

## Aproximación Teórica al Modelado de Eficiencia y Desempeño de Calderas

Cristian David Mojica Cabeza  
Luis Eduardo García Sánchez  
Ramón Silva-Rodríguez

## Cálculo del Tiempo de Venteo de Gas de un Gasoducto

Manuel Angulo Bustillo

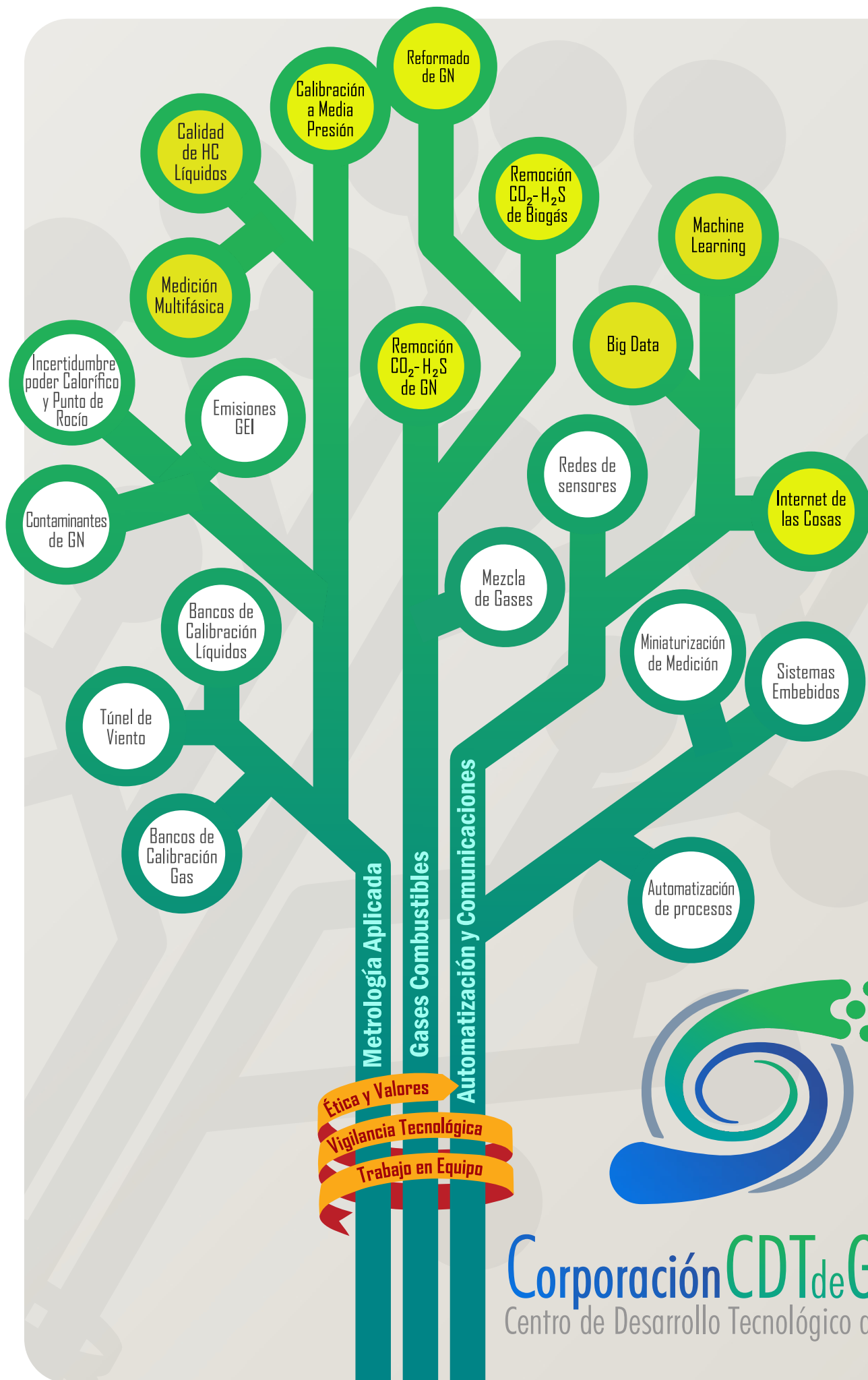
## Banco de Calibración de Caudal de Gas Empleando Elementos de Flujo Laminar (LFE)

Andrés Felipe Rodríguez Carreño

# MET & FLU

Ciencia - Tecnología - Innovación





Corporación **CDT de GAS**  
Centro de Desarrollo Tecnológico del GAS

# Contenido

## MET&FLU

CIENCIA - TECNOLOGÍA - INNOVACIÓN

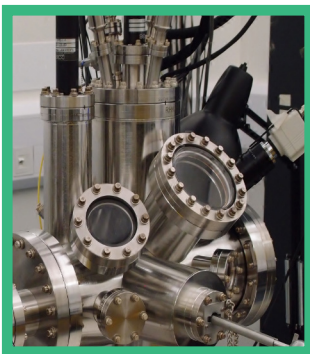


# 06

## Tecnología...

Aproximación Teórica al Modelado de Eficiencia y Desempeño de Calderas

Cristian David Mojica Cabeza  
Luis Eduardo García Sánchez  
Ramón Silva-Rodríguez

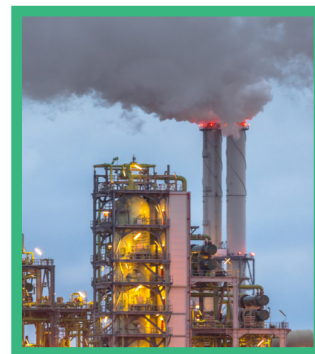


# 36

## Innovación...

Banco de Calibración de Caudal de Gas  
Empleando Elementos de Flujo Laminar (LFE)

Andrés Felipe Rodríguez Carreño



# 24

## Ciencia...

Cálculo del Tiempo de Venteo de Gas de un Gasoducto

Manuel Angulo Bustillo

# Editorial

# MET&FLU

>> Ciencia >> Tecnología >> Innovación

## **EDITOR GENERAL :**

**CARLOS EDUARDO GARCÍA  
SÁNCHEZ, PH.D.**

Investigador - CDT de Gas

## **COMITÉ EDITORIAL :**

**HENRY ABRIL BLANCO**

Director - CDT de Gas

**JOSE AUGUSTO FUENTES M.Sc.**

Gestor Técnico - CDT de Gas

**LUIS EDUARDO GARCÍA SÁNCHEZ**

Gerente Inline Fluid Systems

**ARLEX CHAVES GUERRERO, PH.D.**

Docente e Investigador - Universidad  
Industrial de Santander

**JUAN MANUEL ORTIZ AFANADOR**

Gerente - Polygon Energy

**DIONISIO ANTONIO LAVERDE**

**CATAÑO, PH. D.**

Docente e Investigador - Universidad  
Industrial de Santander

## **DISEÑADOR :**

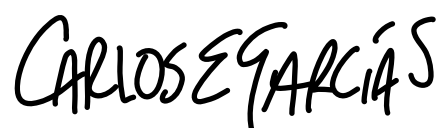
**LEONARDO MANZANO PAREDES**

Diseñador

Con gran satisfacción, el Centro de Desarrollo Tecnológico del Gas (CDT de Gas) publica el número 15 de la revista Met&Flu. En el presente número, se presentan trabajos enfocados en la materialización de conocimiento para la generación de impacto en aplicaciones reales. Se cuenta con un artículo de investigación, que describe un nuevo modelo propuesto para estimar el tiempo que tarda en desalojarse un determinado tramo de tubería; se muestra que los resultados son comparables con aquellos dados por modelos de común uso en la industria. También se incluye un artículo de revisión que presenta un panorama sobre el modelado de eficiencia energética y desempeño de calderas. Finalmente, se encuentra un artículo de desarrollo tecnológico, que muestra un nuevo banco de calibración de cantidad de gas, desarrollado en el CDT de Gas integrando la tecnología de elementos de flujo laminar como patrón del banco.



Extendemos nuestro agradecimiento a los pares revisores, que contribuyeron con sus valiosos comentarios y evaluación a la calidad de los trabajos.

A handwritten signature in black ink that reads "CARLOS E GARCÍA S". The letters are connected and written in a cursive style.

**Carlos Eduardo García Sánchez**

Investigador: Corporación CDT de GAS

# Aproximación Teórica al Modelado de Eficiencia y Desempeño de Calderas

## Theoretical approach to Boiler's Efficiency and Performance Modeling

Cristian David Mojica Cabeza<sup>1\*</sup>, Luis Eduardo García Sánchez<sup>2</sup>, Ramón Silva Rodríguez<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Corporación Centro de Desarrollo Tecnológico del Gas, Santander, Colombia

<sup>2</sup> Inline Fluid Systems, Santander, Colombia.

<sup>3</sup> Servicio Nacional de Aprendizaje-SENA, Centro Industrial de Mantenimiento Integral, Santander, Colombia.

\*Autor de contacto. Correo electrónico: cristian.mojica.19@gmail.com

### RESUMEN

En el presente artículo se buscó comparar las diferentes metodologías existentes para el cálculo de la eficiencia energética en calderas, por medio de un acercamiento cualitativo. Para esto, se abordaron casos de estudio en donde se aplican dichas metodologías, lo que permite obtener una descripción del funcionamiento y empleabilidad de los métodos. Se delimitó la clasificación en métodos analíticos, modelados mecánicos y modelados empíricos. Al realizar las comparaciones se obtuvo una tabla con ventajas y desventajas de los modelos comprendidos en métodos analíticos y modelados mecánicos. Adicionalmente, se presenta una segunda tabla para la comparación de los modelados empíricos, donde la mayor parte de las metodologías son de inteligencia artificial. Se estableció una relación entre los subsistemas de una caldera y sus variables medibles. Finalmente, se relacionó cada uno de los modelos expuestos con sus variables críticas.

**Palabras clave:** *Eficiencia energética; Caldera; Metodología; Modelado.*

### ABSTRACT

This article aimed to compare some different methodologies for the calculation of energy efficiency in boilers; moreover, it looks at and discuss them from a qualitative approach. Several case studies in which those methodologies were applied are reviewed; having as a result a description of the operation and application of the methodologies. These are classified as follows: analytic methods, mechanistic modeling and empiric modeling. Advantages and disadvantages resulting from the comparison of the methodologies included in analytic methods and mechanistic modeling are displayed using a comparative chart. Furthermore, the advantages and disadvantages of the empiric modeling are analyzed also in a comparative chart on their own taking into account that most of them are related to Artificial Intelligence. Eventually, taking into account all the information gathered from the comparison and analysis made it is possible to establish a relation between the boiler's subsystems and their measurable variables. Finally, each model reviewed is related to its critical variables.

**Keywords:** *Energy efficiency; Boiler; Methodology; Modeling permissible errors.*









## 1 INTRODUCCIÓN

Las calderas son, de manera simplificada, la combinación de un quemador con un intercambiador de calor. El quemador genera una corriente de gases a alta temperatura. Dependiendo del tipo de caldera, los gases circulan por los tubos o la carcasa del intercambiador para calentar un fluido. Normalmente se calienta agua, para llevarla a, en la mayoría de los casos, estado gaseoso. Esta corriente final se emplea para procesos que requieren vapor, para calefacción y/o para la producción de energía eléctrica por medio de turbinas [1].

Estos sistemas pueden emplear diferentes tipos de combustibles, normalmente de origen fósil, como lo son el carbón, combustibles líquidos derivados del petróleo, y gases de cola de proceso o gas natural [2]. Se observan diversas distribuciones de calderas para diferentes tipos de combustible. Incluso se pue-

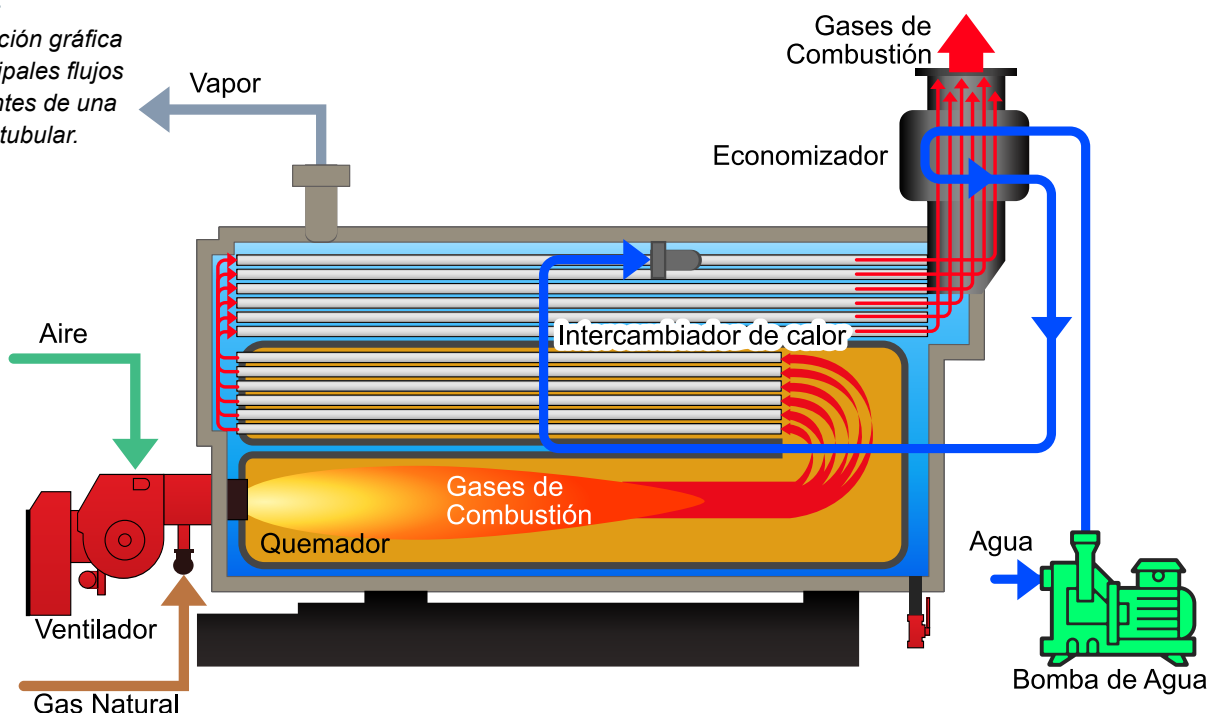
den llegar a emplear residuos industriales, o biomasa, con eficiencia relativamente baja, del orden del 60 % [3, 4].

Como se observa en la Figura 1, la caldera es la unión de varios subsistemas, primordialmente, un quemador donde se lleva a cabo la combustión que transforma la mezcla de aire y combustible en un gas de combustión caliente que, posteriormente, recorre cierta cantidad de tubos sumergidos en un tanque lleno de agua en la zona de intercambio de calor, generando así el vapor que se emplea en otros procesos industriales o constituye la corriente de entrada para una turbina (generación de electricidad). En este tipo de calderas, se suele emplear combustibles líquidos o gaseosos [5].

De acuerdo con la división en subsistemas, la eficiencia puede evaluarse en la combustión, entendiéndose como la energía disponible en

Figura 1. >>

Representación gráfica de los principales flujos y componentes de una caldera pirotubular.





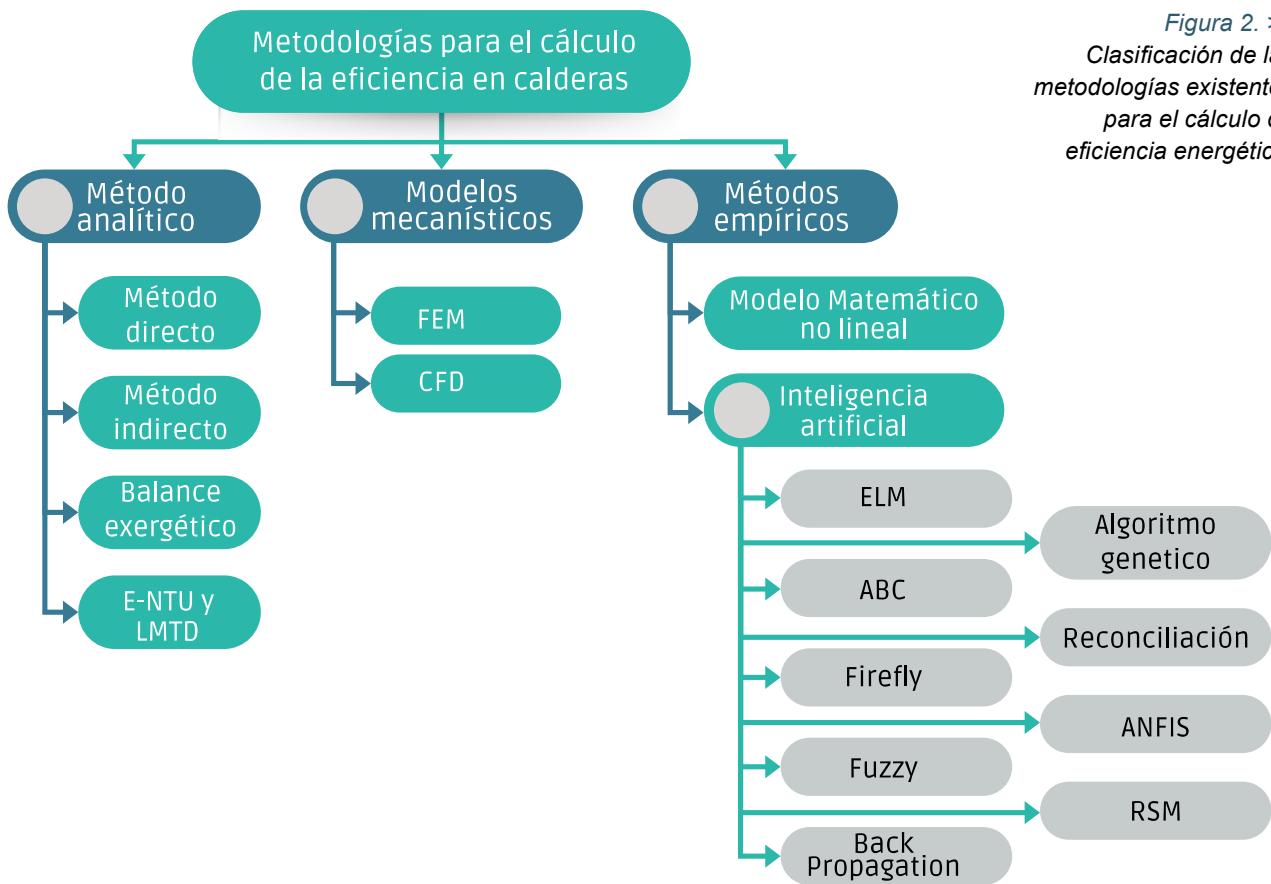


Figura 2. >>  
Clasificación de las metodologías existentes para el cálculo de eficiencia energética.

el combustible que realmente se está aprovechando, la eficiencia de la transferencia de calor en la zona de intercambio entre el gas caliente y el agua, que junto con las pérdidas menores asociadas a otros subsistemas como la purga engloban la eficiencia energética de la caldera [6].

Para las calderas piro-tubulares, los valores típicos de eficiencia, definida como la relación entre la energía que produce y la energía que se le suministra a un sistema, oscilan entre 65 % y 80 %. En el caso particular del gas natural como combustible, la eficiencia varía entre 76 % y 81 %. Las pérdidas de eficiencia también pueden deberse a falta de mantenimiento (30 % en el peor de los casos), malas relaciones

aire/combustible, uso del equipo por debajo de la carga mínima establecida y pérdidas por radiación debido a un mal aislamiento del sistema [7].

## 2 METODOLOGÍAS PARA EL CÁLCULO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN CALDERAS

A este respecto se encuentran metodologías aplicadas que van desde lo analítico, pasando por lo mecánico, hasta llegar a modelos empíricos basados en heurística, ajustes matemáticos o inteligencia artificial [8]. La clasificación de las diferentes metodologías se expone en la Figura 2.

## 2.1 MÉTODO ANALÍTICO

En el método analítico, se calcula la eficiencia a partir de balances energéticos y ecuaciones, pero es limitado en cuanto al poder visualizar de manera directa cómo influyen las diferentes variables operativas sobre la eficiencia. Dentro del método analítico, existe otra división en cuanto al cálculo de eficiencia energética de acuerdo con el Performance Test Code (PTC) de The American Society of Mechanical Engineers (ASME) en su edición 4-2013, el método directo e indirecto, entendiéndose el primero como la relación directa entre la energía aprovechada y la suministrada, y la segunda como una eficiencia calculada a partir de las pérdidas generadas en los diferentes subsistemas que constituyen la caldera [9].

### 2.1.1 MÉTODO DIRECTO

En este método, se emplea la Ecuación 1, que relaciona la energía presente en el vapor producido (energía aprovechada) y la energía disponible en el combustible empleado [10], en este caso, gas natural, siendo valores de interés el poder calorífico y la caracterización del combustible [11]. En la práctica, el cálculo suele basarse en el Poder Calorífico Inferior (PCI), que ya tiene en cuenta el calor perdido por la vaporización del agua en los productos, es decir para hacer el cálculo a partir del Poder Calorífico Superior (PCS) se debería eliminar el agua de los productos en estado líquido, por lo que su vaporización constituye una pérdida energética usualmente asociada al calor perdido con los humos [5].

$$\eta_c = \frac{Q_w}{Q_c} * 100 \quad [\%]. \quad (1)$$

En la Ecuación 1  $\eta_c$  es la eficiencia de la caldera,  $Q_w$  corresponde a la energía asociada al

vapor producido y  $Q_c$  es la energía suministrada por el combustible en forma de calor.

### 2.1.2 MÉTODO INDIRECTO

Se basa, esencialmente, en la suma de pérdidas energéticas, como se observa en las Ecuaciones 2 y 3. Las principales pérdidas de calor de una caldera incluyen (1) gas de combustión seco que sale, (2) humedad en el gas de combustión, (3) humedad en el aire de combustión, (4) radiación de la superficie de la caldera, (5) purga de agua y (6) otras pérdidas. En un estudio particular, Qu *et al.*, asumen las pérdidas debidas a 4, 5 y 6 como las constantes 0.015, 0.04 y 0.005, respectivamente [6, 12].

$$\eta_c = 100 - \sum q_n \quad (2)$$

$$\sum q_n = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + \dots \quad (3)$$

En la Ecuación 2,  $\eta_c$  es la eficiencia de la caldera. Se sustrae la sumatoria de las pérdidas energéticas para hallar la eficiencia en porcentaje. En la sumatoria, Ecuación 3, el término  $q_1$  corresponde a las pérdidas en el gas de combustión,  $q_2$  y  $q_3$  a la humedad en el gas y el aire de combustión, respectivamente,  $q_4$  a las pérdidas por radiación,  $q_5$  es la pérdida debida a la purga y  $q_6$  es la suma de las demás pérdidas. Diferentes autores difieren en cuanto al número de pérdidas principales. Para Bujak, se pueden identificar nueve (9), incluyendo las anteriormente mencionadas [13]. Sin embargo, la mayoría de los estudios coinciden en que la mayor cantidad de energía se pierde en la combustión, en los gases de combustión y en el intercambiador de calor [7, 14].

### 2.1.3 BALANCE EXERGÉTICO

Una vez se abordan temas como balances energéticos y pérdidas energéticas en procesos, hay un concepto que aparece necesariamente, la exergía. La exergía es el trabajo máximo disponible generado por una cantidad específica de energía o un flujo al llevarlo de un estado de referencia a un equilibrio termodinámico, tomando como referencia las condiciones ambientales. Un análisis exergético implementa simultáneamente la primera y segunda ley de la termodinámica, es decir, cantidad y calidad de la energía implicada en el proceso [15]. También puede emplearse para calcular la pérdida irreversible de energía en un proceso, entendiendo que no todas las irreversibilidades se pueden evitar y aun las que se pueden evitar no son equivalentes energéticamente, es decir, en la realidad ningún proceso llega a ser un 100% eficiente [16].

Behbahaninia *et al.*, realizan un análisis paramétrico de destrucción exergética y eficiencia exergética en relación con las condiciones de referencia ( $T = 25 \text{ °C}$  y  $P = 1 \text{ bar}$ ), que, siendo estrictos, debería tomarse como la condición ambiental más fría [10], hallando que la destrucción aumenta con el aumento de la temperatura mientras que la eficiencia disminuye. En ese mismo estudio, se encontró que la mayor cantidad de exergía se pierde en la unidad de combustión en comparación con la de intercambio de calor, ergo la eficiencia es mayor en el intercambiador debido a las grandes irreversibilidades que ocurren en la unidad de combustión [17]. De manera análoga al cálculo indirecto de la eficiencia energética, se puede dividir el cálculo de la exergía en 6 subsistemas: destrucción exergética en la caldera (combustión, como la principal pérdida), pérdidas a través de los muros, des-

trucción en el calentador, pérdida en el gas emitido, pérdida por formación de CO y pérdida por combustible sin quemar. Esto teniendo en cuenta que: (1) no se considera la purga como pérdida sino como exergía de producto, ya que esta depende de la calidad del agua y no de la eficiencia de la caldera como tal; (2) se considera el mezclador de aire, en el cual no hay pérdida energética, pero sí exergética debida a la mezcla y transferencia de calor; (3) no se tienen en cuenta la energía cinética y potencial en los balances; y (4) la pérdida exergética por combustión incompleta y por radiación son descartables en los cálculos, ya que se encontró que para un buen funcionamiento de los quemadores y un buen aislamiento, respectivamente, estos valores son despreciables. Un balance más general podría resumirse en la exergía del producto, del combustible, pérdidas y destrucción [15, 18].

### 2.1.4 $\varepsilon$ -NTU Y LMTD

El método de número de unidades transferidas (NTU por sus siglas en inglés) es usado para calcular la tasa de transferencia de calor en intercambiadores de calor, especialmente aquellos que funcionan a contracorriente, cuando no hay suficiente información para calcular la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD por sus siglas en inglés). La LMTD es usada para determinar la temperatura que impulsa el intercambio de calor en sistemas de flujo, mayormente intercambiadores de calor. La LMTD es una aproximación logarítmica de la diferencia de temperatura entre las entradas caliente y fría del intercambiador de calor y ambas salidas del intercambiador de calor, como puede observarse en la ecuación (4). Entre más grande sea la LMTD, mayor calor transferido [19].

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\Delta T_A - \ln\Delta T_B} \quad (4)$$

Donde  $\Delta T_A$  es la diferencia de temperatura entre las dos corrientes en el punto A,  $\Delta T_B$  es la diferencia de temperatura entre las dos corrientes en el lado contrario, en el punto B.

El método NTU es aplicable sin importar la distribución del flujo (flujo paralelo o contraflujo) porque la efectividad de los demás métodos depende de cálculos diferenciales y la temperatura logarítmica. Así, la efectividad de un intercambiador de calor, requiere definir la mayor cantidad de calor transferido posible, que se logra con contraflujo o una longitud que tiende a infinito, sometiendo los fluidos a una diferencia considerable de temperatura [14]. Estas metodologías son aplicadas para calcular subsistemas de la caldera que se pueden aproximar al comportamiento de un intercambiador de calor (intercambiador de calor principal, pre-calentadores, economizador).

Para el cálculo de la efectividad térmica del intercambiador a contracorriente, para el método NTU, se puede emplear la siguiente expresión.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(-NTU * \left(1 - \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}\right)\right)}{1 - \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} * \exp\left(-NTU * \left(1 - \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}\right)\right)} \quad (5)$$

Donde

$$NTU = \frac{k * A}{\dot{C}_{min}} \quad (6)$$

$$\dot{C}_{min} = \min\left[(C_p \dot{m})_{gas}, (C_p \dot{m})_{vapor}\right] \quad (7)$$

Donde  $\dot{C}_{min}$  es el menor entre el flujo de vapor y de gases de chimenea, multiplicados por su respectiva capacidad calorífica, k es la constante de transferencia y A es el área superficial de intercambio de calor [19].

## 2.2 MODELOS MECANÍSTICOS

En este modelo se asume que puede comprenderse un sistema complejo examinando el funcionamiento de sus partes y la manera en que se juntan. Los modelos mecanísticos suelen tener un aspecto físico, tangible, los componentes del sistema son reales, sólidos y visibles.

### 2.2.1 FEM

El Método de Elementos Finitos, FEM por sus siglas en inglés, es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy complejas utilizado en diversos problemas de ingeniería y física. Se usa para resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas, en el diseño de aplicaciones industriales y en la simulación de sistemas físicos complejos. Su principal requisito es que las ecuaciones constitutivas y ecuaciones de evolución temporal del problema sean conocidas de antemano [20]. Se divide el sistema para hacer un cálculo progresivo de las partes. Normalmente es empleado en los intercambiadores de calor, de manera que se plantea un balance de masa y de energía para cada uno de los n elementos en los que se divide el subsistema [21].

### 2.2.2 CFD

Una de las metodologías más complejas, y, por lo tanto, la que mejor describe el comportamiento real de una caldera es el Modelado



**Tabla 1. >> Comparación cualitativa de las diferentes metodologías existentes para el cálculo/modelado de la eficiencia energética en calderas [25-29].**

| Metodología                       | Ventajas   | Desventajas   |
|-----------------------------------|--|---|
| Modelo analítico adiabático       | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Capacidad de cálculo en tiempo real.</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Asume temperatura constante del gas.</li> <li>- Suele incluir cálculos de los subsistemas, no de la caldera entera.</li> </ul>   |
| $\epsilon$ -NTU                   | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Modelo ajustable a cálculos online.</li> <li>- Método simplificado de modelado de los intercambiadores de calor bajo la suposición de calor específico constante en ambos fluidos.</li> <li>- Método usable para el cálculo de las temperaturas a la salida del intercambiador de calor basado en las temperaturas de entrada.</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>- La necesidad de usar operaciones matemáticas que solo pueden emplearse con números adimensionales.</li> <li>- No se puede emplear con fluidos cuyo calor específico no es constante, o depende de temperatura y presión.</li> </ul>  |
| LMTD                              | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Capacidad de cálculo en tiempo real.</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Requiere tiempo para el cálculo iterativo de la temperatura de fluido a la salida del intercambiador.</li> <li>- Modelado del intercambiador de calor, no de la caldera completa.</li> </ul>   |
| FEM (método de elementos finitos) | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Confiabilidad en los cálculos debido al detalle que se alcanza.</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Complejidad de cálculos para subsistemas que podrían modelarse de manera empírica.</li> </ul>  |
| CFD                               | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Obtención de resultados para formas complicadas que no se pueden calcular de manera analítica.</li> <li>- Presentación de distribuciones detalladas de parámetros seleccionados que son resultado de la simulación.</li> <li>- Simulación de varias condiciones.</li> <li>- Visualización de los resultados de los cálculos.</li> <li>- Análisis del problema en detalle sin el consumo de tiempo y costo de investigación experimental.</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Gran poder de cómputo requerido.</li> <li>- Largo tiempo de cálculo.</li> <li>- Los cálculos no pueden hacerse en tiempo real debido a los largos tiempos de cálculo.</li> <li>- La posibilidad de error asociado al modelo aplicado, condiciones de frontera, discretización y redondeo de los resultados de los cálculos.</li> </ul> |

Dinámico Computacional de Fluidos (CFD por sus siglas en inglés). Esta técnica consiste en el modelado detallado de los líquidos o gases presentes en el proceso basándose en las propiedades fisicoquímicas de los mismos, generando modelos tridimensionales realistas del comportamiento de los fluidos [22]. Estos modelos facilitan la correcta simulación del flujo turbulento del gas, la transferencia de calor por radiación durante los pasos del gas y las interacciones por convección con las paredes

de la cámara de combustión, pero debido a los altos requerimientos computacionales, su uso para el monitoreo y simulación online depende de la capacidad de cómputo disponible, y suele emplearse para casos de estudio específicos o de manera académica [20, 23].

Cuando el nivel de detalle requiere una simulación por medio de CFD, se realiza la misma para el subsistema específico que lo requiere. Normalmente, se modela el intercambia-

dor de calor y la zona de transferencia de calor por régimen convectivo, así como para predecir la emisión de contaminantes [19], y en casos específicos para encontrar fallas en el funcionamiento de una caldera o para prevenirlos. Los demás subsistemas se calculan a partir de modelos matemáticos menos complejos, para los cuales la caldera funciona de alguna manera como una caja negra comparado con la complejidad del CFD [24].

Una vez descritas las diferentes metodologías empleadas en la literatura para el modelado de la eficiencia de calderas, se realiza la Tabla 1 con las ventajas y desventajas que atañen a cada uno de los modelos para tener una visión más clara de la aplicabilidad o no aplicabilidad de cada una de ellas al proyecto en cuestión.

### 2.3 MODELADOS EMPÍRICOS

Debido a que los modelos mecánicos encuentran cierta dificultad a la hora de ajustarse al comportamiento no lineal de las calderas, últimamente, se han realizado una buena cantidad de estudios en cuanto a la optimización del funcionamiento de la inteligencia artificial como una alternativa al modelado matemático no lineal básico. En la inteligencia artificial, las redes neuronales (ANN por sus siglas en inglés) se consolidan como una de las herramientas más usadas para generar estas aproximaciones basadas en datos empíricos o provenientes de su contraparte analítica, constituyendo estos últimos, sistemas híbridos [30]. Las ANN consisten en una aproximación al funcionamiento de las neuronas, de ahí su nombre, contando con diferentes capas: una capa donde se ubican las variables de entrada (input), y una(s) capa(s) oculta(s) intermedia(s) que finalmente derivan en la

capa que genera las variables de interés (output). La comunicación, o relación entre las capas está dada por la conexión de los componentes de esta, generando una red. Dicha comunicación se rige por un peso, que es un valor obtenido a través del entrenamiento de la red [30, 31]. Como las redes neuronales dependen estrictamente del conjunto de entrenamiento que se emplee, pueden constituir modelos híbridos dependiendo de si el conjunto de entrenamiento proviene de un análisis analítico, o es un conjunto de datos obtenidos de la literatura. El modelado mediante inteligencia artificial tiene dos fases principales, una fase de aprendizaje o entrenamiento y otra de operación o aplicación. En la primera se usa un modelo ajustado al sistema de interés o una base de datos para generar los coeficientes asociados a cada una de las variables que posteriormente se emplean para hacer las predicciones [32]. A continuación, se describe el método base (modelado matemático no lineal) y varias metodologías asociadas a la inteligencia artificial.

#### 2.3.1 MODELADO MATEMÁTICO NO LINEAL

Los modelados matemáticos tienen como objetivo principal encontrar las variables más influyentes del sistema, así como las variables de salida de interés y generar un modelo alrededor de estos datos [13]. Por ejemplo, Zhou, a partir de cálculos realizados siguiendo la ASME-PTC, obtiene curvas de temperatura del aire vs. eficiencia, que emplea para modelar la eficiencia respecto a la temperatura del aire a la entrada del quemador [33]. En el caso de Ochoa *et al.*, se emplea el índice de rendimiento energético, la ISO 15001 [34]. En otro estudio se emplea una proyección económica también conocida como el sistema 3E (Eficiencia, Economía, Medioambiente-Envi-

ronment-), manejan los cálculos energéticos básicos y se centran más en la disponibilidad energética del combustible que en la eficiencia como tal de la caldera [35]. De manera complementaria, en la metodología descrita por Rusinowski & Stanek, se emplea la norma DIN 1942 para los balances de materia y energía, que posteriormente se emplea como entrada de una red neuronal [30].

### 2.3.2 ELM

Extreme learning machine ELM es una nueva red neuronal de alimentación de capa oculta (SLFN) en la que los pesos de entrada y los sesgos de los nodos de capa oculta se generan aleatoriamente sin ajustar y el peso de salida se determina analíticamente, por lo que no requiere de valores iniciales, lo que aumenta la aleatoriedad que normalmente tienen otros sistemas en los que se fija un valor inicial basados en heurística [36].

### 2.3.3 ALGORITMO DE COLONIA DE ABEJAS (ABC)

El Algoritmo de Colonia de Abejas (ABC), suele ser empleado junto con el ELM y consiste en una colonia que se compone de tres grupos de abejas: abejas obreras, espectadoras y exploradoras. Se supone que solo hay una abeja obrera para cada fuente de alimento. Es decir, el número de abejas obreras en la colonia es igual al número de fuentes de alimento. Las abejas obreras van a su fuente de alimento y regresan a la colmena. En cuanto se quedan sin fuente de alimento, se convierten en exploradoras y comienzan a buscar una nueva fuente de alimento [36].

### 2.3.4 ALGORITMO DE LUCIÉRNAGAS (FIREFLY)

Este algoritmo de entrenamiento de redes neuronales que funciona bajo la premisa de que las luciérnagas se atraen más en cuanto

más brille el objetivo, de esta manera se da un valor inicial de entrada y se establece un brillo particular a la función objetivo [8]. Esta metodología necesita valores de entrada y salida para entrenar la red neuronal, ya sea de valores simulados o reales. El algoritmo Firefly es más preciso que el back propagation para correlaciones no lineales como las de las calderas [37].

### 2.3.5 RED NEURONAL GAUSSIANA Y DIFUSA (FUZZY)

Para una red neuronal difusa, la conexión sináptica es representada como una relación difusa de dos dimensiones, con una entrada y una salida sináptica, lo que para el entrenamiento genera una relación bidimensional para cada sinapsis. Al tener doble dependencia en lugar de la dependencia unidimensional de las redes normales, el modelado es más eficiente y se tiene una mayor confiabilidad en la predicción. Sin embargo, debe conocerse el sistema a trabajar para dotar a la red de unos buenos valores iniciales, resultando así en una mayor eficiencia computacional [38, 39].

### 2.3.6 BACK PROPAGATION

El algoritmo de Back Propagation (BP) ha sido ampliamente usado en el entrenamiento de redes neuronales para aprendizaje supervisado. El BP calcula el gradiente de la función de pérdida con respecto a los pesos de la red para un único ejemplo de entrada-salida, empezando de atrás hacia adelante como su nombre sugiere, y teniendo en cuenta todos los pesos para cada capa por regla de cadena, así evita cálculos redundantes en los términos intermedios para el caso de redes con cierta complejidad [40, 41].

### 2.3.7 ALGORITMO GENÉTICO

Es un algoritmo de búsqueda basado en la heurística que imita el proceso de selección natural, utilizando métodos como el empleo en mutación o cruces para generar nuevos genotipos con la esperanza de encontrar buenas soluciones a un problema dado. En el caso específico de Zhang *et al.*, se emplea para optimizar una metodología y buscar una solución en tiempo real actualizada cada 30 segundos [42].

### 2.3.8 MÉTODO DE RECONCILIACIÓN DE DATOS

De manera bastante simplificada, consiste en tomar datos que tienen cierto error asociado y reducir ese error [43]. En la literatura, se hacen balances de energía y de masa normales, y a partir de este modelo se hace la reconciliación de los datos. Los resultados de las medidas tienen errores asociados a la precisión de los equipos usados para tal propósito, fallas en los mismos, o mal procesamiento de la señal. Estos errores pasan a las ecuaciones o modelos empleados, y dependiendo del grado de complejidad de las mismas, tienden a aumentar. De manera que la reconciliación de datos permite calcular de forma más confiable medidas de temperatura, que es una de las variables principales en procesos térmicos; evaluar la precisión de los resultados corregidos de las medidas y cantidades desconocidas calculadas; y reducir la incertidumbre de las medidas tomadas y el control del cumplimiento de la incertidumbre supuesta de las mediciones [44].

### 2.3.9 ANFIS

ANFIS (adaptive neuro-fuzzy inference system) es una clase de redes de avance multicapa adaptables. ANFIS incorpora la capacidad de autoaprendizaje de la red neuronal con

la función de expresión lingüística de la inferencia difusa. ANFIS permite que las reglas if-then y la función de pertenencia se construyan en función de los datos históricos, y de forma sincronizada incluye la naturaleza adaptable para fines de ajuste automático [36].

### 2.3.10 RSM

RSM (response surface method) es una metodología para entrenar una red neuronal. La metodología de superficie de respuesta (RSM) explora las relaciones entre varias variables explicativas y una o más variables de respuesta. La idea principal de RSM es utilizar una secuencia de experimentos diseñados para obtener una respuesta óptima. Box y Wilson sugieren usar un modelo polinómico de segundo grado para hacer esto. Reconocen que este modelo es sólo una aproximación, pero lo utilizan porque un modelo de este tipo es fácil de estimar y aplicar, incluso cuando se sabe poco sobre el proceso. En la literatura revisada se aplica en una red tipo 2-5-1 (input, hidden layer and output, respectivamente) y el ajuste logrado es de 0.98 aproximadamente [45].

## 3 ANÁLISIS DEL PANORAMA DE MODELADO

Una vez expuestas las diferentes metodologías de modelado empírico, se construye la Tabla 2, para obtener una comparación cualitativa de las diferentes metodologías encontradas en la literatura.

Teniendo en cuenta que el propósito de las diferentes metodologías es calcular la eficiencia energética, resulta útil un diagrama de Sankey (Figura 3) que permita visualizar de manera más clara qué sucede con la energía



**Tabla 2. >> Comparación cualitativa de los diferentes modelados empíricos existentes para el cálculo de la eficiencia energética en calderas [46-50].**

| Metodología                                     | Ventajas  | Desventajas   |
|---|---|---|
| <b>Modelo matemático no lineal</b>              | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Modelo con parámetros distribuidos.</li> <li>- Modelo matemático de la caldera completa.</li> <li>- Modelo ajustable para monitoreo online.</li> <li>- El modelo incluye los flujos reales de los intercambiadores de calor.</li> <li>- Permite determinar temperaturas a la salida del tubo y en las superficies.</li> <li>- Permite determinar incrustaciones para todas las superficies de calentamiento de la caldera.</li> <li>- Permite simular la operación de la caldera.</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- La necesidad de ajustar/afinar bien el modelo para que los resultados del modelado y los medidos sean compatibles.</li> <li>- Solo se modela la transferencia de calor por radiación.</li> <li>- Se asume temperatura constante a lo largo de la carcasa.</li> </ul> |
| <b>Aprendizaje automático extremo (ELM)</b>     | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Alto grado de modelado, mejor capacidad y velocidad de aprendizaje.</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Incertidumbre debida a inicialización arbitraria.</li> </ul>   |
| <b>Back propagation</b>                         | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Ampliamente empleado y estudiado.</li> <li>- Simple y eficiente.</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Puede estancarse en un mínimo local.</li> <li>- Parálisis de la red neuronal.</li> <li>- Convergencia lenta.</li> </ul>  |
| <b>Algoritmo de luciérnagas</b>                 | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Simple y eficiente.</li> <li>- Basado en la naturaleza como las redes neuronales.</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Puede generarse movimientos aleatorios dentro de la convergencia.</li> </ul>   |
| <b>Red neuronal Gaussiana y borrosa (fuzzy)</b> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Modelado y control eficiente.</li> <li>- Confiabilidad en la predicción y eficiencia computacional.</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Requiere conocimiento preciso del sistema.</li> <li>- Aleatoriedad en el proceso de aprendizaje.</li> </ul>  |
| <b>Algoritmo genético</b>                       | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Buen manejo de características desconocidas del sistema.</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Desempeño limitado en tiempo real.</li> </ul>  |
| <b>Método de reconciliación de datos</b>        | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Mejor precisión, incertidumbre reducida.</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Cálculo derivativo, actualización por Jacobiano, inversión de matrices, tasa de convergencia lenta, alto esfuerzo computacional.</li> </ul>  |
| <b>Colonia de abejas artificial mejorada</b>    | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Resuelve problemas no lineales y multifacéticos.</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- La división del sistema en segmentos y el mejoramiento condicional llevan a demasiada complejidad.</li> </ul>  |
| <b>ANFIS</b>                                    | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Se corrige a sí misma.</li> </ul>  |   |
| <b>RSM</b>                                      | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Presenta muy buenas aproximaciones.</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>- La codependencia de variables puede generar complejidad indeseada.</li> </ul>  |

que entra a la caldera y la proporción de las diferentes pérdidas.

Los distintos enfoques de modelado utilizan conjuntos diferentes de variables de entrada. La Tabla 3 resume las generalidades de las variables de entrada requeridas por los dife-

rentes modelados de eficiencia energética de calderas.

Es importante tener en cuenta que los modelos empíricos no tienen una restricción de variables como tal ya que, dependiendo del sistema a analizar, las variables de interés y

Figura 3. >>  
Diagrama de Sankey  
del flujo de energía  
asociado a eficiencia  
en una caldera.

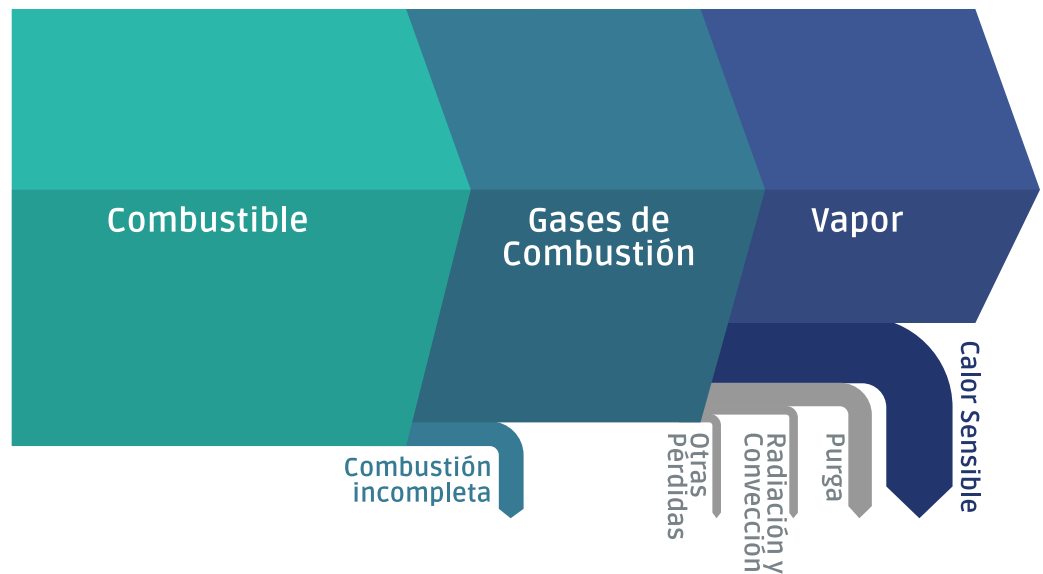


Tabla 3. >> Listado de las variables más representativas para algunas de las metodologías estudiadas [51-58].

| Metodología      | Modelo                          | Variables críticas  |
|------------------|---------------------------------|---|
| Modelo analítico | Directo                         | Las variables definidas para el cálculo directo de la eficiencia.   |
|                  | Indirecto                       | Las variables definidas para la cámara de combustión, intercambiador de calor, pérdidas con el medio y purga.   |
|                  | $\epsilon$ -NTU y LMTD          | Las variables definidas para el intercambiador de calor y pérdidas de calor con el medio.   |
| Mecanísticos     | FEM y CFD                       | Propiedades fisicoquímicas de los fluidos, geometría de la caldera, coeficientes para realizar balances de masa y de energía (presión, temperatura, capacidad calorífica).  |
| Empíricos        | Modelo matemático no lineal     | Normalmente los valores más usados son exceso de aire y propiedades de la corriente de vapor de salida y el combustible y/o el aire a la entrada, o relaciones entre éstas. |
|                  | ELM, ANFIS y ABC                | Carga, flujo de aire, flujo de combustible, tasa de alimentación de carbón, carbón en la escoria, concentración de oxígeno en los gases de salida, eficiencia.              |
|                  | Algoritmo luciérnagas (Firefly) | Flujo de combustible, flujo de aire, flujo de agua, flujo de vapor, presión del vapor, temperatura de salida.   |
|                  | Back propagation                | Carga, contenido de oxígeno, exceso de aire, presión de entrada, capacidad calorífica del combustible, eficiencia.  |
|                  | Reconciliación de datos         | Usa modelos existentes; las variables dependerían del modelo base.  |
|                  | RSM                             | Flujo de vapor, temperatura de salida del vapor, eficiencia.  |

las variables críticas (independientes) pueden cambiar totalmente. Lo que sí se puede resaltar es que normalmente no cuentan con variables intermedias. Para los métodos que implican inteligencia artificial existen variables de entrada y salida de la red neuronal. ELM, ANFIS y ABC se presentan como uno solo ya que fueron aplicados en un mismo modelo, ELM para construir el modelo global, ANFIS para corregir errores de ELM y PS-ABC para optimizar los pesos y valores de partida de ELM [36].

Finalmente, cabe resaltar que en el uso de cualquier metodología es importante la precisión de los instrumentos de medida [59], cuidando que, para las variables más sensibles, dependiendo de cada método, se realice una calibración frecuente y se cuente con un error por debajo de la influencia de la variable. En particular, la temperatura es un valor crítico para los balances energéticos y la fiabilidad de su medición se hace imperativa para un buen cálculo de la eficiencia energética [60]. Incluso existen modelos que a partir de modelados de inteligencia artificial plantean metodologías para el cálculo de entropías o eficiencias a partir de solamente medidas de temperatura [61].

#### 4 CONCLUSIONES

La revisión de las diferentes metodologías revela que el modelado de la eficiencia y desempeño de calderas cuenta con un amplio abanico de posibilidades que depende en la mayoría de los casos del sistema específico que se esté analizando. De manera general, para realizar una primera aproximación se emplean los métodos analíticos, y para casos

de estudio o sistemas que requieran de mayor detalle, los modelos mecanísticos son de mayor utilidad.

Aunque para el cálculo de eficiencia y desempeño global del sistema pueden emplearse métodos analíticos, en la práctica, los modelos empíricos, bien sea basados en regresiones o algoritmos de inteligencia artificial, son los más empleados una vez se tiene acceso a una base de datos, que se genera a partir de balances guiados por la norma que rige los cálculos de eficiencia analíticos (ASME-PTC 4 de 2013). Estos modelos dependen del sistema a analizar, de acuerdo con eso, las variables de interés, y las variables críticas (independientes) pueden cambiar totalmente.

El constante avance de las diferentes tecnologías hace necesaria una profundización de las metodologías emergentes relacionadas con inteligencia artificial. Con énfasis en el funcionamiento de las redes neuronales y las diferentes combinaciones posibles entre las metodologías expuestas para generar sistemas híbridos, que se generan para cubrir las falencias de unas metodologías con las fortalezas de otras.

#### AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue financiado con recursos provenientes del SENA y MINCIENCIAS a través del FONDO NACIONAL DE FINANCIAMIENTO PARA LA CIENCIA, LA TECNOLOGÍA Y LA INNOVACIÓN, FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS y en el marco del contrato 80740-415-2020. El Centro Industrial de Mantenimiento Integral (CIMI) del SENA en Santander participa en el plan de transferencia del presente proyecto.

**BIBLIOGRAFÍA**

- [1] Kerr, D., Blair, A., D., K., & A., B. (2011). Thermal Power Plant Performance Analysis. In *Physiotherapy (united kingdom)*. (Vol. 97, Issue var.pagings). <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/j.physio.2011.04.002>
- [2] Taler, J., Dzierwa, P., Taler, D., & Harchut, P. (2015). Optimization of the boiler start-up taking into account thermal stresses. *Energy*, 92, 160–170. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.03.095>
- [3] Kær, S. K. (2004). Numerical modelling of a straw-fired grate boiler. *Fuel*, 83(9), 1183–1190. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2003.12.003>
- [4] Dedovic, N., Igić, S., Janic, T., Matic-Kekic, S., Ponjican, O., Tomic, M., & Savin, L. (2012). Efficiency of small scale manually fed boilers -mathematical models. *Energies*, 5(5), 1470–1489. <https://doi.org/10.3390/en5051470>
- [5] Arrieta, A. A. (2003). Análisis comparativo de eficiencias de combustión en un generador de vapor cuando se utiliza gas natural y diesel de caldera (p. 13).
- [6] Qu, M., Abdelaziz, O., & Yin, H. (2014). New configurations of a heat recovery absorption heat pump integrated with a natural gas boiler for boiler efficiency improvement. *Energy Conversion and Management*, 87, 175–184. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.083>
- [7] Barma, M. C., Saidur, R., Rahman, S. M. A., Allouhi, A., Akash, B. A., & Sait, S. M. (2017). A review on boilers energy use, energy savings, and emissions reductions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79(May), 970–983. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.187>
- [8] Savargave, S. B., & Lengare, M. J. (2018). Modeling and Optimizing Boiler Design using Neural Network and Firefly Algorithm. *Journal of Intelligent Systems*, 27(3), 393–412. <https://doi.org/10.1515/jisys-2016-0113>
- [9] American Society Mechanical Engineering. (2013). PTC 4-2013 Fired Steam Generators. 2013.
- [10] Lang, F. D. (2009). Errors in boiler efficiency standards. *American Society of Mechanical Engineers, Power Division (Publication) PWR*, 487–501. <https://doi.org/10.1115/POWER2009-81221>
- [11] Kaewboonsong, W., Kuprianov, V. I., & Chovichien, N. (2006). Minimizing fuel and environmental costs for a variable-load power plant (co-)firing fuel oil and natural gas. Part 1. Modeling of gaseous emissions from boiler units. *Fuel Processing Technology*, 87(12), 1085–1094. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2006.08.003>
- [12] Retirado-Mediaceja, Y., Camaraza-Medina, Y., Sánchez-Escalona, A. A., Laurencio-Alfonso, H. L., Salazar-Corrales, M. F., & Zalazar-Oliva, C. (2020). Thermo-exergetic assessment of the steam boilers used in a cuban thermoelectric facility. *International Journal of Design and Nature and Ecodynamics*, 15(3), 291–298. <https://doi.org/10.18280/ij dne.150302>
- [13] Bujak, J. (2008). Mathematical modelling of a steam boiler room to research thermal efficiency. *Energy*, 33(12), 1779–1787. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.08.004>
- [14] Trojan, M. (2019). Modeling of a steam boiler operation using the boiler nonlinear mathematical model. *Energy*, 175, 1194–1208. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.160>
- [15] Behbahaninia, A., Ramezani, S., & Lotfi Hejrandoost, M. (2017). A loss method for exergy auditing of steam boilers. *Energy*, 140, 253–260. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.08.090>
- [16] Lozano, M. A., & Valero, A. (1993). Theory of exergetic cost. In *Energy* (Vol. 18, Issue 9, pp. 939–959).
- [17] Terhan, M., & Comakli, K. (2017). Energy and exergy analyses of natural gas-fired boilers in a district heating system. *Applied Thermal Engineering*, 121(April), 380–387. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.091>
- [18] Doroti, H., Puk ec, T., & Dui, N. (2020). Analy-

- sis of displacing natural gas boiler units in district heating systems by using multi-objective optimization and different taxing approaches. *Energy Conversion and Management*, 205(September 2019). <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112411>
- [19] Modliński, N., Szczepanek, K., Nabagło, D., Madejski, P., & Modliński, Z. (2019). Mathematical procedure for predicting tube metal temperature in the second stage reheater of the operating flexibly steam boiler. *Applied Thermal Engineering*, 146(June 2018), 854–865. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.063>
- [20] Tognoli, M., Najafi, B., & Rinaldi, F. (2018). Dynamic modelling and optimal sizing of industrial fire-tube boilers for various demand profiles. *Applied Thermal Engineering*, 132, 341–351. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.082>
- [21] Zhang, R., Yang, H., Hu, N., Lu, J., & Wu, Y. (2013). Experimental investigation and model validation of the heat flux profile in a 300MW CFB boiler. *Powder Technology*, 246, 31–40. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2013.04.038>
- [22] Hasini, H., Yusoff, M. Z., Shuaib, N. H., Boosroh, M. H., & Haniff, M. A. (2009). Analysis of flow and temperature distribution in a full scale utility boiler using CFD. *ICEE 2009 - Proceeding 2009 3rd International Conference on Energy and Environment: Advancement Towards Global Sustainability*, 2(December), 208–214. <https://doi.org/10.1109/ICEENVIRON.2009.5398646>
- [23] Díez, L. I., Cortés, C., & Campo, A. (2005). Modelling of pulverized coal boilers: Review and validation of on-line simulation techniques. *Applied Thermal Engineering*, 25(10), 1516–1533. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.10.003>
- [24] Abroshan, H. (2020). An integrated model to study the effects of operational parameters on the performance and pollutant emissions in a utility boiler. *Journal of Thermal Engineering*, 6(4), 474–498. <https://doi.org/10.18186/THERMAL.764157>
- [25] Feng, H., Xie, Z., Chen, L., Wu, Z., & Xia, S. (2020). Constructal design for supercharged boiler superheater. *Energy*, 191(xxxx), 116484. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116484>
- [26] Hanby, V. I. (2007). Modelling the performance of condensing boilers. *Journal of the Energy Institute*, 80(4), 229–231. <https://doi.org/10.1179/174602207X241923>
- [27] Madejski, P., & ymełka, P. (2020). Calculation methods of steam boiler operation factors under varying operating conditions with the use of computational thermodynamic modeling. *Energy*, 197. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117221>
- [28] Rehan, A., Habib, M. A., Elshafei, M., & Alzaharnah, I. T. (2018). Modeling Time Variations of Boiler Efficiency. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, 140(5), 1–58. <https://doi.org/10.1115/1.4038236>
- [29] [29] Satyavada, H., & Baldi, S. (2018). Monitoring energy efficiency of condensing boilers via hybrid first-principle modelling and estimation. *Energy*, 142, 121–129. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.09.124>
- [30] Rusinowski, H., & Stanek, W. (2007). Neural modelling of steam boilers. *Energy Conversion and Management*, 48(11), 2802–2809. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.06.040>
- [31] Irwin, G., Brown, G., Hogg, B., & Swidenbank, E. (1995). Neural network modelling of a 200MW boiler system. *IEE Proceedings: Control Theory and Applications*, 142(6), 529–536. <https://doi.org/10.1049/ip-cta:19952293>
- [32] Saha, P. K., Shoib, M., & Kamruzzaman, J. (1998). Development of a neural network based integrated control system of 120 ton/h capacity boiler. *Computers and Electrical Engineering*, 24(6), 423–440. [https://doi.org/10.1016/S0045-7906\(98\)00020-2](https://doi.org/10.1016/S0045-7906(98)00020-2)
- [33] Zhou, J. (2002). IMPROVING BOILER EFFICIENCY MO-



- DELING BASED ON AMBIENT AIR TEMPERATURE.
- [34] Ochoa, G. V., Rojas, J. P., & Avella, J. C. (2019). Energy optimization of industrial steam boiler using energy performance indicator. *International Journal of Energy Economics and Policy*, 9(6), 109–117. <https://doi.org/10.32479/ijeep.8188>
- [35] Zhao, J., Duan, Y., & Liu, X. (2019). Study on the policy of replacing coal-fired boilers with gas-fired boilers for central heating based on the 3E system and the TOPSIS method: A case in Tianjin, China. *Energy*, 189, 116206. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116206>
- [36] Li, G., Niu, P., & Xiao, X. (2012). Development and investigation of efficient artificial bee colony algorithm for numerical function optimization. *Applied Soft Computing Journal*, 12(1), 320–332. <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2011.08.040>
- [37] Savargave, S. B. (2017). Self-Adaptive Firefly Algorithm with Neural Network for Design Modelling and Optimization of Boiler Plants. 289–293.
- [38] Treedet, W., & Suntivarakorn, R. (2014). Use of fuzzy logic to control air intake for increase in boiler efficiency. *Applied Mechanics and Materials*, 564, 275–280. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.564.275>
- [39] Tang, Z., Li, Y., & Kusiak, A. (2020). A Deep Learning Model for Measuring Oxygen Content of Boiler Flue Gas. *IEEE Access*, 8, 12268–12278. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2965199>
- [40] Rusinowski, H., & Stanek, W. (2010). Hybrid model of steam boiler. *Energy*, 35(2), 1107–1113. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.06.004>
- [41] Kljaji, M., Gvozdenac, D. ., & Vukmirovi, S. (2012). Use of Neural Networks for modeling and predicting boiler's operating performance. *Energy*, 45(1), 304–311. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.067>
- [42] Zhang, Y., Ding, Y., Wu, Z., Kong, L., & Chou, T. (2007). Modeling and coordinative optimization of NO<sub>x</sub> emission and efficiency of utility boilers with neural network. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 24(6), 1118–1123. <https://doi.org/10.1007/s11814-007-0131-6>
- [43] Szega, M. (2020). Methodology of advanced data validation and reconciliation application in industrial thermal processes. *Energy*, 198, 117326. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117326>
- [44] Szega, M., & Nowak, G. T. (2015). An optimization of redundant measurements location for thermal capacity of power unit steam boiler calculations using data reconciliation method. *Energy*, 92, 135–141. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.03.125>
- [45] Maddah, H., Sadeghzadeh, M., Ahmadi, M. H., Kumar, R., & Shamshirband, S. (2019). Modeling and efficiency optimization of steam boilers by employing neural networks and response-surface method (RSM). *Mathematics*, 7(7). <https://doi.org/10.3390/math7070629>
- [46] Ding, Y., Liu, J., Xiong, J., Jiang, M., & Shi, Y. (2018). Optimizing boiler control in real-time with machine learning for sustainability. *International Conference on Information and Knowledge Management, Proceedings*, 2147–2154. <https://doi.org/10.1145/3269206.3272024>
- [47] Duan, A., Wu, J., & Huang, Y. (2017). Thermodynamic calculation and optimization of thermal power boiler based on flexible equilibrium analysis method. *Chemical Engineering Transactions*, 62, 343–348. <https://doi.org/10.3303/CET1762058>
- [48] Fraile, J. C., San-José, J., & González-Alonso, A. (2014). A boiler room in a 600-bed hospital complex: Study, analysis, and implementation of energy efficiency improvements. *Energies*, 7(5), 3282–3303. <https://doi.org/10.3390/en7053282>
- [49] Kuprianov, V. I., Kaewboonsong, W., & Douglas, P. L. (2008). Minimizing fuel and environmental costs for a variable-load power plant (co-)firing fuel oil and natural gas Part 2. Optimization of load dispatch. *Fuel Processing Technology*, 89(1), 55–61.

- <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2007.07.001>
- [50] Sáez, A. (2017). Aplicación del software Wonderware a simuladores industriales de procesos. 161.
- [51] Apaza, U., Delgado, A., Garcilazo, I., & Obregón, I. (2017). Sistema De Automatización De Un Caldero De 30 Bhp Para El Mejoramiento De La Eficiencia Energética Utilizando Variables Termodinámicas. *Revista Científica TECNIA*, 24(1), 5. <https://doi.org/10.21754/tecnia.v24i1.26>
- [52] Bahadori, A., & Vuthaluru, H. B. (2010). Estimation of energy conservation benefits in excess air controlled gas-fired systems. *Fuel Processing Technology*, 91(10), 1198–1203. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.03.033>
- [53] Chen, W., Shang, S., Wang, B., Li, X., Cao, Y., & Shi, W. (2020). Experimental study on effects of supply-air humidification on energy and emission performance of domestic gas boilers. *Energy and Buildings*, 209, 109726. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109726>
- [54] Gutiérrez Ortiz, F. J. (2011). Modeling of fire-tube boilers. *Applied Thermal Engineering*, 31(16), 3463–3478. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.07.001>
- [55] Hamouda, A. S. (2019). Computer-Based Boiler Efficiency Improvement , Studying the Most Effective Parameters : A Case Study. 5(8), 72–77.
- [56] Huang, B. J., Yen, R. H., & Shyu, W. S. (1988). A steady-state thermal performance model of fire-tube shell boilers. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110(2), 173–179. <https://doi.org/10.1115/1.3240098>
- [57] Jafari, M., Salimifard, M., & Dehghani, M. (2012). Gradient based iterative identification of multivariable Hammerstein-Wiener models with application to a steam generator boiler. *ICEE 2012 - 20th Iranian Conference on Electrical Engineering*, 916–921. <https://doi.org/10.1109/Iranian-CEE.2012.6292484>
- [58] Li, L., Li, N., Wen, D., Yao, Y., Zhou, Q., & Ao, Y. (2020). Experimental study on heat transfer process in boilers to predict thermal strain/stress distribution and deformation risk of membrane walls. *Process Safety and Environmental Protection*, 138, 186–198. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2020.03.018>
- [59] Liu, F., Zheng, L., & Zhang, R. (2020). Emissions and thermal efficiency for premixed burners in a condensing gas boiler. *Energy*, 202(x), 117449. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117449>
- [60] De Paepe, M., T'Joel, C., Huisseune, H., Van Belleghem, M., & Kessen, V. (2013). Comparison of different testing methods for gas fired domestic boiler efficiency determination. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 275–281. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.06.027>
- [61] Osara, J. A., & Bryant, M. D. (2020). A temperature-only system degradation analysis based on thermal entropy and the degradation-entropy generation methodology. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120051>

# Cálculo del Tiempo de Venteo de Gas de un Gasoducto

## Blowdown Time Calculation For A Gas Pipeline

**Manuel Angulo Bustillo**

Ingeniero Consultor Independiente  
manuel.angulo@ezpipecalc.com

**RESUMEN:** Durante los procesos de puesta en servicio o por trabajos de mantenimiento de gasoductos, es necesario desocupar la tubería del gas contenido en ella, tomando especial importancia el cálculo del tiempo que demora esta operación de venteo, para la planeación de dicha tarea y las que se suceden posteriormente.

A través de las teorías de la mecánica de fluidos, se han establecido ecuaciones de flujo que reflejan diferentes fenómenos o comportamientos de los fluidos a velocidades sónicas y subsónicas que representan de manera aceptable ese comportamiento para los gases ideales, con los ajustes pertinentes para los gases reales. Estas ecuaciones de flujo son el punto de partida para las formulaciones usadas en la medición del gas que pasa a través de medidores de caudal por inferencia de pérdida de presión. Del mismo modo, algunas normas las aplican para cuantificar la magnitud de la energía liberada por la salida del gas por un hueco en una tubería presionada o durante su ruptura total.

La cuantificación de la masa de gas contenida en un recipiente o en un gasoducto presionado es fácilmente determinable con una altísima certidumbre mediante las correcciones volumétricas a gas real a partir de su presión, temperatura y peso molecular. De otra parte, el flujo instantáneo saliendo a la atmósfera se puede determinar con las variables anteriores agregando la relación de calores específicos.

Conociendo la masa de gas por desalojar y el flujo instantáneo, puede establecerse una ecuación lo más sencilla posible con la que se pueda calcular el tiempo de desalojo desde una presión inicial hasta la presión atmosférica.

**Palabras clave:** *Tiempo de venteo, Venteo accidental, Gasoductos, Flujo crítico, Venteo atmosférico*

**ABSTRACT:** During the gas pipeline commissioning or maintenance work, it is necessary to empty the gas contained in a gas pipeline, taking into special consideration the blowdown time estimation that this task takes for planning it and those occurring subsequently.

Take into account the theories of fluid mechanics, flow equations have been established to reflect different phenomena or fluid behaviors in sonic and subsonic velocities which represent acceptably this behavior for ideal gases, with the required adjustments for real gases. These flow equations are the starting point for the formulations used in the gas measurement that passes through flow meters by inference of pressure loss, similarly, some standards apply them to quantify the magnitude of the released energy by gas outlet through a hole in the pressurized pipe or during the total rupture.

Gas mass quantification contained in a vessel or in a pressured gas pipeline is easily determinable with a very high certainty by volumetric corrections on real gas based on pressure, temperature, molecular weight. On the other hand, the instantaneous flow coming out to the atmosphere can be determined with the mentioned variables adding the specific heats ratio.

Knowing the mass of gas for emptying and the instantaneous flow, an equation can be established as simple as possible to calculate the blowdown time from an initial pressure up to atmospheric pressure.

**Keywords:** *Blowdown time, Accidental Blowdown, Gas pipeline, Critical Flow, Blowdown.*





## 1 INTRODUCCIÓN

El cálculo del tiempo de venteo de un recipiente presionado, como un gasoducto, al que se le desea desalojar el gas para una actividad de mantenimiento que lo requiera o se le desea desocupar el gas inerte de la prueba de presión antes de su puesta en servicio, se ha hecho a partir de ecuaciones, algunas simples y otras más complejas, pero es muy común que el usuario no esté convencido de su efectividad si desconoce el origen de dicha fórmula.

En 1984, John L. Crammer Jr. [1], publicó una ecuación para el cálculo del tiempo de venteo bastante práctica y simple de usar:

$$t = \frac{0.0588 P_i^{\frac{1}{3}} G^{\frac{1}{2}} D^2 L F_c}{d^2 Z} \quad (1)$$

En 1988 [2] Weiss, Botros y Jungowski publicaron una ecuación un poco más compleja en su aplicación, por la cantidad de variables involucradas.

$$t = (t_c + t_s) * \tau_v * C_f \quad (2)$$

$$t_c = \ln\left(\frac{P_i}{P_a}\right) - \left(\frac{k}{k-1}\right) * \ln\left(\frac{k+1}{2}\right) \quad (3)$$

El valor de "t<sub>s</sub>" se obtiene de la Tabla 1 y es dependiente de la relación de calores específicos, "k" (C<sub>p</sub>/C<sub>v</sub>).

Tabla 1. >>

| k (C <sub>p</sub> /C <sub>v</sub> ) | t <sub>s</sub> |
|-------------------------------------|----------------|
| 1.20                                | 0.7371         |
| 1.25                                | 0.7605         |
| 1.30                                | 0.7833         |
| 1.35                                | 0.8058         |
| 1.40                                | 0.8278         |

$$\tau_v = \frac{V * \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{2(k+1)}{k-1}}}{c * A_{th} * C_d} \quad (4)$$

$$C = \sqrt{\frac{Z * k * R * T}{M}} \quad (5)$$

$$C_f = a_1 + a_2 \log_{10}\left(\frac{f * L}{D}\right) + a_3 \left[\log_{10}\left(\frac{f * L}{D}\right)\right]^2 + a_4 \left[\log_{10}\left(\frac{f * L}{D}\right)\right]^3 \quad (6)$$

$$a_1 = 1.0319 - 5.2735\left(\frac{1}{A_r}\right) + 25.680\left(\frac{1}{A_r}\right)^2 - 38.409\left(\frac{1}{A_r}\right)^3 \quad (7)$$

$$a_2 = -0.26994 + 17.304\left(\frac{1}{A_r}\right) - 86.415\left(\frac{1}{A_r}\right)^2 + 144.77\left(\frac{1}{A_r}\right)^3 \quad (8)$$

$$a_3 = 0.24175 - 12.637\left(\frac{1}{A_r}\right) + 56.772\left(\frac{1}{A_r}\right)^2 - 88.351\left(\frac{1}{A_r}\right)^3 \quad (9)$$

$$a_4 = -0.054856 + 2.6258\left(\frac{1}{A_r}\right) - 8.9593\left(\frac{1}{A_r}\right)^2 + 12.139\left(\frac{1}{A_r}\right)^3 \quad (10)$$

Los coeficientes "a<sub>1</sub>", "a<sub>2</sub>", "a<sub>3</sub>" y "a<sub>4</sub>" son válidos para valores de "A<sub>r</sub>" mayores de 3 y menores de 30.

$$A_r = \frac{A_p}{A_{th} * C_d} \quad (11)$$

t, Tiempo de venteo en minutos, minutos para (1) y segundos para (2)

P<sub>i</sub>, Presión inicial, psia para (1) y kPa abs para (2)

G, Gravedad específica, aire=1

D, Diámetro de la tubería del gasoducto, pulgadas para (1) y m para (2)

L, longitud, millas para (1) y m para (2)

d, diámetro interno del venteo, pulgadas para (1) y m para (2)

Z, Compresibilidad

F<sub>c</sub>, Factor de choque, entre 1.0 y 3.2, para (1)

t<sub>c</sub>, Tiempo en régimen sónico, sin dimensiones

t<sub>s</sub>, Tiempo en régimen subsónico, sin dimensiones

P<sub>a</sub>, Presión atmosférica, kPa abs

k, Relación de calores específicos, Cp/Cv

τ<sub>v</sub>, Constante de tiempo, s

V, Volumen interior de la tubería, m<sup>3</sup>

c, Velocidad del sonido en el gas



T, Temperatura absoluta, K  
 R, Constante universal de los gases (8314 J/kmol-K)  
 M, peso molecular del gas  
 C<sub>r</sub>, Factor de corrección  
 F, Factor de fricción de Darcy  
 A<sub>r</sub>, relación área de tubería de venteo al área efectiva de descarga  
 A<sub>p</sub>, Área de la sección de la tubería del gasoducto  
 A<sub>th</sub>, Área de la sección de la tubería del venteo  
 C<sub>d</sub>, Coeficiente de descarga

Actualmente, la publicación Gas Pipeline Hydraulics de E. Shashi Menon [3] recomienda el uso de la ecuación publicada por Crammer, pero sin la corrección por compresibilidad.

Sitios de empresas especializadas como Pipe-Eng [4] pusieron a disposición del público desde el 2019 en su sitio web varias herramientas, una de las cuales es para el cálculo del tiempo de venteo, utilizando la misma fórmula publicada por John L. Crammer Jr. [1].

En este trabajo se propone una fórmula sencilla derivada matemáticamente de las fórmulas para flujo sónico y para flujo subsónico, a partir de variables que permitan usarla para diferentes gases, como el gas natural, el nitrógeno, el aire, estos dos últimos comúnmente usados en las pruebas de presión previas a la puesta en servicio del sistema y que mayoritariamente se desalojan desde la presión a la que se hizo la prueba.

El propósito es mostrar una ecuación del cálculo del tiempo a partir de datos fácilmente conocidos y que se pueda hacer mediante una hoja electrónica o con una calculadora con funciones de potencia y logaritmos.

## 2 METODOLOGÍA

A partir de ecuaciones conocidas para la cuantificación de la masa de gas real y del flujo másico a través de una restricción antes de la salida a la atmósfera, establecer una relación matemática que pueda ser resuelta en niveles prácticos y ágiles, validándolos con un modelo computacional, igualmente elaborado a partir de dichas ecuaciones, discretizando el cálculo en periodos de tiempo lo más cortos posible para simular aceptablemente de esta manera un fenómeno de flujo y presión variables en el tiempo con suficiente grado de confianza.

La ecuación del cálculo de la masa de un gas almacenado en un volumen geométrico definido, como una tubería o un recipiente a presión, se obtiene de la expresión general: masa = volumen x densidad.

La densidad de un gas real almacenado se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{PM}{ZRT} \quad (12)$$

De modo que la masa contenida se puede expresar:

$$m = V \frac{PM}{ZRT} \quad (13)$$

Donde:

V = volumen geométrico que contiene el gas

P = presión absoluta a la que está el gas contenido

T = temperatura absoluta del gas contenido

M = peso molecular del gas

Z = compresibilidad del gas a las condiciones de almacenamiento

R = constante universal de los gases

El flujo másico instantáneo en una boquilla o

salida para flujo isoentrópico, entropía constante, se deduce de la expresión:

$$W = C_d A P_1 \sqrt{\left(\frac{2gM}{ZTR}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[ \left(\frac{P_2}{P_a}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_a}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (14)$$

Donde:

$C_d$  = coeficiente de descarga

$A$  = área de la sección restringida por donde se produce la descarga

$P_1$  = presión en la garganta del punto de venteo

$P_a$  = presión atmosférica

$g$  = atracción de la gravedad

$k = C_p/C_v$ , relación de calores específicos del gas

La ecuación (14) es usada en el GRI-00/0189 [5] para establecer el flujo instantáneo durante la rotura de una tubería presionada. También el ASME B31.8S Managing System Integrity of Gas Pipelines [6], la usa como punto de partida para definir la fórmula para cuantificar la liberación instantánea de calor de una salida de gas natural a la atmósfera por la rotura de una tubería. Lo anterior indica que se puede aceptar para modelar flujo de gases reales con el correspondiente ajuste por compresibilidad con el factor "Z".

En las ecuaciones (13) y (14), la variable "Z" llamada factor de compresibilidad, es una propiedad termodinámica que permite aproximar adecuadamente el comportamiento de los gases ideales a los gases reales. Los resultados del modelo computacional servirán para establecer los ajustes de "Z" en la fórmula resultante.

### 3 CÁLCULO DEL TIEMPO DE VENDEO

Evacuar hasta la presión atmosférica implica que una parte del flujo será en régimen sónico y

otra en régimen subsónico, el tiempo total será la suma de los tiempos calculados. Mostraremos la ecuación de cada régimen.

Podemos expresar, a partir de la ecuación (13), un diferencial de masa evacuada con la siguiente expresión:

$$dm = V \frac{M}{ZRT} dP \quad (15)$$

También podemos expresar el diferencial del tiempo de evacuación de ese diferencial de masa, mediante una división de la masa por el flujo másico, así:

$$dt_c = \frac{dm}{w_c} \quad \text{para régimen sónico} \quad (16)$$

y

$$dt_s = \frac{dm}{w_s} \quad \text{para régimen subsónico} \quad (17)$$

El punto donde el flujo sónico pasa a subsónico se conoce como relación de presión crítica,  $R_c$ , y se expresa con la siguiente ecuación, válida para gases ideales con calores específicos constantes, pero comúnmente aceptada en la simulación de procesos reales como el que nos ocupa:

$$R_c = \frac{P_2}{P_1} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \quad (18)$$

#### 3.1 TIEMPO EN FLUJO SÓNICO

En el régimen de flujo sónico, en la garganta del venteo la velocidad del gas es la velocidad del sonido en dicho medio y el caudal dependerá sólo de la presión en la garganta.

Considerando el límite indicado en la ecuación (18) y reemplazando en la ecuación (14), el flujo másico en régimen crítico se establece como:

$$W_c = C_d A P_1 \sqrt{\left(\frac{g M k}{Z T R}\right) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (19)$$

Desarrollando la formulación de un diferencial de tiempo para el régimen sónico a partir de las ecuaciones (15), (16) y (19):

$$dt_c = \frac{V \frac{M}{Z R T}}{C_d A P \sqrt{\left(\frac{g M k}{Z T R}\right) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} dP \quad (20)$$

o

$$dt_c = \frac{V}{C_d A \sqrt{Z T R}} \sqrt{\left(\frac{M}{g k}\right) \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{dP}{P}} \quad (21)$$

El término " $\sqrt{Z T}$ " es una función de "P" lo que le agrega un alto grado de complejidad a la ecuación (21) para resolverla mediante una integración. Sin embargo, el resultado de este término cambia muy poco en cualquier rango de presiones, por lo tanto, podemos asumirlo como una constante para simplificar la solución de la serie mediante una integración entre la presión inicial ( $P_1$ ) y la presión final ( $P_2$ ), teniendo en cuenta que la presión final ( $P_2$ ) debe cumplir la limitación impuesta en la ecuación (18) para régimen crítico:

$$t_c = \frac{V}{C_d A \sqrt{Z T R}} \sqrt{\left(\frac{M}{g k}\right) \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P} \quad (22)$$

Resultando la siguiente ecuación para el tiempo de venteo en régimen sónico:

$$t_c = \frac{V}{C_d A \sqrt{R} \sqrt{T_{cr}} Z_{cr}} \sqrt{\left(\frac{M}{g k}\right) \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \quad (23)$$

El valor de " $\sqrt{(T_{cr} Z_{cr})}$ " representativo se establecerá con los resultados obtenidos en un modelo computacional por prueba y error, a partir de la presión y temperatura iniciales, y su compresibilidad correspondiente.

### 3.2 TIEMPO EN FLUJO SUBSÓNICO

En el régimen de flujo subsónico, en la garganta del venteo, la velocidad del gas es menor que la velocidad del sonido en dicho medio, y el caudal que pasa por la garganta dependerá de la presión del recipiente (P) y la presión atmosférica ( $P_a$ ):

$$W_s = C_d A P \sqrt{\left(\frac{2g M}{Z T R}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_a}{P}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (24)$$

Multiplicando y dividiendo por ( $P_a/P$ ), la ecuación se transforma en la siguiente:

$$W = C_d A P \frac{P_a}{P} \sqrt{\left(\frac{2g M}{Z T R}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^2 \left(\frac{P_a}{P}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_a}{P}\right)^2 \left(\frac{P_a}{P}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (25)$$

Cancelando y simplificando términos:

$$W = C_d A P_a \sqrt{\left(\frac{2g M}{Z T R}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^{2-\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_a}\right)^{2-\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (26)$$

o

$$W = C_d A P_a \sqrt{\left(\frac{2g M}{Z T R}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{2(k-1)}{k}} - \left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad (27)$$

o

$$W = C_d A P_a \sqrt{\left(\frac{2g M}{Z T R}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \quad (28)$$

o

$$W = C_d A \sqrt{\left(\frac{2g M}{Z T R}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \sqrt{P_a} \sqrt{P_a} \quad (29)$$

o

$$W = C_d A \sqrt{\left(\frac{2g M}{Z T R}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \sqrt{P_a} \sqrt{P - P_a} \sqrt{\frac{P_a}{P - P_a}} \quad (30)$$

o

$$W = C_d A \sqrt{\left(\frac{2g M}{Z T R}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\frac{\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{P - P_a}{P_a}}\right]} \sqrt{P_a} \sqrt{P - P_a} \quad (31)$$

0

$$W = C_d A \sqrt{\left(\frac{2gM}{ZTR}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \sqrt{P_a} \sqrt{P - P_a} \quad (32)$$

Para facilitar el tratamiento mediante la función integral, queda la ecuación de la siguiente manera:

$$W = \frac{C_d A}{F} \sqrt{\left(\frac{2gM}{ZTR}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right)} \sqrt{P_a} \sqrt{P - P_a} \quad (33)$$

Siendo el valor de F:

$$F = \sqrt{\frac{\frac{P}{P_a} - 1}{\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{P}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}} \quad (34)$$

Desarrollemos la formulación de un diferencial de tiempo para el régimen subsónico a partir de las ecuaciones (15), (17) y (33):

$$dt_s = \frac{\frac{VM}{ZRT} dP}{\frac{C_d A}{F} \sqrt{\left(\frac{2gM}{ZTR}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right)} \sqrt{P_a} \sqrt{P - P_a}} \quad (35)$$

0

$$dt_s = \frac{VF\sqrt{M}}{C_d A \sqrt{2gZRT} \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \sqrt{P_a} \sqrt{P - P_a}} dP \quad (36)$$

$$t_s = \frac{VF\sqrt{M}}{C_d A \sqrt{2gZRT} \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \sqrt{P_a}} \int_{P_1}^{P_2} \frac{1}{\sqrt{P - P_a}} dP \quad (37)$$

Resolviendo la integral,

$$t_s = \frac{VF\sqrt{M}}{C_d A \sqrt{2gZRT} \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \sqrt{P_a}} 2(\sqrt{P_1 - P_a} - \sqrt{P_2 - P_a}) \quad (38)$$

Simplificando,

$$t_s = \frac{VF\sqrt{2}\sqrt{M}}{C_d A \sqrt{gR} \sqrt{T_{su}} Z_{su}} \sqrt{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \left(\sqrt{\frac{P_1}{P_a} - 1} - \sqrt{\frac{P_2}{P_a} - 1}\right) \quad (39)$$

El valor de “ $\sqrt{(T_{su} Z_{su})}$ ” más representativo se establecerá con los resultados obtenidos en un modelo computacional por prueba y error, a partir de la presión y temperatura iniciales, y su compresibilidad correspondiente para ajustarlo a gases reales.

El cálculo de “F” se puede hacer usando P promedio entre  $P_1$  y  $P_2$ , quedando F de la siguiente manera:

$$F = \sqrt{\frac{\frac{P_{avg}}{P_a} - 1}{\left(\frac{P_{avg}}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{P_{avg}}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}} \quad (40)$$

Siendo  $P_1$  y  $P_2$  la presión al inicio del venteo subsónico y la presión al momento de parar el venteo, respectivamente, en unidades de presión absolutas, con la restricción de la ecuación (18) para flujo subsónico.

### 3.3 TIEMPO TOTAL DE EVACUACIÓN

El tiempo total desde una presión que produzca un régimen crítico hasta la presión atmosférica se puede obtener al sumar los tiempos calculados para los dos regímenes,  $t_c + t_s$ , en las ecuaciones (23) y (39), además tomando Z en la ecuación (39) con valor 1.00 sin agregar ningún error apreciable.

Siendo P la presión inicial, la presión  $P_2$  corresponde al punto donde cambia el flujo de sónico a subsónico, quedando el tiempo de venteo iniciado en flujo crítico:

$$t_c = \frac{V}{C_d A} \sqrt{\left(\frac{M}{gk}\right) \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{1}{\sqrt{Z_{cr} T_{cr} R}} \ln\left(\frac{PR_c}{P_a}\right)} \quad (41)$$



y

$$t_s = \frac{VF\sqrt{2}\sqrt{M}}{C_d A \sqrt{gRZ_{su}T_{su}}} \sqrt{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \left(\sqrt{\frac{1}{R_c}} - 1\right) \quad (42)$$

La ecuación (42) puede transformarse mediante agrupamientos y simplificaciones:

$$t_s = \frac{VF}{C_d A} \sqrt{\frac{2M}{gR}} \sqrt{\frac{1}{Z_{su}T_{su}}} \sqrt{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \left(\sqrt{\frac{1}{R_c}} - 1\right) \quad (43)$$

o

$$t_s = \frac{VF}{C_d A} \sqrt{\frac{2M}{gR}} \sqrt{\frac{1}{Z_{su}T_{su}}} \sqrt{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \left(\sqrt{\frac{1}{R_c}} - 1\right) \quad (44)$$

o

$$t_s = \frac{VF}{C_d A} \sqrt{\frac{2M}{gR}} \sqrt{\frac{1}{R_c}} \sqrt{\frac{1}{Z_{su}T_{su}}} \sqrt{\left(\frac{k-1}{k}\right)} (\sqrt{1 - R_c}) \quad (45)$$

o

$$t_s = \frac{VF}{C_d A} \sqrt{\frac{2M}{gR}} \sqrt{\frac{1}{Z_{su}T_{su}}} \sqrt{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)}} \sqrt{\left(\frac{k-1}{k}\right)} (\sqrt{1 - R_c}) \quad (46)$$

o

$$t_s = \frac{VF}{C_d A} \sqrt{\frac{2M}{gkR}} \sqrt{\frac{1}{Z_{su}T_{su}}} \sqrt{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)}} \sqrt{(k-1)(1 - R_c)} \quad (47)$$

o

$$t_s = \frac{V}{C_d A} \sqrt{\frac{M}{gkR}} \frac{2F}{\sqrt{Z_{su}T_{su}}} \sqrt{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\left(\frac{1}{k-1}\right)} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{1}{k-1}\right)}} \sqrt{(k-1)(1 - R_c)} \quad (48)$$

o

$$t_s = \frac{V}{C_d A} \sqrt{\left(\frac{M}{gkR}\right) \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\left(\frac{k+1}{k-1}\right)}} \frac{2F}{\sqrt{Z_{su}T_{su}}} \sqrt{(k-1) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{1}{k-1}\right)} (1 - R_c)} \quad (49)$$

Si sumamos las ecuaciones (41) y (49), nos queda:

$$t = \frac{V}{C_d A} \sqrt{\frac{M}{gkR} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \left[ \frac{1}{\sqrt{Z_c T_c}} \ln\left(\frac{P R_c}{P_{atm}}\right) + \frac{2F}{\sqrt{Z_{su}T_{su}}} \sqrt{(k-1) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{1}{k-1}\right)} (1 - R_c)} \right] \quad (50)$$

Si expresamos el volumen V y el área A en función de los diámetros de las tuberías, y para simplificar la solución del problema asumimos que el impacto del efecto Joule-Thomson está considerado en la compresibilidad Z. Para diferentes valores de "k", las ecuaciones quedarían así:

$$t = \frac{D^2 L}{C_d d^2} \sqrt{\frac{M}{gkRT} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \left[ \frac{1}{\sqrt{Z_{cr}}} \ln\left(\frac{P R_c}{P_a}\right) + \frac{2F}{\sqrt{Z_{su}}} \sqrt{(k-1) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{1}{k-1}\right)} (1 - R_c)} \right] \quad (51)$$

$$t = \frac{D^2 L}{C_d d^2} 1.5111 \sqrt{\frac{M}{gRT}} \left[ \frac{1}{\sqrt{Z_{cr}}} \ln\left(\frac{0.55512P}{P_a}\right) + \frac{0.8976}{\sqrt{Z_{su}}} \right] \text{ para } k=1.27 \quad (52)$$

$$t = \frac{D^2 L}{C_d d^2} 1.5069 \sqrt{\frac{M}{gRT}} \left[ \frac{1}{\sqrt{Z_{cr}}} \ln\left(\frac{0.5493P}{P_a}\right) + \frac{0.9013}{\sqrt{Z_{su}}} \right] \text{ para } k=1.28 \quad (53)$$

$$t = \frac{D^2 L}{C_d d^2} 1.5027 \sqrt{\frac{M}{gRT}} \left[ \frac{1}{\sqrt{Z_{cr}}} \ln\left(\frac{0.5475P}{P_a}\right) + \frac{0.9049}{\sqrt{Z_{su}}} \right] \text{ para } k=1.29 \quad (54)$$

$$t = \frac{D^2 L}{C_d d^2} 1.4987 \sqrt{\frac{M}{gRT}} \left[ \frac{1}{\sqrt{Z_{cr}}} \ln\left(\frac{0.5457P}{P_a}\right) + \frac{0.9085}{\sqrt{Z_{su}}} \right] \text{ para } k=1.30 \quad (55)$$

$$t = \frac{D^2 L}{C_d d^2} 1.4604 \sqrt{\frac{M}{gRT}} \left[ \frac{1}{\sqrt{Z_{cr}}} \ln\left(\frac{0.5283P}{P_a}\right) + \frac{0.9434}{\sqrt{Z_{su}}} \right] \text{ para } k=1.40 \quad (56)$$

Teniendo en cuenta que el valor de k más común para gas natural es 1.28, además, para g 32.2 pie/s<sup>2</sup>, R 1544.8 pie-lb/lbmol-°R, L en pies, T<sub>f</sub>

en °R, las unidades de D y d son las mismas, así como las de P y  $P_{atm}$ , resulta la siguiente ecuación general para el cálculo del tiempo en segundos, para el gas natural:

$$t = 0.03636171 \frac{D^2 L}{C_d a^2 Z^a} \sqrt{\frac{G}{T}} \left[ \ln\left(\frac{0.5493 P}{P_a}\right) + e^b \right] \quad (57)$$

o

$$t = 0.03636171 \frac{D^2 L}{C_d a^2 Z^a} \sqrt{\frac{G}{T}} \left[ \ln\left(\frac{0.5493 b P}{P_a}\right) \right] \quad (58)$$

Utilizando un modelo computacional con el que se discreticen para periodos muy cortos de tiempo las ecuaciones (41) y (58), además se consideren varios valores del gradiente de pérdida de calor por el efecto Joule-Thomson, se obtendrían unos resultados que servirían para determinar los valores de a y 0.5493b. Es decir, en el modelo computacional cada diferencial tendrá una temperatura diferente si el gradiente de pérdida de calor es mayor que cero, ajustándose al proceso real de venteo.

El valor obtenido para 0.5493b es 1.20, y para el de a se puede tomar entre 0.35 y 1.55, en una variación lineal en donde 1.55 corresponde a un descenso de temperatura de 1 °F por cada atmósfera de caída de presión [7] y 0.35 si no se considera el efecto Joule-Thomson. El valor promedio de 0.95 se puede tomar como altamente representativo y corresponde a un descenso de temperatura de 0.5 °F por cada atmósfera de caída de presión.

Siguiendo el mismo procedimiento, se deriva la ecuación para el cálculo del tiempo en segundos, para aire o nitrógeno, con  $k = 1.40$ :

$$t = 0.0352407 \frac{D^2 L}{C_d a^2 Z^a} \sqrt{\frac{G}{T}} \left[ \ln\left(\frac{0.5283 P}{P_a}\right) + e^b \right] \quad (59)$$

o

$$t = 0.0352407 \frac{D^2 L}{C_d a^2 Z^a} \sqrt{\frac{G}{T}} \left[ \ln\left(\frac{0.5283 b P}{P_a}\right) \right] \quad (60)$$

Utilizando el mismo modelo computacional y despreciando el efecto Joule-Thomson por ser relativamente mucho menos influyente que el gas natural en una expansión por restricción de la corriente, el valor obtenido para 0.5283b es 1.25 y para el de a es 1.00.

Alternativamente, si mantenemos el primer coeficiente de la ecuación (58) en la ecuación (60) se obtiene para 0.5283b es 1.20 y para el de a 0.95; esto permite tener una ecuación general que puede usarse para gas natural, aire o nitrógeno, así:

$$t = 0.03636 \frac{D^2 L}{C_d a^2 Z^{0.9}} \sqrt{\frac{G}{T}} \left[ \ln\left(\frac{1.2 P}{P_a}\right) \right], \text{seg.} \quad (61)$$

L en pies y T en °R.

o

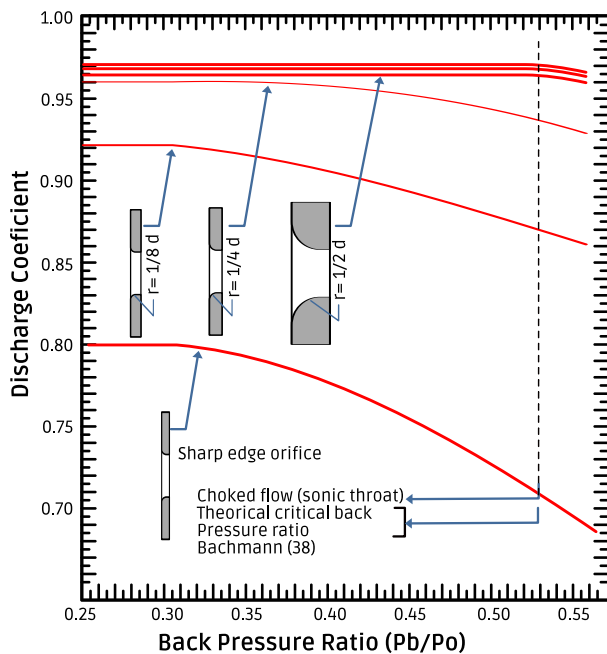
$$t = 0.0889 \frac{D^2 L}{C_d a^2 Z^{0.9}} \sqrt{\frac{G}{T}} \left[ \ln\left(\frac{1.2 P}{P_a}\right) \right], \text{seg.} \quad (62)$$

L en metros y T en K.

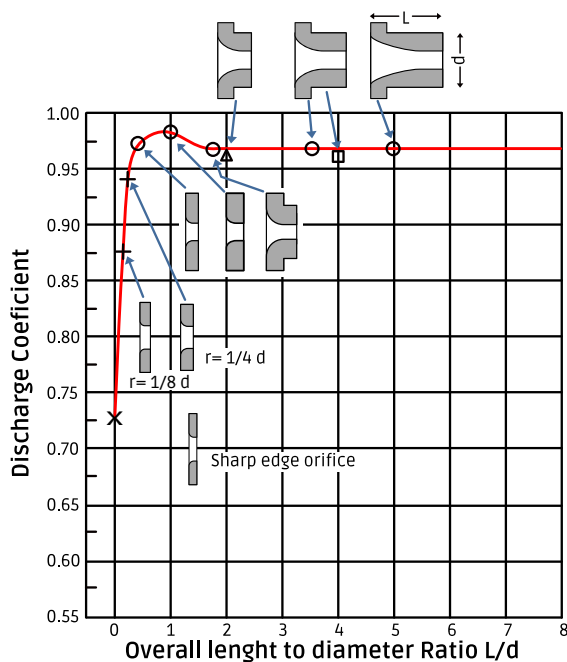
El coeficiente de descarga,  $C_d$ , debe seleccionarse teniendo en cuenta la existencia de restricciones en la línea de venteo antes de la salida del gas a la atmósfera, como reducción de áreas en válvulas, placas limitadoras de flujo, atenuadores de ruido u otros dispositivos como **raincap** o similares en el extremo de la salida.

Nótese que  $C_d$  de las ecuaciones (61) y (62) es el valor inverso de  $F_c$  de la ecuación (1), [1, 3, 4], y que para calcular Z en (1) se requiere además la temperatura. Este mismo  $C_d$  se usa en la ecuación (11) [2].

**Figura 1. >>** Variación del coeficiente de descarga en función de la relación de presión para diferentes diseños de elementos de restricción de flujo (Tomado de [8]).



**Figura 2. >>** Variaciones del valor del coeficiente de descarga medio en función de la geometría del elemento de restricción de flujo (Tomado de [8]).



En los casos de placas limitadoras de caudal en el extremo del venteo, los valores sugeridos en las Figuras 1 y 2 [8], serían de mucha utilidad para la selección del coeficiente de descarga,  $C_d$ .

#### 4 RESULTADOS

El modelo computacional resuelve el problema como una sumatoria de diferenciales a partir de las ecuaciones presentadas (21) y (36), además, y debido al descenso ininterrumpido de la presión durante el venteo, se consideró en el modelo computacional el efecto de Joule-Thomson, que es el proceso en el cual la temperatura del gas contenido en un sistema disminuye cuando la presión también disminuye de manera sostenida y rápida, manteniendo la entalpía constante.

Con los resultados del modelo computacional, se pudo establecer que las asunciones introducidas no llevan a una desviación apreciable del cálculo con las ecuaciones (57) y (58) propuestas.

Las variables de la ecuación propuesta son de fácil consecución en el proceso del sistema que se desea desocupar, excepto el coeficiente de descarga,  $C_d$ , que requiere de cierta experticia y conocimiento del responsable de usar cualquier fórmula o el mismo modelo para fijarle un adecuado valor en función de la configuración del sistema de venteo que se desea utilizar.

En las Figuras 3 y 4, a manera de comparación, se muestra el tiempo de desalojo de venteo atmosférico, calculados con el modelo computacional, con la ecuación logarítmica propuesta (58) y con la ecuación de potencia (1), [1, 3, 4], para presiones desde 10 hasta 2500 psig en un

COMPARACIÓN DE LAS ECUACIONES CON EL MODELO COMPUTACIONAL, Tf=90°F

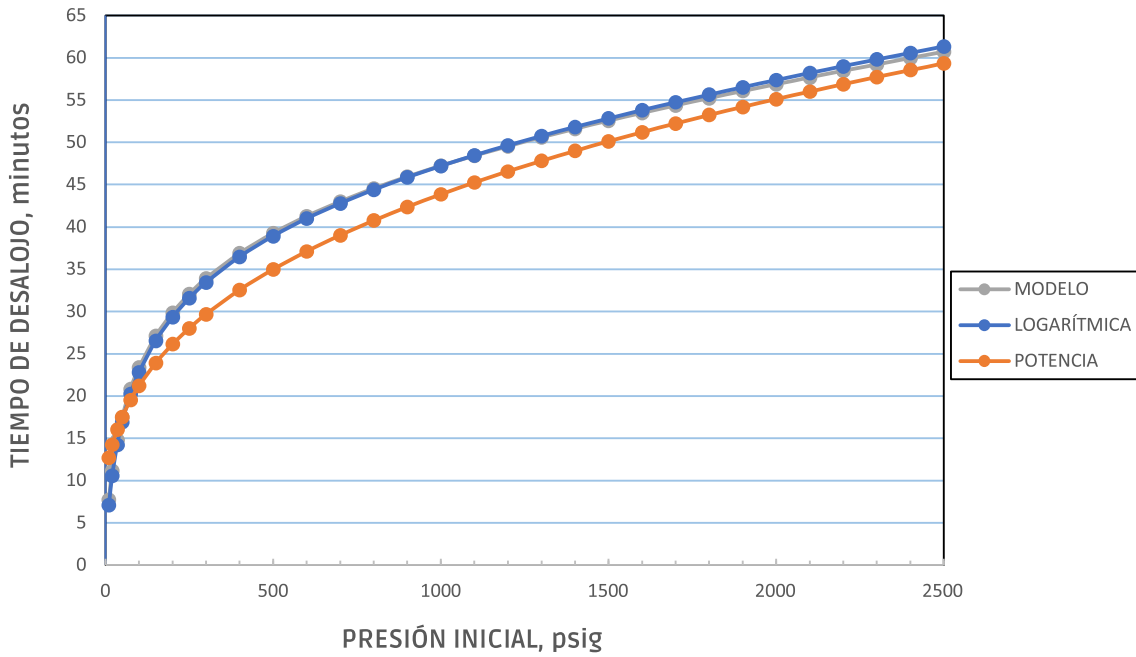


Figura 3. >> Comparación de los valores obtenidos con las ecuaciones de función logarítmica y de función de potencia con los valores obtenidos del modelo computacional con temperatura de flujo 90°F.

COMPARACIÓN DE LAS ECUACIONES CON EL MODELO COMPUTACIONAL, Tf=60°F

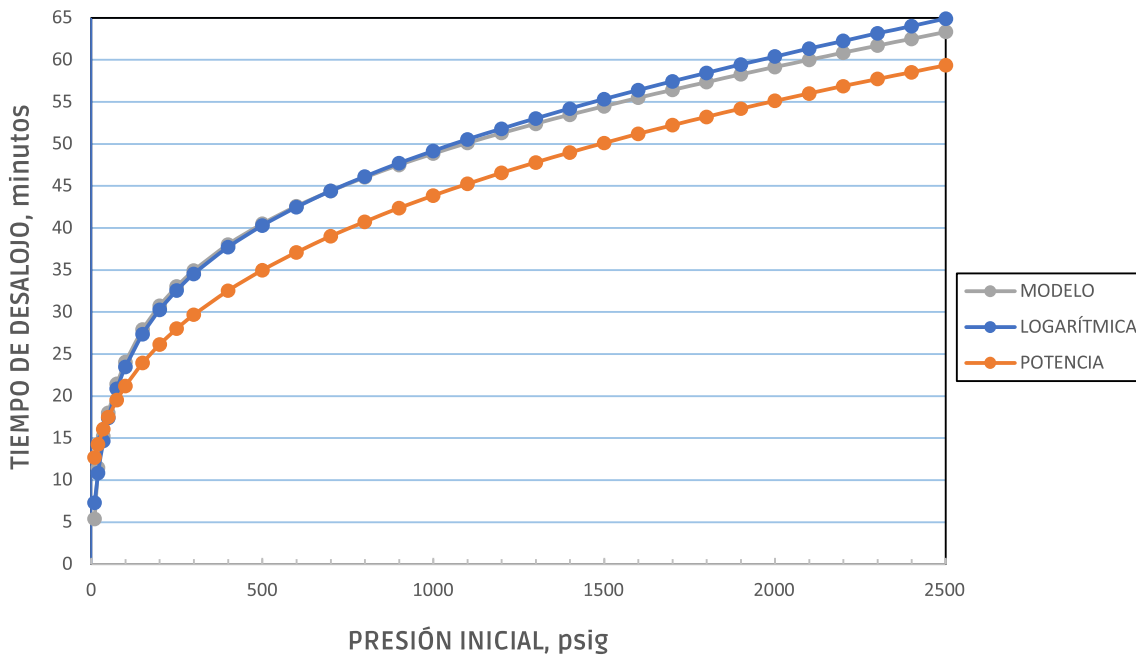


Figura 4. >> Comparación de los valores obtenidos con las ecuaciones de función logarítmica y de función de potencia con los valores obtenidos del modelo computacional con temperatura de flujo 60°F.

tramo de gasoducto, con las siguientes características:

- Longitud, 41000 pies.
- Diámetro interno del gasoducto, 12 pulgadas.
- Diámetro interno del venteo, 4.026 pulgadas.
- Presión atmosférica, 14.7 psia.
- Temperatura inicial del gas, 90 °F (Figura 3) y 60 °F (Figura 4).
- Gravedad específica del gas, 0.60
- Coeficiente de descarga, 0.72, en las ecuaciones (57) y (58), equivalente al inverso de 1.39 como factor de choque de la ecuación (1).

## 5 DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

A diferencia de la ecuación (1) comúnmente usada [1, 3, 4], la ecuación propuesta aquí incluye además la temperatura de inicio del venteo, sin que sea más compleja ni más difícil de usar, lo que matemáticamente representa de mejor manera la situación del venteo atmosférico que se desea simular.

La cantidad de gas que se pueda desalojar dependerá de la presión atmosférica en el sitio en que se haga la operación; a mayor altura sobre el nivel del mar, habrá menor presión atmosférica y mayor cantidad de gas será desalojado, teniendo en cuenta que siempre quedará un remanente de gas a presión atmosférica. Esta variable incide con mayor peso en las ecuaciones (57) y (58) que en la (1), conforme al fenómeno real.

## 6 REFERENCIAS

- [1] Crammer Jr. JL.1984. Basic Pipeline Engineering Manual, pág.152.
- [2] Weiss MH, Botros KK, Jungowski WM. 1988. Simple method predicts gas-line blowdown times. United States.
- [3] Menon ES. 2005. Gas Pipeline Hydraulics, página 242.
- [4] PipeEng, Miscellaneous, Gas Blowdown Time – AGA Equation, [www.pipeeng.com](http://www.pipeeng.com)
- [5] GRI-00/0189, A Model for Sizing High Consequence Areas Associated with Natural Gas Pipelines, Gas Research Institute.
- [6] B 31.8S Managing System Integrity of Gas Pipelines, numeral 3.2.
- [7] McAllister EW. 2005. Pipeline Rules of Thumb Handbook. VI Edición, página 508.
- [8] Ortiz Afanador JM, Velosa Chacón JF. 2011. MET&FLU, No 4-2011, Elementos para Restricción de Flujo de Gas, página 6.



# Banco de Calibración de Caudal de Gas Empleando Elementos de Flujo Laminar (LFEs)

## Gas Flow Calibration Bench Using Laminar Flow Elements (LFEs)

**Andrés Felipe Rodríguez Carreño<sup>1\*</sup>**

<sup>1</sup> Corporación Centro de Desarrollo Tecnológico del Gas, Parque Tecnológico Guatiguará, km 2 Vía Refugio, Piedecuesta – Colombia

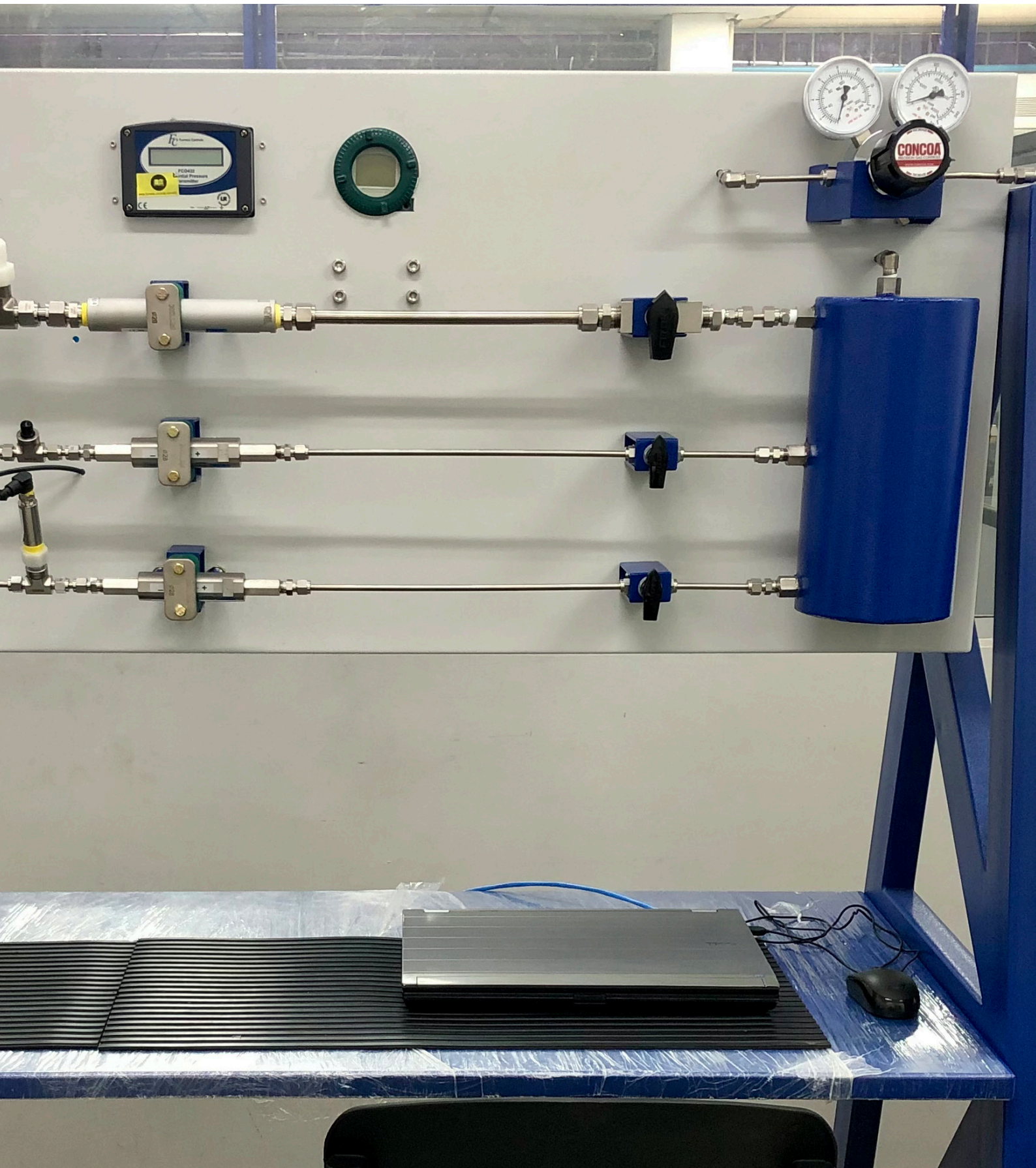
\*frodriguez@cdtdegas.com

**RESUMEN:** Los Elementos de Flujo Laminar (LFEs) son reconocidos en diferentes industrias por su excelente operación como patrones de transferencia o patrones secundarios de calibración, debido a su geometría interna, principio de operación y cualidades metrologías, especialmente en bajos y micro caudales. Los LFEs presentan dos diferencias principales con respecto a los medidores que operan bajo el mismo principio. Por un lado, son caracterizados de manera individual a través de su calibración, y por otro, mantienen una relación lineal entre el caudal volumétrico y la presión diferencial, lo que ha permitido su aplicación en diferentes disciplinas. El principio físico de los LFEs puede abordarse a partir de la sumatoria de caídas de presión o por medio de un análisis dimensional, permitiendo establecer la relación entre el caudal volumétrico, presión diferencial, densidad y viscosidad dinámica del fluido. La adecuada selección de instrumentación secundaria, especialmente la asociada a la presión diferencial, podría llegar a determinar tanto la rangeabilidad del LFE como la exactitud de la medición. Con base en las características mencionadas, los modelos matemáticos establecidos, las ventajas asociadas a la medición de flujo en régimen laminar y los requerimientos para un óptimo desempeño, se desarrolló un banco de calibración empleando LFEs junto con la acreditación de sus servicios bajo la norma NTC-ISO/IEC 17025, reconocida por el Organismo Nacional de Acreditación de Colombia (ONAC).

**Palabras clave:** *Elementos de flujo laminar (LFEs), calibración, incertidumbre, caudal volumétrico, presión diferencial.*

**ABSTRACT:** Laminar Flow Elements (LFEs) are recognized in different industries by their excellent operation as transfer standard or calibration secondary standard, due to their internal geometry, operation system, and metrological qualities, chiefly in low and micro flow rates. LFEs have two main differences with respect to meters that operate under the same principle. On the one hand they are individually characterized through their calibration, and on the other, they keep a linear relation between the volumetric flow rate and differential pressure, which has allowed its application in different disciplines. The physical principle of LFEs can be addressed from the sum of pressure drops or through a dimensional analysis, allowing to establish the relationship between volumetric flow rate, differential pressure, density and dynamic viscosity of the fluid. The suitable selection of the secondary instrumentation, mainly that associated with differential pressure, could determine both LFE turndown range and measurement accuracy. Based on the characteristics mentioned, the settled mathematical models, the advantages associated with laminar flow regime measurement and the requirements for optimum performance, a calibration bench was developed using LFEs together with the accreditation of their services under the NTC-ISO/IEC 17025 standard, recognized by the National Accreditation Body of Colombia (ONAC).

**Keywords:** *Laminar flow elements (LFEs), calibration, uncertainty, volumetric flow rate, differential pressure.*





## 1 INTRODUCCIÓN

La Corporación Centro de Desarrollo Tecnológico del Gas (CDT de GAS), ha sido reconocida en la industria del gas por impulsar la productividad y competitividad del sector, mediante el desarrollo de tecnología y aplicación de conceptos inherentes a la metrología de fluidos, que contribuyan al mejoramiento de la calidad de los procesos, productos y servicios.

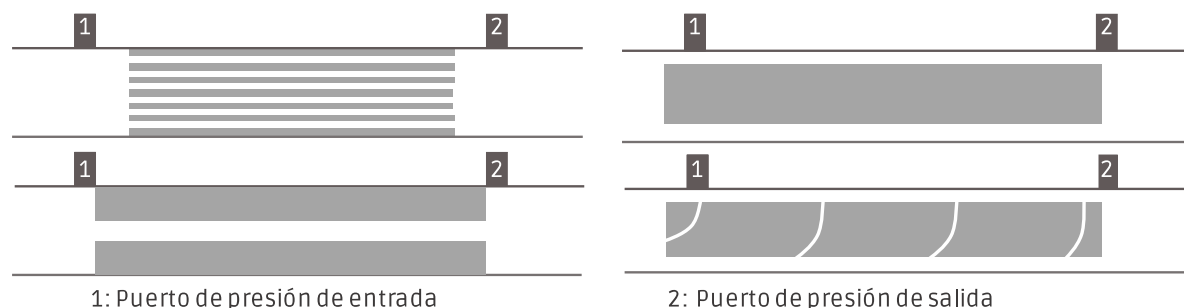
La sostenibilidad de la industria del gas depende en gran medida de la calidad y confiabilidad de la medición de flujo, debido al impacto directo en el control y seguridad de los procesos, pero especialmente en el vínculo transaccional entre proveedores y compradores. Por lo tanto, como laboratorio líder en metrología de volumen y caudal de gas en Colombia, el CDT de GAS continuamente se apropia de los avances de la ciencia y la tecnología, buscando que cada banco de calibración desarrollado brinde a la industria una solución eficaz y eficiente para atender las diferentes necesidades metrológicas.

Es importante considerar la diversificación de tecnologías emergentes de medición de flujo disponibles en el país, para lo cual se hace indispensable desarrollar patrones que aseguren la

transparencia, confiabilidad y exactitud de medición en la proporción indicada. Cabe resaltar que el grado de exactitud requerido se asocia a la aplicación, tecnología y recursos disponibles, por lo cual un patrón o banco de calibración con la más alta capacidad de medición no siempre garantiza la óptima eficiencia del proceso.

Expuesto lo anterior, el creciente mercado de controladores y caudalímetros de gas, junto con los requerimientos metrológicos propios de estas tecnologías, llevó al desarrollo y puesta en marcha de un banco de calibración que empleara como patrones elementos de flujo laminar (LFEs), cubriendo los intervalos de operación más relevantes por medio de servicios acreditados bajo la norma NTC-ISO/IEC 17025, reconocida por el Organismo Nacional de Acreditación de Colombia (ONAC). A continuación, se describirá el principio físico y de operación de la tecnología seleccionada como patrón, las magnitudes involucradas e influencia de cada una en el modelo matemático e incertidumbre de calibración. Así mismo, se especificarán los componentes principales del banco, el alcance de operación y las características metrológicas, teniendo en cuenta las ventajas y limitantes de la tecnología emergente a nivel nacional empleada.

Figura 1. >> Diseños comunes de LFEs.



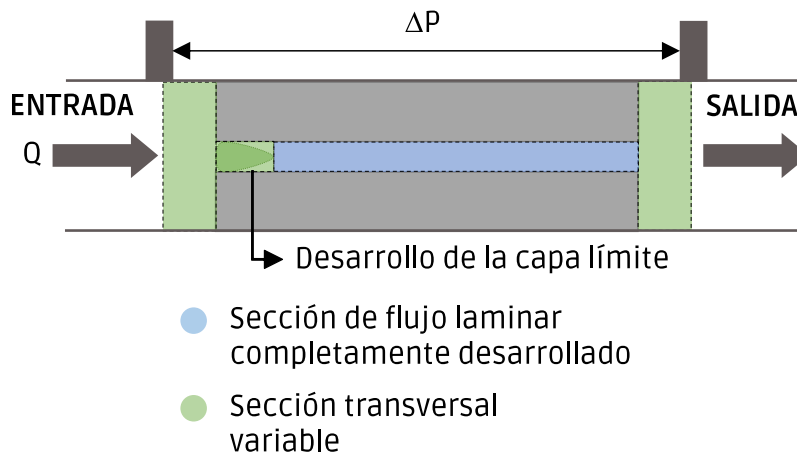


Figura 2. >> Secciones principales de un LFE.

## 2. ELEMENTOS DE FLUJO LAMINAR LFES

### 2.1 GENERALIDADES

Los elementos de flujo laminar (Laminar Flow Elements - LFES), son medidores empleados para la medición de flujo en conductos cerrados bajo un régimen laminar completamente desarrollado a velocidades subsónicas. Estos medidores son ideales para bajos y micro caudales, empleando siempre gases limpios, secos y no corrosivos; no generan ruido, poseen una baja caída de presión y tienen una alta repetibilidad y control de exactitud de la medición. El diseño más común que se emplea para los LFES son los tubos capilares. Sin embargo, también se pueden encontrar en forma de matriz, anular, rectangular o helicoidal, como se puede observar en la Figura 1 [1].

El diseño de los LFES se caracteriza por la alta estabilidad de la medición en el tiempo al no poseer partes móviles, y como ya se mencionó, permiten una alta repetibilidad de medición siempre y cuando estén acompañados de la instrumentación adecuada, lo que los hace idóneos para operar como patrones de transferencia o patrones secundarios de laboratorio. Adicionalmente, el diseño permite a los LFES tener gran versatilidad de montaje en cuanto orientación y conexiones, además de posibilitar un amplio rango de condiciones de operación, tanto de presión como de temperatura.

### 2.2 CARACTERIZACIÓN DEL PRINCIPIO FÍSICO DE LOS LFES

#### 2.2.1 ENFOQUE: CAÍDAS DE PRESIÓN INVOLUCRADAS

El principio de operación de los LFES se basa en la caída de presión  $\Delta P$  que se genera a través de un conducto cerrado, el cual se compone de dos secciones principales, como se puede observar en la Figura 2.

- **Sección de flujo laminar completamente desarrollado**

En la sección central el flujo se encuentra completamente desarrollado en régimen laminar, donde la caída de presión  $\Delta P_{\text{laminar}}$  que se genera a través de la tubería, es proporcional a la viscosidad dinámica del fluido  $\mu$  y al caudal volumétrico del mismo (definido como el producto entre la velocidad y el área transversal). Tal como

lo expone la ley de Hagen-Poiseuille<sup>1</sup>

$$\Delta P_{laminar} = C \cdot \mu \cdot Q \quad (1)$$

La constante de proporcionalidad C, está dada por la calibración individual de cada LFE y representa la caracterización propia de cada uno, debido a que a diferencia de los medidores que operan bajo el mismo principio (boquillas, placas de orificio, Venturi, tubos Pitot, etc.), los LFEs no poseen diseños estandarizados o un desempeño establecido debido a la complejidad y versatilidad de su geometría interna. Una vez los LFEs son calibrados, los usuarios podrán predecir con alta precisión el comportamiento del medidor sobre las condiciones y rango de operación, incluso con diferentes gases.

Otro de los aspectos a tener en cuenta, como se puede observar en Ecuación 1, es la relación lineal entre la caída de presión y el caudal volumétrico, siendo esta otra de las diferencias entre los medidores que operan bajo el mismo principio, en los cuales la relación es cuadrática.

Es importante destacar la relevancia de la viscosidad dinámica del fluido en el cálculo del caudal volumétrico a través de los LFEs, la cual en la práctica es calculada a partir de la medición de presión y temperatura y relaciones experimentales establecidas. A diferencia de otros medidores de flujo, dependientes del número de Reynolds y, por lo tanto, de la viscosidad, los LFEs podrían catalogarse como los medidores más sensibles a la viscosidad del fluido, debido

<sup>1</sup>Ley física encargada de estudiar el comportamiento de los fluidos newtonianos incompresibles bajo un régimen laminar completamente desarrollado, a través de conductos cerrados con sección transversal constante. Cabe resaltar, que esta ley aplica para fluidos compresibles bajo condiciones constantes de densidad y viscosidad

a que el mínimo cambio de ésta, repercute en la misma proporción sobre el caudal, pero con signo opuesto. Este efecto se puede evidenciar por medio de una analogía con la ley de Ohm [1], la cual además representa de manera sencilla el desempeño real de los LFEs, como se muestra a continuación.

$$I = \frac{V}{R} \cdot 1 \quad \leftrightarrow \quad Q = \frac{\Delta P_{laminar}}{\mu} \cdot C \quad (2)$$

La corriente eléctrica I representaría el caudal volumétrico, la diferencia de potencial V la presión diferencial  $\Delta P_{laminar}$ , y la resistencia eléctrica R la viscosidad dinámica  $\mu$ . Para el caso de la Ley de Ohm, la representación de la constante de proporcionalidad C sería igual a la unidad. Debido a la analogía presentada, los LFEs han sido también reconocidos como “medidores de resistencia lineal”.

#### • Sección transversal variable

Esta sección abarca la sumatoria de las caídas de presión  $\Delta P_{\text{área variable}}$  que se presentan debido a los cambios drásticos de las secciones transversales de los LFEs [2], las cuales se relacionan por medio de una constante de proporcionalidad K. Las diferentes caídas de presión son proporcionales al producto de la densidad y el cuadrado de la velocidad del flujo, y por lo tanto, proporcionales al cuadrado del caudal volumétrico Q, como se representa en la Ecuación 3.

$$\Delta P_{\text{área variable}} = \sum K \cdot \rho \cdot Q^2 \quad (3)$$

La presión diferencial  $\Delta P_{(\text{área variable})}$  es la sumatoria tanto de las caídas de presión a la entrada y salida de la sección central, como la que se origina a partir del desarrollo de la capa límite.



La densidad del gas, es el valor promedio que se emplea para todos los cambios de sección, lo cual es posible debido a que la caída de presión total es muy baja en comparación con la presión estática del gas, permitiendo tratar al flujo como incompresible.

La relación entre el caudal volumétrico  $Q$  y la constante de proporcionalidad  $K$ , permanece constante durante toda la sección, lo cual permite combinar las caídas de presión debido a cambios de área transversal e independientes de las fuerzas viscosas.

#### • Combinación

A partir de la combinación de la Ecuación 2 y Ecuación 3, se obtiene el modelo general de la Ecuación 4, el cual busca caracterizar el principio físico de los LFEs por medio de la relación entre la presión diferencial total  $\Delta P$  a través de un LFE, el caudal volumétrico  $Q$ , las propiedades del fluido  $\mu$  y  $\rho$ , la constante de proporcionalidad de calibración  $C$ , y la relación de áreas transversales  $K$ .

$$\Delta P = C \cdot \mu \cdot Q + K \cdot \rho \cdot Q^2 \quad (4)$$

Dividiendo la Ecuación 4 entre el producto de la viscosidad dinámica y el caudal volumétrico ( $\mu \cdot Q$ ), se obtiene la Ecuación 5, la cual es de gran utilidad para el estudio de los LFEs desde la me-

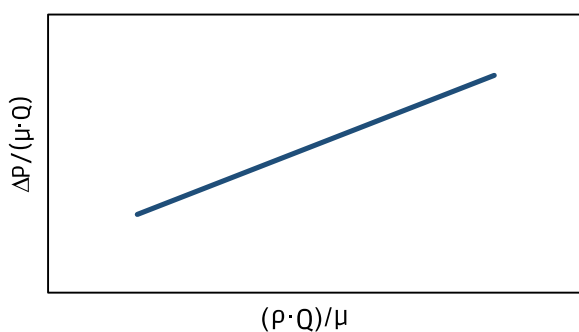
cánica de fluidos, debido a la proporcionalidad del término  $(\rho \cdot Q)/\mu$  con el número de Reynolds [3].

Donde  $K$  y  $C$  son la pendiente e intercepto con el eje vertical, respectivamente, de un comportamiento lineal.

Una de las limitantes que presenta la Ecuación 5, es la necesidad de aplicar iteraciones para el cálculo del caudal volumétrico, dado que éste no se encuentra de manera independiente, lo que no permite calcularlo netamente a partir de las magnitudes medibles, como lo son la presión diferencial a través del LFE y la presión absoluta y temperatura que determinan la densidad y viscosidad dinámica del fluido.

Para solucionar el inconveniente presentado, los medidores que operan bajo el principio de presión diferencial, expresan el desempeño en función de un coeficiente de descarga (caudal volumétrico medido sobre caudal volumétrico teórico) y el número de Reynolds. Sin embargo, para el caso de los LFEs, persiste el inconveniente debido a que el cálculo de caudal volumétrico medido, sigue dependiendo de él mismo aplicando la Ecuación 5.

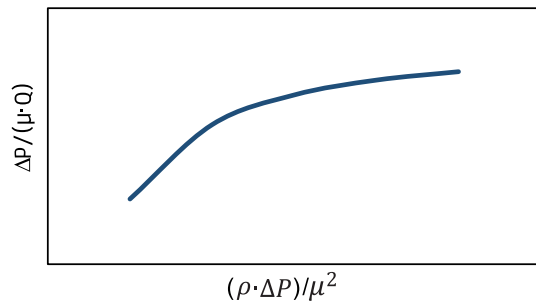
A partir del análisis del comportamiento de los LFEs y los modelos matemáticos desarrollados



**Figura 3. >>** Desempeño teórico de un LFE.

$$\frac{\Delta P}{\mu \cdot Q} = C + K \cdot \frac{\rho \cdot Q}{\mu} \quad (5)$$

Figura 4. >> Desempeño práctico de un LFE.



$$\frac{\Delta P}{\mu \cdot Q} = C + K \cdot \frac{\rho \cdot \Delta P}{\mu^2} \quad (6)$$

anteriormente, se puede observar que el caudal volumétrico es proporcional a la presión diferencial sobre la viscosidad dinámica del fluido, por lo tanto, al reemplazar esta relación en la Ecuación 6, se obtiene la Figura 4.

La parábola obtenida a partir de la Ecuación 6, refleja el desempeño de los LFEs con mayor acierto, como lo ha evidenciado el Instituto Nacional de Estándares y Tecnología (NIST) [4].

### 2.2.2 ENFOQUE: ANÁLISIS DIMENSIONAL

La caracterización del fenómeno físico de los LFEs, también se puede abordar desde un análisis dimensional o Teorema Pi de Buckingham, el cual permite agrupar las diferentes variables involucradas en grupos adimensionales más pequeños, reduciendo la complejidad del modelo matemático.

Este estudio fue llevado a cabo por Baker y Shafer [5], quienes identificaron siete variables que pudieran ser significativas en el principio físico de los LFEs: caudal  $Q$ , diferencial de presión  $\Delta P$ , viscosidad dinámica  $\mu$ , densidad  $\rho$ , presión absoluta  $P$ , longitud característica  $D$  y relación de calores específicos  $K$ . Posteriormente, determinaron tres unidades fundamentales requeridas para expresar las variables identificadas (masa, longitud y tiempo), y de esta forma apli-

car el Teorema Pi de Buckingham, el cual establece que el número de grupos adimensionales independientes es igual al número de variables identificadas menos las unidades fundamentales requeridas para expresarlas. Por lo tanto, desarrollaron cuatro grupos adimensionales, relacionados en la Ecuación 7.

$$\frac{Q \cdot \mu}{\Delta P \cdot D^3} = \alpha \left( \frac{\rho \cdot \Delta P \cdot D^2}{\mu^2}, \frac{\Delta P}{P}, K \right) \quad (7)$$

Agrupando los efectos de compresibilidad en un solo grupo adimensional, obtuvieron:

$$\frac{Q \cdot \mu}{\Delta P \cdot D^3} = \beta \left( \frac{\rho \cdot \Delta P \cdot D^2}{\mu^2}, \frac{\Delta P}{P \cdot K} \right) \quad (8)$$

Debido a que todo LFE posee una longitud característica  $D$  particular, esta variable no puede ser extrapolada a otros medidores, a diferencia de otras tecnologías que operan bajo el mismo principio, y, por lo tanto, debe extraerse del análisis dimensional, obteniendo la siguiente expresión:

$$\frac{Q \cdot \mu}{\Delta P} = \gamma \left( \frac{\rho \cdot \Delta P}{\mu^2}, \frac{\Delta P}{P \cdot K} \right) \quad (9)$$

Teniendo en cuenta que la caída total de presión a través de los LFEs es muy baja en comparación con la presión estática del gas, es posi-

ble considerar el flujo como incompresible, así como lo demostró el estudio llevado a cabo por Todd [6], en el que se concluyó que aplicar un modelo basado en el número de Reynolds para los LFEs, es preciso y suficiente, independientemente de su diseño, condiciones de operación, gas empleado o presentación de resultados de calibración. Por consiguiente, la Ecuación 10 describe el desempeño típico de los LFEs con gran acierto.

$$\frac{Q \cdot \mu}{\Delta P} = f\left(\frac{\rho \cdot \Delta P}{\mu^2}\right) \quad (10)$$

Como se puede observar, a partir del análisis dimensional se obtuvo la misma agrupación de variables que la representada en la Ecuación 6, lo cual denota coherencia entre ambos enfoques.

### 2.2.3 Modelos matemáticos de mayor exactitud

Como ya se mencionó, la Ecuación 6 describe con gran acierto el desempeño típico de los LFEs, además de ser fácilmente aplicable, pues no requiere de complejos conocimientos en el campo de la mecánica de fluidos. Sin embargo, buscando mayor exactitud para ciertas aplicaciones, diferentes fabricantes han desarrollado modelos polinomiales empíricos, asociados a las caídas de presión a través de los LFEs y soportados por el análisis dimensional descrito anteriormente.

Aplicando el modelo polinomial denominado "Uniflow" [7], se caracteriza el desempeño del medidor por medio de la siguiente expresión empírica.

$$\frac{\rho \cdot Q}{\mu} = \left( C_n \cdot \left( A \cdot \frac{\rho \cdot \Delta P}{\mu^2} \right)^n + \dots + C_1 \cdot \left( A \cdot \frac{\rho \cdot \Delta P}{\mu^2} \right) \right) \cdot \frac{1}{B} \quad (11)$$

Donde:

- Q: Caudal volumétrico a través del LFE.
- $\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido.
- $\rho$ : Densidad del fluido.
- $\Delta P$ : Diferencial de presión en LFE.
- $C_n$ : Coeficientes polinomiales de calibración.
- A,B: Coeficientes de normalización polinomial de segundo orden.

La ecuación 11, centra su interés en expresar los resultados de calibración en función de una transformación del número de Reynolds y del flujo másico [6], ya que este último es independiente de la presión de operación y facilita la interpretación de resultados cuando el caudal volumétrico es reportado a diferentes condiciones termodinámicas.

## 3 ELEMENTOS SECUNDARIOS Y TERCARIOS DE MEDICIÓN

A continuación, se presentan las magnitudes requeridas para el cálculo del caudal volumétrico a través de los LFEs y las magnitudes de monitoreo que deben ser tenidas en cuenta durante la operación según diferentes fabricantes y métodos aplicados de calibración. Cada una de estas magnitudes puede ser registrada manualmente, o preferiblemente por medio de un sistema de adquisición de datos, el cual se encarga mediante tarjetas electrónicas del tratamiento de las señales eléctricas emitidas por los sensores, buscando garantizar homogeneidad térmica y caídas de presión identificadas a lo largo del recorrido del fluido.

Cabe destacar que tanto la presión absoluta como la temperatura del fluido, son magnitudes que deben medirse en el patrón y medidor bajo prueba en procesos de calibración, de tal manera que puedan compararse los respectivos flujos a través de cada uno, por medio de la relación de las condiciones termodinámicas medidas.

### 3.1 Medición de presión diferencial

La incertidumbre de medición asociada al caudal volumétrico en un LFE depende en gran medida de la instrumentación secundaria, especialmente la empleada para la presión diferencial, ya que como se evidenció en el numeral 2.2 ésta es la magnitud más relevante en un LFE debido a la relación directa con el caudal volumétrico.

Para la adecuada selección del instrumento de presión diferencial, es importante tener en cuenta que la incertidumbre de éste debe ser inferior a la incertidumbre asociada a la calibración del LFE, de tal manera que la incertidumbre combinada, no se vaya a ver afectada significativamente por un elemento secundario de medición.

Por otro lado, la rangeabilidad de los LFEs, depende no solo de la geometría interna de los mismos, sino también de las características metrológicas del instrumento de presión diferencial. Los LFEs pueden alcanzar relaciones de caudal de operación 200:1 (dentro del régimen laminar), o incluso mayores; sin embargo, la capacidad que el instrumento de presión diferencial tenga para medir las bajas caídas de presión que se presentan en todo el intervalo de operación, determinará el intervalo óptimo del LFE. Por tal razón, se podría llegar a requerir dos o incluso más instrumentos de presión di-

ferencial para un mismo LFE.

### 3.2 Medición de presión absoluta

La medición de presión absoluta se emplea para determinar la densidad del fluido de calibración, la cual como ya se explicó en el numeral 2.2 se requiere para determinar la relación entre las caídas de presión producto de los cambios en áreas transversales y el caudal volumétrico a través de un LFE.

Algunos LFEs incluyen dentro de su estructura el respectivo sensor de presión absoluta. Sin embargo, para obtener mejores características metrológicas, diferentes fabricantes dejan a disposición del usuario los instrumentos respectivos para la medición de esta magnitud, especificando el puerto donde debe ser leída según la calibración del LFE.

### 3.3 Medición de temperatura

La medición de temperatura, al igual que la presión absoluta, se emplea para determinar la densidad del fluido de calibración, sin embargo, la mayor influencia de ésta se evidencia en el cálculo de la viscosidad dinámica, ya que como se describió en el numeral 2.2, las fuerzas viscosas que interactúan bajo el régimen laminar son las más relevantes en la relación entre la presión diferencial y el caudal volumétrico a través de un LFE.

A diferencia de la presión absoluta, la temperatura puede ser tomada tanto a la entrada como a la salida del LFE ya que su variación es despreciable. Sin embargo, se debe tener en cuenta la ubicación del sensor de temperatura para prevenir alteraciones en el perfil de flujo o mediciones que no correspondan netamente al fluido (cuando éste no se encuentra inmerso en la estructura del LFE).



### 3.4 Medición de condiciones ambientales

Si bien la medición de presión atmosférica, temperatura ambiente y humedad relativa, no se requieren para determinar el caudal volumétrico a través de un LFE, son necesarias para la verificar las condiciones ambientales de operación, establecidas por el método empleado y por el fabricante para un óptimo desempeño.

### 3.5 Elemento terciario de medición

Como elemento terciario de medición se define el sistema de adquisición de datos, encargado de ejecutar las labores de registro y monitoreo de las variables involucradas en el método y modelos matemáticos de calibración, disminuyendo la incertidumbre asociada a errores humanos en los procesos de registro y optimizando la operación de los LFEs.

Los instrumentos y sensores envían las señales eléctricas hacia tarjetas de adquisición de datos de acuerdo con su naturaleza digital o analógica, y éstos a su vez la transmiten al procesador del sistema el cual convierte estas señales en información digital que es transferida a un controlador para ser corregida y presentada al usuario por medio de un PC o display.

Este sistema de adquisición de datos puede ir inmerso en la carcasa de los LFEs o puede ser

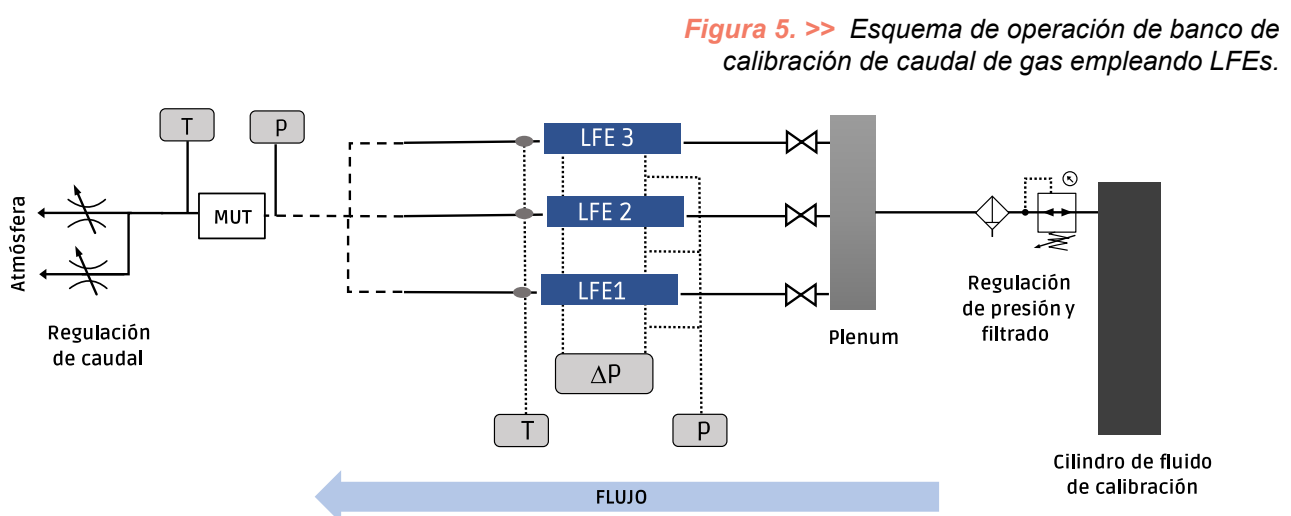
externo, lo cual dependerá de los diferentes fabricantes y requerimientos metrológicos.

## 4. BANCO DE CALIBRACIÓN DE CAUDAL DE GAS EMPLEANDO ELEMENTOS DE FLUJO LAMINAR (LFEs)

### 4.1 Operación

A continuación, se describirá el proceso general de operación del banco de flujo laminar desarrollado en la Corporación CDT de GAS, representado en la Figura 5.

El sistema inicia con el suministro del fluido de calibración por medio de un cilindro de gas comprimido, el cual es estrangulado y acondicionado a través de tres etapas de regulación y un mecanismo de filtrado de micropartículas. Posteriormente, el aire es dirigido hacia un plenum, donde el fluido se estabiliza térmicamente y permite que la presión hidrostática se distribuya de igual manera sobre cada una de las tres líneas del banco, las cuales son aisladas por medio de válvulas de paso según el caudal volumétrico de prueba. El flujo continúa a través del LFE seleccionado, para luego ingresar al medidor bajo prueba (MUT) y finalmente dirigir



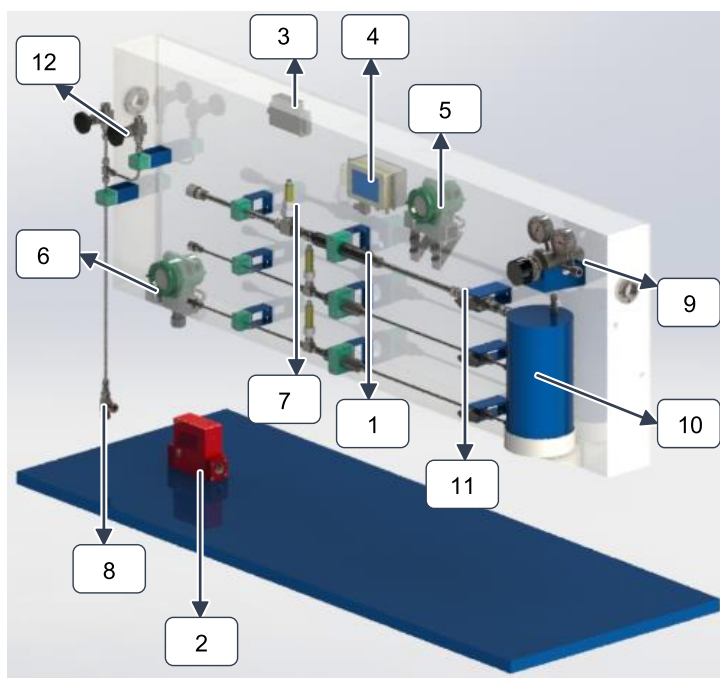
se hacia las válvulas de regulación de caudal las cuales conducen a la atmósfera.

La medición de presión absoluta se realiza a la entrada del LFE como lo recomienda el fabricante, mientras la temperatura es tomada a la salida de éste para evitar alteraciones en el perfil de flujo. Respecto a la medición de presión absoluta y temperatura a través MUT, se realiza de acuerdo con las especificaciones, tecnología o método de calibración del medidor.

Respecto a la presión diferencial, se instalan dos instrumentos, uno empleado para los mayores caudales de cada LFE y el otro para los menores (caídas de presión menores), de tal manera que la incertidumbre de medición no se vaya a ver afectada significativamente por esta magnitud, como se verá en el numeral 4.3.

#### 4.2 Componentes principales

**Figura 6. >> Componentes principales de banco de calibración de caudal de gas empleando LFEs**



**Tabla 1. >> Componentes principales de banco de calibración empleando LFEs.**

| N° | Componente                                       | N° | Componente                       |
|----|--|----|----------------------------------|
| 1  | Elementos de flujo laminar (LFEs)                | 1  | RTDs para LFEs                   |
| 2  | Medidor bajo prueba (MUT)                        | 2  | RTD para MUT                     |
| 3  | Transmisor de presión diferencial alta para LFEs | 3  | Sistema de regulación y filtrado |
| 4  | Transmisor de presión diferencial baja para LFEs | 4  | Plenum                           |
| 5  | Transmisor de presión absoluta para LFEs         | 5  | Válvulas de paso entrada LFEs    |
| 6  | Transmisor de presión absoluta para MUT          | 6  | Válvulas de regulación de caudal |

**Tabla 2. >> Especificaciones de banco de calibración empleando LFEs.**

|   |   |
|---|---|
| <b>Medidores objetivo</b>   | Caudalímetros   |
| <b>Medidores patrón</b>   | El banco usa tres patrones tipo elemento de flujo laminar: <ul style="list-style-type: none"> <li>• LFE 1: 0,001 – 0,01 [dm<sup>3</sup>/min]</li> <li>• LFE 2: 0,01 – 0,1 [dm<sup>3</sup>/min]</li> <li>• LFE 3: 0,1 – 11 [dm<sup>3</sup>/min]</li> </ul> |
| <b>Temperatura de operación</b>                                   | 20 ± 2 [°C]   |
| <b>Presión absoluta de operación</b>                              | De 905 ± 5 [hPa] a 2000 ± 5 [hPa]   |
| <b>Humedad ambiente</b>   | 50 ± 20 [%HR]   |
| <b>Incertidumbre relativa al error de medición característica</b> | U ≤ 0,4 [%] (k=2)   |

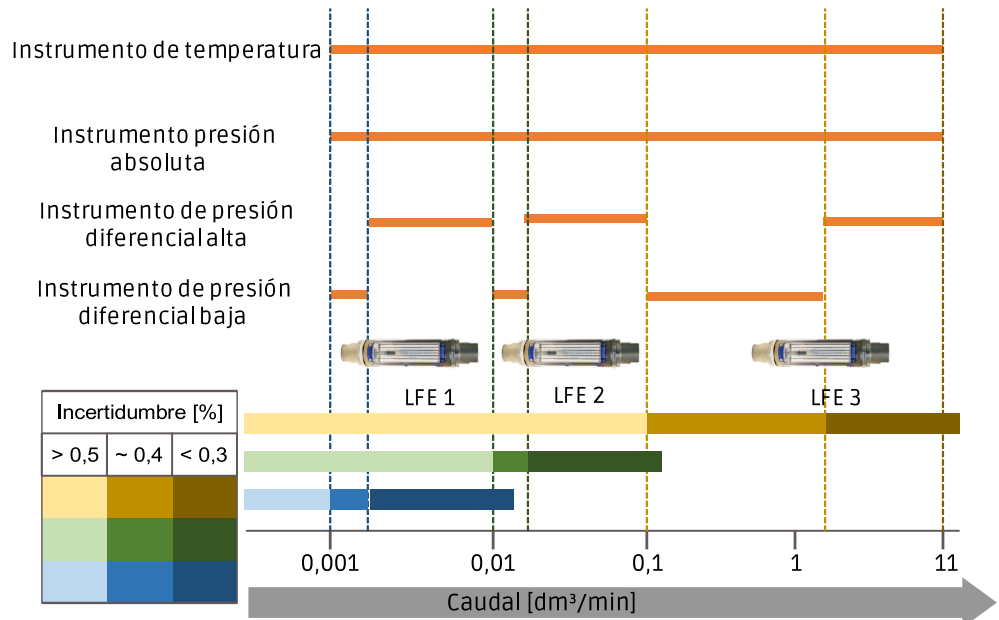
### 4.3 Especificaciones de operación y alcance

La incertidumbre de calibración dependerá del instrumento de presión diferencial y el LFE a emplear para cada caudal volumétrico. Para lo cual el sistema de control y adquisición de datos se encargará de seleccionar la configuración

óptima como se puede observar en la Figura 7.

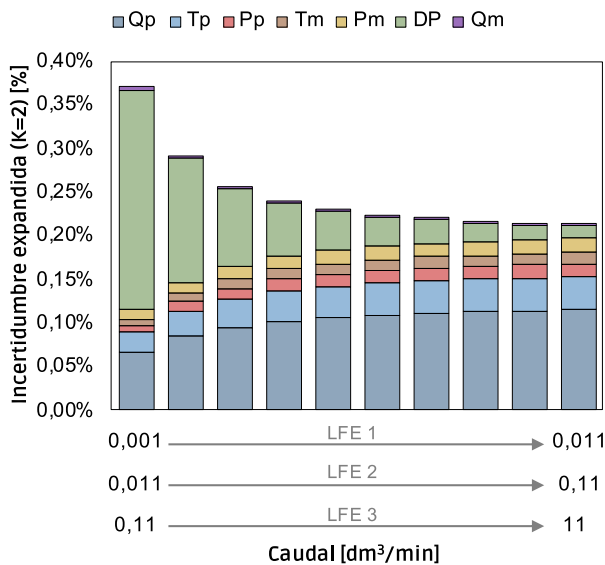
Por otro lado, a lo largo del intervalo de operación de cada uno de los LFEs, la incertidumbre de calibración varía junto con la contribución de cada magnitud de entrada, como se puede observar en la Figura 7.

**Figura 7. >> Instrumentación empleada para cada intervalo de operación.**



\* La incertidumbre es relativa al error de medición, expandida con un factor de cobertura de k=2

\*\* Los colores hacen referencia a la incertidumbre asociada a cada LFE para un respectivo intervalo de caudal volumétrico.



**Figura 8. >>**  
Contribución en la incertidumbre de calibración de las magnitudes implicadas.

**Tabla 3. >>** Especificaciones de banco de calibración empleando LFEs.

| Ventajas   | Desventajas / Consideraciones  |
|--|--|
| Alta estabilidad metrológica en el tiempo debido a su geometría interna (libre de partes móviles), lo cual permite una excelente repetibilidad de medición empleando la adecuada instrumentación.          | Requiere de instrumentación secundaria de altas cualidades metrológicas, especialmente para la medición de la presión diferencial.   |
| Son idóneos para operar como patrones de transferencia y patrones secundarios, debido a su bajo peso, tamaño, geometría compacta y altas cualidades metrológicas, especialmente en bajos y micro caudales. | Debe emplearse como fluido de operación o calibración, gases limpios y preferiblemente secos, acompañados de un sistema óptimo de filtrado, el cual permita evitar obstrucciones o alteración en la medición del LFE                 |
| La calibración basada en el número de Reynolds, permite que los LFEs operen con diferentes gases sin alterar la exactitud de la medición.  | Para caracterizar el desempeño de cada LFE, se requiere de una calibración individual.   |
| El principio de operación ha sido ampliamente estudiado, lo que ha permitido que gran cantidad de industrias empleen LFEs en sus procesos y, por lo tanto, se desarrollen continuamente mejoras.           | Requiere de secciones rectas aguas arriba y aguas abajo debido a que el perfil de velocidad a través del LFE debe ser completamente desarrollado en régimen laminar, para lo cual podría llegar a necesitar rectificadores de flujo. |
| Relación lineal entre caudal y la presión diferencial.   |  |
| Bajas caídas de presión.   |  |

Donde el subíndice p representa al patrón (LFE) y el subíndice m al medidor. Cabe destacar que existen otras fuentes de incertidumbres asociadas a la calibración que no fueron representadas en la Figura 8 por su baja contribución, pero que son tenidas en cuenta en el presupuesto general de incertidumbre.

Esta variación, se debe principalmente a las cualidades metrológicas del instrumento de presión diferencial empleado, ya que, para los menores caudales de operación de cada LFE, y, por lo tanto, para las menores caídas de presión, la incertidumbre de medición del instrumento incrementa.

## 5 DISCUSIÓN

En la Tabla 3 se presentan las ventajas y desventajas de los LFEs, además de algunas consideraciones que deben tenerse en cuenta para su cuidado y óptima operación.

## 6 CONCLUSIONES

El principio de operación de los LFEs puede ser abordado desde el enfoque asociado a las caídas de presión a través de un LFE o por medio de un análisis dimensional aplicando el teorema Pi de Buckingham. A partir de cada uno de ellos se obtiene la relación entre el caudal volumétrico, la presión diferencial, la densidad, viscosidad dinámica y las constantes de proporcionalidad derivadas de la calibración individual del LFE.

Los LFEs son instrumentos idóneos para operar como patrones de transferencia o secundarios de medición de flujo, debido a que su principio de operación y diseño interno, permiten altas cualidades metrológicas (especialmente en bajos y micro caudales), costo reducido de aseguramiento metrológico y posibilidad de ser empleado con diferentes gases. Por lo cual, a partir de estas características, se desarrolló un banco para la prestación de servicios acreditados de calibración desde 0,001 dm<sup>3</sup>/min a 11 dm<sup>3</sup>/min bajo la norma NTC-ISO/IEC 17025, reconocida por el Organismo Nacional de Acreditación de Colombia (ONAC).

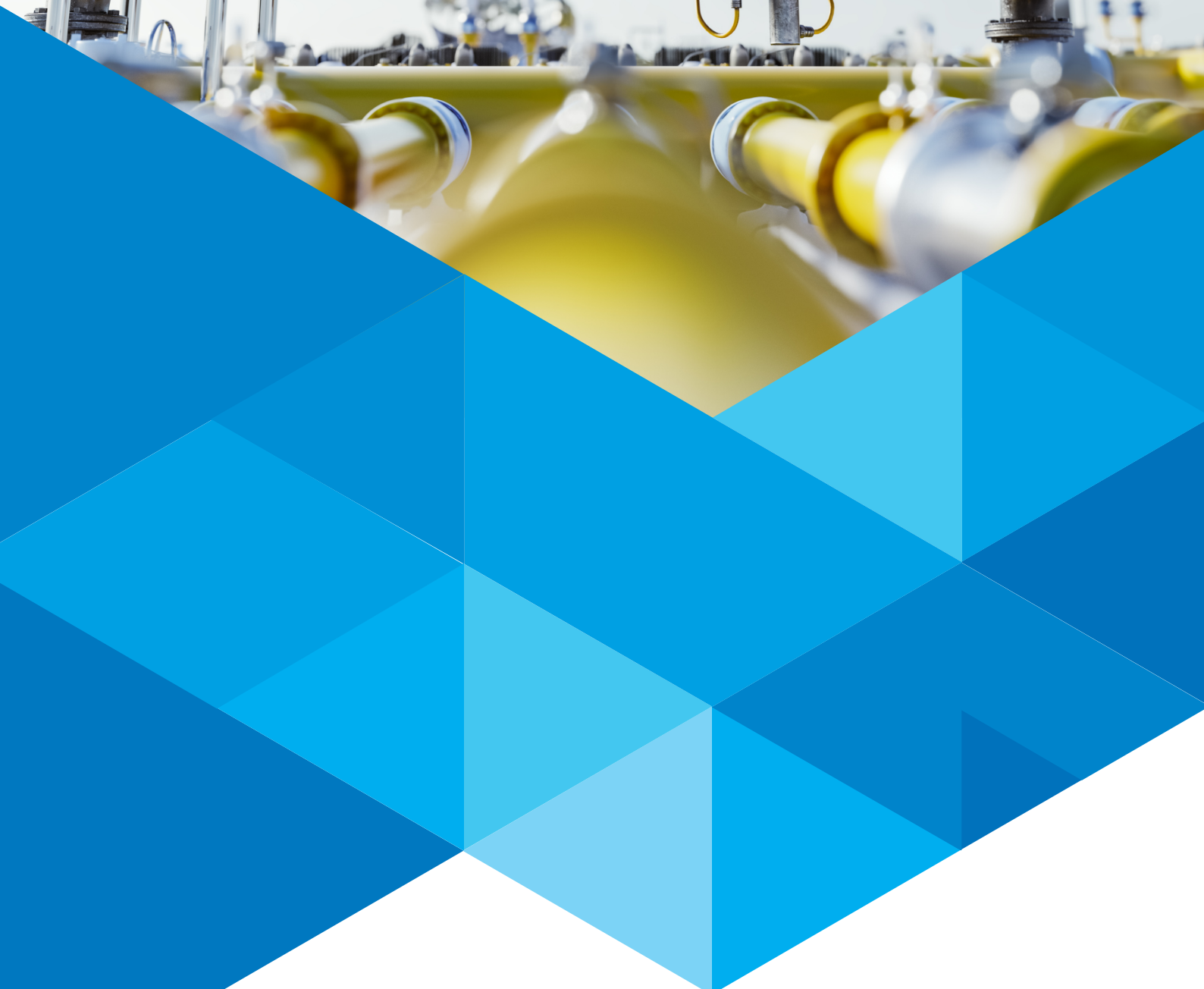
El desarrollo y puesta en marcha del banco de calibración empleando LFEs, consideró la importancia de la medición de la presión diferencial para determinar el caudal volumétrico, para lo cual se emplearon dos instrumentos que pudieran garantizar la incertidumbre requerida en todo el intervalo deseado para cada patrón.

Se seleccionó la instrumentación requerida para la medición de presión absoluta y temperatura, teniendo en cuenta la sensibilidad del caudal volumétrico a la densidad y viscosidad dinámica del fluido a través de los LFEs empleados, y garantizando que las características metrológicas de la instrumentación secundaria no tuvieran influencia significativa en la incertidumbre combinada asociada al caudal volumétrico. Así mismo, se consideraron las condiciones termodinámicas de operación requeridas para obtener el mejor desempeño de los LFEs.

## 7 REFERENCIAS

- [1] Spitzer DW. 2001. Flow Measurement – Practical Guides for Measurement and Control (2 ed). En: Laminar Flow Elements: 205–238.
- [2] Roberson JA. 1975. Engineering Fluid Mechanics.
- [3] Steel DI, Orbach LB. 1963. Theory and Use of the Vol-O-Flo\* Meter.
- [4] Wright JD. 2004. Gas Property Equations for the NIST Fluid Flow Group Gas Flow
- [5] Measurement Calibration Services. NIST.
- [6] Baker DW, Shafer MR. 1967. Preliminary notes on Laminar Flowmeters Flowing Gases. International document of the National Bureau of Standards.
- [7] Todd DA. 1981. A 'Universal Calibration Curve' for Laminar Flowmeters, Flow, Its Measurement and Control in Science and Industry, volume 2: 695.
- [8] Calibration Laboratory of TetraTec Instruments GmbH. 2019. Calibration certificate: D-K 17589-01-00.
- [9] Wright JD, Cobu T, Berg RF, Moldover M. 2012. Calibration of laminar flow meters for process gases Flow Measurement and Instrumentation 25: 8-14.





**Corporación CDTdeGAS**  
Centro de Desarrollo Tecnológico del GAS