US EPA, 2008). Con respecto a la transferencia de calor, si el régimen de flujo está dentro de las condiciones laminares, entonces el coeficiente de transferencia de calor puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$h_i = \frac{3.66K_f}{D_i} \quad (7)$$

Alternatively, heat transfer rate achieved by a HE can be determined by applying Equations 1 through 10, if the HE geometry is similar to that of a pipe. Regardless of their applications, the characteristics of HEs used must be adapted to suit the WSS, especially by including information about heat transfer associated with water temperature and flow rates. Also, pressure drop is important when determining pumping demands, since various HE designs not only enhance heat transfer rates but also cause an incremental pressure drop. Volume of water in pipe representing the HE must be equal to that in a HE, in order to maintain heat and mass balance.

Experimental pipe network

The experimental work was planned and conducted at the William J. Parker Agricultural Research Complex at The University of Arizona, Tucson, Arizona, USA. The facility combines multiple control capabilities, including solar radiation, relative humidity and air temperature, specifically for animal heat stress research. Since large-scale testing is costly, a system distributing water to four beds (1.5 m long and 1.5 m wide) was selected and installed within one of the controlled-environment rooms and monitored while in operation in order to replicate the ambient conditions that exist on actual dairy farms during summer months.

Dimensions and configuration of the pipe network are shown in Figure 3. A HE that consisted of an array of parallel tubing (0.003 m interior diameter and 0.002 m of tubing wall thickness) was placed in each bed to run water along a length of 1.5 m. A layer of sand with a thickness dy equal to 0.025 m was placed on top of HEs, and thermal conductivity was approximated to $1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$, according to previous studies (Abu-Hamdeh & Reeder, 2000). A protective mesh (Fiberweb Geosynthetics, Polymer Group Inc., USA) was then placed on top of the sand to protect the HE from the cows. Two of the beds placed on top of the mesh were filled out with 0.1 m of sand to serve as bedding, and two were covered with 0.1 m of dried manure. The thermal conductivity of dried manure was assumed to be $0.35 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$. The temperature on top of each layer of bedding was measured. All the PVC pipes leading from and to the chiller were 0.0127 m in diameter, with an interior wall roughness of $0.5\times 10^{-5} \text{ m}$; all were insulated with polyethylene foam at a thickness of 0.008 m and a thermal conductivity of $0.05 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$. All the minor losses occurring as a result of pipe junctions and turns were calculated based on the coefficients in the EPANET hydraulic module. The system was operated at a rate of $3.8 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$, and water at 7 °C was evenly distributed in each bed and considered as initial condition.

Debido a que los segmentos de tubería se pueden aislar parcialmente, la temperatura de la pared externa hará que el calor se intercambie a una velocidad definida por las propiedades térmicas de la pared de la tubería. La temperatura de la pared interna de la tubería ($T_{i,ipw}$) puede obtenerse resolviendo el equilibrio entre convección y conducción:

$$q_{cond} + q_{conv} = 0 \quad (8)$$

$$q_{cond} = \frac{k_p A_i}{dy_i} (T_{i,epw} - T_{i,ipw}) \quad (9)$$

$$q_{conv} = \dot{m} C_p [(T_{i,ipw} - T_{i,wi}) - (T_{i,ipw} - T_{i,wo})] \quad (10)$$

donde q_{cond} es el calor por conducción (W), q_{conv} es el flujo de calor por convección (W), k_p es la conductividad térmica de la tubería o del aislado ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$), A_i es el área de la superficie de la pared de la tubería (m^2), dy_i es el grosor de la pared de la tubería (m), T_{pwe} es la temperatura de la tubería exterior o de la pared del aislado (°C) y $\dot{m}$ es el gasto másico ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$). En los casos en que existe más de una capa de aislado, la conductividad térmica general se calculó en serie, junto con los grosores correspondientes. Sustituyendo las Ecuaciones 9 y 10 en la Ecuación 8, el valor de $T_{i,ipw} - T_{i,wo}$ puede ser obtenido y sustituido en la Ecuación 4 para solucionarla para $T_{i,ipw}$ y, posteriormente, encontrar la temperatura del agua al final del tubo ($T_{i,wo}$).

Intercambiador de calor

Dependiendo de la aplicación, un IC se puede configurar de varias maneras: como un compacto (Shah, Heikal, Thonon, & Tochon, 2001), una carcasa o un tubo (Lui et al., 2000), un microcanal (Steinke & Kandlikar, 2005) o un ducto rectangular (Haji-Sheikh & Beck, 2008). Alternativamente, la tasa de transferencia de calor alcanzada por un IC se puede determinar con las Ecuaciones 1 a 10, esto si la geometría del IC es similar a la de un tubo. Independientemente de sus aplicaciones, las características de los IC utilizados se deben modificar para adaptarse al SSA, especialmente al incluir información sobre la transferencia de calor asociada con la temperatura del agua y los caudales. Además, la caída de presión es importante al determinar las demandas de bombeo, ya que varios diseños de IC no sólo mejoran las tasas de transferencia de calor sino que también causan una caída de presión incremental. El volumen de agua en las tuberías que representan al IC debe ser igual al de un IC para mantener el balance de calor y masa.

Red experimental de tuberías

El trabajo experimental se planteó y realizó en el Complejo de Investigación Agrícola William J. Parker

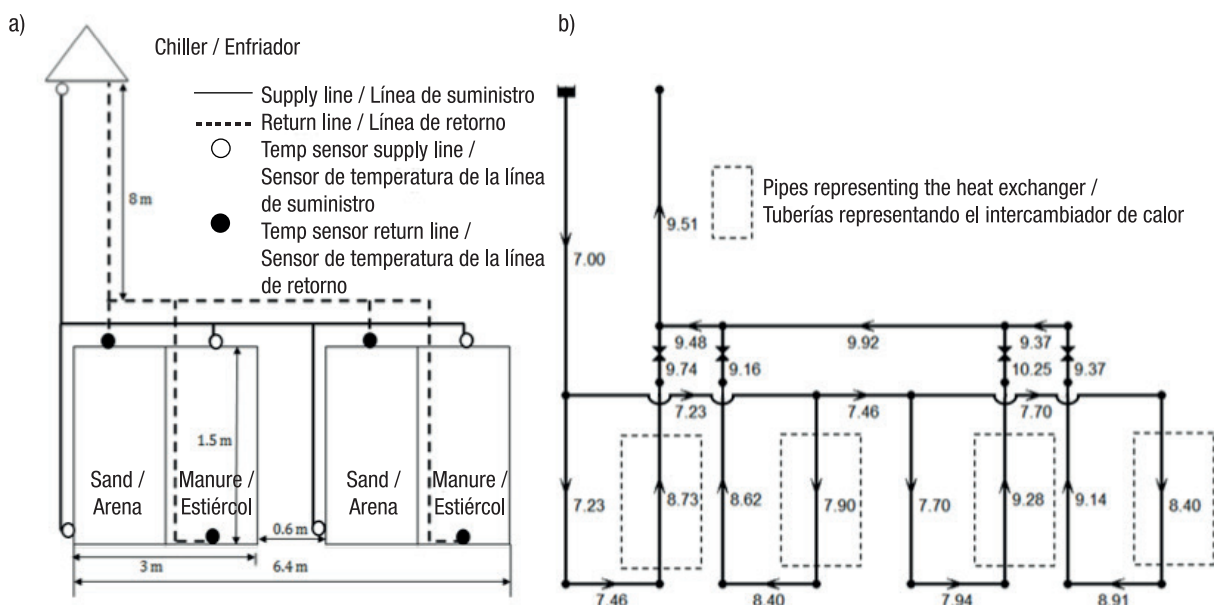


Figure 3. a) Scheme of the experimental pipe network used to test the conductive cooling system; b) Water temperature predictions achieved by the heat transfer solver implemented in EPANET as water moves along the pipes using hot-and-humid ambient conditions and dried manure for bedding.

Figura 3. a) Esquema de la red experimental de tuberías utilizada para probar el sistema de enfriamiento conductivo y b) predicciones de temperatura del agua obtenidas conforme el agua se moviliza en las tuberías en condiciones ambientales cálido-húmedas y con estiércol seco como cama; esto mediante el solucionador de transferencia de calor implementado en EPANET.

Temperature data loggers (HOBO U12, Onset Computer Corporation, USA) were placed at the supply and return water lines for each individual bed. These data loggers were set to record measurements with a 15 min time step. Four Holstein dairy cows were used in the experiment for a period of 80 days. The experiment was divided into two periods of 40 days each, and each period consisted of three repetitions of three different climate scenarios (Hot Dry, Thermo-neutral and Hot Humid). At the beginning of each period, the cows were allowed an acclimation phase of seven days. Each repetition consisted of nine days (three days per climate), and after each repetition, the cows were allowed three days to reset their thermo-neutral conditions; further information is found in Xavier et al. (2015).

Results and discussion

Validation of the heat transfer solver

Datasets related to ambient, bedding and water temperatures were filtered discarding measurements having changes larger than ± 0.4 °C in a period of 15 min. With these settings in place, the conductive cooling system was tested with respect to three different ambient conditions: thermo-neutral, hot and dry, and hot and humid. For each case, the average temperature of the pipe network obtained in the experiment was

en la Universidad de Arizona, Tucson, Arizona, EUA. La instalación combina múltiples capacidades de control, incluida la radiación solar, la humedad relativa y la temperatura del aire, específicas para la investigación del estrés animal por calor. Dado que las pruebas a gran escala son costosas, se seleccionó un sistema que distribuye agua a cuatro camas (de 1.5 m de largo y 1.5 m de ancho), el cual se instaló al interior de una de las salas de ambiente controlado y se monitoreó mientras funcionaba para replicar las condiciones ambientales que existen en granjas lecheras reales durante los meses de verano.

Las dimensiones y la configuración de la red de tuberías se muestran en la Figura 3. Se colocó un IC que consistía en un conjunto de tubos paralelos (0.003 m de diámetro interior y 0.002 m de grosor de la pared del tubo) en cada cama para hacer correr el agua en una longitud de 1.5 m. Se instaló una capa de arena con un Δy igual a 0.025 m sobre los IC, donde la conductividad térmica se aproximó a $1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$ conforme a estudios previos (Abu-Hamdeh & Reeder, 2000). Posteriormente, se colocó una malla protectora (Fiberweb Geosynthetics, Polymer Group Inc., EUA) sobre la arena para proteger al IC de las vacas. Dos de las camas colocadas sobre la malla se rellenaron con 0.1 m de arena para servir como cama y dos se cubrieron con 0.1 m de estiércol seco. Se supuso que la conductividad térmica del estiércol seco era de $0.35 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$. Se

calculated, as well as the simulated data (Table 1). Such data were obtained under steady-state conditions reached during a 24-h period; additional information about the experiments is provided in Ortiz et al. (2015). Simulation results were in good agreement with experimental data ($\leq 0.6^\circ\text{C}$), thus proving that the heat transfer solver can reliably predict the temperature of water circulating through a conductive cooling system in operation in a dairy barn.

As a particular case, experimental and simulated data were compared for the hot-and-humid scenario and using dried manure as bedding. Figure 3 presented the temperature prediction as water moves through each pipe segment using the heat transfer module.

Simulation of a large-scale pipe network

The following example is related to a proposal for a large-scale system that may potentially operate in an average dairy barn equipped with 1 000 HEs uniformly distributed across a floor area of 8 600 m². To make it realistic, the present design follows dimensions and components in accordance with the American Society of Agricultural and Biological Engineers (ASABE, 2010). Specifically, this design has two parts: 1) 20 clusters, each containing 50 HEs (Figure 4), and 2) the main line (Figure 5), which provided water to each of the 20 clusters. Each cluster was located on a surface of 38 m in length and 5.3 m in width and was arranged in

medió la temperatura en la parte superior de cada capa de la cama. Todos los tubos de PVC que iban desde y hacia el enfriador tenían un diámetro de 0.0127 m, con una rugosidad de la pared interior de 0.5×10^{-5} m; estos tubos se aislaron con espuma de polietileno con un espesor de 0.008 m y una conductividad térmica de $0.05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. Las pérdidas menores que ocurrieron como resultado de uniones y vueltas de tubería se calcularon en función de los coeficientes del módulo hidráulico de EPANET. El sistema se operó a una tasa de $3.8 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ y se distribuyó agua uniformemente a 7°C en cada cama, lo que se consideró como condición inicial.

Los registradores de datos de temperatura (HOBO U12, Onset Computer Corporation, EUA) se colocaron en las líneas de suministro y retorno de agua de cada cama. Dichos aparatos se configuraron para registrar mediciones cada 15 min. Se monitorizaron cuatro vacas lecheras Holstein durante 80 días. El experimento se dividió en dos períodos de 40 días cada uno, y cada período consistió de tres repeticiones de tres escenarios climáticos diferentes (cálido seco, termoneutral y cálido húmedo). Al inicio de cada período, a las vacas se les permitió una fase de aclimatación de siete días. Cada repetición consistió de nueve días (tres días por clima), y después de cada repetición se dejó que las vacas reestableciesen sus condiciones termoneutrales por tres días; más información se encuentra en Xavier et al. (2015).

Table 1. Average water temperature recorded during 24 h under different ambient conditions and bedding materials.

Cuadro 1. Temperatura promedio del agua registrada durante 24 h bajo diferentes condiciones ambientales y de materiales de la cama.

Ambient conditions/ Condiciones ambientales	Mean ambient temperature/ Temperatura ambiental media	Bed temperature/ Temperatura de la cama		Experimental water temperature/ Temperatura experimental del agua		Simulated water temperature/ Temperatura simulada del agua	
	-						
		Dried manure/ Estiércol seco	Sand/ Arena	Dried manure/ Estiércol seco	Sand/ Arena	Dried manure/ Estiércol seco	Sand/ Arena
Thermo-neutral/ Termoneutral	20.0	20.5	18.1	8.8	9.7	8.8	9.8
Hot and dry/ Cálido y seco	40.0	31.2	29.0	9.5	10.8	9.0	10.4
Hot and humid/ Cálido y húmedo	30.0	30.5	28.4	9.4	10.9	9.6	10.7

two lines of 25 HEs, the rows 1.5 m apart and the HEs spaced 2.5 m apart.

The HEs in each cluster were first connected in parallel and then in a serial configuration; a repeated grouping of eight interconnected HEs (Figure 4), where a set of four HEs were connected in series on one side and another set of four were placed in parallel on the opposite side. To set the required flow rate, a flow-control valve was placed at the end of each set. The path delivering water was thus similar to the path returning it to the point of origin. Since this system was used for cooling purposes, water running through the fourth HE had to cool a cow with heat fluxes between 150 and 700 W·m⁻².

Resultados y discusión

Validación del solucionador de transferencia de calor

Los conjuntos de datos relacionados con las temperaturas del ambiente, de la cama y del agua se filtraron descartando las mediciones que tenían cambios superiores a ± 0.4 °C en un período de 15 min. Con estos ajustes, el sistema de enfriamiento conductivo se probó con respecto a tres condiciones ambientales diferentes: termoneutral, cálido y seco, y cálido y húmedo. Para cada caso, se calculó la temperatura promedio de la red de tuberías obtenida en el experimento, así como de los datos simulados

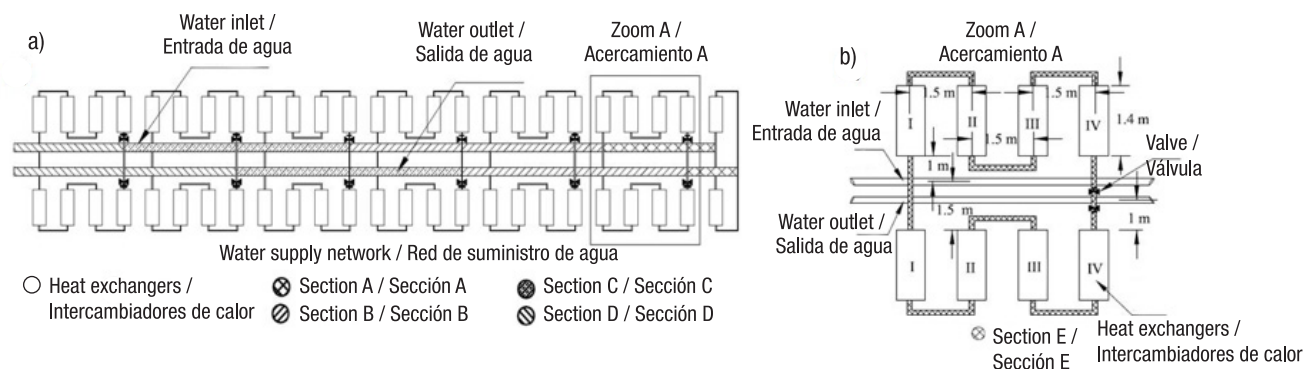


Figure 4. Pipe network: a) a cluster of 50 heat exchangers and b) zoom of zone A, detailed description of a cluster of eight HEs connected to the inlet and outlet of the cluster main lines.

Figura 4. Red de tuberías: a) grupo de 50 intercambiadores de calor y b) acercamiento de la zona A, con descripción detallada de un grupo de ocho IC conectados a la entrada y salida de las líneas principales del grupo.

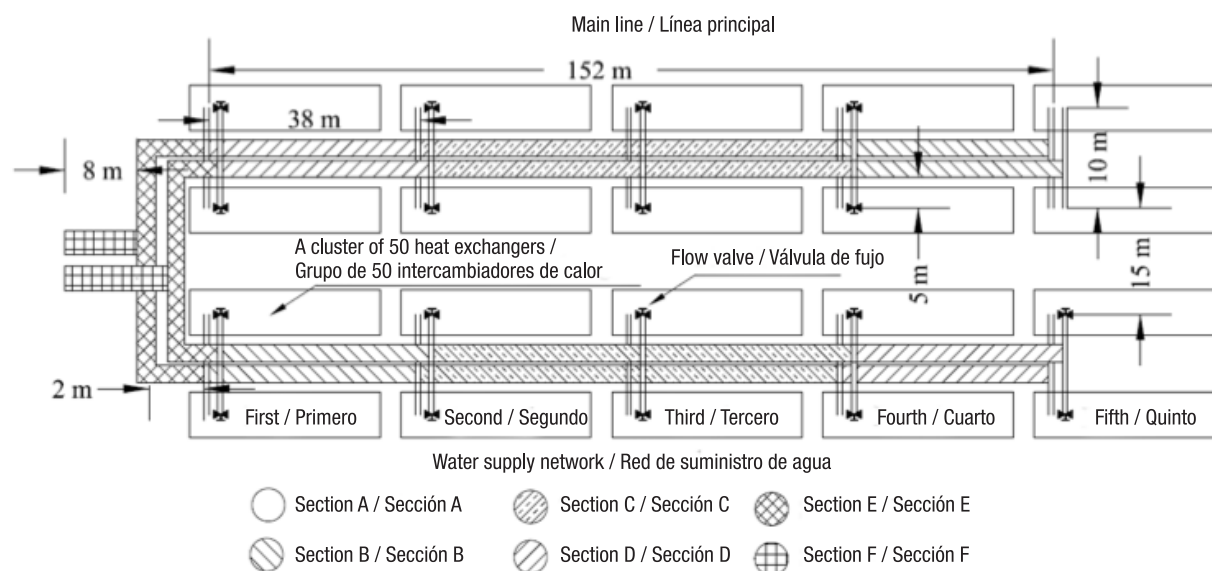


Figure 5. Description of main water distribution line to 20 clusters.

Figura 5. Descripción de la línea principal de distribución de agua a 20 grupos.

Specifications related to clusters and main pipe line are listed in Table 2; the diameters corresponded to velocities between 0.05 and 2 m·s⁻¹, which covered flow rates demanded in each HE (between 1 and 7 L·min⁻¹). The pipe wall thermal conductivity equaled 0.19 W·m⁻¹·°C⁻¹. A pipe wall roughness of 0.5 x 10⁻⁵ m was assumed, and the Darcy-Weisbach equation was used to compute local heat losses (US EPA, 2008). Energy losses occurring in each pipe and minor local losses occurring at junctions were included in order to find the total amount of energy required to pump water through the whole loop. Feasible operational range will involve a range of pumping rates.

Pipes in the setup shown in Figures 4 and 5 were assumed to have a constant external pipe wall temperature of 26.7 °C (corresponding to the case of the maximum monthly temperature for soil at a depth of 0.5 m for Tucson [AZMet, 2012]). The initial water temperature was set at 15 °C as the typical water temperature observed in wells in Tucson. Then, a section of the pipe network transported water at a temperature that was lower than the external pipe wall temperature, thus causing a heat gain. Once water temperature became higher than the external pipe wall temperature, the heat exchange reversed.

For this pipe network, all HEs were governed by Equations 1 to 10. It was also assumed that all HEs

(Cuadro 1). Dichos datos se obtuvieron en condiciones de estabilidad alcanzadas durante un período de 24 h; Ortiz et al. (2015) proporcionan información adicional sobre los experimentos. Los resultados de la simulación coincidieron con los datos experimentales (≤ 0.6 °C), lo que demostró que el solucionador de transferencia de calor puede predecir de manera confiable la temperatura del agua que circula a través de un sistema de enfriamiento conductivo que funciona en un establo lechero.

Como caso particular, se compararon datos experimentales y simulados para el escenario cálido-húmedo utilizando estiércol seco como cama. La Figura 3 presenta las predicciones de temperatura a medida que el agua se mueve a través de cada segmento de tubería, para lo cual se utilizó el módulo de transferencia de calor.

Simulación de una red de tuberías a gran escala

El siguiente ejemplo está relacionado con una propuesta para un sistema a gran escala que podría operar en un establo lechero promedio equipado con 1000 IC distribuidos uniformemente en un área de piso de 8 600 m². Con el fin de hacerlo realista, el diseño presenta dimensiones y componentes de acuerdo con la Sociedad Americana de Ingenieros Agrónomos y Biológicos (ASABE, 2010). Específicamente, este diseño

Table 2. Pipe specifications.

Cuadro 2. Especificaciones de la tubería.

Pipe/Tubería	Diameter/Diámetro	Pipe wall thickness/Grosor de la pared de la tubería
	(mm)	
Section A/Sección A	15.8	2.8
Section B/Sección B	21.0	2.9
Section C/Sección C	27.0	3.4
Section D/Sección D	35.0	3.6
Section A/Sección A	52.1	3.9
Section B/Sección B	78.0	5.5
Section C/Sección C	102.3	6.0
Section D/Sección D	154.0	7.1
Section E/Sección E	254.5	9.3
Section F/Sección F	303.2	10.3

were rectangular ducts of a length equal to 1.4 m, a width equal to 0.8 m, and a height equal to 0.051 m. For proper representation of a HE, some parameters were changed: dy (0.02 m), K_p ($2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$), S (1.12 m^2), and P (0.096 m). In Equation 7, since flow in each HE was within the laminar flow regime in rectangular ducts, the equation coefficient of 3.66 was changed to 4.86. It was assumed that surface S would be able to maintain a constant temperature $T_{l, epw}$ equal to 35°C . Data related to thickness and thermal conductivity of the HE and bedding material were comprised in the values for dy and K_p . Pressure drops occurring at the HE did not differ significantly from that of a pipe with a diameter of 0.227 m; to prove this fact, Mondaca et al. (2013) simulated water flowing within a HE by means of fluid dynamics.

Heat transfer rates computed should help to illustrate the temperature variations that occurred over the entire system (Figure 6), and also variations that occurred among clusters located in the fifth column (Figure 7). Note that, as consequence of the pipe network design, the EPANET hydraulic module generated key parameters such as water velocity, flow rates, and pressure drop in each pipe segment. The critical cluster at the end of the main line registered the highest temperature (18.6°C) after passing water through the HE; however, cooling was still above the critical minimum cooling capacity of $150 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ reported by Mondaca (2013).

Given that water temperature changed as water passed through the pipe network, cooling capacity in each HE may vary according to its location within the cluster. The locations at which the lowest and highest

consta de dos partes: 1) 20 grupos, cada uno con 50 IC (Figura 4) y 2) la línea principal (Figura 5), la cual proporciona agua a cada uno de los 20 grupos. Cada grupo se ubicó en una superficie de 38 m de longitud y 5.3 m de ancho, y se dispuso en dos líneas de 25 IC, con las filas separadas 1.5 m y los IC separados a 2.5 m.

Los IC de cada grupo se conectaron primero en paralelo y luego en una configuración en serie, lo que generó una agrupación repetida de ocho IC interconectados (Figura 4), donde cuatro IC se conectaron en serie en un lado y otros cuatro se colocaron en paralelo en el lado opuesto. Para establecer el caudal requerido, se colocó una válvula de control de flujo al final de cada conjunto. El camino que entregaba agua era, por lo tanto, similar al camino que la devolvía al punto de origen. Dado que este sistema se utilizó para fines de enfriamiento, el agua que fluía a través del cuarto IC tuvo que enfriar una vaca con flujos de calor entre 150 y $700 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$.

Las especificaciones relacionadas con los grupos y la línea de tubería principal se presentan en el Cuadro 2; los diámetros correspondieron con velocidades entre 0.05 y $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, los cuales cubrieron los caudales demandados en cada IC (entre 1 y $7 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$). La pared de la tubería presentó una conductividad térmica de $0.19 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$, y se supuso que tenía una rugosidad de $0.5 \times 10^{-5} \text{ m}$. Para calcular las pérdidas locales de calor, se usó la ecuación de Darcy-Weisbach (US EPA, 2008). Las pérdidas de energía que ocurren en cada tubería y las pérdidas locales menores que ocurren en las uniones se incluyeron con el propósito

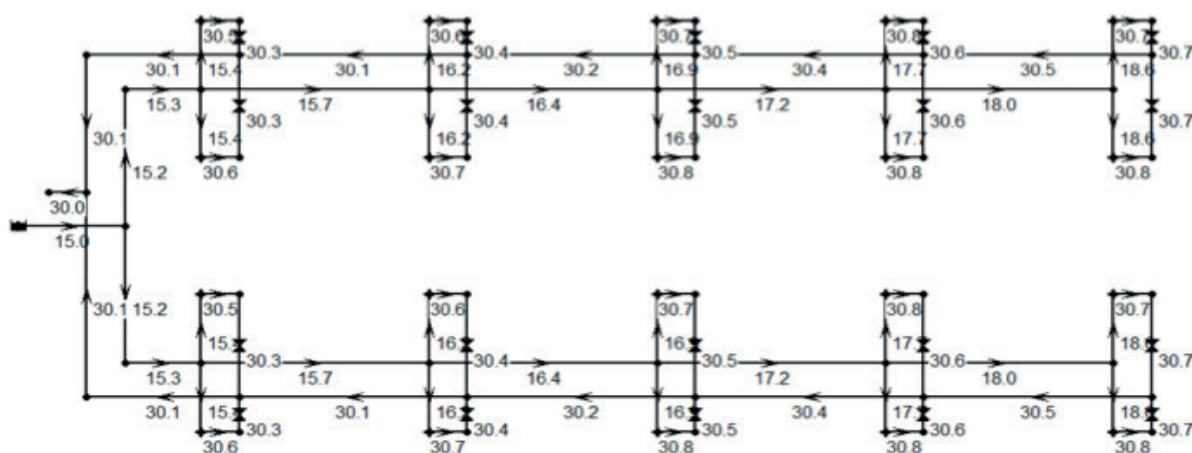


Figure 6. Temperature variation for a flow rate of $1 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$ in the main line water supply.

Figura 6. Variación de temperatura de una tasa de flujo de $1 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$ en la línea principal de suministro de agua.

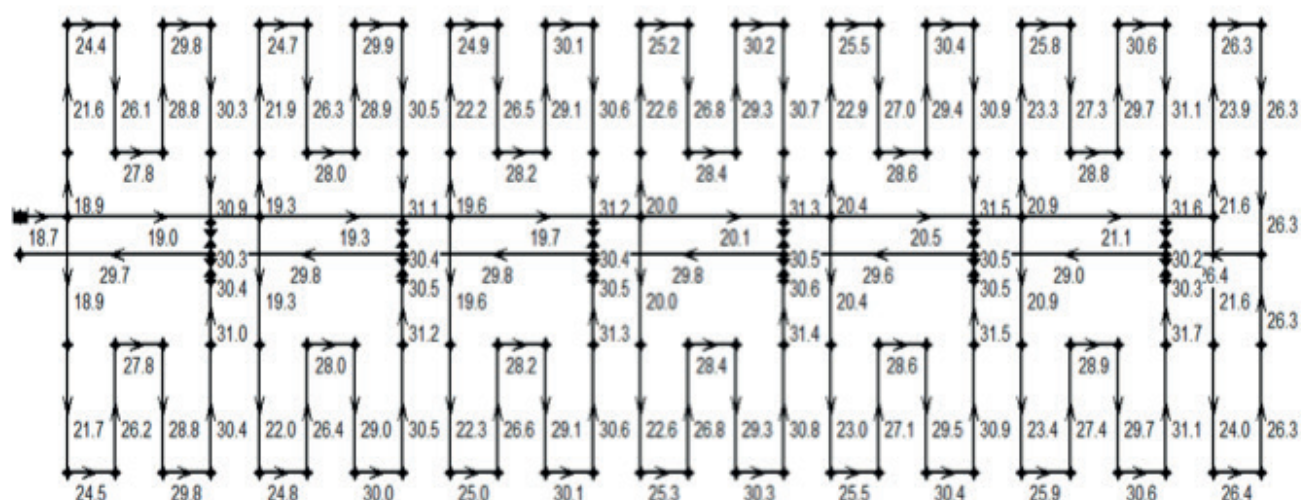


Figure 7. Temperature variations that occurred in a cluster during a flow rate of 1 L·min⁻¹.

Figura 7. Variaciones de temperatura ocurridas en un grupo durante una tasa de flujo de 1 L·min⁻¹.

water temperatures occurred imply the maximal and minimal cooling capacity possible, given the effects of the water flow rates supplied to the HE. We assumed that the entire set of HEs would receive the same flow rate but water temperature would vary because each HE was at a different location in the pipe network. Thus, the flow rate not only affected cooling capacity but also the amount of energy required for pumping (Figure 8). Pumping needs can be found by using the equation taken from Mays (2000) with efficiency of the pump set equal to 100 %. Cooling capacity refers to the performance of the HEs, and total heat lost can be computed by measuring heat transfer that occurs during water transportation.

The energy rate required to pump the water, heat losses by transportation and cooling capacity can determine overall efficiency, which can be found by Equation 11.

$$E = 100 \times \frac{\text{Cooling capacity}}{\text{Heat loss} + \text{Pumping} + \text{Cooling capacity}} \quad (11)$$

Average amount of heat lost in any cluster and also throughout the entire system depends on the thickness of the material for insulating pipes and HEs installed for conductive cooling. Distance between clusters and HEs as well as the amount of insulation can determine how efficient the system will be. The present example considers no insulation in pipes and then two levels of insulation by reducing thermal conductivity in pipes to show that the system's performance can be enhanced. Figure 9 indicates that during periods of low flow rate (1 and 7 L·min⁻¹), the system's efficiency could have improved even though low flow rates decrease the cooling capacity significantly.

de encontrar la cantidad total de energía requerida para bombear agua a través de todo el circuito; por lo que, el nivel operativo factible implicará un rango de tasas de bombeo.

Se supuso que las tuberías, en la configuración mostrada en las Figuras 4 y 5, tenían una temperatura constante de 26.7 °C en su pared externa (equivalente a la temperatura máxima mensual del suelo a una profundidad de 0.5 m en Tucson [AZMet, 2012]). La temperatura inicial del agua se ajustó a 15 °C, como la temperatura común del agua observada en pozos en Tucson. Posteriormente, una sección de la red de tuberías transportó agua a una temperatura inferior a la de la pared externa de la tubería, lo cual origina una ganancia de calor. Una vez que la temperatura del agua fue más alta que la de la pared externa de la tuberías, el intercambio de calor se invirtió.

Para la red de tuberías, todos los IC se rigieron por las Ecuaciones 1 a 10; para ello, se supuso que todos los IC eran ductos rectangulares con longitud de 1.4 m, ancho de 0.8 m y altura de 0.051 m. Para la representación adecuada de un IC, se cambiaron algunos parámetros: dy (0.02 m), K_p (2 W·m⁻¹·°C⁻¹), S (1.12 m²) y P (0.096 m). En la Ecuación 7, puesto que el caudal en cada IC estaba dentro del régimen de flujo laminar en los ductos rectangulares, el coeficiente de la ecuación fue cambiado de 3.66 a 4.86. Además, se planteó que la superficie S es capaz de mantener una temperatura constante $T_{i, epw}$ igual a 35 °C. Los datos relacionados con el grosor y la conductividad eléctrica del IC y del material de las camas se incluyeron en los valores de dy y K_p . Las caídas de presión que ocurren en el IC no difieren significativamente de los de una tubería con un diámetro de 0.227 m; para probar este hecho,

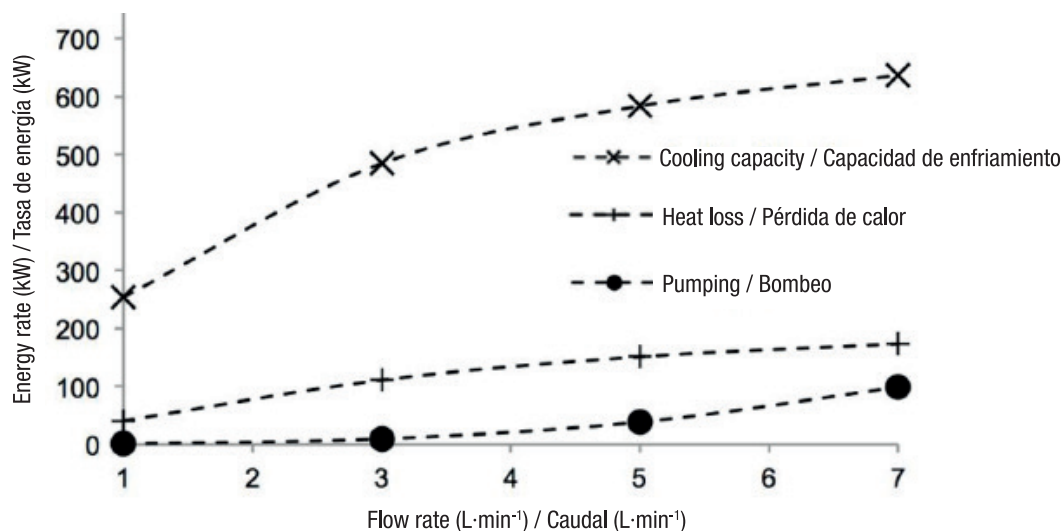


Figure 8. Energy required for system operation.

Figura 8. Energía requerida para la operación del sistema.

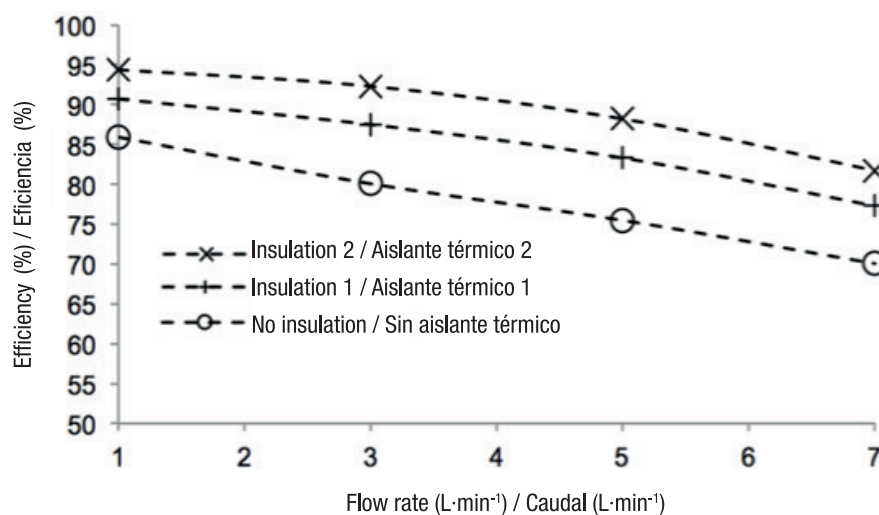


Figure 9. Insulation to reduce heat loss: 'No insulation' corresponds to pipe wall thermal conductivity, 'Insulation 1' and 'Insulation 2' correspond to reductions of 50 and 75 %, respectively, in the thermal conductivity at the pipe wall.

Figura 9. Aislado para reducir la pérdida de calor: "Sin aislado" corresponde a la conductividad térmica de la pared de la tubería, "Aislado 1" y "Aislado 2" corresponden a reducciones de 50 y 75 %, respectivamente, de la conductividad térmica en la pared de la tubería.

Additionally, it was found that thermal conductivity for Insulations 1 and 2 with values of 0.095 and 0.0475 W·m⁻¹·°C⁻¹, respectively, increased by 7 and 12 %, respectively, for a flow rate of 7 L·min⁻¹. In contrast, if flow rate was 1 L·min⁻¹, efficiency increased by 5 and 8.4 % for Insulations 1 and 2, respectively. These results showed that insulation can enhance the system's efficiency, and it should be considered when external pipe wall temperature or pipe lengths are affecting thermal performance.

These findings can be seen as promising in terms of the feasibility of building a large-scale conductive cooling system, even though it was demonstrated only for four HEs in controlled conditions in Ortiz et al. (2015). However, it is suggested that additional issues may arise related to decrease of insulation effectiveness due to moisture around the pipe network, cow's habits to lie down, maintenance required and cost of operation. That kind of information can be obtained in further investigations when installing such system in real dairy barn conditions.

Conclusions

A pipe network layout that can satisfy hydraulic requirements was the basis for determining the thermal energy needed to efficiently operate a conductive cooling system. A well-designed pipe network can accurately simulate transportation of water and heat transfer. Combined hydraulic and thermo-physical parameters enabled the pipe network to predict water temperature.

The model was partially validated since experiments were conducted for a group of four HEs in order to confirm validity of heat transfer. Large-scale experimental tests were not conducted; however, it must follow the same principles of heat transfer. Thus, predictions of water temperature in a large-scale pipe network to cool down 1000 cows using conductive cooling beds can be suggested to determine the system's pumping needs, heat transfer performance, and also the system's overall efficiency.

According to the findings of this investigation, a low flow rate will reduce cooling capacity but increase efficiency; therefore, any similar design should be operated at a flow rate that enables HEs to achieve sufficient cooling while maximizing energy savings. This criterion applies to cases where time response is not a constraint. Since efficiency diminishes when the water must travel long distances, even if the system is adequately insulated, a system's size should depend on how much heat can be lost without unduly impairing the system's operation.

Mondaca et al. (2013) simularon el agua fluyendo al interior de un IC mediante dinámica de fluidos.

Las tasas de transferencia de calor calculadas deben ilustrar las variaciones de temperatura ocurridas en todo el sistema (Figura 6), así como las variaciones entre los grupos ubicados en la quinta columna (Figura 7). Nótese que, como consecuencia del diseño de la red de tuberías, el módulo hidráulico EPANET generó parámetros clave como la velocidad del agua, los caudales y la caída de presión en cada segmento de tubería. El grupo crítico al final de la línea principal registró la temperatura más alta (18.6 °C) después de pasar agua a través del IC; sin embargo, el enfriamiento permaneció por encima de la capacidad de enfriamiento mínima crítica de 150 W·m⁻² reportada por Mondaca (2013).

Dado que la temperatura del agua cambió a medida que ésta pasaba a través de la red de tuberías, la capacidad de enfriamiento en cada IC puede variar de acuerdo con su ubicación dentro del grupo. Los lugares en los que se presentaron las temperaturas del agua más bajas y más altas implican las capacidades de enfriamiento máxima y mínima posibles, esto debido a los efectos de los caudales de agua suministrados al IC. Se supuso que el conjunto de IC recibiría el mismo caudal, pero la temperatura del agua variaría debido a que cada IC estaba en una ubicación diferente en la red de tuberías. Por lo tanto, el caudal no sólo afectó la capacidad de enfriamiento sino también la cantidad de energía requerida para el bombeo (Figura 8). Las necesidades de bombeo se pueden encontrar mediante la ecuación tomada de Mays (2000), con una eficiencia del conjunto de bombas igual a 100 %. La capacidad de enfriamiento se refiere al desempeño de los IC, y el calor total perdido se puede calcular midiendo la transferencia de calor que ocurre durante el transporte del agua.

La tasa de energía requerida para bombear el agua, las pérdidas de calor debidas al transporte y la capacidad de enfriamiento pueden determinar la eficiencia global, la cual se puede encontrar mediante la Ecuación 11.

$$E = 100 \times \frac{\text{Capacidad de enfriamiento}}{\text{Pérdida de calor} + \text{Bombeo} + \text{Capacidad de enfriamiento}} \quad (11)$$

La cantidad promedio de calor perdido en cualquier grupo, y en todo el sistema, depende del grosor del material para aislar las tuberías y los IC instalados para el enfriamiento conductivo. La distancia entre los grupos y los IC, así como la cantidad de aislante, pueden determinar qué tan eficiente será el sistema.

In general, the conductive cooling system is viable in areas with a desert climate and its efficiency depends on the level of thermal insulation and flow in the pipe network. Further research could help to more precisely determine the consequences associated with system size and to what extent insulation can help to reduce heat losses and guarantee that water will be supplied to the HEs at the desired temperature.

End of English version

References / Referencias

- Abraham, J. P., Sparrow, E. M., & Tong, J. C. K. (2009). Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(3-4), 557-563. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.07.009
- Abu-Hamdeh, N. H., & Reeder, R. C. (2000). Soil thermal conductivity: Effects of density, moisture, salt concentration, and organic matter. *Soil Science Society of America Journal*, 64(4), 1285-1290. doi: 10.2136/sssaj2000.6441285x
- American Society of Agricultural and Biological Engineers (ASABE). (2010). *Terminology and recommendations for freestall dairy housing, freestalls, feed bunks, and feeding fences*. St. Joseph, Mich.: Author.
- American Water Works Association (AWWA). (2004). *Sizing of water supply practices. M22 Manual of water supply practices*. Denver, CO., USA: Author.
- Andrade, M. A., Kang, D., Choi, C. Y., & Lansey, K. E. (2013). Heuristic post-optimization approaches for design of water distribution systems. *Journal of Water Resources Planning and Management*, 139(4), 387-395. Retrieved from <https://ascelibrary.org/doi/10.1061/%28ASCE%29WR.1943-5452.0000265>
- AZMet. (2012). *The Arizona Meteorological Network*. Tucson, AZ., USA: The University of Arizona. Retrieved from <https://cals.arizona.edu/azmet/>
- Barteczko-Hibbert, C., Gillot, M., & Kendall, G. (2009). An artificial neural network for predicting domestic hot water characteristics. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 4(2), 112-119. doi: 10.1093/ijlct/ctp010
- Bastian, K. R., Gebremedhin, K. G., & Scott, N. R. (2003). A finite difference model to determine conduction heat loss to a water-filled mattress for dairy cows. *Transactions of the ASAE*, 46(3), 773-780. doi: 10.13031/2013.13592
- Bobenhausen, W. (1994). *Simplified design of HVAC systems*. New York, USA: Wiley. Series Parker-Ambrose.
- Castro, M. M., Song, T. W., & Pinto, J. M. (2000). Minimization of operational costs in cooling water systems. *Chemical Engineering Research and Design*, 78(2), 192-201. doi: 10.1205/026387600527220
- Choi, C. Y., Cook, N. B., & Nordlund, K. V. (2014). *Stall floor heat exchanger reducing heat stress and lameness*. US Pat.

El presente ejemplo considera primero que no hay aislado en las tuberías, y después que hay dos niveles de aislado al reducir la conductividad térmica en las tuberías para mostrar que se puede mejorar el desempeño del sistema. La Figura 9 indica que durante los periodos de caudal bajo (1 a 7 L·min⁻¹), la eficiencia del sistema pudo haber mejorado a pesar de que los caudales bajos disminuyen la capacidad de enfriamiento significativamente.

Además, se encontró que la conductividad térmica para los Aislados 1 y 2, con valores de 0.095 y 0.0475 W·m⁻¹·°C⁻¹, incrementaron 7 y 12 % respectivamente, para una tasa de flujo de 7 L·min⁻¹. En contraste, con la tasa de flujo de 1 L·min⁻¹, la eficiencia incrementó 5 y 8.4 % para los aislados 1 y 2, respectivamente. Estos resultados muestran que el aislado puede mejorar la eficiencia del sistema y se debe tener en cuenta cuando la temperatura de la pared externa de la tubería o las longitudes de la tubería afectan el desempeño térmico.

Estos hallazgos se pueden considerar prometedores en términos de la viabilidad de construir un sistema de enfriamiento conductivo a gran escala, aunque Ortiz et al. (2015) lo demostró para cuatro IC en condiciones controladas. Sin embargo, pueden surgir problemas adicionales relacionados con la disminución de la efectividad del aislado debida a la humedad alrededor de la red de tuberías, los hábitos de las vacas al acostarse, el mantenimiento requerido y el costo de operación. Ese tipo de información se puede obtener en investigaciones futuras al instalar dicho sistema en las condiciones reales de un establo lechero.

Conclusiones

Un diseño de red de tuberías que puede satisfacer los requisitos hidráulicos fue la base para determinar la energía térmica necesaria para operar eficientemente un sistema de enfriamiento conductivo. Una red de tuberías bien diseñada puede simular con precisión el transporte de agua y la transferencia de calor. La combinación de parámetros hidráulicos y termofísicos permitió predecir la temperatura del agua en la red de tuberías.

El modelo propuesto fue parcialmente validado, ya que se realizaron experimentos para un grupo de cuatro IC para confirmar la validez de la transferencia de calor. No se realizaron pruebas experimentales a gran escala; sin embargo, deben seguir los mismos principios de transferencia de calor. Por lo tanto, a partir del modelo planteado se pueden sugerir predicciones de la temperatura del agua en una red de tuberías a gran escala para enfriar 1000 vacas, utilizando camas de enfriamiento conductivo para determinar las necesidades de bombeo del sistema, el

- Application 14/255,136. 17 April 2014. Retrieved from <http://www.freepatentsonline.com/y2014/0374056.html>
- Cook, N. B., & Nordlund, K. V. (2009). The influence of the environment on dairy cow behavior, claw health and herd lameness dynamics. *The Veterinary Journal*, 179(3), 360-369. doi: 10.1016/j.tvjl.2007.09.016
- Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*, 16(2), 359-68.
- Haji-Sheikh, A., & Beck, J. V. (2008). Entrance heat transfer in rectangular ducts with constant axial energy input. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(3-4), 434-444. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.05.012
- Hosoz, M., Ertunc, H. M., & Bulgurcu, H. (2007). Performance prediction of a cooling tower using artificial neural network. *Energy Conversion and Management*, 48(4), 1349-1359. doi: 10.1016/j.enconman.2006.06.024
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2006). *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: John Wiley & Sons.
- Mays, L. W. (2000). *Water distribution systems handbook*. New York, USA: McGraw-Hill Handbooks.
- Mondaca, M., Rojano, F., Choi, C. Y., & Gebremedhin, K. (2013). Conjugate heat and mass transfer model to evaluate the efficiency of conductive cooling for dairy cattle. *Transactions of the ASABE*, 56(6), 1471-1482. doi: 10.13031/trans.56.10178
- Ortiz, X. A., Smith, J. F., Rojano, F., Choi, C. Y., Bruer, J., Steele, T., Schuring, N., Allen, J., & Collier, R. J. (2015). Evaluation of conductive cooling of lactating dairy cows under controlled environmental conditions. *Journal of Dairy Science*, 98(3), 1759-1771. doi: 10.3168/jds.2014-8583
- Perano, K. M., Usack, J. G., Angenent, L. T., & Gebremedhin, K. G. (2015). Production and physiological responses of heat-stressed lactating dairy cattle to conductive cooling. *Journal of Dairy Science*, 98(8), 5252-5261. doi: 10.3168/jds.2014-8784
- Picón-Núñez, M., Polley, G. T., Canizalez-Davalos, L., & Medina-Flores, J. M. (2011). Short cut performance method for the design of flexible cooling systems. *Energy*, 36(8), 4646-4653. doi: 10.1016/j.energy.2011.04.041
- Ponce-Ortega, J. M., Serna-Gonzalez, M., & Jimenez-Gutierrez, A. (2010). Optimization model for re-circulating cooling water systems. *Computers & Chemical Engineering*, 34(2), 177-195. doi: 10.1016/j.compchemeng.2009.07.006
- Sanaye, S., Mahmoudimehr, J., & Aynechi, M. (2012). Modeling and economic optimization of under-floor heating system. *Building Service Engineering*, 33(2), 191-202. doi: 10.1177/0143624411404846
- sSteinke, M. E., & Kandlikar, S. G. (2005). Single-phase liquid heat transfer in microchannels. *Proceedings of ICMM. 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels*. doi: 10.1115/ICMM2005-75114
- Sugarman, S. C. (2000). *Testing and balancing HVAC and water systems*. Lilburn, GA., USA: Fairmont Press.
- United States Environmental Protection Agency (US EPA). (2008). *EPANET 2, User's manual and source code files*. Cincinnati, OH: US Environmental Protection Agency. Retrieved from www.epa.gov/water-research/epanet.

Fin de la versión en español

