



Evaluación de los sistemas de control de la Planta de Vapor del Laboratorio de Termofluidos

Nicolás Daniel Vidal Alegría

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de
Concepción para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesores guías:

Dr. Oscar Francisco Farías Fuentes.

Dr. Hugo Omar Garcés Hernández.

Julio 2025

Concepción, Chile

©2025 Nicolás Daniel Vidal Alegría

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento,
incluyendo la cita bibliográfica del documento



Dedicatoria

Este trabajo está dedicado a mis papás, Cristián y Jetzabel, a mi abuelita Mimi, a mis abuelitos que me acompañan desde el cielo, Lolo, Polo y Rebe, y a toda mi familia. Son lo mejor que Dios me pudo dar, sin ustedes nada de esto sería posible. Gracias por todo, los amo.



Agradecimientos

Agradezco profundamente a la Universidad de Concepción y en especial al Departamento de Ingeniería Mecánica por brindarme el apoyo y las herramientas necesarias para la realización de esta Memoria de Título.

También agradecer a mis profesores patrocinantes Oscar Farías y Hugo Garcés, por brindarme su apoyo y dedicación durante el desarrollo del proyecto, destacando por sobre todas las cosas su gran calidad humana.

Del mismo modo, agradezco a ANID Chile por el patrocinio otorgado a mi trabajo a través del proyecto Fondecyt Regular N° 1220903.

Finalmente quiero agradecer a mi familia por ser el pilar fundamental en mi vida, por estar siempre conmigo y por el inmenso amor que me entregan día a día. Muchas gracias por todo lo que hacen por mí.



Resumen

Se presenta el desarrollo de un modelo para predecir el comportamiento dinámico de la caldera de vapor del Laboratorio de Termofluidos de la Universidad de Concepción, con la finalidad de simular diferentes escenarios de control. El modelo de la caldera incluye: quemador de gas natural, cámara de combustión e intercambiador de calor de 3 pasos. Se desarrollan los balances de masa y energía en cada componente y se determinan los coeficientes globales de transferencia de calor para la cámara de combustión e intercambiador de calor a partir de datos experimentales. El modelo se implementa en el software EES y arroja como resultado la evolución temporal de las diferentes temperaturas en el circuito de humos y la temperatura del agua. La validación del modelo se realiza mediante comparación con datos de ensayos en laboratorio. Los resultados presentan un ajuste entre el modelo y la experimentación con error inferior a 5%. El modelo de control de combustión se obtiene linealizando la ecuación diferencial de temperatura de agua en el punto de operación, donde se consiguen las funciones de transferencia de la temperatura del agua en función de la temperatura de los gases y la demanda de vapor, luego las funciones de transferencia de la temperatura de los gases se obtienen por medio del modelo dinámico simulando escalones en el flujo de combustible y exceso de aire. El modelo de control de agua de alimentación se alcanza aplicando directamente transformada de Laplace en el balance de masa. Los sistemas de control modulante diseñados responden correctamente ante perturbaciones y logran mantener las variables controladas en el punto de operación. Finalmente se realiza una comparación entre el sistema de control diseñado y el actual, obteniéndose una mejora en la eficiencia de 4%.



Abstract

The development of a model to predict the dynamic behavior of the steam boiler at the Thermofluids Laboratory of the University of Concepción is presented, with the aim of simulating different control scenarios. The boiler model includes a natural gas burner, combustion chamber, and a three-pass heat exchanger. Mass and energy balances are developed for each component, and the overall heat transfer coefficients for the combustion chamber and heat exchanger are determined from experimental data. The model is implemented in EES software and outputs the temporal evolution of the different temperatures in the flue gas circuit and the water temperature. The model is validated by comparing it with laboratory test data. The results show a fit between the model and the experiments with an error of less than 5%. The combustion control model is obtained by linearizing the differential equation for water temperature at the operating point, where the water temperature transfer functions are obtained as a function of gas temperature and steam demand. The gas temperature transfer functions are then obtained using the dynamic model, simulating steps in fuel flow and excess air. The feedwater control model is achieved by directly applying the Laplace transform to the mass balance. The designed modulating control systems respond adequately to disturbances and manage to maintain controlled variables at the operating point. Finally, a comparison is made between the designed control system and the current one, resulting in a 4% efficiency improvement.



Contenidos

| | |
|--|-----------|
| Lista de Figuras | 8 |
| Lista de Tablas..... | 10 |
| Nomenclatura | 11 |
| 1 Introducción | 13 |
| 1.1 Contexto | 13 |
| 1.2 Hipótesis | 14 |
| 1.3 Objetivos | 14 |
| 1.4 Objetivos específicos | 14 |
| 1.5 Metodología..... | 15 |
| 2 Marco teórico..... | 18 |
| 2.1 Calderas de vapor | 18 |
| 2.2 Tipos de sistemas de control en calderas..... | 18 |
| 2.2.1 Control de On/Off | 18 |
| 2.2.2 Control modulante..... | 20 |
| 2.3 Estrategias de control..... | 22 |
| 2.3.1 Control de combustión..... | 22 |
| 2.3.2 Control de agua de alimentación | 23 |
| 3 Análisis operacional..... | 24 |
| 3.1 Caracterización técnica..... | 24 |
| 3.1.1 Descripción general | 24 |
| 3.1.2 Instrumentos de control y monitoreo..... | 26 |
| 3.2 Análisis de la operación actual..... | 28 |
| 3.2.1 Relación aire-combustible | 28 |
| 3.2.2 Demanda de vapor..... | 29 |
| 3.2.3 Presión de vapor | 30 |
| 3.2.4 Temperatura de los gases | 31 |
| 3.2.5 Emisiones | 32 |
| 3.2.6 Agua de alimentación..... | 33 |
| 4 Modelo dinámico de la caldera | 35 |
| 4.1 Balances de masa y energía | 35 |
| 4.1.1 Quemador | 36 |
| 4.1.2 Cámara de combustión (Tubo hogar)..... | 37 |
| 4.1.3 Intercambiador de calor (Pasos) | 38 |



| | | |
|----------------------|---|-----------|
| 4.1.4 | Agua..... | 39 |
| 4.2 | Transferencia de calor | 40 |
| 4.2.1 | Resistencia interna | 41 |
| 4.2.2 | Resistencia externa | 42 |
| 4.3 | Exceso de aire..... | 45 |
| 4.4 | Resultados del modelo | 46 |
| 5 | <i>Desarrollo de modelo de control de lazo cerrado</i> | 55 |
| 5.1 | Control de combustión | 55 |
| 5.2 | Control de alimentación de agua | 68 |
| 5.3 | Resultados del control | 69 |
| 6 | <i>Conclusiones.....</i> | 79 |
| 7 | <i>Referencias.....</i> | 80 |
| Anexo A..... | | 82 |
| Anexo B..... | | 93 |
| Anexo C | | 94 |
| Anexo D..... | | 98 |



Lista de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1. Metodología | 17 |
| Figura 2. Caldera de vapor pirotubular [10]..... | 18 |
| Figura 3. Sistema de control de nivel On/Off [12]..... | 19 |
| Figura 4. Sistema de control de combustión On/Off [13]..... | 20 |
| Figura 5. Sistema de control de nivel modulante [12]..... | 21 |
| Figura 6. Sistema de control de combustión modulante [13]..... | 21 |
| Figura 7. Estrategia de control de combustión [14]..... | 22 |
| Figura 8. Estrategia de control de agua de alimentación [14]..... | 23 |
| Figura 9. Caldera del Laboratorio de Termofluidos [1]..... | 24 |
| Figura 10. Dashboard sistema de monitoreo [15]..... | 26 |
| Figura 11. Evolución temporal del flujo de combustible y porcentaje de oxígeno..... | 29 |
| Figura 12. Evolución temporal de la demanda de vapor..... | 30 |
| Figura 13. Evolución temporal de la presión de vapor..... | 31 |
| Figura 14. Evolución temporal de las temperaturas de los gases..... | 32 |
| Figura 15. Evolución temporal de emisiones de CO..... | 33 |
| Figura 16. Evolución temporal de flujo de alimentación de agua..... | 34 |
| Figura 17. Modelo dinámico de la caldera..... | 35 |
| Figura 18. Modelo térmico simplificado..... | 35 |
| Figura 19. Volumen de control en el quemador..... | 36 |
| Figura 20. Volumen de control en la cámara de combustión..... | 37 |
| Figura 21. Volumen de control en el intercambiador de calor..... | 39 |
| Figura 22. Volumen de control en el agua..... | 40 |
| Figura 23. Red de resistencias térmicas en intercambiador de calor [16]..... | 41 |
| Figura 24. Convección forzada cilindro interior..... | 41 |
| Figura 25. Convección natural cilindro exterior [16]..... | 43 |
| Figura 26. Convección externa en banco de tubos..... | 43 |
| Figura 27. Comparación de coeficiente de transferencia de calor..... | 44 |
| Figura 28. Evolución temporal de coeficiente de transferencia de calor corregido..... | 45 |
| Figura 29. Comparación de exceso de aire..... | 45 |
| Figura 30. Comportamiento de exceso de aire ante un cambio en la apertura del dámper..... | 47 |
| Figura 31. Comparación de AU en la cámara de combustión..... | 48 |
| Figura 32. Comparación de AU en el intercambiador de calor..... | 49 |
| Figura 33. Evolución temporal de la temperatura de los gases en la cámara de combustión (dámper 1/4)..... | 50 |
| Figura 34. Evolución temporal de temperatura de los gases en la cámara de combustión (dámper 1/8)..... | 50 |
| Figura 35. Evolución temporal de temperatura de los gases en el intercambiador de calor (dámper 1/4)..... | 51 |
| Figura 36. Evolución temporal de temperatura de los gases en el intercambiador de calor (dámper 1/8)..... | 51 |



| | |
|---|----|
| Figura 37. Evolución temporal de la presión de vapor (damper 1/4). | 52 |
| Figura 38. Evolución temporal de la presión de vapor (dámper 1/8). | 53 |
| Figura 39. Esquema control de presión..... | 55 |
| Figura 40. Respuesta de Temperatura promedio de gases en CC ante un escalón en el flujo de combustible..... | 58 |
| Figura 41. Respuesta de Temperatura promedio de gases en IC ante un escalón en el flujo de combustible..... | 60 |
| Figura 42. Respuesta de Temperatura promedio de gases en CC ante un escalón en el flujo de aire. | 61 |
| Figura 43. Respuesta de Temperatura promedio de gases en IC ante un escalón en el flujo de aire. | 63 |
| Figura 44. Diseño de control de combustión. | 65 |
| Figura 45. Respuesta del exceso de aire ante un escalón en el flujo de combustible. | 66 |
| Figura 46. Respuesta del exceso de aire ante un escalón en la apertura del dámper. | 66 |
| Figura 47. Curva de presión de saturación de agua..... | 67 |
| Figura 48. Esquema de control de agua en caldera. | 68 |
| Figura 49. Diagrama de bloques control de combustión. | 70 |
| Figura 50. Control de presión sin demanda de vapor. | 71 |
| Figura 51. Respuesta de controladores de flujo de combustible y apertura de dámper sin demanda de vapor. | 71 |
| Figura 52. Control de exceso de aire sin demanda de vapor..... | 72 |
| Figura 53. Control de presión con demanda de vapor en condiciones normales..... | 73 |
| Figura 54. Respuesta de controladores de flujo de combustible y apertura de dámper con demanda de vapor en condiciones normales. | 73 |
| Figura 55. Control de exceso de aire con demanda de vapor en condiciones normales. . | 74 |
| Figura 56. Diagrama de bloques control de agua de alimentación. | 75 |
| Figura 57. Volumen de agua en caldera ante demanda de vapor. | 75 |
| Figura 58. Respuesta de control de agua de alimentación a la demanda de vapor. | 76 |
| Figura 59. Comparación de la presión de vapor en sistemas de control. | 77 |
| Figura 60. Comparación de flujo de combustible en sistemas de control. | 77 |
| Figura 61. Comparación temporal de eficiencias. | 78 |



Lista de Tablas

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Resumen de ensayos realizados en la caldera..... | 16 |
| Tabla 2. Características nominales de la caldera [9]. | 25 |
| Tabla 3. Geometría de la caldera [1]. | 25 |
| Tabla 4. Características nominales del quemador [9]. | 25 |
| Tabla 5. Características nominales de la bomba [9]. | 25 |
| Tabla 6. Instrumentación sistema de monitoreo [15]. | 26 |
| Tabla 7. Tabla de errores del modelo. | 54 |



Nomenclatura

| | | |
|----------------|---|---|
| A | : | Área, m ² |
| C _p | : | Capacidad calorífica, J/kmol-K |
| D | : | Diámetro, m |
| G | : | Función de transferencia |
| h | : | Entalpía, J/kmol |
| L | : | Largo, m |
| m | : | Masa, kmol |
| \dot{m} | : | Flujo másico, kmol/s |
| n | : | Moles, kmol |
| Nu | : | El número de Nusselt |
| P | : | Presión, bar |
| PCI | : | Poder calorífico inferior, J/kmol-K |
| Pr | : | Número de Prandtl |
| \dot{Q} | : | Flujo de calor, W |
| Re | : | Número de Reynolds |
| T | : | Temperatura, °C |
| t | : | Tiempo, s |
| U | : | Coeficiente global de transferencia de calor, W/m ² -K |
| V | : | Volumen, m ³ |
| \dot{V} | : | Flujo volumétrico, m ³ /s |
| v | : | Fracción molar |
| w | : | Fracción másica |

Subíndices

| | | |
|----|---|----------------------|
| a | : | Aire |
| ad | : | Adiabática |
| b | : | Bomba |
| c | : | Combustión |
| cc | : | Cámara de combustión |
| f | : | Combustible |



| | | |
|-----|---|-------------------------|
| g | : | Gas |
| ic | : | Intercambiador de calor |
| r | : | Referencia |
| sat | : | Saturación |
| w | : | Agua |

Letras griegas

| | | |
|---------------|---|---|
| Δ | : | Diferencia |
| ε | : | Emisividad |
| μ | : | Viscosidad cinemática, kg/m-s |
| ρ | : | Densidad, kmol/m ³ |
| σ | : | Constante de Stefan-Boltzmann, W/m ² -K ⁴ |



1 Introducción

1.1 Contexto

Actualmente la planta de vapor del laboratorio de Termofluidos de la Universidad de Concepción dispone de una caldera pirotubular de marca Loos Gunzenbausen, con una capacidad de producción de vapor de 250 kg/h a una presión máxima de 8 bar. Esta cuenta con sistemas de control On/Off (también conocido como Todo o Nada) para el control de combustión en el quemador y el control de alimentación de agua en la bomba [1]. Estos sistemas de control, aunque son funcionales presentan algunas limitaciones debido a que es el control más antiguo y típico usado en la industria. Su funcionamiento puede presentar diversos inconvenientes, como el desgaste en los equipos (bomba y quemador), golpes térmicos, cambios bruscos de presión o pérdida de eficiencia en el sistema.

En la actualidad hay sistemas de control más modernos que presentan mejoras respecto a las limitaciones del control actual. Desde el punto de vista tecnológico diversos estudios han demostrado que la eficiencia de las calderas mejora al operar con control modulante por sobre el control On/Off. Botía y Parra [2] evidencian en su trabajo de grado que la eficiencia de una caldera pirotubular se incrementa al implementar este tipo de control, registrando mejoras del 6,63% y 12,66% en dos niveles de potencia evaluados, lo que se traduce en ahorros de combustible de 1,67 kg/h y 2,7 kg/h, respectivamente. En el estudio que presenta Vera [3] se obtiene como resultado un incremento de un 5% en la eficiencia de una caldera pirotubular al cambiar sus sistemas de control On/Off por modulantes. Además, se consiguen mejoras en la operación, funcionando a presión constante y reduciendo los golpes de temperatura.

La mejora en la eficiencia de las calderas y la reducción del consumo de combustible influye directamente en el aspecto económico. Esto lo demuestra el estudio que realizan Haq y Masood [4], donde la eficiencia de una caldera pirotubular aumenta en un 3% al mejorar el control de exceso de oxígeno. Esta mejora se traduce en un ahorro de combustible equivalente a aproximadamente 3 millones de rupias pakistaníes (10 millones de pesos chilenos) anuales. Wilmer y Wendy Naranjo [5] logran evidenciar que al independizar las señales de control de aire y de combustible mediante control modulante, se obtiene un ahorro de 15,9 Gal./día, lo que representa un ahorro de combustible de un 10% aproximadamente.

Los sistemas de control también tienen repercusiones en el ámbito ambiental. Según el informe que expone el Ministerio del Medio Ambiente [6], la combustión en calderas es el principal responsable de las emisiones de dióxido de carbono en el país, con emisiones de 65 millones de toneladas de CO₂ y 47 mil toneladas de NO_x al año. Además, el rubro de las termoeléctricas representa el 47,05% y 35,65% del total de estas emisiones respectivamente.

Estos gases contaminantes repercuten directamente en la salud de las personas y están relacionados con enfermedades respiratorias como asma, bronquitis crónica y cáncer pulmonar. El informe anual que presenta el Ministerio del Medio Ambiente [7] indica que la



exposición al material particulado fino (MP2.5), asociado con CO y NO_x fue responsable en el año 2018 de 4,2 millones de muertes prematuras a nivel mundial. El estudio que desarrollan Matus, Díaz y González [8] estima que en las comunas de la Región Metropolitana existen 11.686 personas con problemas de salud atribuibles a la exposición de NO₂, incluyendo muertes, hospitalizaciones y atenciones de urgencia entre los años 2016 y 2018.

Por otra parte, es importante que los estudiantes tengan conocimiento de nuevas tecnologías, como es el caso del control modulante en calderas. Así lo demuestra la encuesta realizada por Jara [9], donde el 78% de los estudiantes resalta la importancia de las experiencias de laboratorio y el 81% cree que la modernización de la planta mejora el proceso de enseñanza.

La implementación de un sistema de control modulante en la caldera del laboratorio de Termofluidos podría mejorar las problemáticas mencionadas anteriormente, al aumentar la eficiencia de combustión y operativa de la caldera, optimizar la relación aire-combustible, reducir la emisión de gases de efecto invernadero y permitir beneficios económicos gracias al ahorro de combustible.

1.2 Hipótesis

Se estima que los sistemas de control modulantes propuestos para el control de combustión y alimentación de agua evaluados a través de simulación computacional, presenten una mejora de entre 5-10% en la eficiencia operativa de la caldera. Además, se espera que la percepción de los estudiantes de la Universidad mejore respecto a los beneficios proyectados por los sistemas de control a nivel industrial.

1.3 Objetivos

OG: Evaluar la operación de los sistemas de control de combustión y alimentación de agua de la Planta de Vapor, con el propósito de proponer alternativas de mejora.

1.4 Objetivos específicos

OE1: Diagnosticar el funcionamiento actual de los sistemas de control On/Off de la caldera del Laboratorio de Termofluidos.

OE2: Desarrollar modelos de lazo abierto para control modulante de combustión y de alimentación de agua.

OE3: Diseñar sistemas de control modulante para combustión y alimentación de agua con los modelos desarrollados.

OE4: Evaluar mediante simulaciones el desempeño de los sistemas de control propuestos, comparando sus resultados con datos reales obtenidos de ensayos.



1.5 Metodología

La metodología del proyecto se separa por los objetivos específicos, detallando las actividades que se deben realizar para poder cumplirlos. El resumen de la metodología se presenta en la Figura 1.

El primer objetivo específico (OE1) de este proyecto se lleva a cabo realizando una revisión del estado del arte relacionado con sistemas de control modulantes en calderas de vapor y de la instrumentación actual de la caldera del laboratorio de Termofluidos. Luego se continúa con la elaboración de un protocolo de ensayo, donde se realizan mediciones variando las condiciones de operación. Las condiciones de los ensayos se encuentran especificadas en la Tabla 1. El ensayo 1 se utiliza para analizar y diagnosticar la operación de la caldera con el control actual y para comparar la operación con el modelo simulado. Con el ensayo 2 se obtiene la relación del exceso de aire con la apertura del dámper y el flujo de combustible. Finalmente, los ensayos 3 y 4 se utilizan para validar el modelo dinámico de la caldera.

Para cumplir el segundo objetivo específico (OE2) se modela la dinámica de la caldera y se separa en diferentes volúmenes de control. Se obtienen las ecuaciones termodinámicas mediante balances de masa y energía en cada volumen. Se desarrolla el cálculo de coeficiente global de transferencia de calor mediante método teórico y luego se realiza un ajuste para corregir el cambio en la dinámica del sistema. Con ayuda de los datos experimentales se obtiene la función que relaciona el flujo de combustible y la apertura del dámper con el exceso de aire. Posteriormente se simula todo el modelo dinámico de la caldera por medio de simulación computacional, específicamente se utiliza el software EES. El modelo se valida comparando los resultados de simulación con los datos obtenidos en los ensayos.

En el tercer objetivo específico (OE3) se selecciona la estrategia de control que se va a implementar en cada control. Se utilizan las ecuaciones diferenciales de temperatura y volumen del agua al interior de la caldera. Se linealizan las ecuaciones en el punto de operación y se aplica la transformada de Laplace para obtener las funciones de transferencia del sistema. Para obtener las funciones de transferencia faltantes se utiliza el modelo dinámico de la caldera construido en el OE2. Luego se selecciona la variable que se va a controlar y se realiza la sintonización de las constantes del controlador mediante la herramienta de Matlab PIDTuner. Para la sintonización se utilizan las funciones de transferencia de las variables controladas y se define la velocidad y robustez del sistema.

Para alcanzar el cuarto objetivo específico (OE4) se construye el diagrama de bloques de cada sistema de control y se realiza la simulación en Simulink. Se realiza un análisis de los resultados obtenidos por la simulación para las variables de control y las controladas. Se comparan los resultados obtenidos en la simulación con los datos obtenidos en los ensayos realizados en el OE1. Se realiza un análisis de indicadores de desempeño como tiempo de establecimiento y eficiencia. Para finalizar se elaboran las conclusiones.



Tabla 1. Resumen de ensayos realizados en la caldera.

| Ensayo | Fecha | Apertura Dámper (Fracción) | Flujo de combustible (Nm ³ /h) | Descripción |
|--------|------------|----------------------------|---|--|
| 1 | 24/05/2024 | Variable | 10,5 – 14,5 | Se analiza el comportamiento de los parámetros de la caldera durante la operación del control On/Off, cambiando el flujo de combustible y el exceso de aire. |
| 2 | 06/05/2024 | Variable | 14 - 17 | Se analiza el porcentaje de oxígeno de los gases para varias aperturas del dámper y dos condiciones de flujo de combustible, 14 y 17 Nm ³ /h. |
| 3 | 19/06/2024 | 1/4 | 17 | Se analizan temperaturas de gases y presión de vapor en régimen transitorio de la caldera con flujo de combustible constante en 17 Nm ³ /h y apertura de dámper constante en 1/4. |
| 4 | 27/06/2024 | 1/8 | 17 | Se analizan temperaturas de gases y presión de vapor en régimen transitorio de la caldera con flujo de combustible constante en 17 Nm ³ /h y apertura de dámper constante en 1/8. |



Figura 1. Metodología



2 Marco teórico

Esta sección presenta conceptos clave sobre la operación de calderas y los principios básicos de los sistemas de control aplicados a estos equipos. En particular, se destacan las diferencias entre los sistemas de control On/Off y modulante, encargados de regular el funcionamiento del quemador y la bomba de alimentación de agua.

2.1 Calderas de vapor

El decreto N° 48/84 [10] define caldera como un recipiente metálico en el que se genera vapor a presión mediante la acción del calor. Estas operan utilizando el calor generado por la combustión entre el combustible y el aire. Este calor es transferido al agua contenida en su interior a través de transferencia de calor por radiación y convección. Las calderas en su interior tienen una cámara de combustión (también llamada hogar) que es donde se produce el proceso de combustión, en esta etapa la transferencia de calor al agua es principalmente por radiación. Luego los gases de la cámara de combustión pasan a una zona de tubos (pasos) donde la transferencia de calor al agua es principalmente a través de convección, finalmente estos gases son expulsados a través de una chimenea. La transferencia de calor al agua debe ser suficiente para evaporar el agua a una determinada presión de operación. Un ejemplo de caldera de vapor es la representada en la Figura 2.

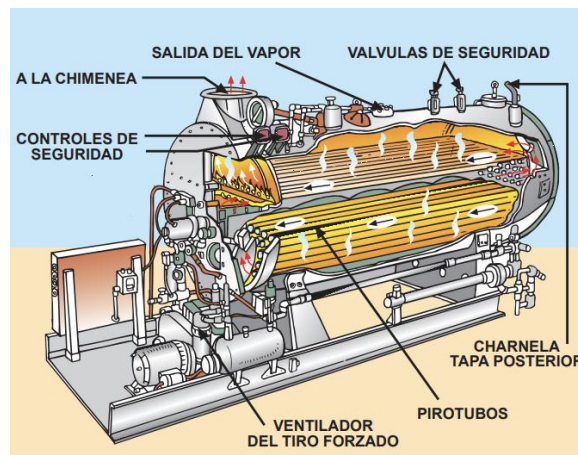


Figura 2. Caldera de vapor pirotubular [10].

2.2 Tipos de sistemas de control en calderas

Para garantizar un correcto funcionamiento, las calderas de vapor tienen sistemas de control que regulan sus variables críticas como la presión, temperatura o nivel de agua en su interior, siendo esta última la variable de control más común en la industria. A continuación, se presentan los dos sistemas de control típicos en calderas de vapor.

2.2.1 Control de On/Off

En sistemas de control de nivel tipo On/Off [11] la bomba de alimentación se activa o desactiva entre dos niveles de agua. Mientras la bomba está detenida, el quemador sigue



operando para mantener la producción de vapor. Al activarse la bomba, se inyecta una gran cantidad de agua fría, lo que provoca una caída momentánea de la presión y del flujo de vapor. Una vez que la bomba se detiene, la presión vuelve a subir y el quemador reduce su intensidad. Este sistema se representa en la Figura 3.

El control On/Off del quemador [13] se mantiene encendido hasta que alcanza una presión máxima, luego este se apaga y la presión disminuye gradualmente, cuando la presión baja hasta el nivel mínimo operacional el quemador se vuelve a encender. De esta forma mantiene la presión en un rango óptimo de operación. Este tipo de control se ilustra en la Figura 4, donde se aprecia que el trabajo del quemador no sigue el perfil de la demanda. Como se muestra en el gráfico, el quemador opera de manera escalonada, sin ajustarse de forma continua a las variaciones, lo que evidencia una falta de correspondencia entre el trabajo realizado y el perfil requerido.

Las ventajas y desventajas del control On/Off según Spirax Sarco [12] son:

Ventajas:

- Es simple
- Tiene menor costo que otros sistemas de control
- Ideal para calderas que no operan de forma continua.

Desventajas:

- Presión y caudal de vapor variable.
- Mayor posibilidad de arrastre de agua en la caldera.
- Presenta más problemas operativos que otros controles.

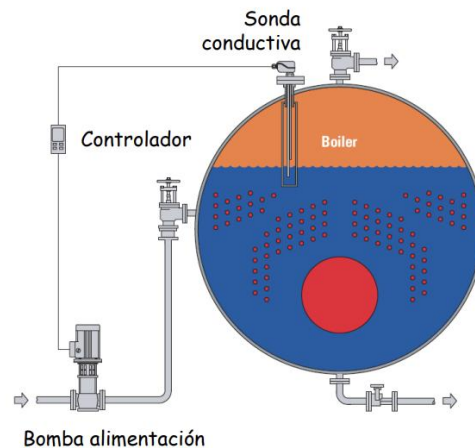


Figura 3. Sistema de control de nivel On/Off [12].

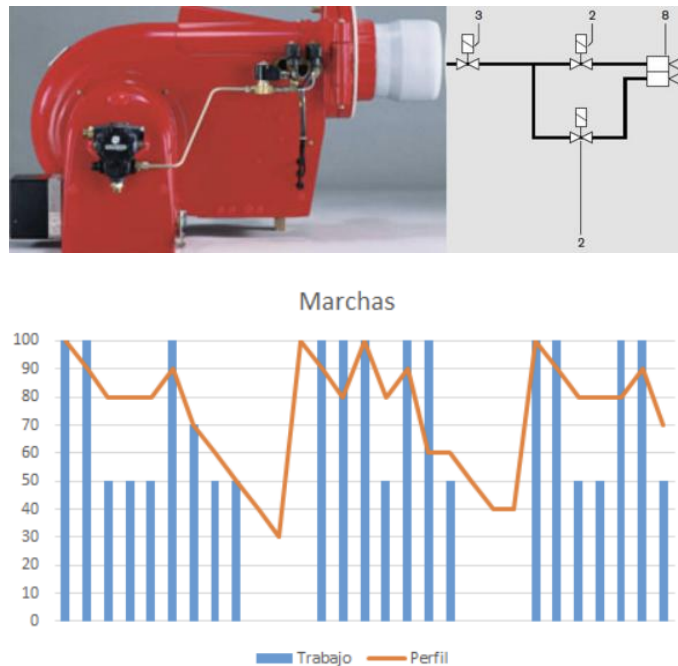


Figura 4. Sistema de control de combustión On/Off [13].

2.2.2 Control modulante

En el control modulante [11] el nivel de agua se regula mediante un controlador proporcional que se ajusta con una válvula de control en la línea de alimentación como se ilustra en la Figura 5, mientras la bomba opera de forma continua. Este tipo de control proporciona un funcionamiento estable y continuo, siendo adecuado para prácticamente cualquier tipo de caldera, ya sea de gran o pequeña capacidad, ya que ajusta el suministro de agua en función de la demanda de vapor.

En el caso del control modulante en el quemador [13] este regula su potencia en base a la demanda de vapor como se observa en la Figura 6, en dicha figura se observa cómo el perfil de operación del quemador se adapta a las variaciones en la demanda de trabajo. Además, el flujo de aire se ajusta al flujo de combustible para tener una combustión eficiente, optimizando la transferencia de calor y reduciendo el consumo de combustible. Esto permite una operación estable de la caldera y evita problemas como caídas de presión y reducción en la vida útil del quemador.

Las ventajas y desventajas del control modulante según Spirax Sarco [12] son:

Ventajas:

- Se tiene una presión de vapor y caudal constante.
- El quemador funciona de forma más eficiente.
- Menor estrés térmico en la caldera
- Menor arrastre de agua.
- Menor desgaste de bomba y quemador.

- Permite controlar el flujo de oxígeno en función del flujo de combustible.
- Reducción de emisiones de gases debido al ajuste de relación aire-combustible.
- Mejora de eficiencia en la combustión.
- Ahorro de combustible.

Desventajas:

- Es más caro que sistemas de control más simples.
- Menos adecuado para una operación en espera.
- Puede tener un mayor consumo de electricidad.

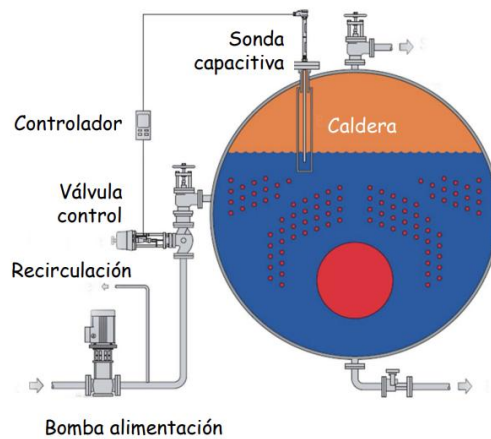


Figura 5. Sistema de control de nivel modulante [12].

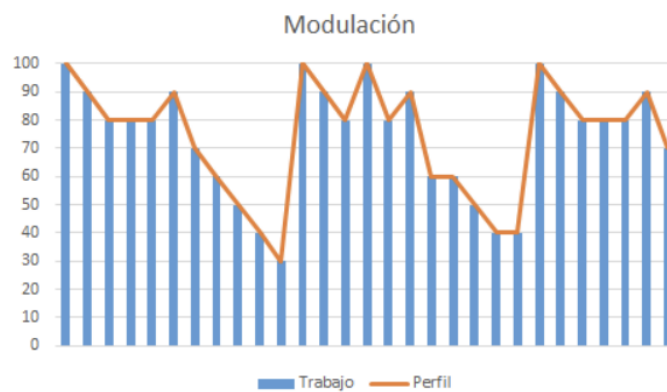
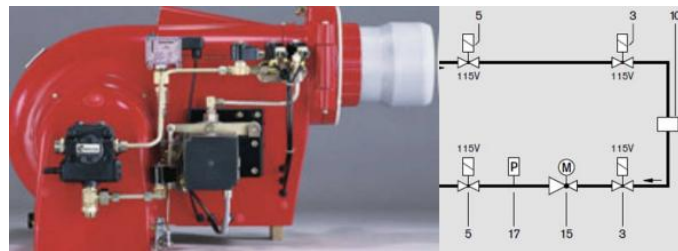


Figura 6. Sistema de control de combustión modulante [13].

2.3 Estrategias de control

Las calderas se consideran sistemas multivariables debido a que involucran diversas entradas y salidas que se encuentran interconectadas. Una modificación en cualquiera de estas variables puede provocar consecuencias no previstas en otras partes del sistema. Por ejemplo, al ajustar el flujo de aire para la combustión, no solo se modifica la eficiencia con la que se quema el combustible, sino también la concentración de oxígeno en los gases de escape. Este cambio puede influir en la temperatura de la chimenea y a la vez afectar la presión del vapor generado dentro de la caldera. Este caso muestra la importancia de comprender la interacción entre variables al momento de diseñar y operar sistemas de control avanzados, con el fin de evitar que una variación en un parámetro cause efectos indeseados en otras áreas del sistema.

2.3.1 Control de combustión

Durante la combustión, existe una proporción establecida entre la cantidad de combustible que se quema y la cantidad de aire necesaria para llevar a cabo el proceso. Existen distintas maneras de lograr la relación óptima entre combustible y aire. Una de las estrategias de control empleadas para este fin es el sistema de limitación cruzada [14]. Este método utiliza lazos de control en retroalimentación tanto para el flujo de aire como para el de combustible, lo que no solo mejora la capacidad de respuesta del sistema ante fallos o pérdidas en estas variables, sino que también permite incorporar selectores de valor máximo y mínimo. Estos selectores determinan los valores de entrada adecuados para el controlador principal.

La Figura 7 representa el esquema de control con limitación cruzada. En este sistema, el controlador maestro de presión (PIC) recibe la señal correspondiente a la presión de vapor deseada. Al mismo tiempo otros dos controladores con retroalimentación regulan los flujos de combustible y aire. Los valores de estos caudales son proporcionados por dos transmisores de flujo (FT), mientras que la presión del vapor en el colector es medida por un transmisor de presión (PT).

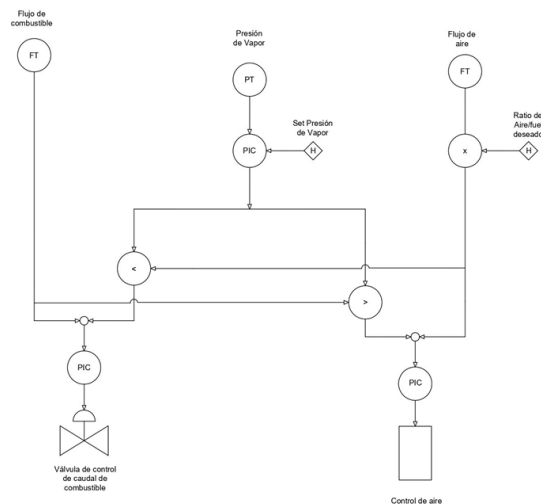


Figura 7. Estrategia de control de combustión [14].



2.3.2 Control de agua de alimentación

El objetivo principal de este sistema es igualar el suministro de agua al flujo de evaporación. En las calderas, uno de los aspectos más críticos es mantener el nivel de agua en el interior de la caldera dentro de un rango estable. Para lograrlo, es necesario regular el caudal de agua de alimentación en función del flujo de vapor generado. Sin embargo, no solo el equilibrio entre vapor y agua influye en el nivel del agua, el factor más importante en la presión del vapor es la variación en la demanda de vapor.

El sistema de control de dos elementos utiliza tanto la señal del flujo de vapor como la medición del nivel de agua para responder adecuadamente ante estos cambios de demanda. Este enfoque permite gestionar variaciones moderadas en la carga del sistema. Sin embargo, el método más eficaz es el control de tres elementos, que añade la medición del caudal de agua de alimentación como una tercera variable. Este sistema ha sido ampliamente implementado en el control de calderas, ya que permite afrontar cambios de demanda significativos. Este sistema se representa en la Figura 8.

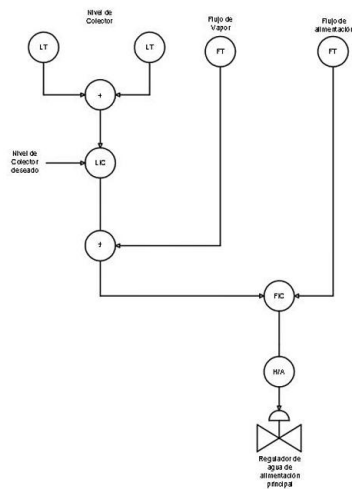


Figura 8. Estrategia de control de agua de alimentación [14].



3 Análisis operacional

3.1 Caracterización técnica

3.1.1 Descripción general

La caldera de vapor pirotubular de cuatro pasos de la marca Loos Gunzenbausen, se encuentra ubicada en el Laboratorio de Termofluidos de la Universidad de Concepción, representada en la Figura 9. Este dispositivo sigue un proceso que involucra calentamiento y transferencia de calor con el objetivo de calentar el agua y convertirla en vapor. Utiliza gas natural como combustible, este se mezcla con aire en el quemador y produce la llama que ingresa en la cámara de combustión a una temperatura adiabática, aquí es donde se producen los gases antes de salir hacia los pasos. Los tubos o serpentines llamados pasos se encuentran rodeados por agua, estos son los encargados de transferir el calor de los gases al agua a través de transferencia de calor por convección y radiación. El agua líquida se transforma en vapor y se acumula en la parte superior de la caldera, saliendo a la presión de operación hacia el sobrecalentador. Se encuentra equipada con un quemador marca SAAKE y sistemas de control ON/OFF para regular la presión de vapor y el nivel de agua en el interior de la caldera, regulando la alimentación de combustible en el quemador y de agua en la bomba. A continuación, se presentan las especificaciones de la caldera en las tablas 2 y 3. Las especificaciones del quemador y la bomba se encuentran en las Tablas 4 y 5, respectivamente.



Figura 9. Caldera del Laboratorio de Termofluidos [1].



Tabla 2. Características nominales de la caldera [9].

| | |
|--|----------------------------------|
| Clasificación de presión | Mediana Presión |
| Marca | INEMI |
| Tipo de caldera | ESCOCES Igneotubular de 4 pasos |
| Combustible | Gas Natural |
| Presión máxima de trabajo | 8 kg/cm ² (113.7 psi) |
| Presión de diseño | 10 kg/cm ² |
| Presión de operación | 7 kg/cm ² |
| Superficie de calefacción | 6.5 m ² |
| Producción de vapor | 250 kg/h |
| Año de fabricación | 2017 |
| Número de tubos | 54 |
| Equipo de seguridad | Válvula Kunkle tipo resorte 1 ¼ |
| Graduación válvula de seguridad | 8.4 kg/cm ² |
| Calidad del vapor de salida | 95 % |
| Volumen de agua al interior de la caldera | 404 litros |
| Volumen cámara de vapor sobre el nivel máx. de agua | 56 litros |
| Altura chimenea | 12 m |
| Diámetro interior chimenea | 230 mm |

Tabla 3. Geometría de la caldera [1].

| Geometría | Hogar | 2° paso | 3° paso | 4° paso |
|-----------------|-------|---------|---------|---------|
| Diámetro (mm) | 405 | 38 | 38 | 38 |
| Largo (mm) | 1170 | 850 | 1090 | 1090 |
| Número de tubos | 1 | 25 | 18 | 15 |

Tabla 4. Características nominales del quemador [9].

| | |
|--------------------|-----------------------|
| Marca | SAACKE ROSSPLET s.a. |
| Modelo | PAG 05 |
| Combustible | Gas Natural |
| Presión | 200 mmca |
| Consumo | 22 Nm ³ /h |

Tabla 5. Características nominales de la bomba [9].

| | |
|--------------------------|------------------------|
| Marca | AURORA |
| Modelo | GST-BS |
| Capacidad | 22,7 m ³ /h |
| Velocidad de Giro | 1750 RPM |
| Potencia | 2,24 hp |

3.1.2 Instrumentos de control y monitoreo

Actualmente la caldera del laboratorio tiene un sistema de monitoreo y control implementado por la empresa INGERO SPA [15]. Este sistema cuenta con un computador instalado en el laboratorio, conectado a sensores e instrumentos de la Planta de Vapor. Este sistema está representado en la Figura 10, donde se pueden ver todas las variables de control en un Dashboard, visualizar las mediciones obtenidas de los ensayos y seleccionar la operación de las válvulas en modo manual o automático. Los instrumentos asociados al sistema de monitoreo y control son: transmisores de nivel, transmisores e indicadores de flujo, transmisores de temperatura, transmisores e indicadores de presión, medidores de energía y válvulas.

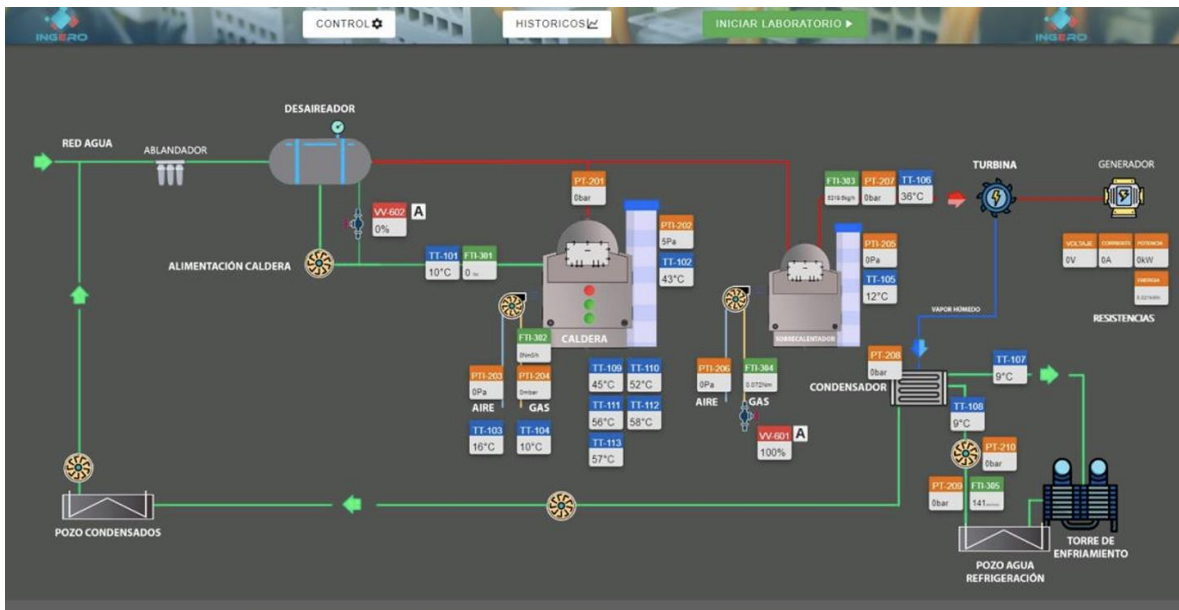


Figura 10. Dashboard sistema de monitoreo [15].

La Tabla 6 presenta las especificaciones técnicas de cada instrumento asociado al sistema de monitoreo y control de la Planta de Vapor.

Tabla 6. Instrumentación sistema de monitoreo [15].

| Ítem | TAG | Instrumento | Descripción | Rango Asociado | Error |
|------|--------------------------|---------------------------|--|-----------------|--------|
| 1 | TT-101 | Transmisor de Temperatura | Temperatura en agua precalentada de alimentación caldera | -50°C a 300°C | ± 1°C |
| 2 | TT-102 ($T_{g,ic}$) | Transmisor de Temperatura | Temperatura en gases de combustión chimenea de caldera | -180°C a 1800°C | ± 10°C |



| | | | | | |
|----|----------------------------|-----------------------------------|--|-----------------|---------|
| 3 | TT-103 | Transmisor de Temperatura | Temperatura aire ambiente | -30°C a 80°C | ± 0.5°C |
| 4 | TT-104 | Transmisor de Temperatura | Temperatura Gas Natural a quemador caldera | -40°C a 80°C | ± 1°C |
| 5 | TT-109 ($T_{g,cc}$) | Transmisor de Temperatura | Temperatura 1er paso caldera | -40°C a 80°C | ± 1°C |
| 6 | TT-110 | Transmisor de Temperatura | Temperatura 2do paso caldera | -180°C a 1800°C | ± 10°C |
| 7 | TT-111 | Transmisor de Temperatura | Temperatura 2do paso caldera | -180°C a 1800°C | ± 10°C |
| 8 | TT-112 | Transmisor de Temperatura | Temperatura 2do paso caldera | -180°C a 1800°C | ± 10°C |
| 9 | TT-113 | Transmisor de Temperatura | Temperatura 3er paso caldera | -180°C a 1800°C | ± 10°C |
| 10 | PT-201 (P_v) | Transmisor de Presión | Presión de vapor en descarga de caldera | 0.1 a 1000 bar | ± 0,5% |
| 11 | PTI-202 | Transmisor de Presión diferencial | Presión (Vacío) en gases de combustión chimenea de caldera | 0 a 80 mbar | ± 0,04% |
| 12 | PTI-203 | Transmisor de Presión diferencial | Diferencia de presión entre la succión del ventilador quemador caldera y el ambiente | 0 a 80 mbar | ± 0,04% |
| 13 | PTI-204 | Transmisor de Presión | Presión de GN | 0 a 100 mbar | ± 0,5% |
| 14 | FTI-301 | Totalizador | Totaliza el flujo de agua precalentada hacia caldera | 0 a 99,999 m3 | ± 5% |
| 15 | FTI-302 (\dot{V}_f) | Flujómetro | Medidor de flujo de GN hacia quemador caldera de vapor | 32 a 16532 m3/h | ± 2-5% |
| 16 | VV-602 | Válvula de control | Regula el retorno de agua caliente al estanque de acumulación a través de bypass. | 0 a 100% | ± 1% |



3.2 Análisis de la operación actual

Se realiza un análisis de la operación de la caldera en base a resultados obtenidos en el ensayo de laboratorio 1, de la Tabla 1. El ensayo tuvo una duración de aproximadamente 6 horas, con inicio a las 10:22 y terminó a las 16:23. Las variables monitoreadas en el ensayo fueron la temperatura de los gases en el hogar y los pasos, flujo de combustible, flujo másico de la demanda de vapor, emisiones de CO y O₂, y la presión de vapor al interior de la caldera. Los datos obtenidos fueron acotados en un rango de tiempo conveniente para su análisis.

3.2.1 Relación aire-combustible

En primer lugar, se analiza el flujo de combustible y el porcentaje de oxígeno presente en los gases de combustión durante un periodo de tiempo de 10.000 segundos. La Figura 11 representa la variación del exceso de aire durante el ensayo y el comportamiento de control On/Off en el quemador a través de las oscilaciones en el flujo de combustible. El cambio de exceso de aire se encuentra delimitado por líneas verticales en la figura con la finalidad de separar por periodos el análisis.

En el primer período, se considera el dámper con 1/2 de apertura y el flujo de combustible es constante a un valor promedio de 14,5 Nm³/h. Luego en el segundo período, se mantiene el exceso de aire y el flujo de combustible presenta oscilaciones periódicas cada 300 segundos, donde el flujo de combustible cae completamente. El valor de exceso de aire presente se considera elevado e ineficiente para la combustión, ya que es mayor que el necesario para una combustión completa. En el tercer período, se mantiene el comportamiento oscilatorio del flujo de combustible, pero se cambia la apertura del dámper a 1/4. El exceso de aire con esta apertura es más cercano a la estequiometría y por lo tanto más eficiente. Durante el último período, el porcentaje de oxígeno aumentó a 15% aproximadamente, esto se debe a la reducción en el flujo de combustible a 10,5 Nm³/h. Esto se debe a un ingreso de aire sin control automático, más ineficiente debido a la mala configuración de la relación aire-combustible.

Además, se observa que cuando el quemador se apaga el porcentaje de oxígeno (%O₂) aumenta rápidamente hasta llegar a 21% aproximadamente, lo que corresponde al porcentaje presente en el aire atmosférico. Esto se debe a la detención en el ingreso de combustible, por lo tanto, el oxígeno no se consume y aumenta su valor.

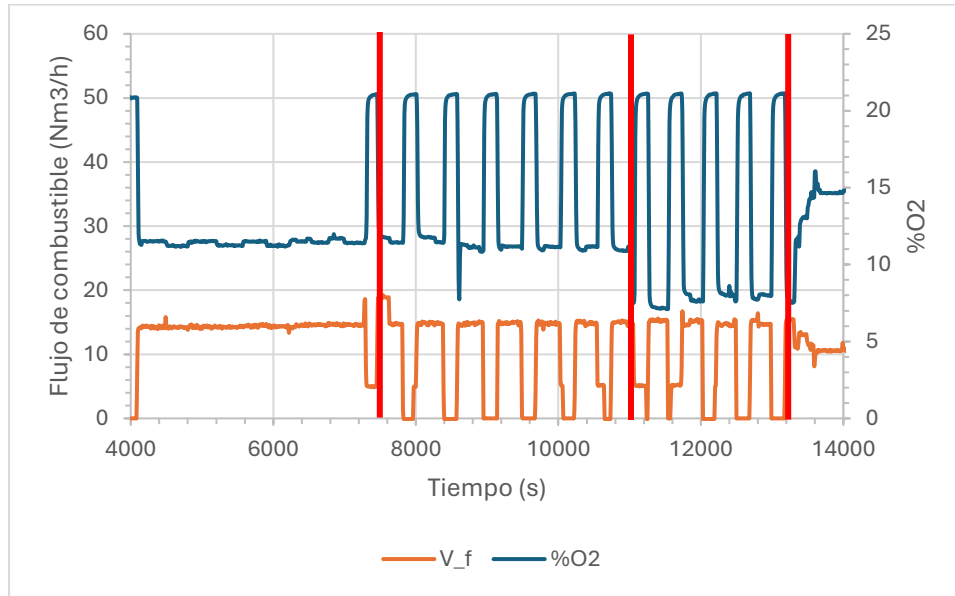


Figura 11. Evolución temporal del flujo de combustible y porcentaje de oxígeno.

3.2.2 Demanda de vapor

La demanda de vapor se ilustra en la Figura 12, donde se separa cada período de análisis por líneas verticales. En el primer período se observa que no hay demanda de vapor y el flujo de combustible mantiene el comportamiento On/Off para mantener la presión de operación. El segundo período aumenta la demanda de vapor hasta 75 kg/h aproximadamente. Se observa como disminuye el flujo de combustible desde 14,5 a 10,5 Nm³/h. Este comportamiento es normal, ya que al extraer vapor del sistema disminuye la presión al interior. En el tercer período se muestra que la demanda de vapor cae y se recupera lentamente, pero no se observan cambios en el flujo de combustible. Esto demuestra que no hay una relación directa entre la demanda de vapor y el flujo de combustible.

Se evidencia la limitación del control On/Off para procesos donde se requiere una respuesta más estable y continua. Para mejorar la relación de combustión ante cualquier demanda, se considera implementar un control modulante, que permita un ajuste más suave del flujo de combustible ante los cambios en la demanda de vapor.

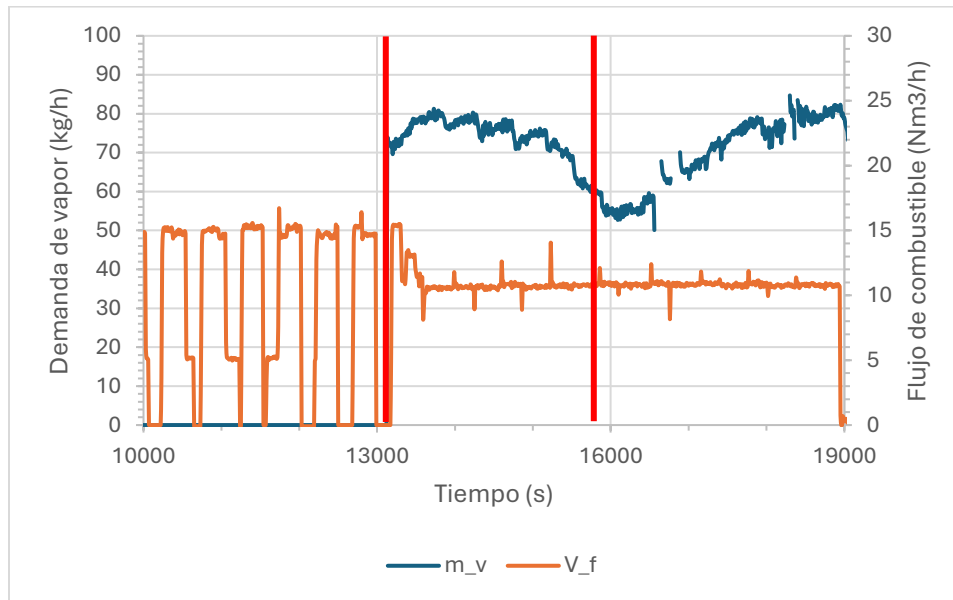


Figura 12. Evolución temporal de la demanda de vapor.

3.2.3 Presión de vapor

El gráfico de la Figura 13 representa la evolución temporal de la presión de vapor, donde se analizan tres etapas separadas por líneas verticales, donde se compara la presión con los cambios en el flujo de combustible y exceso de aire. En el primer período, se tiene un flujo de combustible constante a $14,5 \text{ Nm}^3/\text{h}$ y una apertura de dámper de $1/2$. La presión se mantiene oscilando entre $3,8$ y $4,7$ bar. Este comportamiento de la presión es extraño, ya que tanto el flujo de combustible como el exceso de aire se mantienen constante en ese periodo de tiempo. La demanda de vapor tampoco es un factor que influya, ya que se mantiene constante durante todo el ensayo. En el segundo período, se mantiene la apertura del dámper, pero se activa el control On/Off en el quemador. Se ve reflejado que la presión cae hasta 1 bar aproximadamente, debido al alto exceso de aire se enfría rápidamente el sistema cuando el quemador se apaga. Luego el quemador vuelve a encender y la presión sube lentamente hasta $4,7$ bar, donde vuelve a oscilar, pero esta vez con ciclos más cortos y pequeños. El último período, se mantiene el flujo de combustible, pero la apertura del dámper disminuye a $1/4$. La presión de vapor presenta una recuperación progresiva hasta 5 bar. Este es el punto más eficiente del ensayo, debido a que el exceso de aire con esa apertura del dámper se acerca a la estequiometría.

Se observa que la presión de vapor no es constante y presenta oscilaciones de gran amplitud, este comportamiento evidencia la pérdida de eficiencia en el sistema, debido a que se pierde energía en cada apagado del quemador. El quemador sufre constantes apagados y encendidos durante la operación, como consecuencia se tiene una reducción en su vida útil. La pérdida de eficiencia y reducción de la vida útil en el quemador debido a las oscilaciones cíclicas del sistema, podrían mejorar al implementar un control modulante que permita un trabajo continuo, sin caídas de presión.

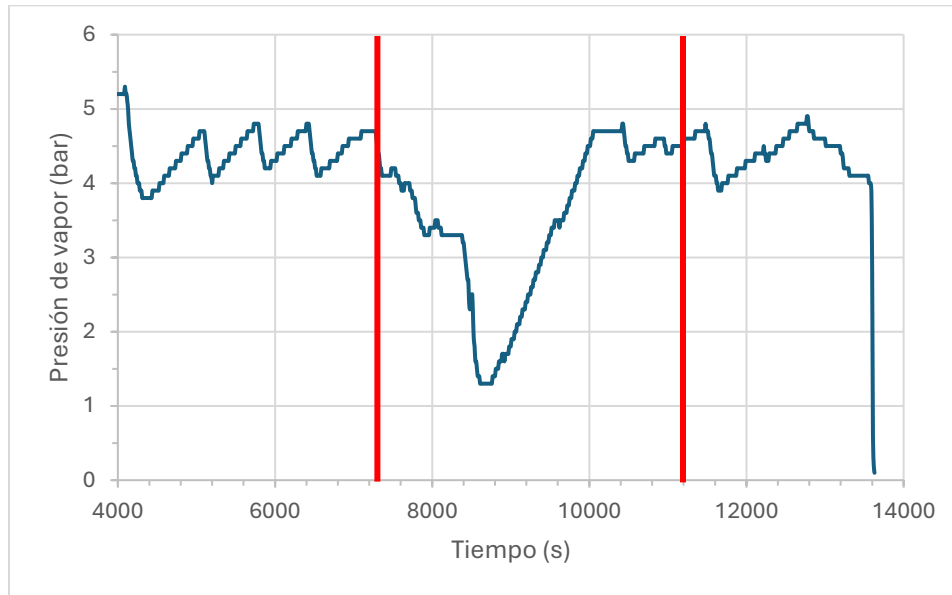


Figura 13. Evolución temporal de la presión de vapor.

3.2.4 Temperatura de los gases

El gráfico de la Figura 14 representa el comportamiento de las temperaturas en cada paso del sistema en función del tiempo, además la figura divide los períodos que se analizan. En el primer período, la temperatura en los pasos se mantiene estable, debido a que el flujo de combustible y el exceso de aire son constantes. Se observa una correcta distribución de las temperaturas en cada paso, donde la mayor temperatura está en el hogar y disminuye progresivamente hasta el último paso. Se observan bajas temperaturas, ya que la temperatura en el hogar no supera los 700°C , esto se debe al exceso de aire demasiado alto. En el segundo período, se mantiene el exceso de aire y se activa el control On/Off en el quemador. Las temperaturas oscilan con alta frecuencia. El aire que sigue fluyendo dentro del sistema enfría los gases rápidamente, por lo que el tiempo de recuperación es aún mayor, reduciendo la eficiencia térmica del sistema. Se observa que a medida que los gases se alejan de la cámara de combustión sus temperaturas se ven menos afectadas por la detención del quemador. Los gases en la salida del paso 4, es decir, en la chimenea de la caldera casi no cambian su temperatura, esto es porque estos gases ya se encuentran en contacto con el aire ambiental. En el tercer período continúa el comportamiento del flujo de combustible, pero la temperatura del dámper disminuye a $1/4$, aumentando considerablemente la eficiencia de la combustión. Donde la temperatura en el hogar sube a un valor próximo a los 850°C , este valor es más cercano a una operación óptima. La temperatura de los gases en el paso 2 también aumenta, pero de forma más gradual, no tan brusco como en el hogar. Además, en el paso 3 y 4 no se observan cambios en la temperatura. Esto se debe a la respuesta térmica en cada paso relacionada con la lejanía que tiene cada uno con la fuente de calor.

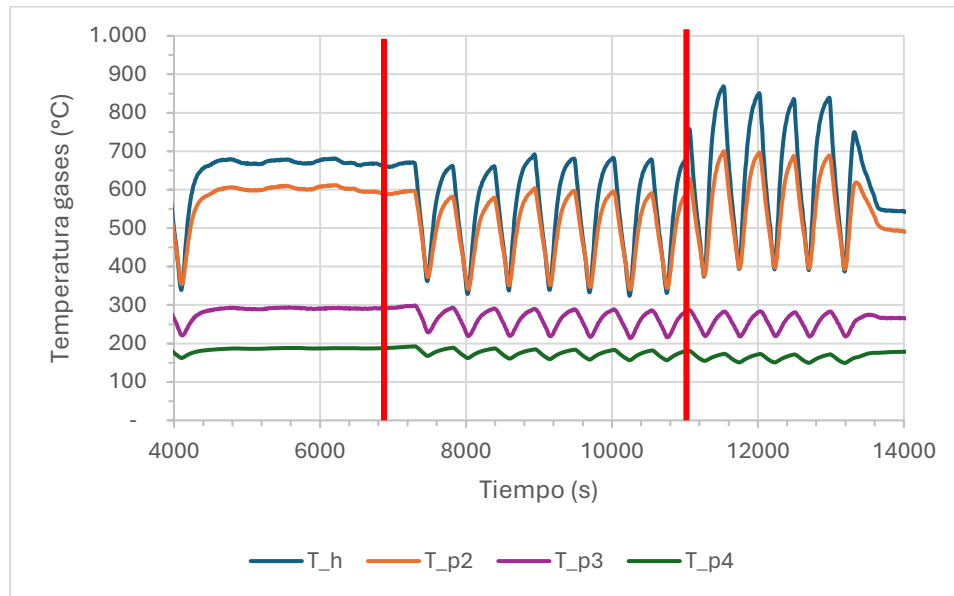


Figura 14. Evolución temporal de las temperaturas de los gases.

El calor de combustión se puede aprovechar de mejor manera, ya que cuando el quemador se apaga la temperatura en los pasos disminuye, y al volver a encender, la recuperación de calor no es inmediata. Por lo que en el tiempo que tarda en reiniciar el sistema se pierde calor. Al implementar un control modulante se podría mantener la temperatura estable y aprovechar el calor que se pierde en cada reinicio del sistema.

3.2.5 Emisiones

El comportamiento de las emisiones de CO está representado en el gráfico de la Figura 15, donde se observa una relación directa en los periodos de detención del quemador y la rápida disminución de emisiones de CO. En la figura, los distintos casos analizados se encuentran delimitados por líneas verticales, lo que facilita su identificación y comparación. En el primer período, las emisiones de CO se mantienen entre 100 y 150 ppm, esto debido al alto exceso de aire utilizado en este rango de tiempo, donde se encuentra el dámper con apertura de 1/2. Al final de la etapa hay un incremento puntual hasta 200 ppm, producido por el incremento esporádico de flujo de combustible. En el segundo período, se mantiene la apertura del dámper y se activa el control On/Off en el quemador, se observa una reducción en las emisiones de CO en operación, donde disminuye hasta 60 ppm aproximadamente. Por otro lado, en los periodos de detención del quemador las emisiones se disparan entre 200 y 300 ppm. El tercer período, continua la operación On/Off del quemador y la apertura del dámper disminuye a 1/4. Esto se ve reflejado en emisiones de CO cercanas a 0 ppm, lo que demuestra una combustión completa y eficiente. En el último período las emisiones de CO se aproximan a 500 ppm, este aumento se debe en la reducción del flujo de combustible a 10,5 Nm³/h.

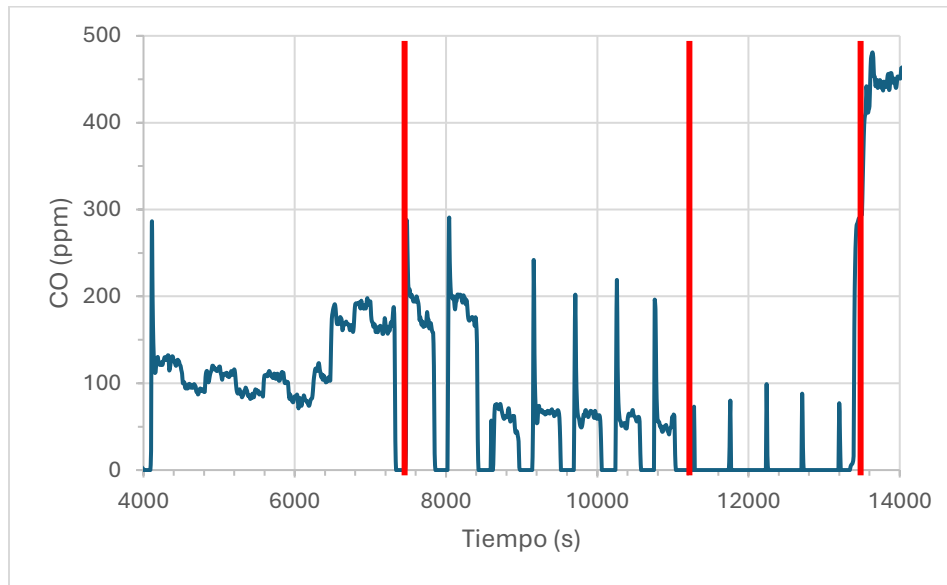


Figura 15. Evolución temporal de emisiones de CO.

Se evidencia un alto contenido de emisiones de CO en el proceso de combustión, esto se debe a una combustión ineficiente provocada por una mala regulación de la relación aire-combustible. La falta de sincronización entre el flujo de combustible y el flujo de aire, donde el porcentaje de oxígeno en los gases aumenta cuando el quemador se detiene. Lo que provoca un enfriamiento en la cámara de combustión mientras el quemador está detenido y disminuye la eficiencia del proceso. Este problema se soluciona al implementar un control modulante que regule el flujo de aire en función del flujo de combustible a través de la relación estequiométrica.

3.2.6 Agua de alimentación

El gráfico presentado en la Figura 16, permite apreciar el funcionamiento de la bomba mientras se encuentra en operación. La operación se separa en tres etapas de análisis.

En el primer período se encuentra la etapa de llenado de la caldera. El totalizador indica un total de 340 L, esto es aproximadamente el 85% del volumen total de la caldera para agua en estado líquido, debido a que la caldera no es capaz de vaciarse por completo. Por lo que el volumen total es de 404 L aproximadamente.

Luego en el segundo período se encuentra la primera etapa de reposición. El totalizador indica 430 L, si se le resta lo de la etapa 1, se tiene que la reposición fue de 90 L en este período. No se puede calcular el flujo volumétrico del agua en este período debido a que la caldera sufrió un apagón y estuvo un tiempo sin operar.

En el último período la caldera estuvo funcionando en todo momento, por lo que se puede calcular el flujo volumétrico de agua. El totalizador al inicio marca 430 L y al final 570 L, por lo que se tuvo un ingreso de agua de 140 L en 2000 segundos. Se tiene un flujo volumétrico de agua igual a 0,07 L/s

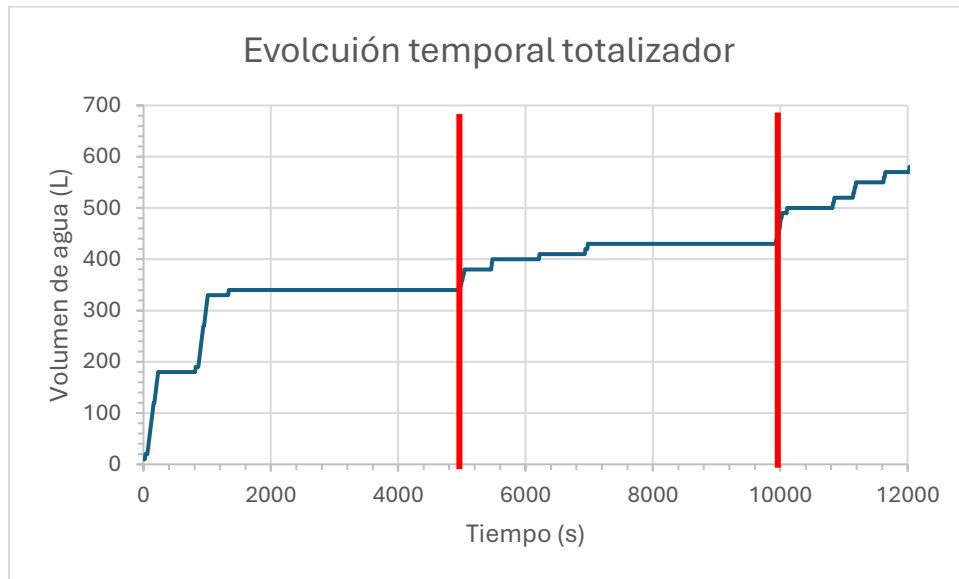


Figura 16. Evolución temporal de flujo de alimentación de agua.

La bomba se encuentra sobredimensionada, ya que se observa un caudal promedio de reposición de $0,252 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,07 \text{ l/s}$) y la capacidad nominal de la bomba es de $22,7 \text{ m}^3/\text{h}$, es decir, la bomba solo requiere del $1,11\%$ de su capacidad para satisfacer la demanda real de la caldera. Se recomienda cambiar la bomba por una de menor capacidad.

4 Modelo dinámico de la caldera

El sistema de la caldera este compuesto por el quemador, el tubo hogar, los pasos y el agua que los rodea. En el quemador se produce el proceso de combustión, donde ingresa el calor liberado por el combustible (\dot{Q}_f) y el calor que aporta el aire (\dot{Q}_a), la reacción de ambos produce el calor de combustión que ingresa al hogar (\dot{Q}_c). En el hogar se transfiere calor al agua ($\dot{Q}_{w,h}$) por la radiación de la llama y la convección de los gases, el calor que no se transfiere sale hacia el siguiente paso ($\dot{Q}_{g,h}$). Luego los gases salen del hogar e ingresan al siguiente paso, donde a diferencia de lo que ocurre en el hogar, solo se transfiere calor al agua por convección. Este proceso se repite en todos los pasos hasta que los gases salen por la chimenea, donde ($\dot{Q}_{w,pi}$) es el calor que se transfiere al agua y ($\dot{Q}_{g,pi}$) es el calor que sale de los pasos. El agua se evapora producto del calor que recibe (\dot{Q}_v) y sale hacia el sobrecalentador. El aporte de calor por parte del agua de alimentación (\dot{Q}_b) es mínimo, ya que el flujo de recirculación provoca que el agua ingrese al sistema a una temperatura muy similar a la existente en el interior. Este proceso está representado por el diagrama de la Figura 17.

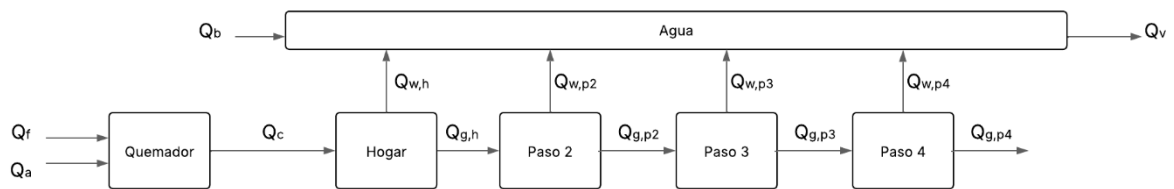


Figura 17. Modelo dinámico de la caldera.

Para simplificar los cálculos, se representa el tubo hogar como una cámara de combustión y los pasos como un único intercambiador de calor, de esta forma el sistema se reduce a cuatro volúmenes de control, ilustrado en la Figura 18.

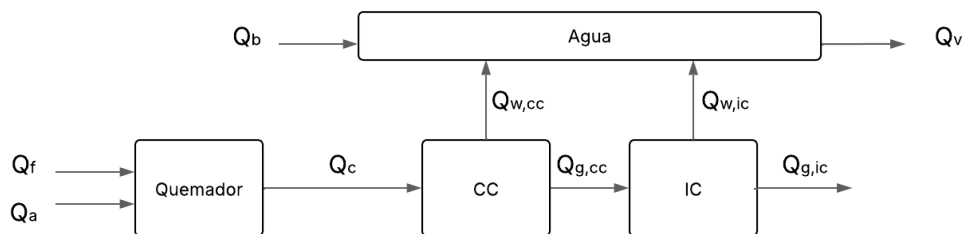


Figura 18. Modelo térmico simplificado.

4.1 Balances de masa y energía

Para comprender la dinámica de la caldera se presentan los balances de masa y energía en cada volumen de control.



4.1.1 Quemador

El balance de masa y energía en el quemador se considera en régimen estacionario, ya que el proceso de combustión ocurre casi de manera instantánea. No se consideran pérdidas de calor en la llama, por lo que se trabaja con su temperatura adiabática (T_{ad}). Este volumen de control tiene como entrada el flujo de combustible (\dot{m}_f) y aire (\dot{m}_a) a una temperatura T_f y T_a , respectivamente. La salida considera el flujo de gases (\dot{m}_g) a temperatura adiabática, como se observa en la Figura 19.

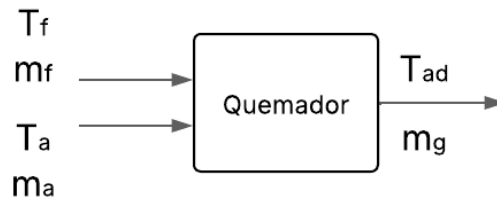
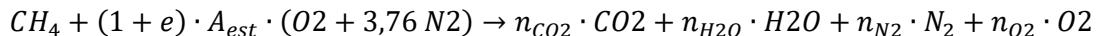


Figura 19. Volumen de control en el quemador.

El combustible utilizado en este proceso es gas metano y tiene la siguiente reacción de combustión para 1 kmol de metano:



De aquí se puede calcular la relación molar de aire combustible en función del exceso de aire, dada por la siguiente ecuación:

$$RAC = \frac{[(1 + e) \cdot A_{est} \cdot (1 + 3,76)] \text{ kmol Aire}}{1 \text{ kmol } CH_4} \quad (1)$$

El balance de masa de los gases producto de la combustión es igual al flujo másico de combustible (\dot{m}_f) por los moles de los gases de combustión (n_g).

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f \cdot \sum n_g \quad (2)$$

Bajo el supuesto de régimen estacionario el balance de energía en el quemador es el siguiente:

$$\dot{Q}_f + \dot{Q}_a = \dot{Q}_c \quad (3)$$

El flujo de calor entregado por el combustible es producto de su flujo másico por su poder calorífico (PCI_f).

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot PCI_f \quad (4)$$

El flujo de calor aportado por el aire es resultado de su flujo másico por la diferencia de entalpías (h_i):

$$\dot{Q}_a = (RAC \cdot \dot{m}_f)(h_a(T_a) - h_{a,r}(T_r)) \quad (5)$$



Si el aire que ingresa se encuentra a la misma temperatura de referencia, entonces este no aporta calor adicional y se tiene que:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_f \quad (6)$$

El flujo de calor resultante de la combustión deriva de la multiplicación del flujo másico del combustible por la sumatoria de las diferencias de entalpías de los gases de combustión, calculadas entre una temperatura de referencia (T_r) y la temperatura adiabática.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f \sum n_g (h_{g,ad}(T_{ad}) - h_{g,r}(T_r)) \quad (7)$$

4.1.2 Cámara de combustión (Tubo hogar)

En la cámara de combustión ingresa la llama a temperatura adiabática y los gases de combustión. En esta etapa se transfiere calor al agua principalmente por la radiación de la llama y por la convección de los gases que fluyen en la cámara de combustión. El calor que no se transfiere al agua sale hacia el intercambiador de calor a una temperatura $T_{g,cc}$. Este proceso se encuentra representado en la Figura 20.

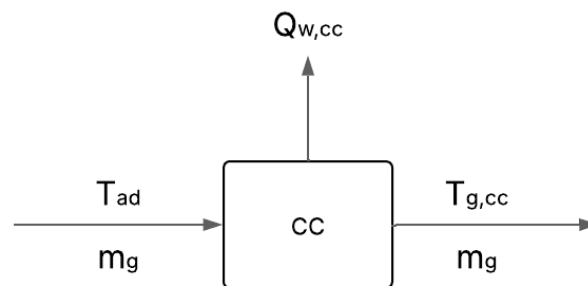


Figura 20. Volumen de control en la cámara de combustión.

El balance de masa en la cámara de combustión se expresa por la masa de gases que ingresa menos la masa de gases que sale hacia el intercambiador de calor:

$$\frac{dm_{cc}}{dt} = \dot{m}_{cc,en} - \dot{m}_{cc,sal} \quad (8)$$

En la cámara de combustión no hay acumulación de gases, debido a que los gases se encuentran fluyendo, por lo que el balance de masa en la cámara de combustión en régimen transitorio se representa como:

$$\dot{m}_{cc,en} = \dot{m}_{cc,sal} = \dot{m}_g \quad (9)$$

El balance de energía en régimen transitorio en la cámara de combustión está definido por la siguiente ecuación:



$$\frac{dT_{g,cc}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{g,cc} - \dot{Q}_{w,cc}}{cp_{g,cc} \cdot m_{g,cc}} \quad (10)$$

El flujo de calor de los gases en la cámara de combustión se calcula con la diferencia de entalpías de los gases a temperatura adiabática y a la temperatura que salen de la cámara:

$$\dot{Q}_{g,cc} = \dot{m}_f \sum n_g (h_{g,ad}(T_{ad}) - h_{g,cc}(T_{g,cc})) \quad (11)$$

El flujo de calor transferido al agua por los gases en la cámara de combustión considera el producto del coeficiente global de transferencia de calor (U), el área de transferencia (A) y la temperatura media logarítmica (Tml_{cc}). Y se representa por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{w,cc} = U_{cc} \cdot A_{cc} \cdot Tml_{cc} \quad (12)$$

La temperatura media logarítmica está dada por:

$$Tml_{cc} = \frac{(T_{ad} - T_{w,e}) - (T_{g,cc} - T_{w,s})}{\ln\left(\frac{T_{ad} - T_{w,e}}{T_{g,cc} - T_{w,s}}\right)} \quad (13)$$

El calor específico de los gases dentro del hogar se expresan de la siguiente manera:

$$cp_{g,cc} = \sum n_g \cdot Cp_g(T = T_{g,cc}) \quad (14)$$

A pesar de que no existe acumulación de masa al interior de la cámara, siempre habrá una cantidad de masa de gases en su interior. La masa de gases contenida al interior de la cámara de combustión en cada instante de tiempo se calcula como:

$$m_{g,cc} = V_{cc} \cdot \sum n_g \cdot \rho_g(T = T_{g,cc}; P = cte) \quad (15)$$

Esta masa corresponde a la cantidad de gases presentes en un momento, y se renueva constantemente a medida que los gases fluyen a través de la cámara.

4.1.3 Intercambiador de calor (Pasos)

El intercambiador de calor recibe los gases que salen de la cámara de combustión. Estos gases a medida que pasan por los tubos transfieren calor al agua por convección. Luego el calor de los gases que no fue transferido al agua sale por la chimenea hacia el exterior a una temperatura ($T_{g,ic}$). La Figura 21 representa este proceso.

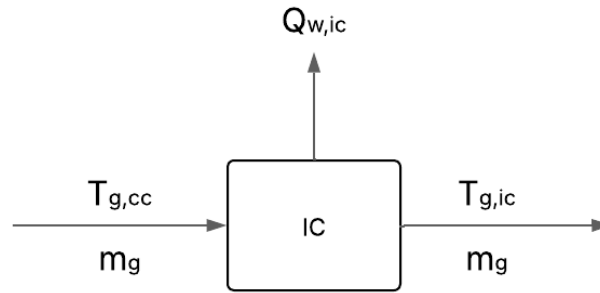


Figura 21. Volumen de control en el intercambiador de calor.

El balance de masa en el intercambiador de calor es igual que en la cámara de combustión:

$$\dot{m}_{ic,en} = \dot{m}_{ic,sal} = \dot{m}_g \quad (16)$$

El balance de energía en régimen transitorio en el intercambiador de calor se expresa como:

$$\frac{dT_{g,ic}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{g,ic} - \dot{Q}_{w,ic}}{cp_{g,ic} \cdot m_{g,ic}} \quad (17)$$

El flujo de calor de los gases en el intercambiador de calor:

$$\dot{Q}_{g,ic} = \dot{m}_f \sum n_g (h_{g,cc} - h_{g,ic}) \quad (18)$$

El flujo de calor transferido al agua es determinado por:

$$\dot{Q}_{w,ic} = U_{ic} \cdot A_{ic} \cdot Tml_{ic} \quad (19)$$

El calor específico de los gases al interior del intercambiador de calor es el siguiente:

$$cp_{g,ic} = \sum n_g \cdot Cp_g(T = T_{g,ic}) \quad (20)$$

La masa de gases contenida al interior del intercambiador de calor en cada instante de tiempo es:

$$m_{g,ic} = V_{ic} \cdot \sum n_g \cdot \rho_g(T = T_{g,ic}; P = cte) \quad (21)$$

4.1.4 Agua

La Figura 22 describe los flujos de calor que ingresan y salen del agua. El agua recibe el calor transferido de los gases desde la cámara de combustión y el intercambiador de calor. Además, recibe un calor mínimo desde el agua de alimentación, ya que el agua que ingresa se encuentra casi a la misma temperatura que el agua contenida al interior. Por otra parte, sale del sistema el calor del vapor producido.

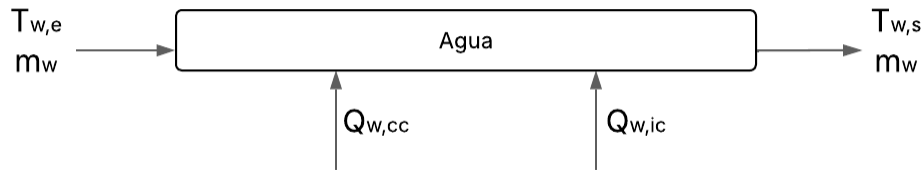


Figura 22. Volumen de control en el agua.

El balance de masa del agua al interior de la caldera en régimen transitorio se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{d\dot{m}_w}{dt} = \dot{m}_{w,en} - \dot{m}_{w,sal} \quad (22)$$

Como el objetivo del modelo es mantener el volumen de agua constante al interior de la caldera, se tiene que el flujo de vapor que sale del sistema sea igual al flujo de agua de alimentación que entra. De esta manera se tiene:

$$\dot{m}_b = \dot{m}_v = \dot{m}_w \quad (23)$$

El balance de energía en el agua considera la suma de los flujos de calor transferidos desde la cámara de combustión y el intercambiador de calor, menos el flujo de vapor que sale del sistema.

$$\frac{dT_w}{dt} = \frac{\dot{Q}_{w,cc} + \dot{Q}_{w,ic} - \dot{Q}_v}{c p_w \cdot \dot{m}_w} \quad (24)$$

El flujo de vapor está definido por la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v \cdot h_{w,s}(T_{w,s}) \quad (25)$$

4.2 Transferencia de calor

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se realiza mediante el método de resistencias térmicas en un intercambiador de calor, según lo especificado en el libro Çengel de Transferencia de calor [16]. Esto se representa en la Figura 23, donde la resistencia interna representa la transferencia de calor de los gases al interior del tubo, la resistencia de la pared es la transferencia de calor por conducción desde la pared interna hasta la externa y la resistencia externa representa la convección del agua en el exterior del tubo.

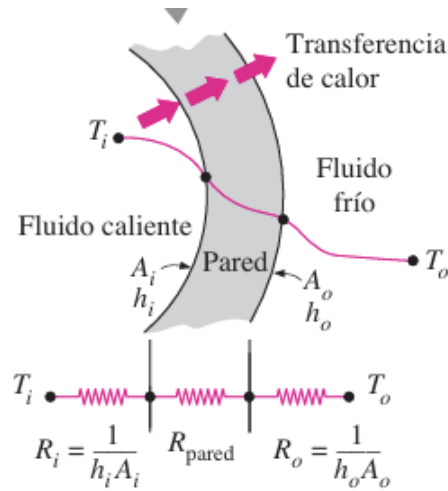


Figura 23. Red de resistencias térmicas en intercambiador de calor [16].

De esta forma el coeficiente global de transferencia de calor está representado por:

$$\frac{1}{U} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (26)$$

Cuando el espesor de la pared es pequeño se puede despreciar la resistencia por conducción y considerar la misma área para la transferencia de calor, de esta forma se tiene:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (27)$$

4.2.1 Resistencia interna

La resistencia interna representa el coeficiente de convección de los gases al interior de los tubos, Figura 24. Para este caso corresponde utilizar la correlación de convección forzada para cilindro interior.

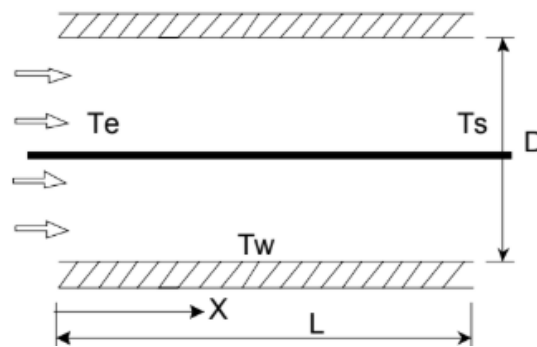


Figura 24. Convección forzada cilindro interior.



Para conocer si el régimen es laminar o turbulento, se debe calcular el número de Reynolds (Re) y el de Prandtl (Pr) del flujo.

El Re se determina por el producto del diámetro (D), velocidad (v) y densidad (ρ) dividido por la viscosidad dinámica (μ):

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (28)$$

De forma similar se calcula el Pr , producto de la capacidad calorífica (c_p) y la viscosidad dinámica, dividido por la conductividad (k):

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (29)$$

Se obtiene como resultado que $Re < 2300$ y $10^{-4}RePr < (L/D) < 10RePr$ por lo que el flujo es laminar. Por lo que se utiliza la siguiente correlación de Nusselt (Nu) [14]:

$$Nu = \left[3,65 + \frac{0,0668 \cdot Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{D}{L}\right)}{1 + 0,0455 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{D}{L}\right)\right)^{\frac{2}{3}}} \right] \cdot \left(\frac{\mu_r}{\mu_g}\right)^{0,14} \quad (30)$$

Luego, el coeficiente interno es:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (31)$$

4.2.2 Resistencia externa

Para calcular la resistencia externa, se separa en dos etapas. La primera es convección natural cuando el agua se encuentra por debajo de su temperatura de saturación. La segunda utiliza la correlación de convección forzada para banco de tubos, ilustrada en la Figura 25.

Caso 1: $T_w < 100^\circ\text{C}$

Cuando la temperatura del agua se encuentra a una temperatura inferior a su temperatura de saturación, se considera el uso de la correlación de convección natural para cilindro exterior representada en la Figura 25. La expresión del número de Nusselt es la siguiente [16]:

$$Nu = \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (32)$$



Luego el número de Grashof (Gr) se calcula de la siguiente manera:

$$Gr = \frac{(g \cdot \beta \cdot T_{ml} \cdot D^3)}{\left(\frac{\mu}{\rho}\right)} \quad (33)$$

Donde,

g = aceleración gravitacional, m/s²

β = coeficiente de expansión volumétrica, 1/K (b 1/T para los gases ideales)

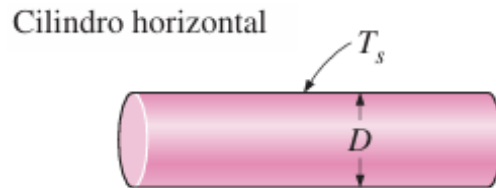


Figura 25. Convección natural cilindro exterior [16].

Caso 2: $T_w \geq 100^\circ\text{C}$

Cuando la temperatura del agua alcanza la temperatura de saturación comienza el cambio de fase, lo que produce un incremento en la transferencia de calor, cambiando de convección natural a la convección forzada. Para calcular la nueva convección se utiliza la correlación para banco de tubos como se observa en la Figura 26.

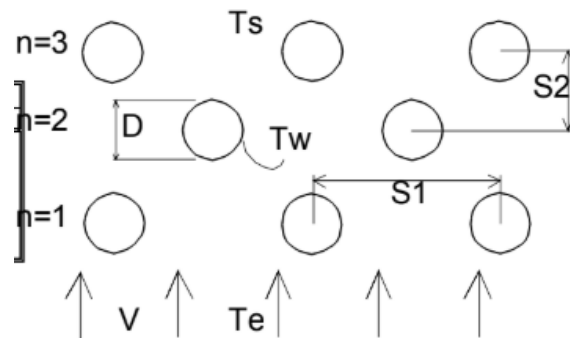


Figura 26. Convección externa en banco de tubos.

Se tiene que el diámetro de los tubos (D) es de 38 mm, la distancia horizontal ($S1$) es 58 mm y la distancia vertical ($S2$) es 47 mm. Con esto se obtienen las constantes K y m de la ecuación de Nusselt.

$$Nu = K \cdot Re^m \cdot Pr^{0,31} = 0,505 \cdot Re^{0,554} \cdot Pr^{0,31} \quad (34)$$

Luego el coeficiente externo esta dado por:



$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (35)$$

Para corregir la transición desde convección natural a convección forzada, se calcula un factor de corrección que permite suavizar la curva del coeficiente de transferencia de calor teórico, ilustrado en la Figura 27. Además, la figura muestra una comparación del coeficiente obtenido con datos experimentales, donde se observa una similitud de los coeficientes en cada etapa por separado, pero un salto abrupto en el cambio de fase.

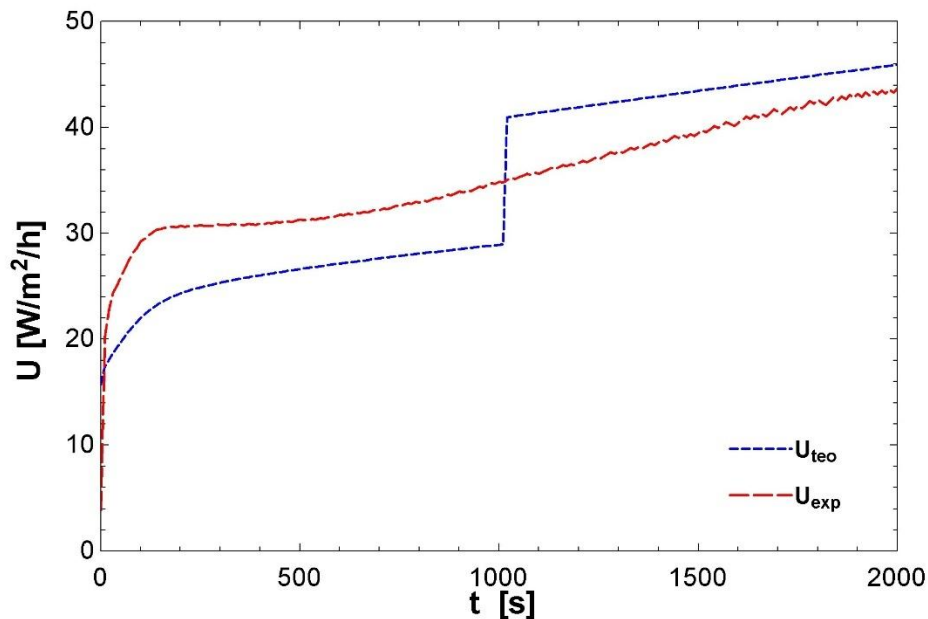


Figura 27. Comparación de coeficiente de transferencia de calor.

Para suavizar el cambio brusco de una convección a otra, se aplica un factor de corrección a través de la función logística, dada por:

$$F = \frac{1}{1 + e^{(-k \cdot (T_w - T_{sat}))}} \quad (36)$$

A partir de los datos experimentales se obtiene el coeficiente $k=0,01$. Luego el coeficiente de transferencia de calor ajustado es:

$$U_{ic} = (1 - F) \cdot U_{nat} + F \cdot U_{forz} \quad (37)$$

De esta forma se logra mejorar el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor como se aprecia en la Figura 28.

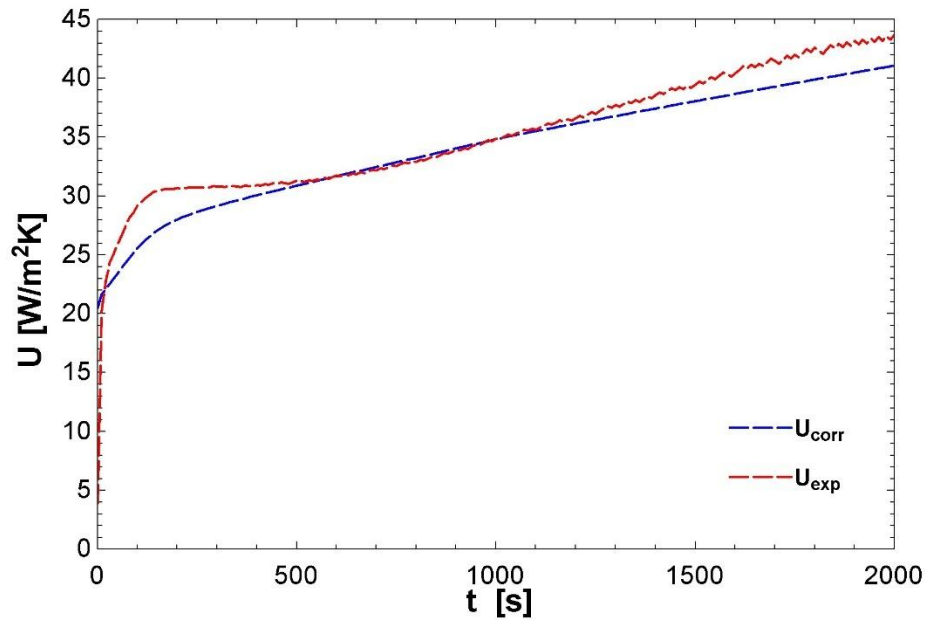


Figura 28. Evolución temporal de coeficiente de transferencia de calor corregido.

4.3 Exceso de aire

Para obtener el exceso de aire en función de la apertura del dámper y del flujo de combustible, se analizan los datos obtenidos de ensayo de laboratorio 2 de la Tabla 1. Donde se tienen diferentes aperturas de dámper para dos casos de flujo de combustible, Figura 29.

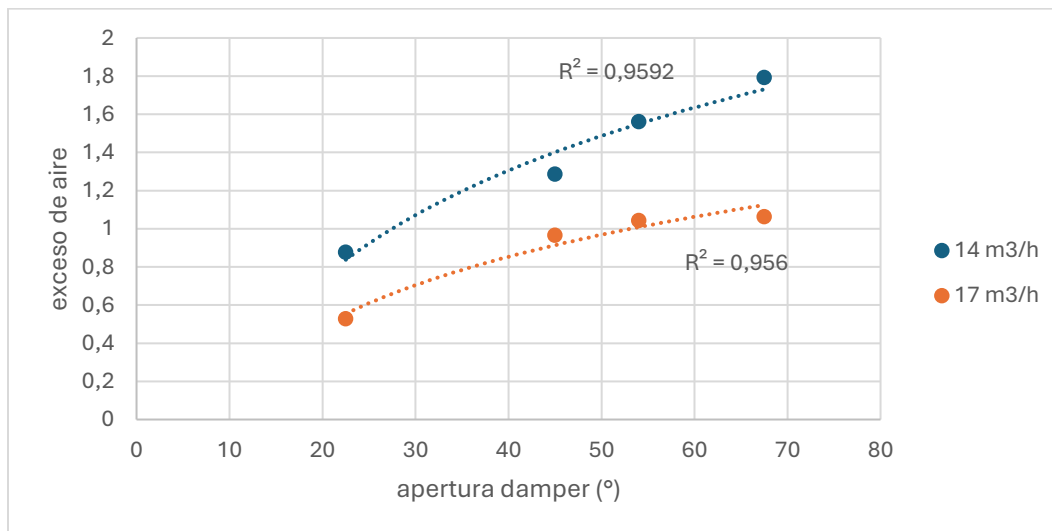


Figura 29. Comparación de exceso de aire.



Debido a que el comportamiento de las curvas experimentales tiene forma logarítmica, se aplica el logaritmo a la apertura del dámper y luego se realiza la regresión en Excel. Con este ajuste se obtiene la siguiente ecuación para exceso de aire:

$$e = -4,67 + 0,21 \cdot \dot{V}_f + 2,19 \cdot \ln(AP) - 0,099 \cdot \dot{V}_f \cdot \ln(AP) \quad (38)$$

Donde,

e: exceso de aire

\dot{V}_f : flujo volumétrico de combustible en m^3/h .

AP: apertura de dámper entre 0° - 90° .

El ajuste del modelo tiene una precisión de 96%, por lo que el modelo se ajusta de forma adecuada a los datos experimentales.

El modelo refleja correctamente que, a mayor apertura del dámper mayor será el exceso de aire. Por otra parte, a mayor flujo de combustible el exceso de aire será menor.

4.4 Resultados del modelo

Se realiza la simulación del modelo en el software computacional EES (Engineering Equation Solver), donde se modelan los balances de energía en régimen transitorio en cada volumen de control. Para validar el modelo, se comparan los resultados de la simulación con los datos experimentales, considerando tanto el régimen transitorio como el régimen estacionario, para dos niveles de exceso de aire. Se consideran para la simulación un flujo de combustible constante de $17 \text{ m}^3/\text{h}$ (flujo máximo) y dos aperturas de dámper. El primer caso es para apertura de $1/4$ y el segundo para apertura de $1/8$. Para validar el modelo se utilizan los ensayos 3 y 4 de la Tabla 1.

En primer lugar, se analiza el cambio en el exceso de aire al mantener el flujo de combustible constante y variar la apertura del dámper. Se observa en la Figura 30 que al aumentar la apertura del dámper desde $1/8$ a $1/4$, el exceso de aire en la combustión aumenta desde un 20% a 55% aproximadamente.

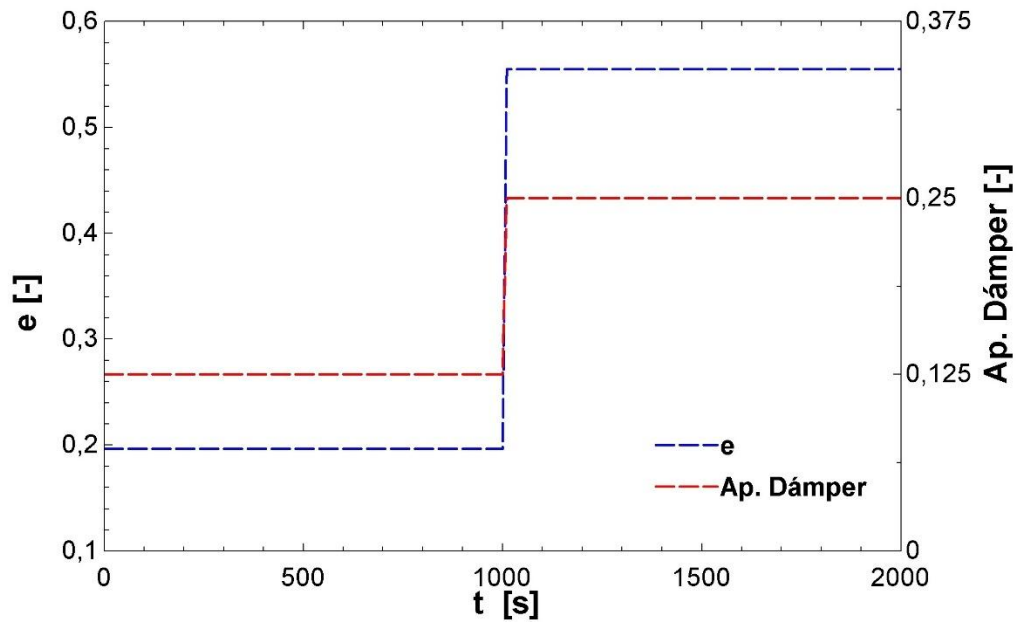


Figura 30. Comportamiento de exceso de aire ante un cambio en la apertura del dámper.

Los coeficientes de transferencia de calor en la cámara de combustión para ambos casos se grafican en la Figura 31. Se aprecia un incremento en el AU al aumentar el exceso de aire, donde en régimen estacionario aumenta aproximadamente $15 \text{ W/m}^2\text{K}$. Este comportamiento es esperado debido al incremento en la velocidad de los gases de combustión y por consecuencia la mejora en la transferencia de calor por convección forzada.

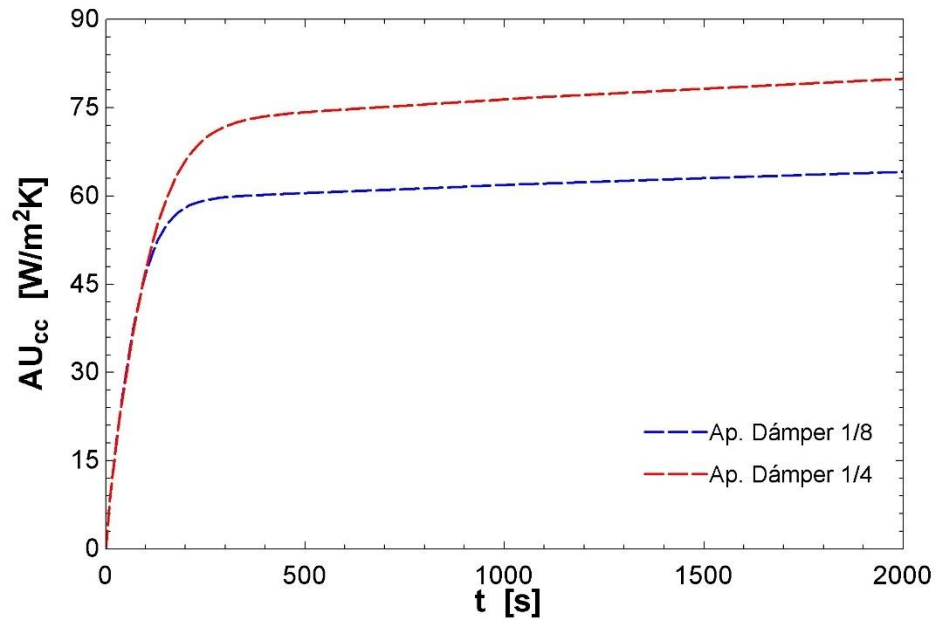


Figura 31. Comparación de AU en la cámara de combustión.

La Figura 32 muestra el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor en el intercambiador de calor. En esta parte del sistema el AU es mayor que en la cámara de combustión, ya que el área del intercambiador es casi 6 veces más grande que la de la cámara de combustión. Por otro lado, al igual que ocurre en la cámara de combustión, la transferencia de calor aumenta al aumentar el exceso de aire, donde se observa que en condiciones cuasiestacionarias el AU cerca de 80 W/m²K.

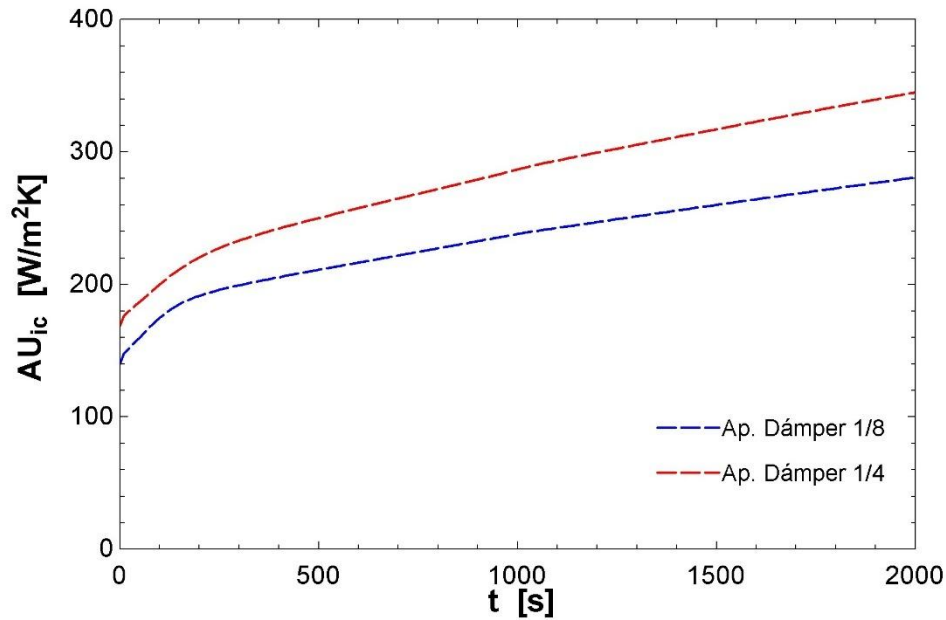


Figura 32. Comparación de AU en el intercambiador de calor.

Luego el análisis de los coeficientes de transferencia de calor en régimen estacionario o cuasiestacionario permite verificar el adecuado funcionamiento del modelo. Los valores obtenidos para los coeficientes en la cámara de combustión y en el intercambiador de calor se encuentran dentro del rango aceptado para calderas, según la tesis doctoral de Farías [17].

Las Figuras 33 y 34, comparan la temperatura simulada en la salida de la cámara de combustión con los datos de ensayo para ambos casos de exceso de aire. Se muestra un comportamiento adecuado del modelo, con resultados similares a los medidos en los ensayos, donde con menor exceso de aire se obtiene una temperatura más baja en la salida de la cámara de combustión.

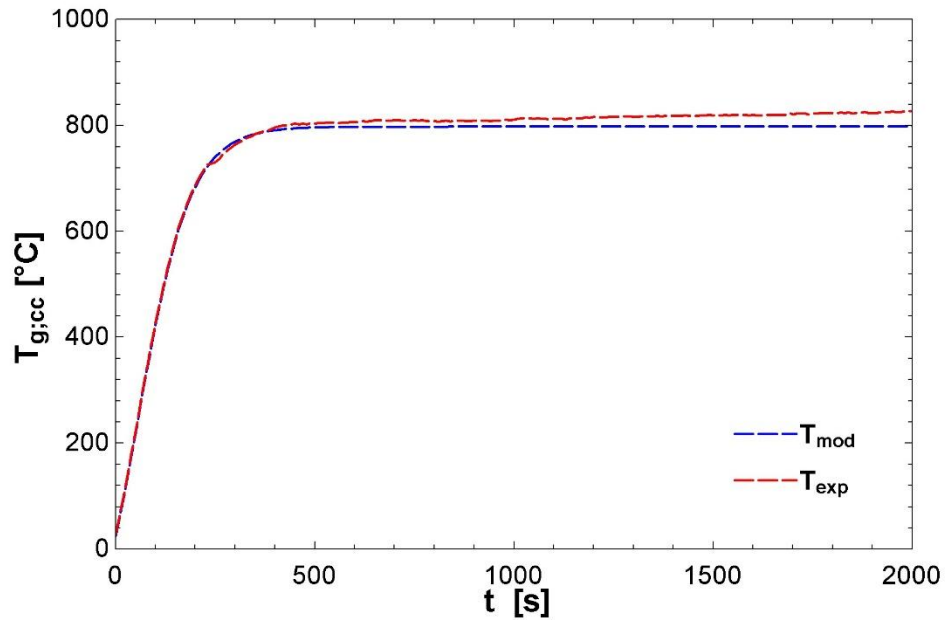


Figura 33. Evolución temporal de la temperatura de los gases en la cámara de combustión (dámper 1/4).

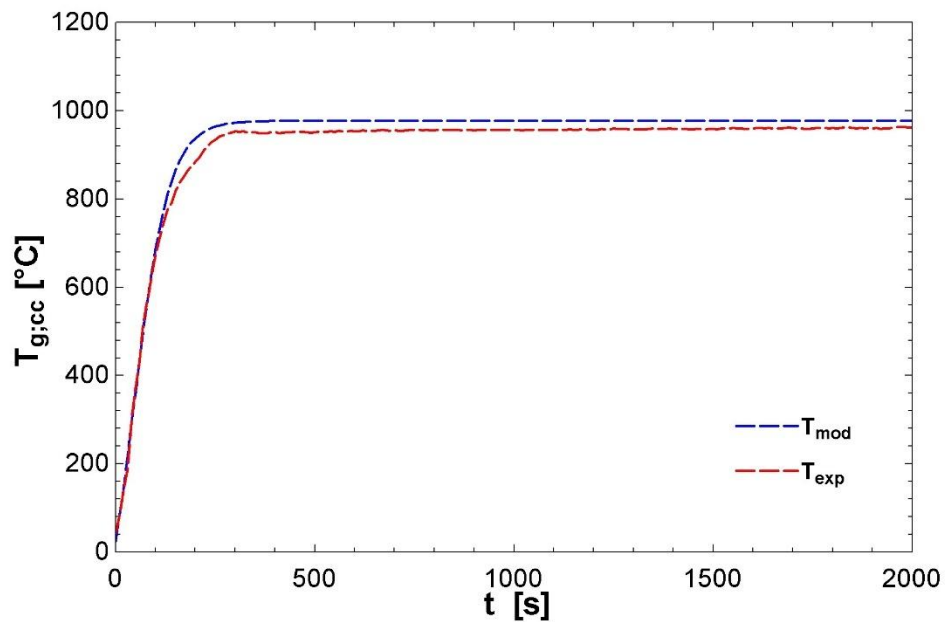


Figura 34. Evolución temporal de temperatura de los gases en la cámara de combustión (dámper 1/8).

Las temperaturas de los gases en la salida del intercambiador de calor están representadas en las Figuras 35 y 36. Se aprecia en los gráficos que los resultados del modelo se asemejan a los datos medidos. La diferencia en la interfaz convección natural-forzada se debe al factor de corrección aplicado. Por otra parte, en el intercambiador de calor la



diferencia de temperaturas para ambos casos es pequeña en comparación a la cámara de combustión.

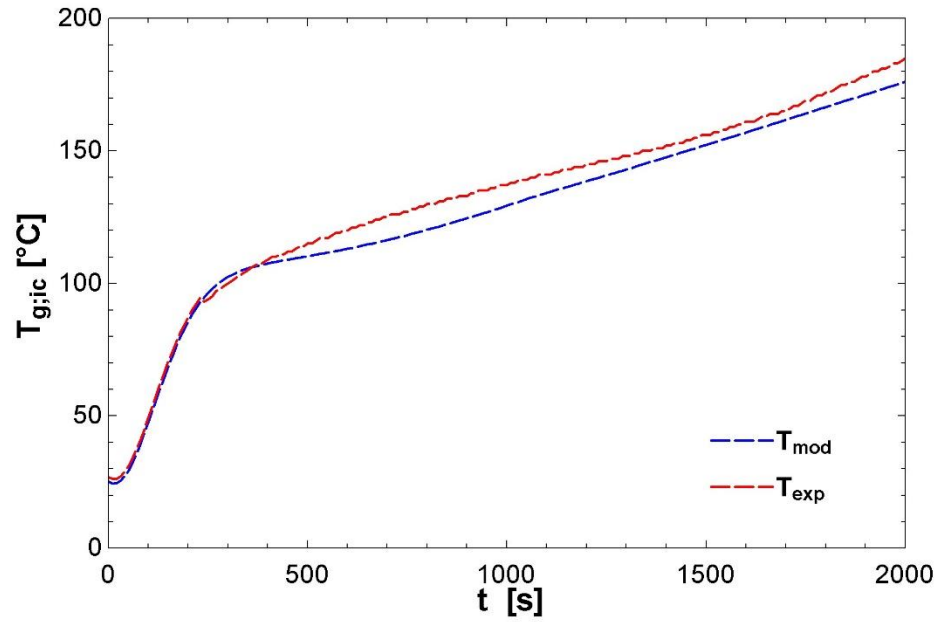


Figura 35. Evolución temporal de temperatura de los gases en el intercambiador de calor (dámper 1/4).

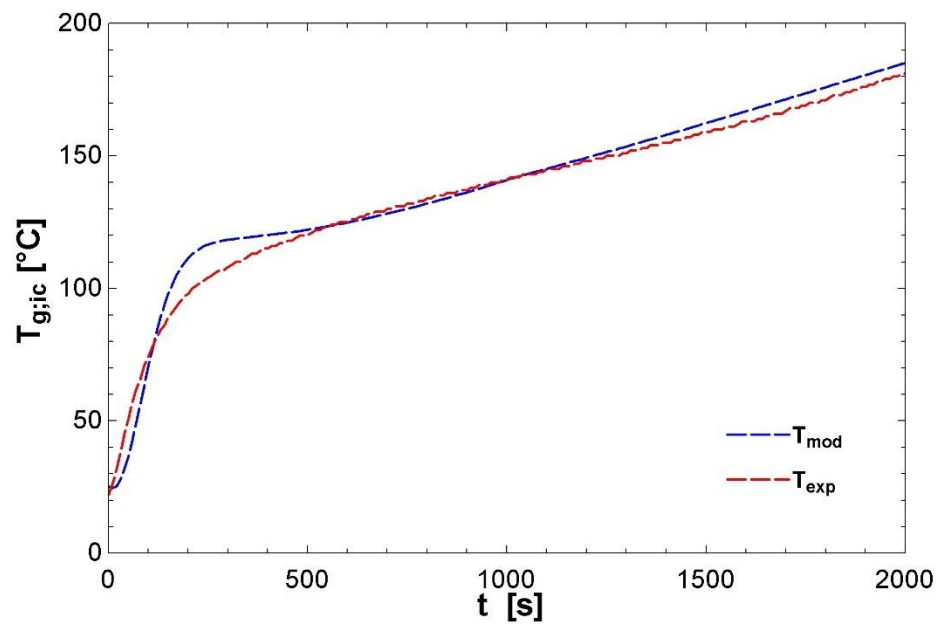


Figura 36. Evolución temporal de temperatura de los gases en el intercambiador de calor (dámper 1/8).



La presión de vapor se encuentra representada en las Figuras 37 y 38, para apertura de dámper de 1/4 y 1/8, respectivamente. Se observa que el modelo predice correctamente la presión de vapor para cada caso, donde en el período de tiempo analizado la presión con dámper 1/4 es menor que con dámper 1/8. Debido al exceso de aire el calor de combustión es menor, por lo que se tarda más en llegar a la presión de operación.

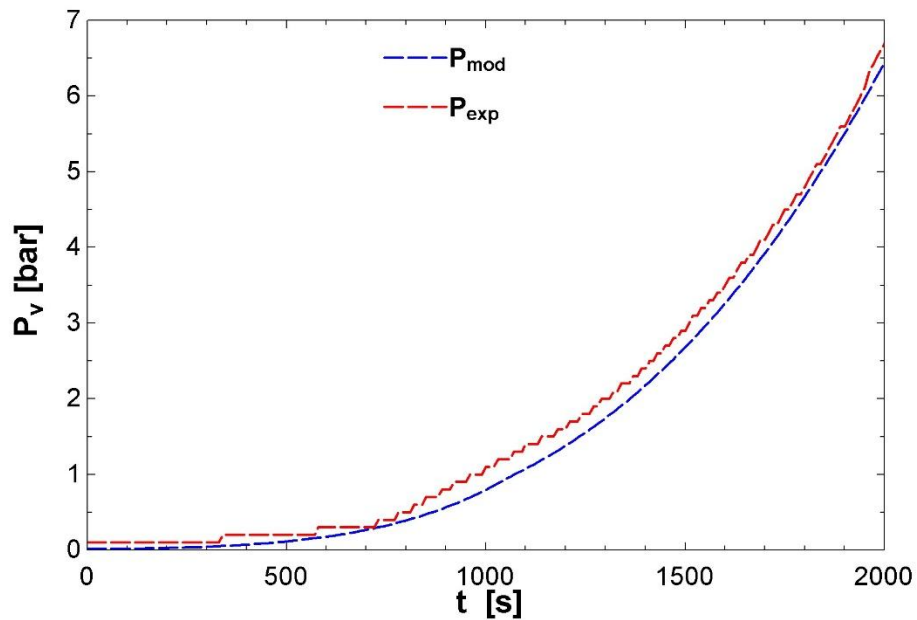


Figura 37. Evolución temporal de la presión de vapor (damper 1/4).

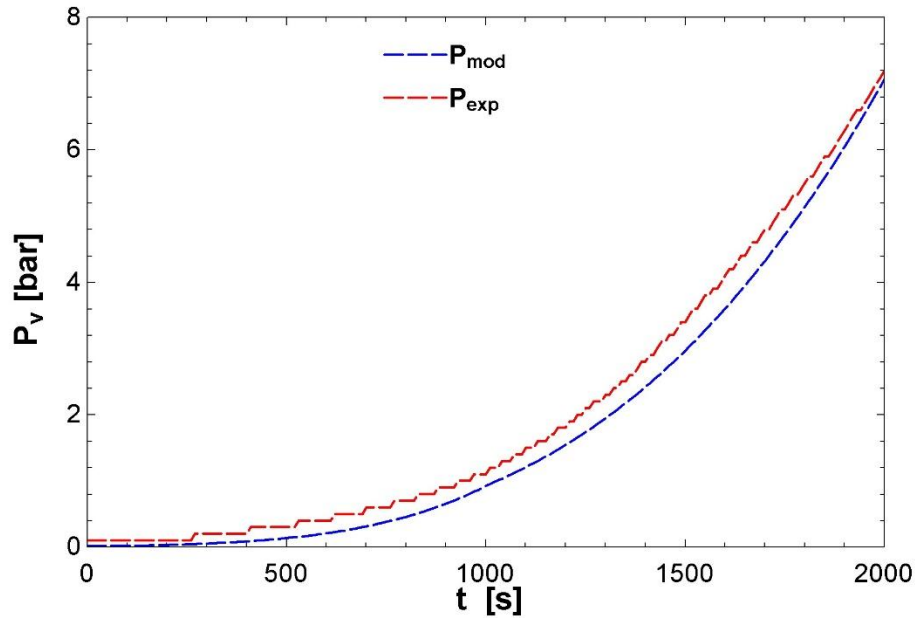


Figura 38. Evolución temporal de la presión de vapor (dámper 1/8).

Para la validación del modelo, se calculan los siguientes indicadores de error utilizando las siguientes fórmulas estándar, donde el número de datos es N y los valores se expresan como y_i .

- Error absoluto medio (MAE)

$$MAE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |y_i^{exp} - y_i^{mod}| \quad (39)$$

- Porcentaje de error absoluto medio respecto al rango (NMAE%)

$$NMAE\% = \frac{MAE}{y_{exp,max} - y_{exp,min}} \cdot 100\% \quad (40)$$

- Error cuadrático medio (MSE)

$$MSE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i^{exp} - y_i^{mod})^2 \quad (41)$$

- Porcentaje de error cuadrático medio respecto al rango (NRMSE%)

$$NRMSE\% = \frac{\sqrt{MSE}}{y_{exp,max} - y_{exp,min}} \cdot 100\% \quad (42)$$

Se calculan los errores del modelo con los datos de ensayo. El resultado se presenta en la Tabla 7, donde el modelo obtiene un error promedio absoluto menor al 5% respecto al rango total. Lo que indica un buen nivel de ajuste entre el modelo y los datos experimentales.



Tabla 7. Tabla de errores del modelo.

| Error | MAE | NMAE (%) | MSE | RMSE (%) |
|-------------------------|-------|----------|--------|----------|
| $T_{g,cc}$ (Dámper 1/4) | 14,04 | 1,80% | 267,97 | 2,05% |
| $T_{g,cc}$ (Dámper 1/8) | 25,57 | 2,72% | 877,52 | 3,15% |
| $T_{g,ic}$ (Dámper 1/4) | 5,24 | 3,31% | 34,25 | 3,70% |
| $T_{g,ic}$ (Dámper 1/8) | 3,80 | 2,39 | 26,23 | 3,22% |
| P_v (Dámper 1/4) | 0,17 | 2,57% | 0,035 | 2,87% |
| P_v (Dámper 1/8) | 0,22 | 3,19% | 0,062 | 3,55% |

5 Desarrollo de modelo de control de lazo cerrado

5.1 Control de combustión

El objetivo del control de combustión es mantener la presión de vapor en el valor de operación deseado. Las variables de entrada que afectan la presión son el flujo de combustible y el flujo de aire, es decir, las condiciones que determinan la combustión. Como variable de salida se considera el flujo de vapor generado por la caldera. Este proceso se ilustra en la Figura 39.

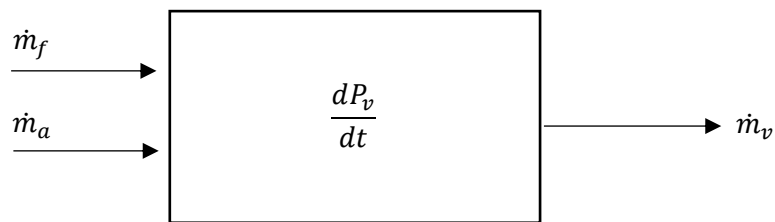


Figura 39. Esquema control de presión.

La presión de vapor depende de la temperatura del agua al interior de la caldera. La evolución temporal de esta se puede calcular a través de la ecuación diferencial del modelo dinámico y se expresa en la Ecuación (43). Esta depende del calor transferido desde la cámara de combustión y el intercambiador de calor, y de la demanda de vapor requerida por la planta. Este modelo representa un sistema no lineal.

$$m_w(T_w) \cdot c_{p_w}(T_w) \cdot \frac{dT_w}{dt} = U_{cc}(T_w) \cdot A_{cc} \cdot Tml_{cc}(t) + U_{ic}(T_w) \cdot A_{ic} \cdot Tml_{ic}(t) - \dot{m}_v(t) \cdot h_{fg}(T_w) \quad (43)$$

Para simplificar el cálculo se reemplaza la temperatura media logarítmica por la diferencia entre la temperatura promedio de los gases y la temperatura del agua, ya que es una aproximación válida del modelo. De esta forma se tiene que:

$$Tml_{cc} \approx \left(\frac{T_{ad} + T_{g,cc}}{2} \right) - T_w = T_{prom,cc} - T_w \quad (44)$$

$$Tml_{ic} \approx \left(\frac{T_{g,cc} + T_{g,ic}}{2} \right) - T_w = T_{prom,ic} - T_w \quad (45)$$

Además, la entalpía de vaporización se aproxima a una función lineal de la temperatura del agua. Se reemplaza esta ecuación en el modelo y se tiene:

$$h_{fg} = -2741 \cdot T_w + 2,5 \cdot 10^6 \quad (46)$$



Luego reemplazando estas expresiones en el modelo, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}
 m_w(T_w) \cdot cp_w(T_w) \cdot \frac{dT_w}{dt} & \quad (47) \\
 & = U_{cc}(T_w) \cdot A_{cc} \cdot (T_{prom,cc}(t) - T_w(t)) + U_{ic}(T_w) \cdot A_{ic} \cdot (T_{prom,ic}(t) \\
 & - T_w(t)) - \dot{m}_v(t) \cdot (-2741 \cdot T_w(t) + 2,5 \cdot 10^6)
 \end{aligned}$$

Para analizar la dinámica del sistema se linealiza el modelo en el punto de operación de la caldera, es decir, a 7 bar de presión de vapor, lo que es equivalente a 165°C de temperatura del agua. Los parámetros en este punto se extraen del modelo dinámico construido y son los siguientes:

$$\begin{aligned}
 T_{w0} & = 165^\circ C \\
 m_{w0} & = 364,5 \text{ kg} \\
 cp_{w0} & = 4354 \frac{J}{\text{kg} \cdot K} \\
 \dot{m}_{v0} & = 0,07057 \frac{\text{kg}}{s} \\
 U_{cc0} & = 43,06 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K} \\
 U_{ic0} & = 41,08 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}
 \end{aligned}$$

Las áreas de transferencia de calor son constantes:

$$\begin{aligned}
 A_{cc} & = 1,49 \text{ m}^2 \\
 A_{ic} & = 6,83 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Se definen los incrementos del sistema:

$$\begin{aligned}
 \Delta T_w(t) & = T_w(t) - T_{w0} \\
 \Delta \dot{m}_v(t) & = \dot{m}_v(t) - \dot{m}_{v0} \\
 \Delta T_{prom,cc}(t) & = T_{prom,cc}(t) - T_{prom,cc0} \\
 \Delta T_{prom,ic}(t) & = T_{prom,ic}(t) - T_{prom,ic0}
 \end{aligned}$$

Se linealiza el sistema utilizando series de Taylor, de esta forma se tiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 m_{w0} \cdot cp_{w0} \cdot \frac{d\Delta T_w}{dt} & \quad (48) \\
 & = U_{cc0} \cdot A_{cc} \cdot (\Delta T_{prom,cc}(t) - \Delta T_w(t)) + U_{ic0} \cdot A_{ic} \\
 & \cdot (\Delta T_{prom,ic}(t) - \Delta T_w(t)) + 2741 \cdot \dot{m}_{v0} \cdot \Delta T_w \\
 & - (2,5 \cdot 10^6 - 2741 \cdot T_{w0}) \cdot \Delta \dot{m}_v
 \end{aligned}$$



Después se agrupan los términos iguales:

$$\begin{aligned} m_{w0} \cdot cp_{w0} \cdot \frac{d\Delta T_w}{dt} + (U_{cc0} \cdot A_{cc} + U_{ic0} \cdot A_{ic} + 2741 \cdot \dot{m}_{v0}) \cdot \Delta T_w \\ = U_{cc0} \cdot A_{cc} \cdot \Delta T_{prom,cc}(t) + U_{ic0} \cdot A_{ic} \cdot \Delta T_{prom,ic}(t) \\ - (2,5 \cdot 10^6 - 2741 \cdot T_{w0}) \cdot \Delta \dot{m}_v \end{aligned} \quad (49)$$

Para facilitar el desarrollo del modelo se definen las constantes:

$$\begin{aligned} K1 &= m_{w0} \cdot cp_{w0} = 364,5 \cdot 4354 = 1,587 \cdot 10^6 \\ K2 &= U_{cc0} \cdot A_{cc} + U_{ic0} \cdot A_{ic} + 2741 \cdot \dot{m}_{v0} = 64,16 + 280,58 + 2741 \cdot 0,07057 = 538,17 \\ K3 &= U_{cc0} \cdot A_{cc} = 43,06 \cdot 1,49 = 64,16 \\ K4 &= U_{ic0} \cdot A_{ic} = 41,08 \cdot 6,83 = 280,58 \\ K5 &= 2,5 \cdot 10^6 - 2741 \cdot (165) = 2,048 \cdot 10^6 \end{aligned}$$

Se sigue trabajando con el modelo de la siguiente manera:

$$K1 \cdot \frac{d\Delta T_w}{dt} + K2 \cdot \Delta T_w(t) = K3 \cdot \Delta T_{prom,cc}(t) + K4 \cdot \Delta T_{prom,ic}(t) - K5 \cdot \Delta \dot{m}_v(t) \quad (50)$$

Luego se aplica transformada de Laplace:

$$K1 \cdot s \Delta T_w(s) + K2 \cdot \Delta T_w(s) = K3 \cdot \Delta T_{prom,cc}(s) + K4 \cdot \Delta T_{prom,ic}(s) - K5 \cdot \Delta \dot{m}_v(s) \quad (51)$$

Se reordena la ecuación para encontrar las funciones de transferencia:

$$(K1 \cdot s + K2) \cdot \Delta T_w(s) = K3 \cdot \Delta T_{prom,cc}(s) + K4 \cdot \Delta T_{prom,ic}(s) - K5 \cdot \Delta \dot{m}_v(s) \quad (52)$$

$$\Delta T_w(s) = \frac{K3}{K1 \cdot s + K2} \cdot \Delta T_{prom,cc}(s) + \frac{K4}{K1 \cdot s + K2} \cdot \Delta T_{prom,ic}(s) - \frac{K5}{K1 \cdot s + K2} \cdot \Delta \dot{m}_v(s) \quad (53)$$

Y posteriormente se reemplazan las constantes por sus valores reales:

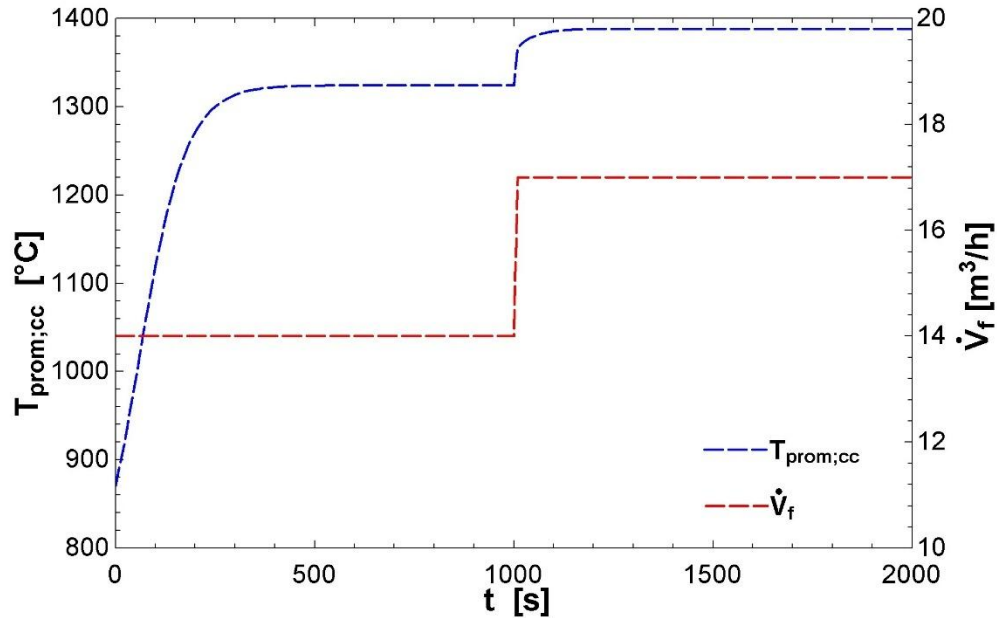
$$\begin{aligned} \Delta T_w(s) = \frac{64,16}{1,587 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \cdot \Delta T_{prom,cc}(s) + \frac{280,58}{1,587 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \\ \cdot \Delta T_{prom,ic}(s) - \frac{2,048 \cdot 10^6}{1,587 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \cdot \Delta \dot{m}_v(s) \end{aligned} \quad (54)$$

Además, se utiliza el modelo dinámico construido de la caldera para obtener las funciones de transferencia que relacionen el flujo de combustible y el exceso de aire con las temperaturas promedio de los gases en la cámara de combustión y en el intercambiador de calor. Debido a las respuestas observadas en el modelo dinámico se definen funciones de transferencia de primer orden.

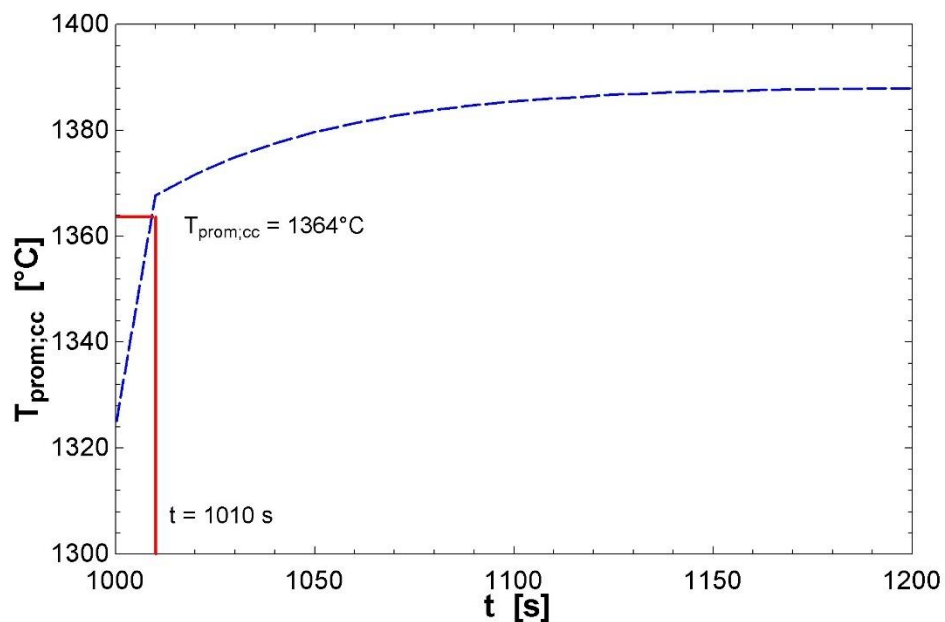
En primer lugar, se calculan las funciones de transferencia de las temperaturas promedio de gases simulando un escalón de flujo de combustible en el modelo dinámico, desde 14



m^3/h a $17 \text{ m}^3/\text{h}$. La Figura 40 representa la respuesta de la temperatura promedio, donde se aprecia un incremento en la temperatura de 1324°C a 1388°C aproximadamente.



(A) Respuesta completa.



(B) Detalle de la zona de transición.

Figura 40. Respuesta de Temperatura promedio de gases en CC ante un escalón en el flujo de combustible.



Se calcula la ganancia del sistema:

$$k = \frac{\Delta T_{prom,cc}}{\Delta \dot{V}_f} = \frac{1388 - 1324}{17 - 14} = 21,33 \quad (55)$$

La temperatura donde la curva alcanza el 63,2% del cambio total es:

$$\begin{aligned} T_{prom,cc}(\tau) &= T_{prom,cc}(t_0) + \Delta T_{prom,cc} \cdot 0,632 = 1324 + (1388 - 1324) \cdot 0,632 \\ &= 1364^\circ C \end{aligned} \quad (56)$$

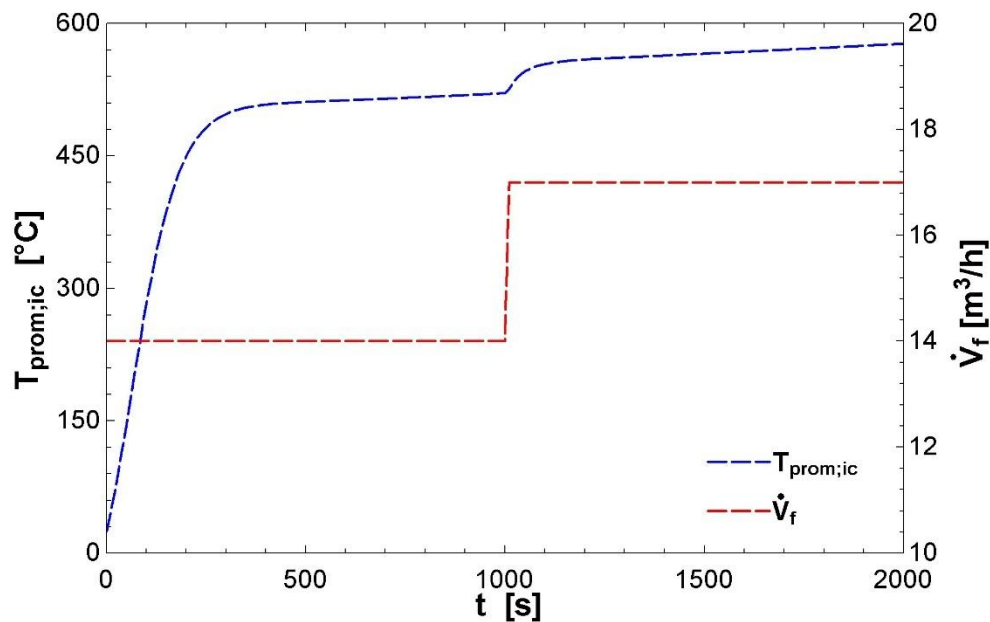
A partir del gráfico se identifica el tiempo donde la curva alcanza la temperatura calculada:

$$\tau = t_\tau - t_0 = 1010 - 1000 = 10 \text{ s} \quad (57)$$

Luego la función de transferencia se expresa de la siguiente manera:

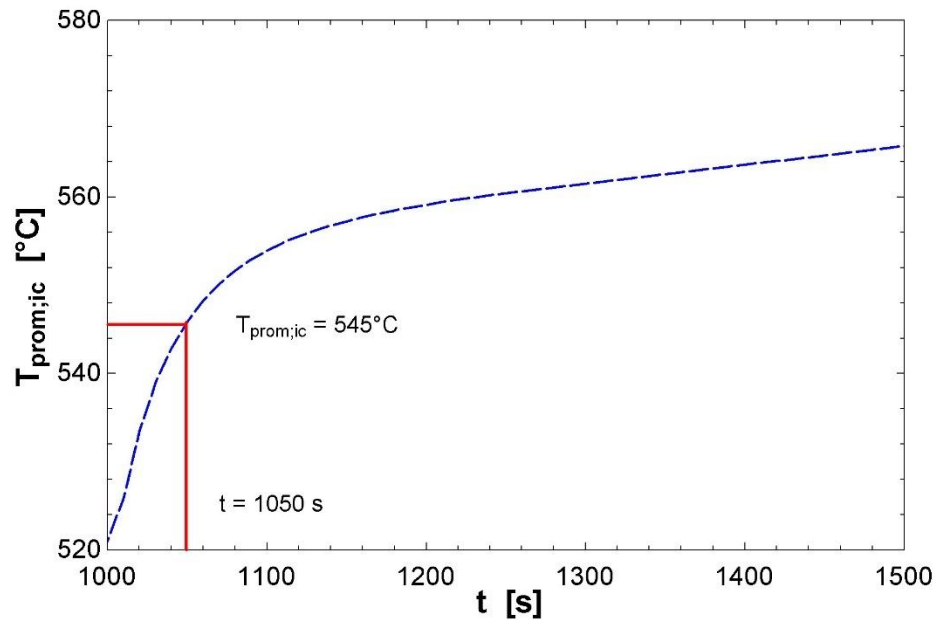
$$G_{f,cc} = \frac{\Delta T_{prom,cc}(s)}{\Delta \dot{V}_f(s)} = \frac{k}{\tau s + 1} = \frac{21,33}{10s + 1} \quad (58)$$

La respuesta de la temperatura promedio de los gases en el intercambiador de calor se describe en la Figura 41, donde la temperatura aumenta de 521°C a 559°C aproximadamente.





(A) Respuesta completa.



(B) Detalle de la zona de transición.

Figura 41. Respuesta de Temperatura promedio de gases en IC ante un escalón en el flujo de combustible.

La ganancia del sistema es:

$$k = \frac{\Delta T_{prom,ic}}{\Delta \dot{V}_f} = \frac{559 - 521}{17 - 14} = 12,67 \quad (59)$$

La temperatura donde la curva alcanza el 63,2% del cambio total es:

$$T_{prom,ic}(\tau) = T_{prom,ic}(t_0) + \Delta T_{prom,ic} \cdot 0,632 = 521 + (559 - 521) \cdot 0,632 = 545^\circ\text{C} \quad (60)$$

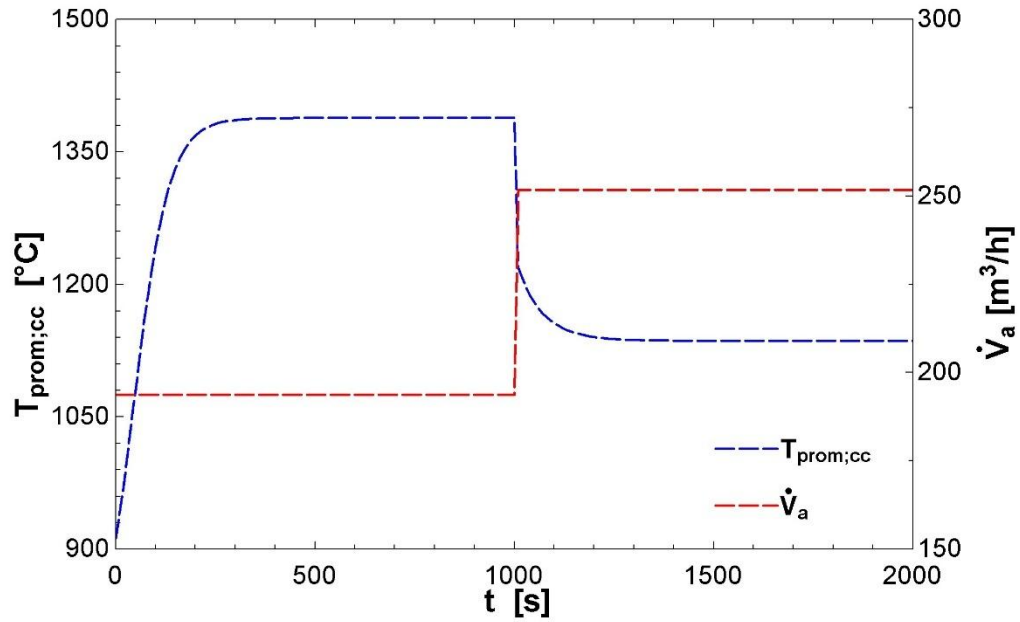
A partir del gráfico se identifica el tiempo donde la curva alcanza la temperatura calculada:

$$\tau = t_\tau - t_0 = 1050 - 1000 = 50 \text{ s} \quad (61)$$

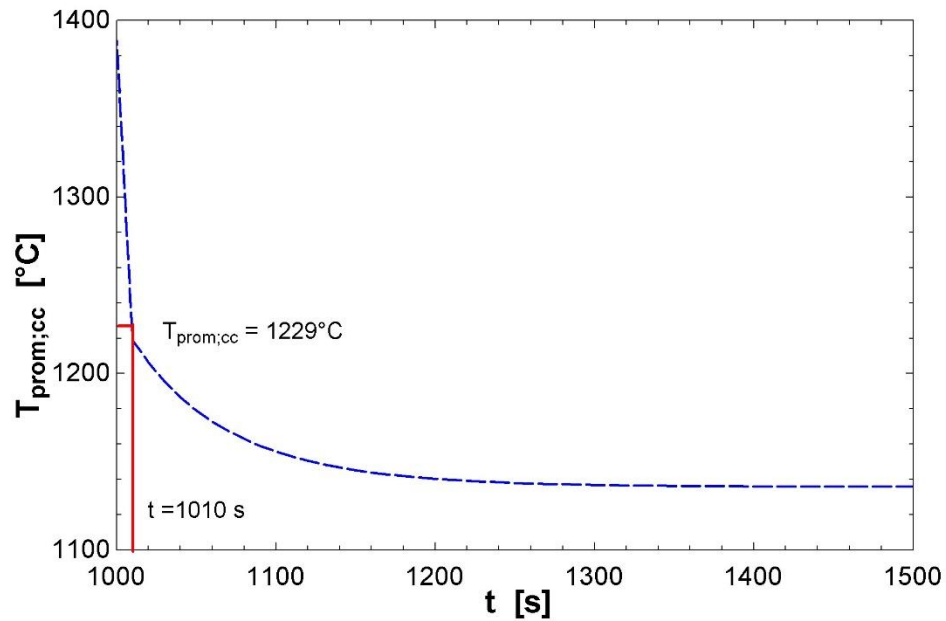
La función de transferencia se define de la siguiente manera:

$$G_{f,ic} = \frac{\Delta T_{prom,ic}(s)}{\Delta \dot{V}_f(s)} = \frac{k}{\tau s + 1} = \frac{12,67}{50s + 1} \quad (62)$$

Para calcular la relación de la temperatura promedio de los gases con el flujo de aire, se realiza una simulación con una apertura de dámper de 1/4 y luego se aumenta a 1/8, esto se traduce en un incremento en el flujo de aire de 193,6 m³/h a 251,7 m³/h. La respuesta de la temperatura promedio de los gases en la cámara de combustión a este escalón se observa en la Figura 42, donde se aprecia que la temperatura disminuye de 1388°C a 1136°C.



(A) Respuesta completa.



(B) Detalle de la zona de transición.

Figura 42. Respuesta de Temperatura promedio de gases en CC ante un escalón en el flujo de aire.

La ganancia del sistema se expresa como:



$$k = \frac{\Delta T_{prom,cc}}{\Delta \dot{V}_a} = \frac{1136 - 1388}{251,7 - 193,6} = -4,34 \quad (63)$$

La temperatura donde la curva alcanza el 63,2% del cambio total es:

$$T_{prom,cc}(\tau) = T_{prom,cc}(t_0) + \Delta T_{prom,cc} \cdot 0,632 = 1388 + (1136 - 1388) \cdot 0,632 = 1229^\circ C \quad (64)$$

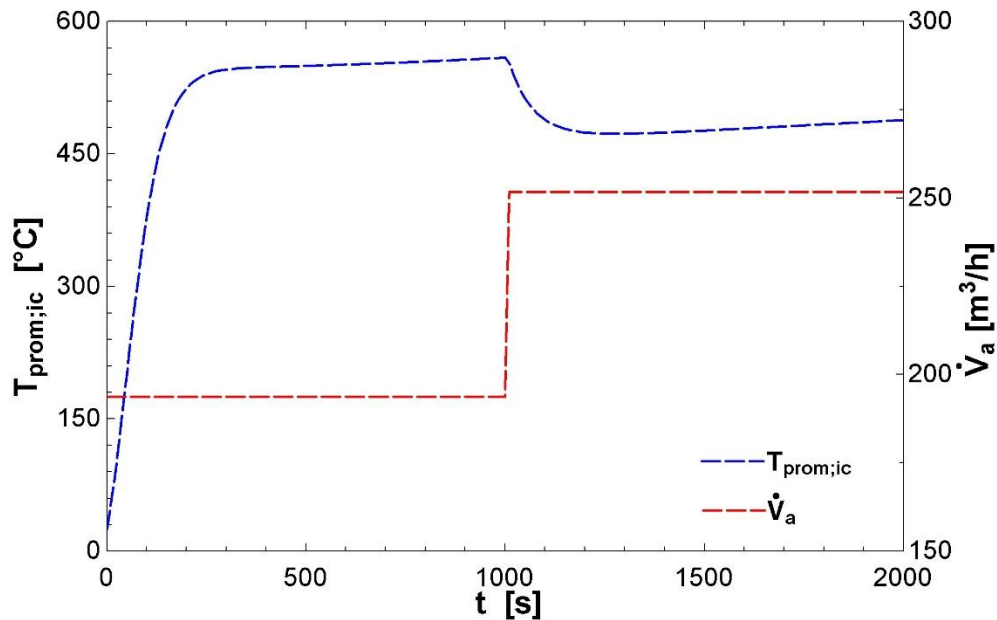
Luego se identifica en el gráfico el tiempo donde la curva alcanza la temperatura calculada:

$$\tau = t_\tau - t_0 = 1010 - 1000 = 10 \text{ s} \quad (65)$$

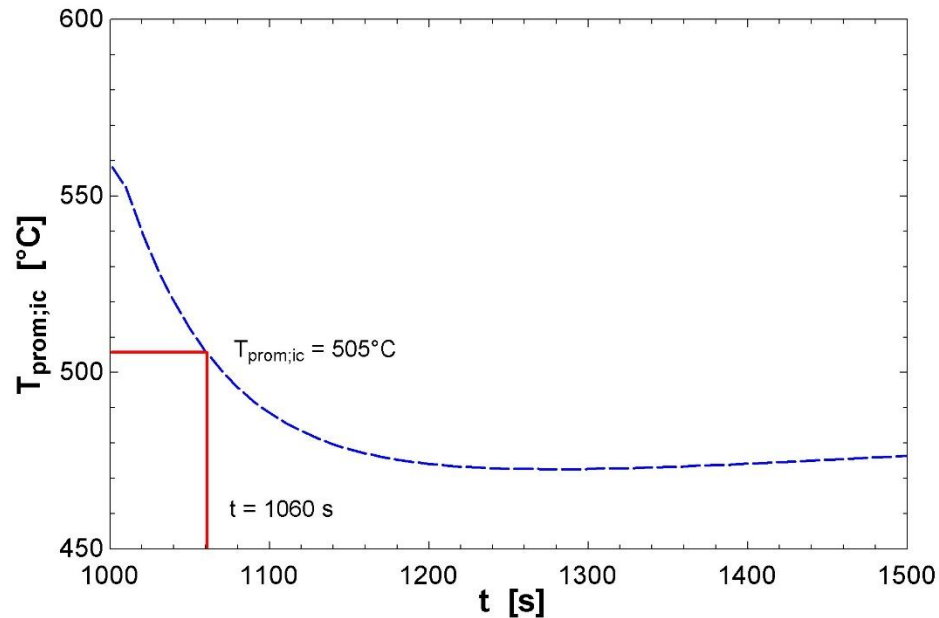
La función de transferencia se representa de la siguiente forma:

$$G_{a,cc} = \frac{\Delta T_{prom,cc}(s)}{\Delta \dot{V}_a(s)} = \frac{k}{\tau s + 1} = \frac{-4,34}{10s + 1} \quad (66)$$

La respuesta de la temperatura en el intercambiador de calor ante el escalón del flujo de aire se describe en la Figura 43, donde la temperatura disminuye de 559°C a 474°C.



(A) Respuesta completa.



(B) Detalle de la zona de transición.

Figura 43. Respuesta de Temperatura promedio de gases en IC ante un escalón en el flujo de aire.

Se calcula la ganancia del sistema:

$$k = \frac{\Delta T_{prom,ic}}{\Delta \dot{V}_a} = \frac{474 - 559}{251,7 - 193,6} = -1,46 \quad (67)$$

La temperatura donde la curva alcanza el 63,2% del cambio total es:

$$T_{prom,ic}(\tau) = T_{prom,ic}(t_0) + \Delta T_{prom,ic} \cdot 0,632 = 559 + (474 - 559) \cdot 0,632 = 505^\circ\text{C} \quad (68)$$

Se identifica en el gráfico el tiempo donde la curva alcanza la temperatura calculada:

$$\tau = t_\tau - t_0 = 1060 - 1000 = 60 \text{ s} \quad (69)$$

Luego la función de transferencia está dada por:

$$G_{a,ic} = \frac{\Delta T_{prom,ic}(s)}{\Delta \dot{V}_a(s)} = \frac{k}{\tau s + 1} = \frac{-1,46}{60s + 1} \quad (70)$$

Como resultado se tiene que la temperatura promedio de los gases en la cámara de combustión y el intercambiador de calor se pueden escribir en función del flujo de combustible y el flujo de aire, como se expresan en las Ecuaciones (71) y (72).

$$\Delta T_{prom,cc}(s) = \frac{21,33}{10s + 1} \cdot \Delta \dot{V}_f(s) + \frac{-4,34}{10s + 1} \cdot \Delta \dot{V}_a(s) \quad (71)$$



$$\Delta T_{prom,ic}(s) = \frac{12,67}{50s + 1} \cdot \Delta \dot{V}_f(s) + \frac{-1,46}{60s + 1} \cdot \Delta \dot{V}_a(s) \quad (72)$$

Las funciones de transferencia obtenidas se reemplazan en la Ecuación (54), obteniendo la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \Delta T_w(s) = & \frac{64,16}{1,587 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \cdot \left(\frac{21,33}{10s + 1} \cdot \Delta \dot{V}_f(s) + \frac{-4,34}{10s + 1} \cdot \Delta \dot{V}_a(s) \right) \\ & + \frac{280,58}{1,587 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \cdot \left(\frac{12,67}{50s + 1} \cdot \Delta \dot{V}_f(s) + \frac{-1,46}{60s + 1} \cdot \Delta \dot{V}_a(s) \right) \\ & - \frac{2,048 \cdot 10^6}{1,587 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \cdot \Delta \dot{m}_v(s) \end{aligned} \quad (73)$$

Reordenando la ecuación se tiene que:

$$\begin{aligned} \Delta T_w(s) = & \frac{104116 \cdot s + 4929,5}{7,935 \cdot 10^8 \cdot s^3 + 9,549 \cdot 10^7 \cdot s^2 + 1,619 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \cdot \Delta \dot{V}_f(s) \\ & - \frac{20804 \cdot s + 688,11}{9,522 \cdot 10^8 \cdot s^3 + 1,114 \cdot 10^8 \cdot s^2 + 1,625 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \cdot \Delta \dot{V}_a(s) \\ & - \frac{2,048 \cdot 10^6}{1,587 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \cdot \Delta \dot{m}_v(s) \end{aligned} \quad (74)$$

Luego las funciones de transferencia que relacionan la temperatura del agua con el flujo de combustible, flujo de aire y demanda de vapor son las Ecuaciones (75), (76) y (77) respectivamente.

$$\frac{\Delta T_w(s)}{\Delta \dot{V}_f(s)} = \frac{104116 \cdot s + 4929,5}{7,935 \cdot 10^8 \cdot s^3 + 9,549 \cdot 10^7 \cdot s^2 + 1,619 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \quad (75)$$

$$\frac{\Delta T_w(s)}{\Delta \dot{V}_a(s)} = \frac{-20804 \cdot s - 688,11}{9,522 \cdot 10^8 \cdot s^3 + 1,114 \cdot 10^8 \cdot s^2 + 1,625 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \quad (76)$$

Se ajusta la función de transferencia de la demanda de vapor, para que la variable de salida sea medible en kg/h como se encuentra en el Laboratorio actualmente.

$$\frac{\Delta T_w(s)}{\Delta \dot{m}_v(s)} = \frac{-2,048 \cdot 10^6}{1,587 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \cdot \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right) = \frac{-568,89}{1,587 \cdot 10^6 \cdot s + 538,17} \quad (77)$$

Para finalizar con el control de combustión, se decide implementar el controlador en el flujo de combustible, debido a que el flujo de aire depende del flujo de combustible y se expresa en función de la relación aire-combustible ($\dot{V}_a = (1 + e) \cdot RAC_{est} \cdot \dot{V}_f$). Se diseña el controlador para la función de transferencia del flujo de combustible en la aplicación de Matlab "PIDTuner", para poder ajustar la rapidez y robustez del controlador. Se diseña un

control con una velocidad moderada y altamente robusto frente a perturbaciones, como se puede observar en la Figura 44.

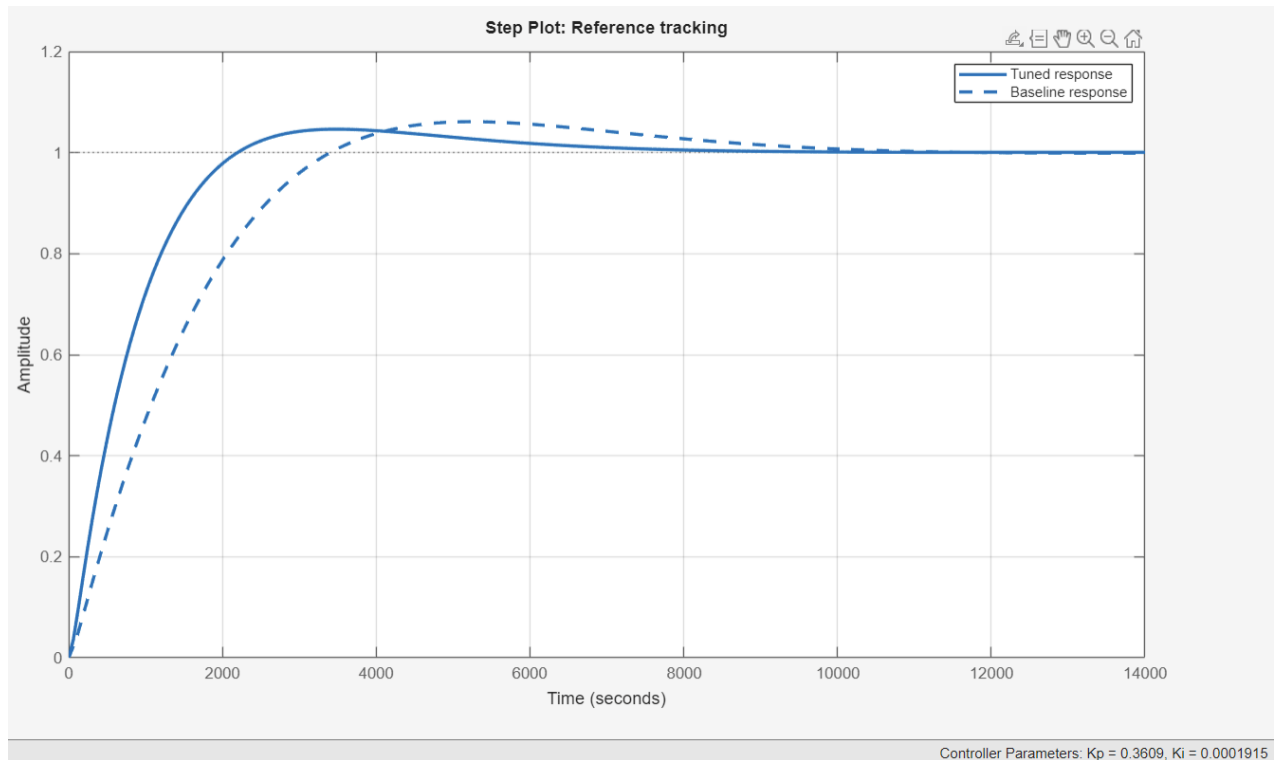


Figura 44. Diseño de control de combustión.

Así el control del flujo de combustible se modela por la siguiente expresión:

$$G_{c,f}(s) = K_p + \frac{K_i}{s} = 0.3609 + \frac{0.0001915}{s} \quad (78)$$

Además, para mantener una combustión eficiente se debe mantener el exceso de aire entre 15% y 20%. Este exceso de aire depende de la apertura del dámper y del flujo de combustible, como se representa de la siguiente manera:

$$\Delta e(t) = G_{e,f} \cdot \Delta \dot{V}_f(t) + G_{e,AD} \cdot \Delta Ap.dámper(t) \quad (79)$$

Del modelo dinámico se obtienen directamente las funciones de transferencia del exceso de aire. Dado que este proceso ocurre en el quemador y su dinámica es casi instantánea, se tiene que las funciones de transferencia no tienen tiempo de establecimiento y son de ganancia pura.

En primer lugar, se analiza el comportamiento del exceso de aire aplicando un escalón en el flujo de combustible de 14 m³/h a 17 m³/h. La respuesta a este escalón se ilustra en Figura 45, donde se observa que el exceso de aire disminuye de 27,4% a 19,7%. De la



misma forma se calcula la ganancia del sistema producto de la apertura del dámper. Se observa en la Figura 46 que ante un escal3n en la apertura del dámper desde 1/8 (11,25°) a 1/4 (22,5°) se tiene un aumento en el exceso de aire de 19,7% a 55,5%.

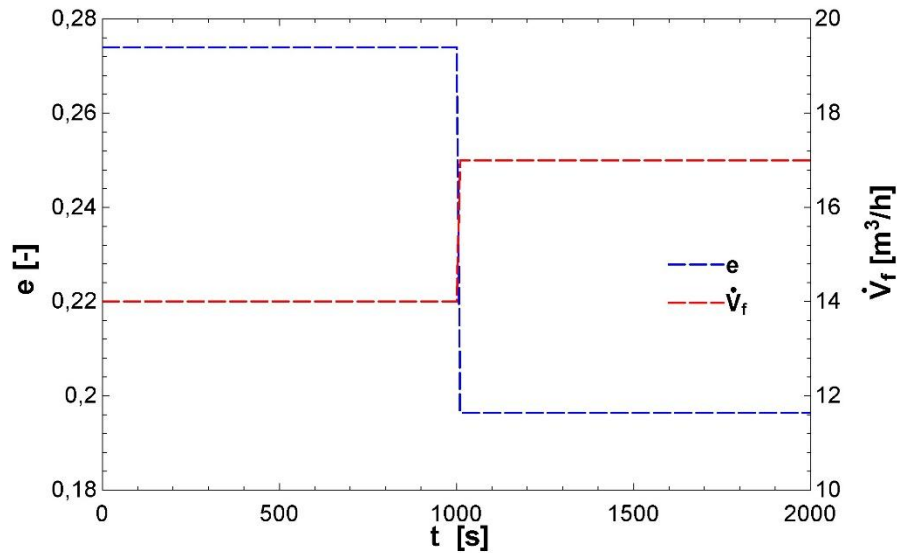


Figura 45. Respuesta del exceso de aire ante un escal3n en el flujo de combustible.

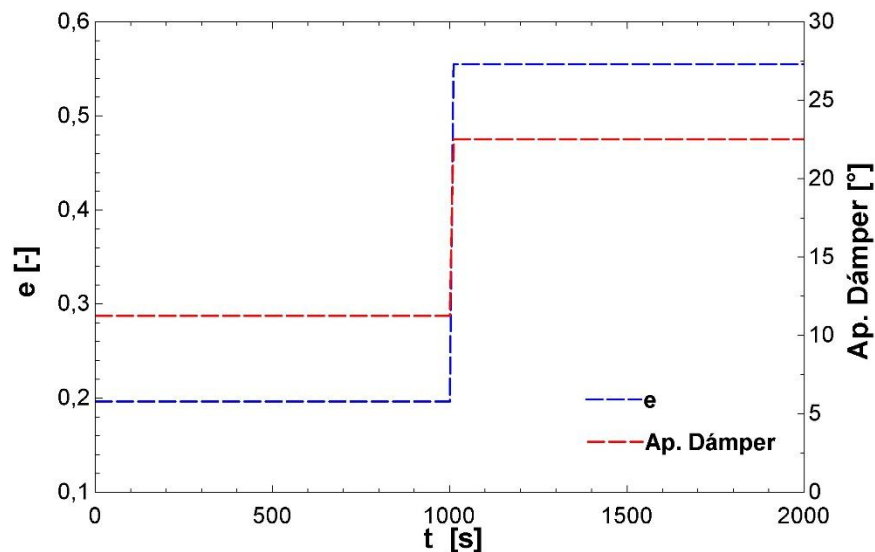


Figura 46. Respuesta del exceso de aire ante un escal3n en la apertura del dámper.

La ganancia estática del exceso de aire en funci3n del flujo de combustible es la siguiente:



$$k = \frac{\Delta e}{\Delta \dot{V}_f} = \frac{0,197 - 0,274}{17 - 14} = -0,0257 \quad (80)$$

Luego, la ganancia estática del exceso de aire en función de la apertura del dámper es:

$$k = \frac{\Delta e}{\Delta Ap. Dámper} = \frac{0,555 - 0,197}{22,5 - 11,25} = 0,0318 \quad (81)$$

Para este caso el controlador se ubica en la apertura del dámper. Las constantes del controlador se obtienen con el código "pidtune" de Matlab, donde recomienda las constantes más apropiadas para la función. Para este caso solo se usa la constante de integración:

$$G_{c,damp}(s) = \frac{K_i}{s} = \frac{34.1}{s} \quad (82)$$

Para finalizar se construye una curva de presión de vapor por medio de datos experimentales, con el fin de relacionar la temperatura de agua controlada por el modelo con la presión de saturación a esa temperatura. Se grafican los datos de temperatura de agua y presión obtenidos del modelo y luego se grafica para obtener la función que relaciona estos parámetros y su R^2 para saber su exactitud. El resultado se muestra en la Figura 47.

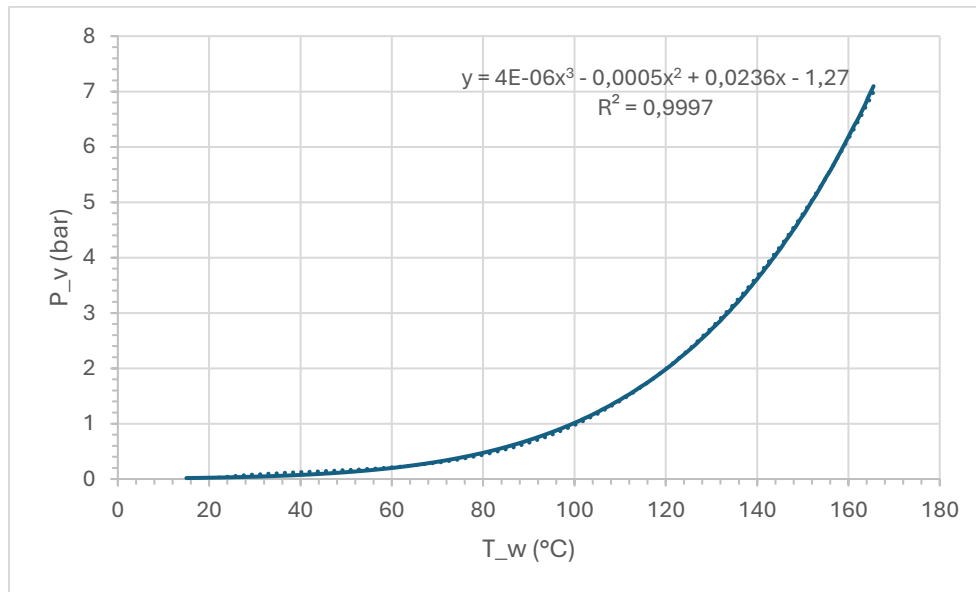


Figura 47. Curva de presión de saturación de agua.

De esta manera es posible relacionar el modelo de control de agua con la presión de vapor, a través de la siguiente ecuación:

$$P_v(T_w) = 4 \cdot 10^6 \cdot T_w^3 - 0,0005 \cdot T_w^2 + 0,0236 \cdot T_w - 1,27 \quad (83)$$



5.2 Control de alimentación de agua

El objetivo del control de alimentación de agua es mantener constante el volumen de agua al interior de la caldera. Para este control se tiene solo una entrada y una salida. Como se observa en la Figura 48 la masa de agua al interior de la caldera depende de la masa de agua que ingrese de la bomba y la demanda de vapor de la turbina.

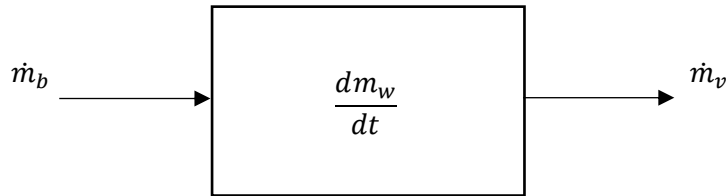


Figura 48. Esquema de control de agua en caldera.

El modelo de control se obtiene directamente del balance de masa:

$$\frac{dm_w}{dt} = \dot{m}_b(t) - \dot{m}_v(t) \quad (84)$$

Se reemplaza en la ecuación la masa por parámetros medibles en el laboratorio, como son el nivel de agua, el flujo volumétrico de agua de alimentación y el flujo másico de vapor.

$$\rho_w \cdot \frac{dV_w}{dt} = \rho_w \cdot \dot{V}_b(t) - \dot{m}_v(t) \quad (85)$$

Se aplica transformada de Laplace al sistema obteniendo la siguiente ecuación:

$$\rho_w \cdot (s \cdot V_w(s)) = \rho_w \cdot \dot{V}_b(s) - \dot{m}_v(s) \quad (86)$$

Después se reordena la ecuación:

$$V_w(s) = \frac{\rho_w}{s \cdot \rho_w} \cdot \dot{V}_b(s) - \frac{1}{s \cdot \rho_w} \cdot \dot{m}_v(s) \quad (87)$$

Debido a que el agua al interior de la caldera y el agua de alimentación se encuentran en estado líquido y presentan densidades similares, se puede simplificar el término. Además, la densidad de vapor a la presión de 7 bar y calidad igual a 1 es de 3,67 kg/m³, por lo que la expresión queda de la siguiente manera:

$$V_w(s) = \frac{1}{s} \cdot \dot{V}_b(s) - \frac{1}{3,67 \cdot s} \cdot \dot{m}_v(s) \quad (88)$$

Para facilitar el estudio, se cambian las unidades de medida de las entradas en función de los instrumentos de medición.

$$V_w(s) = \frac{1}{3600 \cdot s} \cdot \dot{V}_b(s) \left[\frac{m^3}{h} \right] - \frac{1}{3600 \cdot 3,67 \cdot s} \cdot \dot{m}_v(s) \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (89)$$



De esta forma se consiguen las funciones de transferencia del volumen del agua al interior de la caldera, como resultado ambas funciones son integradores puros:

$$\frac{V_w(s)}{\dot{V}_b(s)} = \frac{1}{3600 \cdot s}$$

$$\frac{V_w(s)}{\dot{m}_v(s)} = \frac{-1}{13212 \cdot s}$$

Ya que la demanda de vapor es una perturbación externa, la única variable controlada es el flujo de agua de alimentación. Por lo que al igual que en el control del dámper, se obtienen las constantes del controlador para su función de transferencia por medio del código “pidtune” de Matlab:

$$G_{c,w}(s) = K_p + \frac{K_i}{s} = 394,7 + \frac{0,7574}{s} \quad (90)$$

5.3 Resultados del control

5.3.1 Control de combustión

En esta sección se exponen los resultados para los sistemas de control modulante diseñados. Cabe señalar que el diseño y análisis del sistema de control se ha realizado a partir de un modelo linealizado en torno al punto de operación. Por lo tanto, la funcionalidad y precisión del controlador se garantiza para pequeñas variaciones alrededor de este punto. Primero se presenta el control de combustión, simulado a través del diagrama de bloques de la Figura 49. El objetivo del sistema es mantener la presión de vapor deseada mediante el ajuste automático del flujo de combustible y el exceso de aire.

El diagrama de bloques se compone por:

- Entradas de referencia: Actúan como setpoint. Definen el valor deseado de la presión de vapor y del exceso de aire.
- Sumador: Calcula el error entre el valor deseado y el valor simulado.
- Controladores: El controlador de combustible está encargado de controlar el flujo de combustible para mantener la presión de vapor en el setpoint deseado. Mientras que el control del dámper regula su apertura en función del flujo de combustible para mantener el exceso de aire en el rango deseado.
- Limitadores: Mantienen los controladores dentro del rango real de los equipos de la Planta.
- Funciones de transferencia: Representan el comportamiento de las variables de control ante cambios en las variables manipuladas o perturbadas.
- Demanda de vapor: Se modela como una perturbación externa a través de su función de transferencia, no es una variable controlada.
- Sumador final: Suma los efectos de todas las señales (combustible, apertura de dámper y demanda de vapor) para obtener la presión de vapor deseada.

- Realimentación: La presión de salida es retroalimentada al sumador inicial para mantener el lazo cerrado y permitir la acción correctiva del controlador.

De esta manera, el sistema logra ajustar de forma automática el flujo de combustible y la apertura del dámper en funci3n del setpoint de presi3n y exceso de aire respectivamente.

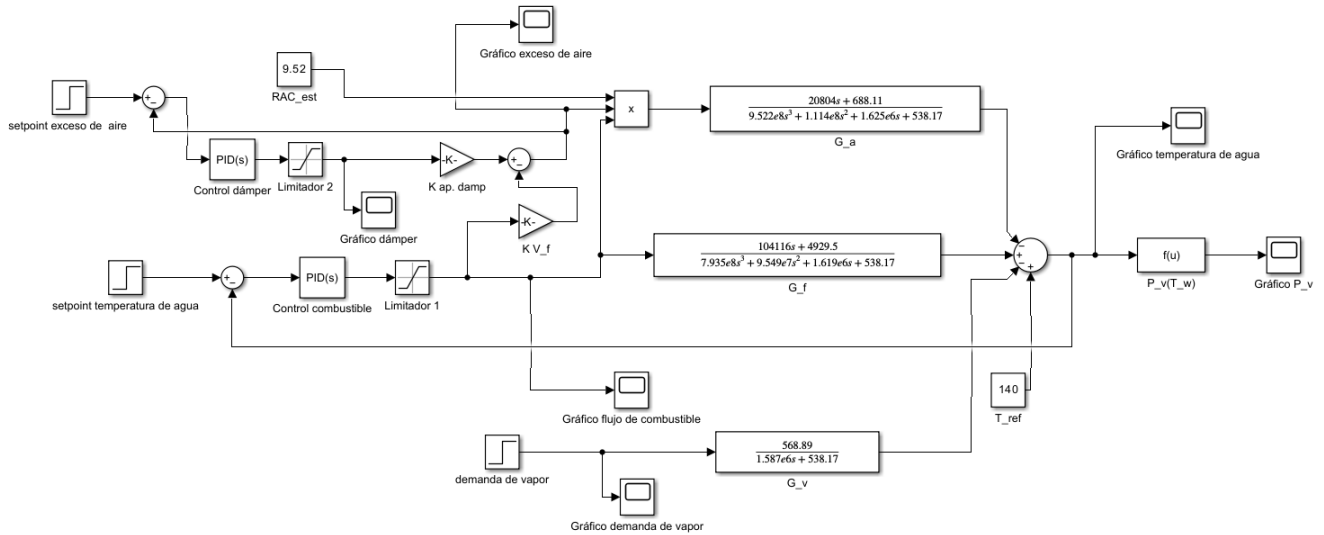


Figura 49. Diagrama de bloques control de combusti3n.

A continuaci3n, se presentan los resultados de la simulaci3n del diagrama de bloques. Para evaluar los controladores se analizan dos casos, el primero es sin incluir demanda de vapor y el segundo incluyendo la demanda.

El gr3fico de la Figura 50 demuestra el comportamiento de la presi3n en un per3odo de 15000 segundos donde se encuentra operando sin demanda de vapor. Se aprecia que el controlador es capaz de mantener estable la presi3n una vez que alcanza el punto de operaci3n. Adem3s, emula el comportamiento obtenido en el modelo din3mico donde la presi3n de vapor tardaba aproximadamente 2000 segundos en llegar 7 bar de presi3n. El tiempo de establecimiento relativamente largo se debe a que el sistema se encuentra limitado por la potencia m3xima del quemador.

El gr3fico de la Figura 51 evidencia la respuesta de los controladores del flujo de combustible y la apertura del dámper. Se observa que el flujo de combustible presenta un comportamiento inverso al de la presi3n de vapor, reduciendo el flujo significativamente y logrando establecer la presi3n. Esto demuestra la correcta adaptaci3n del controlador a la din3mica de la caldera. Por otra parte, se observa la dependencia en el comportamiento de la apertura del dámper con el flujo de combustible. Esto garantiza una combusti3n eficiente y reducci3n en las emisiones de gases contaminantes.

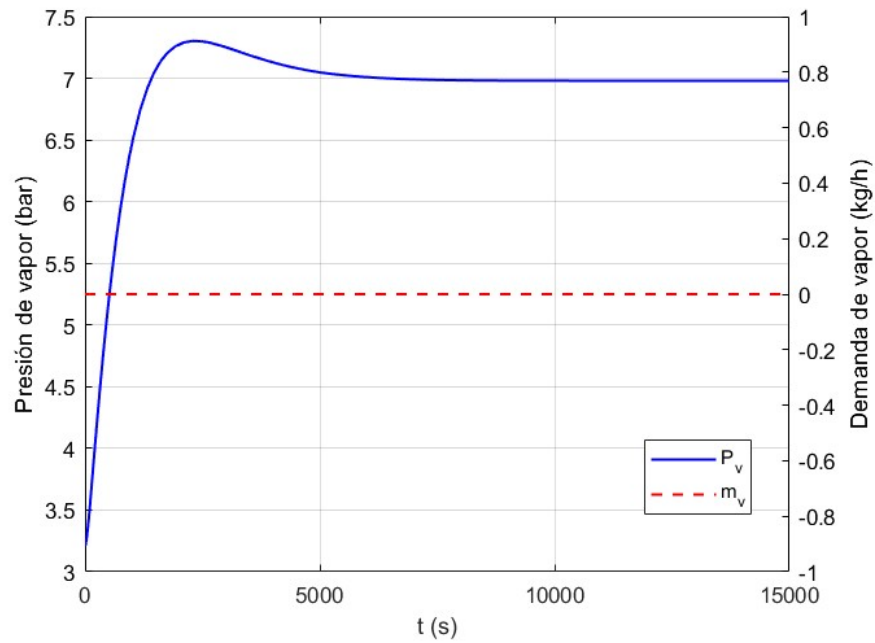


Figura 50. Control de presión sin demanda de vapor.

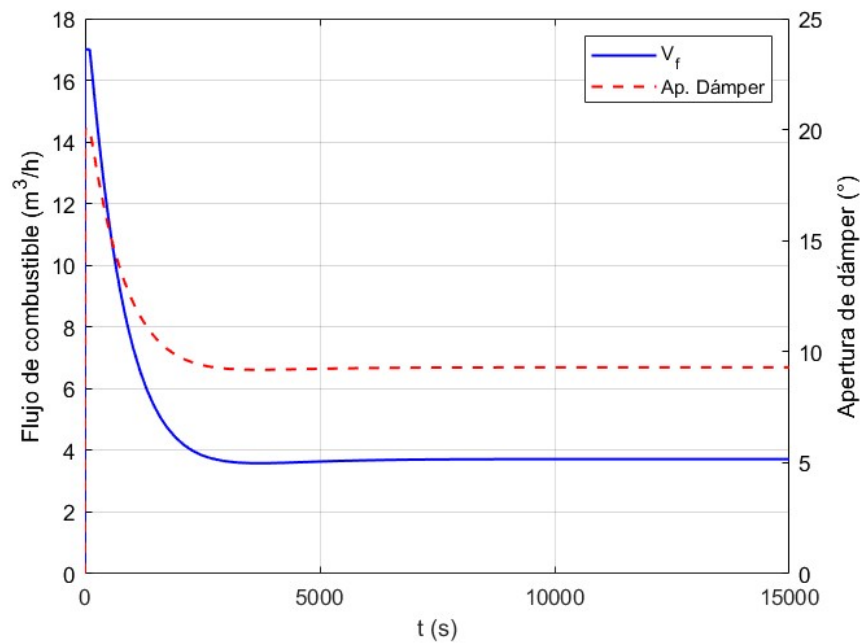


Figura 51. Respuesta de controladores de flujo de combustible y apertura de dámara sin demanda de vapor.

La Figura 52, representa el control del exceso de aire, donde este se mantiene constante durante todo el período de operación en un 20%. No se observan cambios en su comportamiento, debido a que la dinámica en el quemador es instantánea, por lo que los ajustes en la apertura del dámara y el flujo de aire tienen un efecto inmediato.

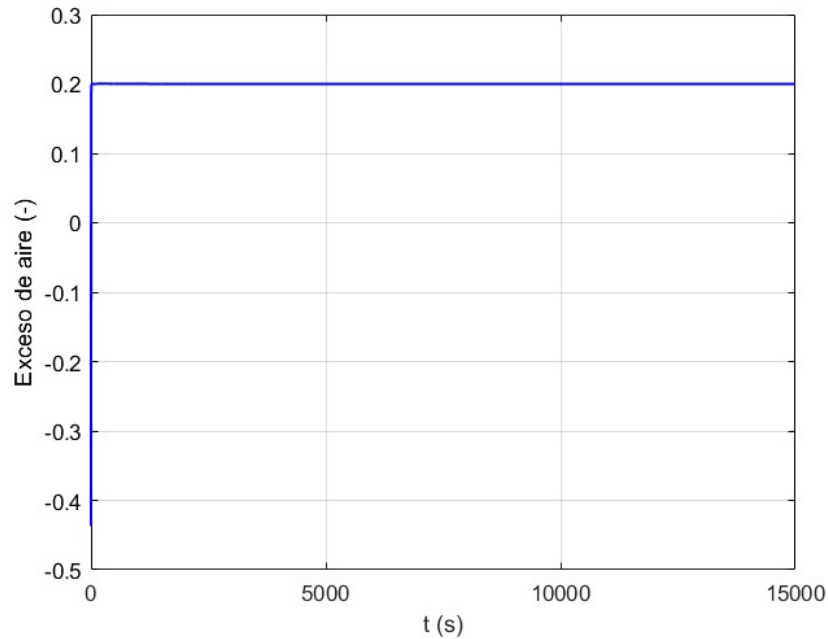


Figura 52. Control de exceso de aire sin demanda de vapor.

Luego en el segundo caso se realiza una prueba con demanda de vapor bajo condiciones normales de operación, como se ilustra en la Figura 53. En el segundo 5000 se realiza un escalón en la demanda de vapor de 0 kg/h a 80 kg/h, lo que provoca que la presión de vapor disminuya hasta casi 5 bar de presión. Este cambio brusco logra ser controlado por el modelo de forma rápida y robusta.

Al igual que en primer caso, la Figura 54 muestra que la apertura del dámper presenta el mismo comportamiento que el flujo de combustible. Se logra observar el rápido de control del flujo de combustible ante la caída de presión, aumentando el bajo flujo hasta el máximo. Además, se aprecia la limitación en el controlador hasta el flujo máximo de 17 m³/h, simulando la realidad de la Planta.

La Figura 55, demuestra que el exceso de aire no se ve afectado por la demanda de vapor y continúa constante al igual que en el primer caso.

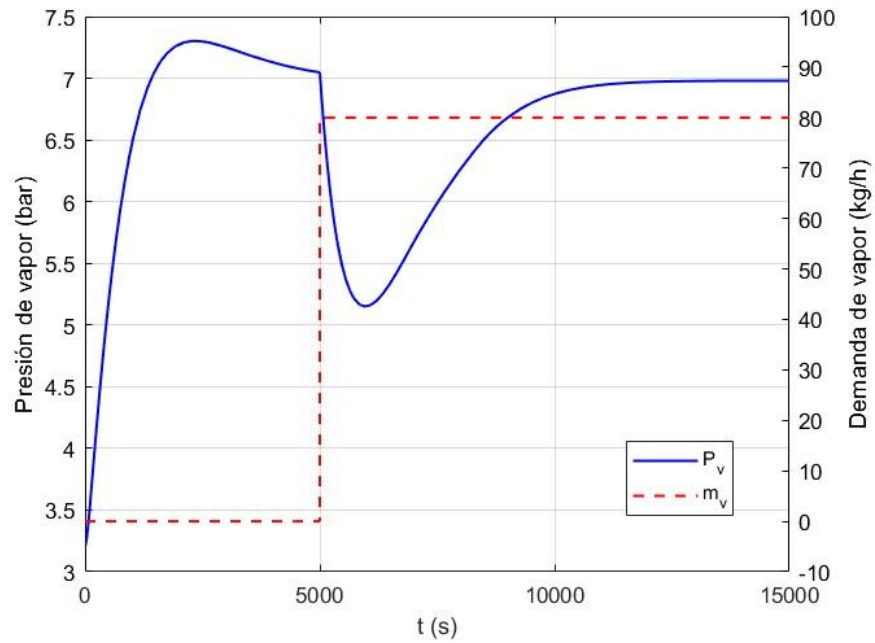


Figura 53. Control de presión con demanda de vapor en condiciones normales.

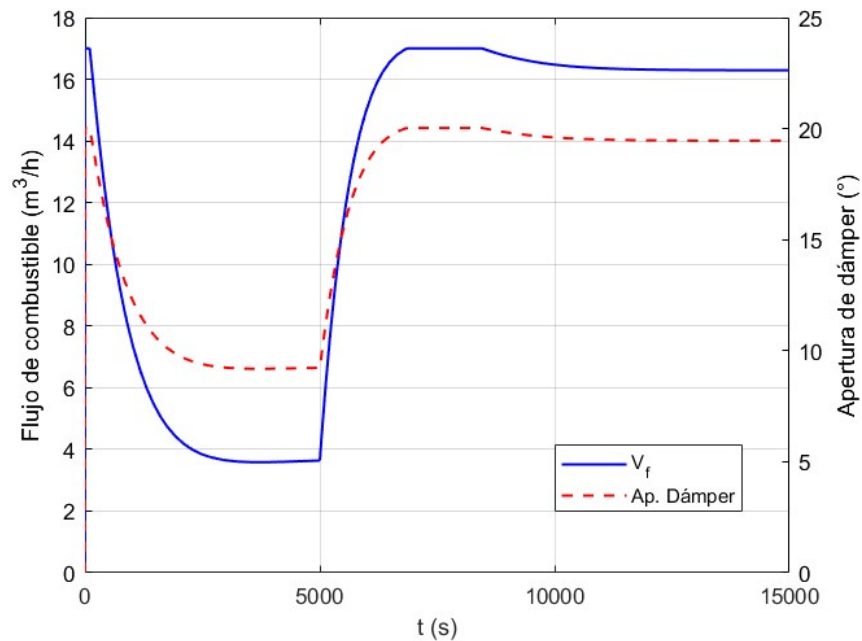


Figura 54. Respuesta de controladores de flujo de combustible y apertura de dámara con demanda de vapor en condiciones normales.

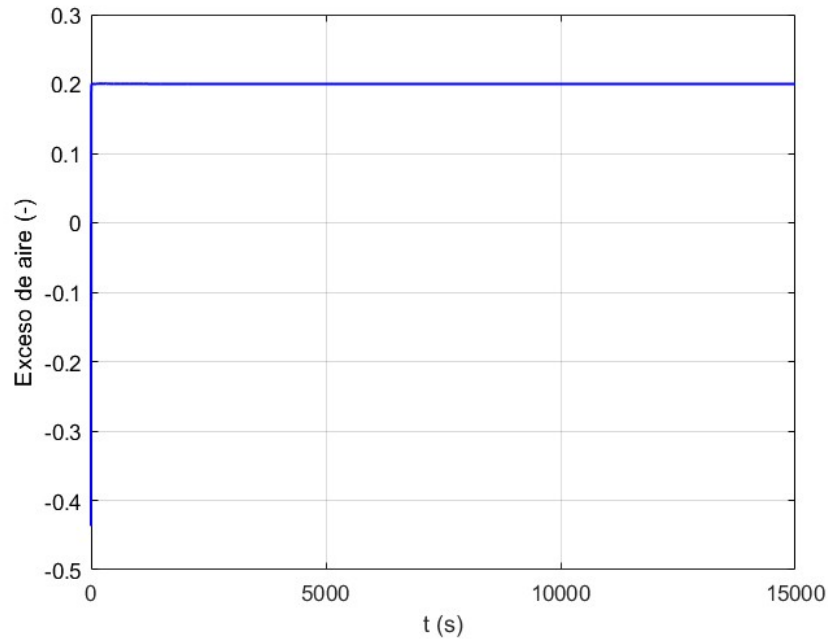


Figura 55. Control de exceso de aire con demanda de vapor en condiciones normales.

5.3.2 Control de alimentación de agua

Para simular el control del volumen de agua al interior de la caldera también se construye el diagrama de bloques en Simulink, ilustrado en la Figura 56, que presenta los siguientes componentes:

- Entradas de referencia: Es el setpoint del valor constante de volumen de agua.
- Sumador: Calcula el error entre el valor deseado y el valor simulado.
- Controlador: El controlador de la bomba de alimentación se encuentra configurado para responder rápidamente ante los cambios en la demanda de vapor y así mantener el volumen de agua constante al interior de la caldera.
- Funciones de transferencia: Las funciones de transferencia en este caso son integradores puros, debido a la dinámica del sistema que depende de las entradas y salidas.
- Demanda de vapor: Se modela como una perturbación externa a través de su función de transferencia, no es una variable controlada.
- Sumador final: Realiza la diferencia entre el flujo de vapor que sale y el flujo de agua que ingresa a la caldera.
- Realimentación: El volumen de agua es retroalimentado para mantener el lazo cerrado y permitir la acción correctiva del controlador.

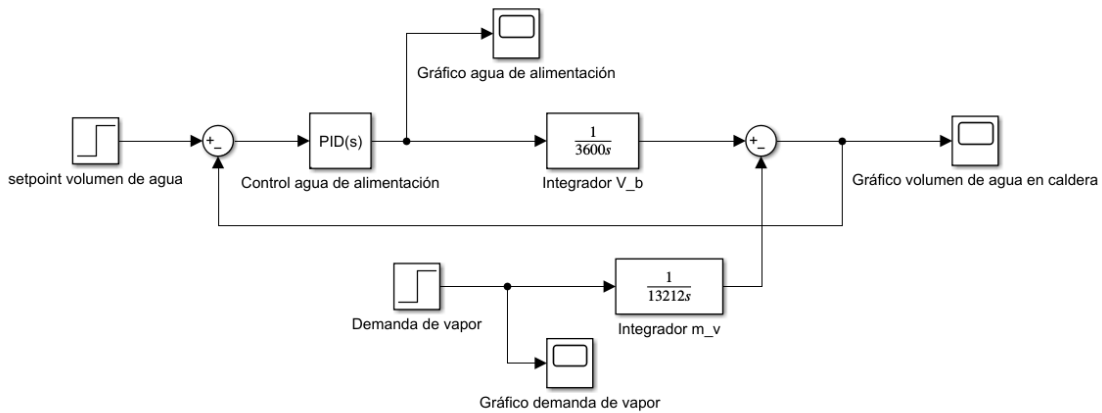


Figura 56. Diagrama de bloques control de agua de alimentación.

El resultado del modelo de control se representa en la Figura 57, donde se observa que sin demanda de vapor el volumen de agua se mantiene constante. A mitad del período de análisis se realiza un incremento en la demanda de vapor, mostrando como el controlador responde rápidamente ante este tipo de perturbaciones y así garantizar una operación continua.

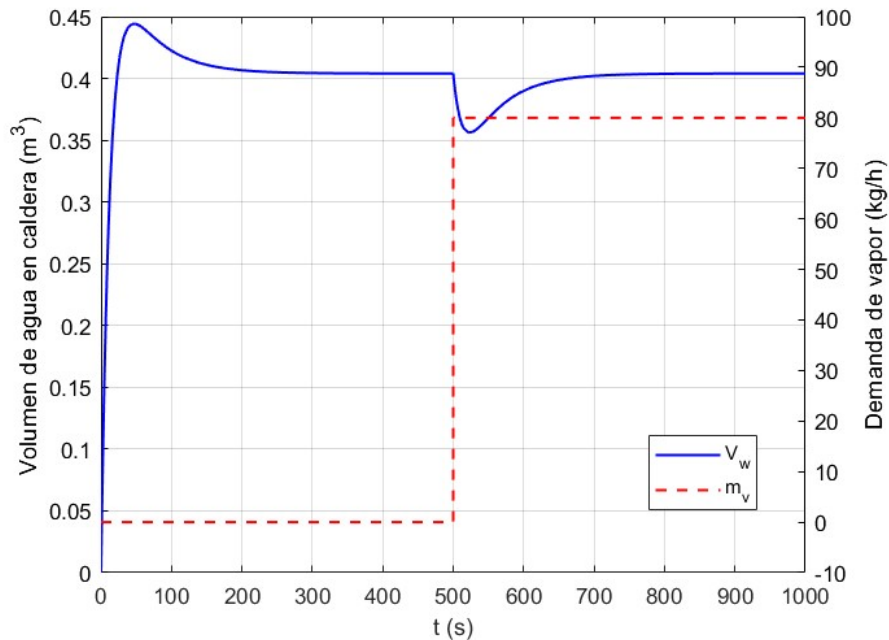


Figura 57. Volumen de agua en caldera ante demanda de vapor.

La Figura 58 refleja el comportamiento de controlador del agua de alimentación de la bomba, donde después del llenado se mantuvo sin suministrar agua al sistema. Luego



cuando cambia la demanda de vapor rápidamente compensa el volumen perdido hasta volver a estabilizarse.

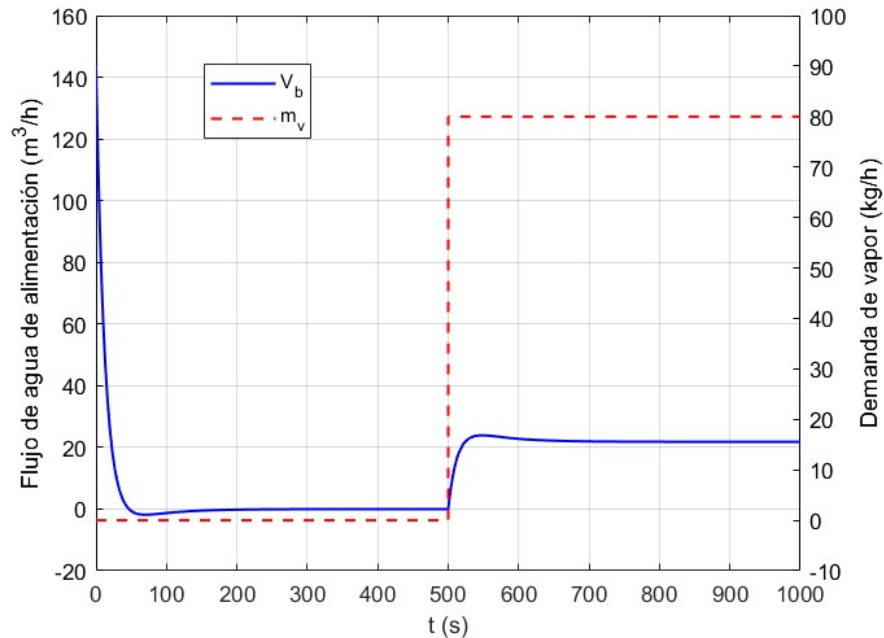


Figura 58. Respuesta de control de agua de alimentación a la demanda de vapor.

Para finalizar se presenta una comparación del sistema de control modulante simulado con el sistema de control On/Off actual de la planta. La Figura 59 evidencia la pérdida de presión producida en las detenciones del quemador en el control On/Off. Por otra parte, el control modulante una vez que se estabiliza mantiene la presión constante en la presión de operación.

La Figura 60, refleja el comportamiento diferente del flujo de combustible en ambos controles. Se observa que el control modulante se adapta a la demanda de vapor y ajusta el flujo de combustible de forma gradual, mientras que el control On/Off lo detiene bruscamente.

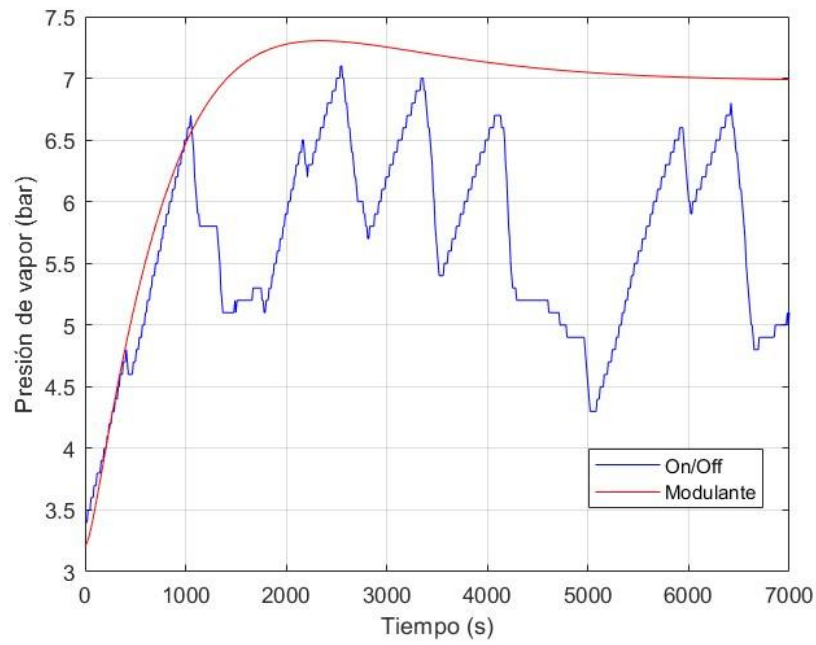


Figura 59. Comparación de la presión de vapor en sistemas de control.

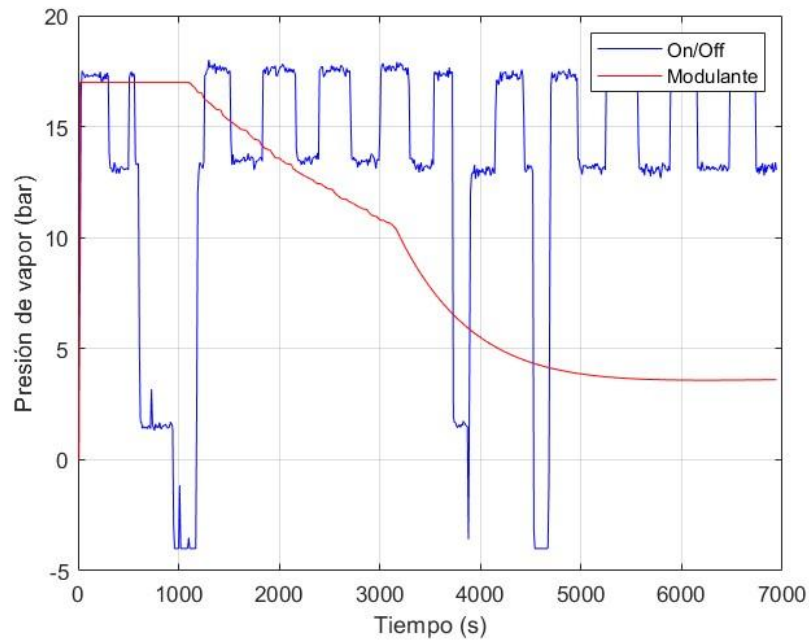


Figura 60. Comparación de flujo de combustible en sistemas de control.



Para verificar que el sistema de control modulante es más eficiente que el control On/Off se procede a calcular la eficiencia por método directo, donde el calor entregado por los gases para producir vapor se divide por el calor de combustión:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{vapor}}{\dot{Q}_c} = \frac{\dot{m}_v \cdot (h(P_v) - h(P_r))}{\dot{m}_f \cdot PCI_f} \quad (91)$$

Se calcula la eficiencia para cada instante de tiempo, y se observa en el gráfico de la Figura 61 que las eficiencias de combustión siguen el mismo comportamiento que las presiones.

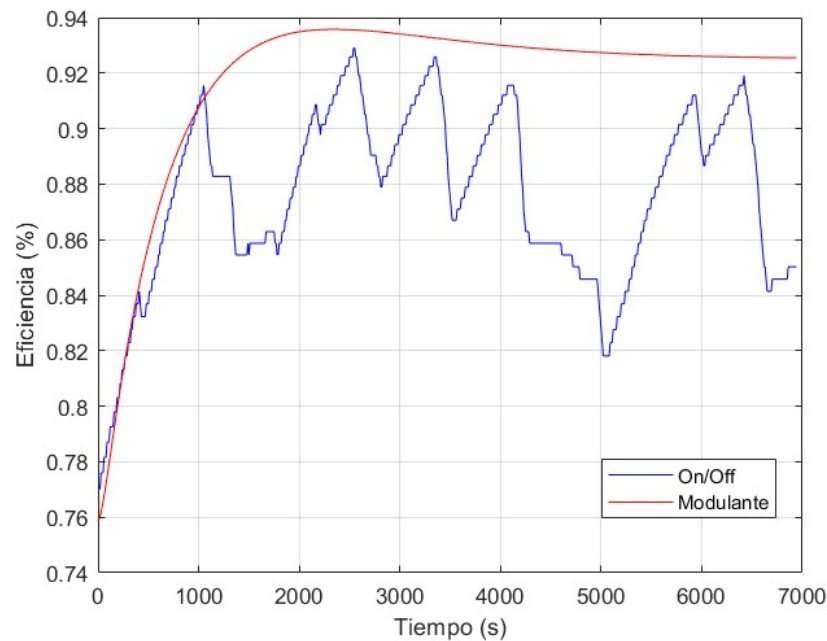


Figura 61. Comparación temporal de eficiencias.

Se calcula un promedio de las eficiencias durante el período analizado, obteniendo como resultado una eficiencia de 88% para el control On/Off y 92% para el control modulante.



6 Conclusiones

El diagnóstico realizado confirma que el control actual de la caldera del Laboratorio de Termofluidos presenta limitaciones en la estabilidad y la eficiencia del proceso. El calor perdido en los apagados del quemador enfría la caldera, lo que hace que disminuya la eficiencia. La bomba de agua de alimentación se encuentra sobredimensionada para las necesidades reales de la caldera y el circuito de recirculación no se encuentra bien sintonizado con el control de nivel.

Además de las limitaciones propias de control On/Off, actualmente la caldera presenta problemas de operación que impiden realizar un ensayo de forma adecuada. Como principales problemas se tiene que el quemador no arranca correctamente y la bomba de alimentación no cumple los límites de operación. Además, algunos instrumentos del tablero se encuentran descalibrados.

El modelo dinámico de la caldera se ajusta al comportamiento real del sistema en régimen transitorio. El modelado del exceso de aire presenta un ajuste de 96% y los coeficientes de transferencia de calor en la cámara de combustión e intercambiador de calor se encuentran dentro del rango para transferencia de calor de gases a agua. Se valida el modelo con porcentajes de errores menores al 5%, lo que lo hace confiable para la obtención de las funciones de transferencia.

El sistema de control modulante diseñado para el control de combustión permite una mejor respuesta ante variaciones en la demanda de vapor en comparación con el control actual. Evita oscilaciones en la presión, manteniendo una presión constante durante todo el período de operación. Por su parte, el control de alimentación de agua mantiene el volumen de agua constante al interior de la caldera durante la operación para cualquier demanda de vapor. De esta forma se obtiene un funcionamiento continuo del quemador y la bomba, mejorando su vida útil.

La comparación del sistema simulado con el control actual de la caldera demuestra que el control modulante supera al control On/Off en términos de estabilidad y tiempo de respuesta, ajustándose a la demanda de vapor requerida. La simulación del control modulante presenta un aumento en la eficiencia de la caldera de un 4%. Este valor rechaza la hipótesis inicial, pero significa una gran mejoría en empresas con calderas de mayor tamaño y producciones de vapor mucho más grandes.



7 Referencias

- [1] O. Farías Fuentes y S. Mellado Lillo, «Desarrollo de un simulador para la enseñanza de procesos térmicos en una caldera pirotubular de cuatro pasos,» *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, vol. 26, nº 2, pp. 25-36, 2022.
- [2] J. Botia Becerra y M. Parra Contreras, «Simulación y cuantificación del ahorro energético de una caldera pirotubular bajo control on-off y continuo,» Escuela de Ingeniería Mecánica - Universidad Industrial de Santander, 2005.
- [3] C. Vera, «Diseño e Implementación de un Sistema Electrónico de Control Modulante de Nivel en Calderos,» *Revista I i Investigación Aplicada e Innovación*, vol. 6, 2012.
- [4] M. Z. U. Haq y H. M. Masood, «Performance enhancement of an industrial fire tube boiler,» *Journal of the Pakistan Institute of Chemical Engineers*, vol. 48, nº 1, pp. 43-48, 2022.
- [5] W. Naranjo Rosales y W. Naranjo Rosales, «Diseño del control de combustión para una caldera pirotubular, utilizando el controlador híbrido hc900 honeywell, visualizado por medio del software plantscape vista r400,» Facultad de Ingeniería en Electricidad y Computación - ESPOL, 2011.
- [6] Ministerio del Medio Ambiente, «Informe consolidado de emisiones y transferencias de contaminantes del RETC 2021,» 2021.
- [7] Ministerio del Medio Ambiente, «Informe anual de medio ambiente 2019.,» 2019.
- [8] P. Matus Correa, M. Díaz Aranda y F. González Riquelme, «Contaminación atmosférica por dióxidos de nitrógeno en Región Metropolitana y su impacto sobre la salud,» *Revista médica de Chile*, vol. 149, nº 10, pp. 1391-1398, 2021.
- [9] M. Jara Contreras, «Actualización de la instrumentación de la Planta de vapor del Laboratorio de Termofluidos,» Facultad de Ingeniería - Universidad de Concepción, 2024.
- [10] Asociación Chilena de Seguridad (ACHS), «Calderas: Riesgos, prevención y protección».
- [11] Spirax Sarco, «Controles de nivel modulantes para calderas de vapor (2da ed.),» 2003.
- [12] Spirax Sarco, «Sistemas de control en calderas,» 2019.
- [13] P. Garrido, «Quemadores, ahorro energético y control de combustión,» Fundación de la energía de la Comunidad de Madrid (FENERCOM), 2017.



- [14] D. Aguilar Pulido, «Diseño de controladores para el control,» Facultat de Nàutica de Barcelona - Universitat Politècnica de Catalunya, 2023.
- [15] INGERO SpA, «Manual de operación sistema de monitoreo caldera de vapor en laboratorio de Termofluidos,» Departamento de Ingeniería Mecánica - Universidad de Concepción, 2024.
- [16] Y. A. Çengel, Transferencia de calor y masa (4ta ed.), México: McGraw-Hill Interamericana, 2011.
- [17] O. Farías Fuentes, «Towards the Development of an Optimal Combustion Control in Fuel-Oil Boilers from the Flame Emission Spectrum,» Faculté des Sciences appliquées - Université de Liege, 1997.



Anexo A

Código EES del modelo dinámico de la caldera.

```
Function Nusselt(Re;Pr;D;L;mu_r;mu_g)
```

```
IF ( (Re < 2300) AND (1E-4*Re*Pr < (L/D)) AND ((L/D) < 10*Re*Pr) ) THEN
```

```
  Nusselt = 3,65 + (0,0668*Re*Pr*(D/L)) / (1 + 0,0455*Re*Pr*(D/L)^(2/3)) *  
  ((mu_r/mu_g)^0,14) "Regimen laminar"
```

```
ELSE
```

```
IF ( (Re > 2300) AND (Re < 1E6) AND (Pr > 0,6) AND (Pr < 500) AND ((L/D) > 1) AND ((L/D)  
< 4) ) THEN
```

```
  Nusselt = 0,116*(Re^(2/3) - 125)*Pr^(1/3)*(1 + (D/L)^(2/3)) * (mu_r/mu_g)^0,14 "Regimen  
Turbulento"
```

```
ELSE
```

```
  Nusselt= -1 "Fuera de rango"
```

```
ENDIF
```

```
ENDIF
```

```
end
```

```
Function NU(T_w;Gr;Pr_w;Re_w_ic)
```

```
IF (T_w<100) Then
```

```
NU=(0,6+(0,387*(Gr*Pr_w)^(1/6))/((1+(0,559/Pr_w)^(9/16))^(4/9)))^2 "convección natural"
```

```
Else
```

```
NU=0,505*(Re_w_ic^0,554)*(Pr_w^0,31) "convección forzada"
```

```
endif
```

```
end
```

```
Function Vapor(T_w)
```

```
IF (T_w>100) Then
```

```
Vapor=1
```

```
ELSE
```

```
Vapor=0
```

```
endif
```



end

"ESTEQUIOMETRÍA PARA 1 KMOL DE COMBUSTIBLE"

" $n_C \cdot C + n_H \cdot H + A_{est} \cdot (O_2 + 3,76 \cdot N_2)$ -----"

> $n_{CO_2_{est}} \cdot CO_2 + n_{H_2O_{est}} \cdot H_2O + n_{N_2_{est}} \cdot N_2$ "

$n_C = 1$ "moles carbono"

$n_H = 4$ "moles hidrogeno"

$n_C = n_{CO_2_{est}}$ "Balance carbono"

$n_H = 2 \cdot n_{H_2O_{est}}$ "Balance hidrogeno"

$2 \cdot A_{est} = 2 \cdot n_{CO_2_{est}} + n_{H_2O_{est}}$ "Balance oxigeno"

$3,76 \cdot 2 \cdot A_{est} = 2 \cdot n_{N_2_{est}}$ "Balance nitrógeno"

$RAC_{est} = (A_{est} \cdot (1 + 3,76)) / 1$

"ESTEQUIOMETRÍA REAL PARA 1 KMOL DE COMBUSTIBLE"

" $n_C \cdot C + n_H \cdot H + (1+e) \cdot A_{est} \cdot (O_2 + 3,76 \cdot N_2)$ -----"

> $n_{CO_2} \cdot CO_2 + n_{H_2O} \cdot H_2O + n_{N_2} \cdot N_2 + n_{O_2} \cdot O_2$ "

$n_C = n_{CO_2}$ "Balance carbono"

$n_H = 2 \cdot n_{H_2O}$ "Balance hidrogeno"

$(1+e) \cdot 2 \cdot A_{est} = 2 \cdot n_{CO_2} + n_{H_2O} + 2 \cdot n_{O_2}$ "Balance oxigeno"

$(1+e) \cdot A_{est} \cdot 3,76 \cdot 2 = 2 \cdot n_{N_2}$ "Balance nitrógeno"

"Exceso de aire"

$e = -4,66990 + 0,21259 \cdot V_g + 2,19208 \cdot \ln(\text{damper}) - 0,098510033 \cdot V_g \cdot \ln(\text{damper})$

$\text{damper} = 1/8 \cdot 90$

"Relación molar aire-combustible"

$RAC = (1+e) \cdot RAC_{est}$

"fracciones molares"



$$v_{CO2} = n_{CO2} / n_{total}$$

$$v_{H2O} = n_{H2O} / n_{total}$$

$$v_{N2} = n_{N2} / n_{total}$$

$$v_{O2} = n_{O2} / n_{total}$$

$$n_{total} = n_{CO2} + n_{H2O} + n_{N2} + n_{O2} \quad \text{"Moles totales gases"}$$

$$MM_{H2O} = \text{MolarMass}(H2O)$$

$$MM_{CO2} = \text{MolarMass}(CO2)$$

$$MM_{N2} = \text{MolarMass}(N2)$$

$$MM_{O2} = \text{MolarMass}(O2)$$

"fracciones masicas"

$$w_{CO2} = (n_{CO2} * MM_{CO2}) / w_{total}$$

$$w_{H2O} = (n_{H2O} * MM_{H2O}) / w_{total}$$

$$w_{N2} = (n_{N2} * MM_{N2}) / w_{total}$$

$$w_{O2} = (n_{O2} * MM_{O2}) / w_{total}$$

$$w_{total} = n_{CO2} * MM_{CO2} + n_{H2O} * MM_{H2O} + n_{N2} * MM_{N2} + n_{O2} * MM_{O2}$$

"emisiones de gases en kg"

$$m_{dot_{CO2}} = m_{dot_f} * (n_{CO2} * MM_{CO2})$$

$$m_{dot_{H2O}} = m_{dot_f} * (n_{H2O} * MM_{H2O})$$

$$m_{dot_{N2}} = m_{dot_f} * (n_{N2} * MM_{N2})$$

$$m_{dot_{O2}} = m_{dot_f} * (n_{O2} * MM_{O2})$$

$$m_{dot_g} = m_{dot_{CO2}} + m_{dot_{H2O}} + m_{dot_{N2}} + m_{dot_{O2}}$$

"Quemador"

$$T_r = 25$$

"Combustible"

$$Q_{dot_f} = PCI_f * m_{dot_f}$$

$$PCI_f = \text{LowerHeatingValue}(CH4)$$

$$V_g = 17$$

$$V_{dot_f} = V_g / 3600 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

$$\rho_f = \text{Density}(CH4; T=15; P=1)$$



$$m_{\dot{f}} = V_{\dot{f}} \rho_f$$

"Aire"

$$m_{\dot{a}} = RAC \cdot m_{\dot{f}}$$

$$Q_{\dot{a}} = m_{\dot{a}} (h_a - h_{ar})$$

$$h_{ar} = \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T_r)$$

$$h_a = \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=25)$$

"Combustión"

$$Q_{\dot{c}} = m_{\dot{f}} (n_{CO_2} (h_{CO_2_{ad}} - h_{CO_2_r}) + n_{H_2O} (h_{H_2O_{ad}} - h_{H_2O_r}) + n_{N_2} (h_{N_2_{ad}} - h_{N_2_r}) + n_{O_2} (h_{O_2_{ad}} - h_{O_2_r})) \quad \text{"humos"}$$

$$h_{CO_2_{ad}} = \text{Enthalpy}(CO_2; T=T_{ad})$$

$$h_{H_2O_{ad}} = \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_{ad})$$

$$h_{N_2_{ad}} = \text{Enthalpy}(N_2; T=T_{ad})$$

$$h_{O_2_{ad}} = \text{Enthalpy}(O_2; T=T_{ad})$$

$$h_{CO_2_r} = \text{Enthalpy}(CO_2; T=T_r)$$

$$h_{H_2O_r} = \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_r)$$

$$h_{N_2_r} = \text{Enthalpy}(N_2; T=T_r)$$

$$h_{O_2_r} = \text{Enthalpy}(O_2; T=T_r)$$

"Balance de energía"

$$Q_{\dot{f}} + Q_{\dot{a}} = Q_{\dot{c}}$$

"Cámara de combustión"

$$Q_{\dot{g}_{cc}} = m_{\dot{f}} (n_{CO_2} (h_{CO_2_{ad}} - h_{CO_2_{g_{cc}}}) + n_{H_2O} (h_{H_2O_{ad}} - h_{H_2O_{g_{cc}}}) + n_{N_2} (h_{N_2_{ad}} - h_{N_2_{g_{cc}}}) + n_{O_2} (h_{O_2_{ad}} - h_{O_2_{g_{cc}}}))$$

$$h_{CO_2_{g_{cc}}} = \text{Enthalpy}(CO_2; T=T_{g_{cc}})$$

$$h_{H_2O_{g_{cc}}} = \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_{g_{cc}})$$

$$h_{N_2_{g_{cc}}} = \text{Enthalpy}(N_2; T=T_{g_{cc}})$$

$$h_{O_2_{g_{cc}}} = \text{Enthalpy}(O_2; T=T_{g_{cc}})$$

$$Q_{\dot{w}_{cc}} = Q_{\dot{c}} - Q_{\dot{g}_{cc}}$$

$$Q_{\dot{w}_{cc}} = U_{cc} A_{cc} T_{ml_{cc}}$$

$$T_{ml_{cc}} \ln(DT_{cc_1} / DT_{cc_2}) = (DT_{cc_1} - DT_{cc_2})$$

$$DT_{cc_1} = (T_{ad} - T_{w_e})$$



$$DT_{cc_2}=(T_{g_cc}-T_w)$$

$$A_{cc}=\pi*D_{cc}*L_{cc}$$

$$D_{cc}=405/1000$$

$$L_{cc}=1170/1000$$

$$V_{cc}=\pi*(D_{cc}/2)^2*L_{cc}$$

"Balance de energía"

$$m_{g_cc}=V_{cc}*\rho_{cc}$$

$$\rho_{cc}=n_{CO2}*Density(CO2;T=T_{g_cc};P=1)+n_{H2O}*Density(H2O;T=T_{g_cc};P=1)+n_{N2}*Density(N2;T=T_{g_cc};P=1)+n_{O2}*Density(O2;T=T_{g_cc};P=1)$$

$$cp_{g_cc}=n_{CO2}*Cp(CO2;T=T_{g_cc})+n_{H2O}*Cp(H2O;T=T_{g_cc})+n_{N2}*Cp(N2;T=T_{g_cc})+n_{O2}*Cp(O2;T=T_{g_cc})$$

$$dT_{gcc_dt}=(Q_{dot_g_cc}-Q_{dot_w_cc})/(m_{g_cc}*cp_{g_cc})$$

$$T_{g_cc}=T_r+INTEGRAL(dT_{gcc_dt};t)$$

"Intercambiador de calor"

$$Q_{dot_g_ic}=m_{dot_f}*(n_{CO2}*(h_{CO2_g_cc}-h_{CO2_g_ic})+n_{H2O}*(h_{H2O_g_cc}-h_{H2O_g_ic})+n_{N2}*(h_{N2_g_cc}-h_{N2_g_ic})+n_{O2}*(h_{O2_g_cc}-h_{O2_g_ic}))$$

$$h_{CO2_g_ic}=Enthalpy(CO2;T=T_{g_ic})$$

$$h_{H2O_g_ic}=Enthalpy(H2O;T=T_{g_ic})$$

$$h_{N2_g_ic}=Enthalpy(N2;T=T_{g_ic})$$

$$h_{O2_g_ic}=Enthalpy(O2;T=T_{g_ic})$$

$$Q_{dot_w_ic}=U_{ic0}*A_{ic}*T_{ml_ic}$$

$$T_{ml_ic}*\ln(DT_{ic_1}/DT_{ic_2})=(DT_{ic_1}-DT_{ic_2})$$

$$DT_{ic_1}=(T_{g_cc}-T_{w_e})$$

$$DT_{ic_2}=(T_{g_ic}-T_w)$$

"Geometría pasos"

$$A_{ic}=A_{p2}+A_{p3}+A_{p4} \quad \text{"Área total pasos"}$$

$$V_{ic}=V_{p2}+V_{p3}+V_{p4} \quad \text{"Volumen total pasos"}$$

$$A_{p2}=n_{p2}*\pi*D_{p2}*L_{p2}$$



$$V_{p2} = n_{p2} \pi (D_{p2}/2)^2 L_{p2}$$

$$D_{p2} = 38/1000$$

$$L_{p2} = 850/1000$$

$$n_{p2} = 25$$

$$A_{p3} = n_{p3} \pi D_{p3} L_{p3}$$

$$V_{p3} = n_{p3} \pi (D_{p3}/2)^2 L_{p3}$$

$$D_{p3} = 38/1000$$

$$L_{p3} = 1090/1000$$

$$n_{p3} = 18$$

$$A_{p4} = n_{p4} \pi D_{p4} L_{p4}$$

$$V_{p4} = n_{p4} \pi (D_{p4}/2)^2 L_{p4}$$

$$D_{p4} = 38/1000$$

$$L_{p4} = 1090/1000$$

$$n_{p4} = 15$$

"Balance de energía"

$$m_{g_ic} = V_{ic} \rho_{ic}$$

$$\rho_{ic} = n_{CO2} \text{Density}(CO2; T=T_{g_ic}; P=1) + n_{H2O} \text{Density}(H2O; T=T_{g_ic}; P=1) + n_{N2} \text{Density}(N2; T=T_{g_ic}; P=1) + n_{O2} \text{Density}(O2; T=T_{g_ic}; P=1)$$

$$cp_{g_ic} = n_{CO2} Cp(CO2; T=T_{g_ic}) + n_{H2O} Cp(H2O; T=T_{g_ic}) + n_{N2} Cp(N2; T=T_{g_ic}) + n_{O2} Cp(O2; T=T_{g_ic})$$

$$dT_{gic_dt} = (Q_{dot_g_ic} - Q_{dot_w_ic}) / (m_{g_ic} cp_{g_ic})$$

$$T_{g_ic} = T_r + \text{INTEGRAL}(dT_{gic_dt}; t)$$

"Agua"

$$T_{w_e} = 15$$

$$dT_{w_dt} = (Q_{dot_w_cc} + Q_{dot_w_ic} - m_{dot_v} h_v) / (cp_w m_w)$$

$$T_w = T_{w_e} + \text{INTEGRAL}(dT_{w_dt}; t)$$

$$P_v = P_{sat}(\text{Steam}; T=T_w)$$

$$V_w = 404/1000$$



$$m_w = V_w \cdot \rho_w$$

$$\rho_w = \text{Density}(\text{Water}; T=T_w; P=P_v+1)$$

$$cp_w = Cp(\text{Water}; T=T_w; P=P_v+1)$$

"vapor"

$$m_{\dot{v}} = \text{MIN}((\text{Vapor}(T_w) \cdot (Q_{\dot{w}_{cc}} + Q_{\dot{w}_{ic}}) / h_{fg}); (250 / (3600 \cdot \text{molarmass}(\text{steam}))))))$$

$$h_v = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_w; P=P_v+1)$$

$$h_{fg} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_w; x=1) - \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_w; x=0)$$

"Transferencia de calor"

$$1/U_{nat} = 1/h_{i_{ic}} + 1/h_{o_{nat}}$$

$$1/U_{forz} = 1/h_{i_{ic}} + 1/h_{o_{forz}}$$

"Convección interior de gases en IC"

$$m_{\dot{tubos}} = m_{\dot{g}} / (n_{p2} + n_{p3} + n_{p4})$$

$$\mu_r = n_{CO2} \cdot \text{Viscosity}(\text{CO2}; T=T_r) + n_{H2O} \cdot \text{Viscosity}(\text{H2O}; T=T_r) + n_{N2} \cdot \text{Viscosity}(\text{N2}; T=T_r) + n_{O2} \cdot \text{Viscosity}(\text{O2}; T=T_r)$$

$$\mu_{ic} = n_{CO2} \cdot \text{Viscosity}(\text{CO2}; T=T_{g_{ic}}) + n_{H2O} \cdot \text{Viscosity}(\text{H2O}; T=T_{g_{ic}}) + n_{N2} \cdot \text{Viscosity}(\text{N2}; T=T_{g_{ic}}) + n_{O2} \cdot \text{Viscosity}(\text{O2}; T=T_{g_{ic}})$$

$$\rho_{ic_kg} = n_{CO2} \cdot \text{MolarMass}(\text{CO2}) \cdot \text{Density}(\text{CO2}; T=T_{g_{ic}}; P=1) + n_{H2O} \cdot \text{MolarMass}(\text{H2O}) \cdot \text{Density}(\text{H2O}; T=T_{g_{ic}}; P=1) + n_{N2} \cdot \text{MolarMass}(\text{N2}) \cdot \text{Density}(\text{N2}; T=T_{g_{ic}}; P=1) + n_{O2} \cdot \text{MolarMass}(\text{O2}) \cdot \text{Density}(\text{O2}; T=T_{g_{ic}}; P=1)$$

$$Re_{ic} = (4 \cdot m_{\dot{tubos}}) / (\mu_{ic} \cdot \pi \cdot D_{p4})$$

$$k_{ic} = n_{CO2} \cdot \text{Conductivity}(\text{CO2}; T=T_{g_{ic}}) + n_{H2O} \cdot \text{Conductivity}(\text{H2O}; T=T_{g_{ic}}) + n_{N2} \cdot \text{Conductivity}(\text{N2}; T=T_{g_{ic}}) + n_{O2} \cdot \text{Conductivity}(\text{O2}; T=T_{g_{ic}})$$

$$Pr_{ic} = (cp_{g_{ic}} \cdot \mu_{ic}) / k_{ic}$$

$$Nu_{ic} = \text{Nusselt}(Re_{ic}; Pr_{ic}; D_{p4}; L_{p4}; \mu_r; \mu_{ic})$$

$$h_{i_{ic}} = (Nu_{ic} \cdot k_{ic}) / D_{p4}$$

"Convección exterior de agua"

$$S1 = 58/1000$$



$$S2=47/1000$$

$$a=S1/D_{p4}$$

$$b=S2/D_{p4}$$

$$m_{dot_nominal}=(250/3600)$$

$$\rho_{w_kg}=\text{Density}(\text{Water};T=T_w;P=P_v+1)*\text{molarmass}(\text{water})$$

$$\mu_w=\text{Viscosity}(\text{Water};T=T_w;P=P_v+1)$$

$$Pr_w=(c_{p_w}*\mu_w)/k_w$$

$$Re_{w_ic}=(4*m_{dot_nominal})/(\mu_w*\pi*D_{p4})$$

$$Nu_{forz}=0,505*(Re_{w_ic}^{0,554})*(Pr_w^{0,31})$$

$$h_{o_forz}=(Nu_{forz}*k_w)/D_{p4} \text{ "convección forzada"}$$

$$Gr=(g*\beta*(T_{ml_ic})*D_{p4}^3)/(\mu_w/\rho_{w_kg})$$

$$g=9,8$$

$$\beta=\text{VolExpCoef}(\text{Water};T=T_w;P=P_v+1)$$

$$Nu_{nat}=(0,6+(0,387*(Gr*Pr_w)^{1/6}))/((1+(0,559/Pr_w)^{9/16})^{4/9})^2$$

$$k_w=\text{Conductivity}(\text{Water};T=T_w;P=P_v+1)$$

$$h_{o_nat}=(Nu_{nat}*k_w)/D_{p4} \text{ "convección natural"}$$

$$f=1/(1+\text{EXP}(-k*(T_w-100)))$$

$$U_{ic}=(1-f)*U_{nat}+f*U_{forz}$$

$$k=0,01$$

"Condición inicial"

$$U_{ic0}=h_{i_ic}$$

"Recalcular con T_{g_ic} con U obtenido"

$$Q_{dot_g_ic_corr}=m_{dot_f}*(n_{CO2}*(h_{CO2_g_cc}-h_{CO2_g_ic_corr})+n_{H2O}*(h_{H2O_g_cc}-h_{H2O_g_ic_corr})+n_{N2}*(h_{N2_g_cc}-h_{N2_g_ic_corr})+n_{O2}*(h_{O2_g_cc}-h_{O2_g_ic_corr}))$$

$$h_{CO2_g_ic_corr}=\text{Enthalpy}(\text{CO2};T=T_{g_ic_corr})$$



$$h_{H2O_g_ic_corr} = \text{Enthalpy}(H2O; T=T_{g_ic_corr})$$

$$h_{N2_g_ic_corr} = \text{Enthalpy}(N2; T=T_{g_ic_corr})$$

$$h_{O2_g_ic_corr} = \text{Enthalpy}(O2; T=T_{g_ic_corr})$$

$$Q_{dot_w_ic_corr} = U_{ic} * A_{ic} * T_{ml_corr}$$

$$T_{ml_corr} * \ln(\frac{\delta 1_{corr}}{\delta 2_{corr}}) = (\delta 1_{corr} - \delta 2_{corr})$$

$$\delta 1_{corr} = (T_{g_cc} - T_{w_e})$$

$$\delta 2_{corr} = (T_{g_ic_corr} - T_w)$$

"Balance de energía"

$$m_{g_ic_corr} = V_{ic} * \rho_{ic_corr}$$

$$\rho_{ic_corr} = n_{CO2} * \text{Density}(CO2; T=T_{g_ic_corr}; P=1) + n_{H2O} * \text{Density}(H2O; T=T_{g_ic_corr}; P=1) + n_{N2} * \text{Density}(N2; T=T_{g_ic_corr}; P=1) + n_{O2} * \text{Density}(O2; T=T_{g_ic_corr}; P=1)$$

$$cp_{g_ic_corr} = n_{CO2} * Cp(CO2; T=T_{g_ic_corr}) + n_{H2O} * Cp(H2O; T=T_{g_ic_corr}) + n_{N2} * Cp(N2; T=T_{g_ic_corr}) + n_{O2} * Cp(O2; T=T_{g_ic_corr})$$

$$dT_{corr_dt} = (q_{dot_g_ic_corr} - q_{dot_w_ic_corr}) / (m_{g_ic_corr} * cp_{g_ic_corr})$$

$$T_{g_ic_corr} = T_r + \text{INTEGRAL}(dT_{corr_dt}; t)$$

"Agua"

$$dT_{w_corr} = (Q_{dot_w_cc} + Q_{dot_w_ic_corr} - m_{dot_v_corr} * h_{v_corr}) / (cp_{w_corr} * m_{w_corr})$$

$$T_{w_corr} = T_{w_e} + \text{INTEGRAL}(dT_{w_corr}; t)$$

$$P_{v_corr} = P_{sat}(\text{Steam}; T=T_{w_corr})$$

$$m_{w_corr} = V_w * \rho_{w_corr}$$

$$\rho_{w_corr} = \text{Density}(\text{Water}; T=T_{w_corr}; P=P_{v_corr} + 1)$$

$$cp_{w_corr} = Cp(\text{Water}; T=T_{w_corr}; P=P_{v_corr} + 1)$$

"Ebullición"

$$T_{sat} = 100$$

$$C_{sf} = 0,0132 \text{ "constante agua-acero"}$$



$$q_{\text{ebull}} = \text{Vapor}(T_w) * (\mu_w * h_{\text{fg_kg}} * ((g * (\rho_l - \rho_v)) / \sigma)^{(1/2)}) * ((c_{p_l} * (T_w - T_{\text{sat}})) / (C_{\text{sf}} * h_{\text{fg_kg}} * (\text{Pr}_w^1)))^3$$

$$h_{\text{fg_kg}} = h_{\text{fg}} / \text{MolarMass}(\text{Water})$$

$$\rho_l = \text{Density}(\text{Water}; T=T_w; x=0) * \text{molarmass}(\text{water})$$

$$\rho_v = \text{Density}(\text{Water}; T=T_w; x=1) * \text{molarmass}(\text{steam})$$

$$\sigma = \text{SurfaceTension}(\text{Water}; T=T_w)$$

$$c_{p_l} = \text{Cp}(\text{Water}; T=T_w; x=0) / \text{molarmass}(\text{water})$$

$$Q_{\text{dot_ebull}} = q_{\text{ebull}} * A_{\text{ic}}$$

$$m_{\text{dot_evap}} = Q_{\text{dot_ebull}} / h_{\text{fg}}$$

"vapor"

$$m_{\text{dot_v_corr}} = \text{MIN}((\text{Vapor}(T_w) * (Q_{\text{dot_w_cc}} + Q_{\text{dot_w_ic}}) / h_{\text{fg}}); (250 / (3600 * \text{molarmass}(\text{steam}))))$$

$$h_{\text{v_corr}} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_w_{\text{corr}}; P=P_v_{\text{corr}}+1)$$

$$h_{\text{fg_corr}} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_w_{\text{corr}}; x=1) - \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_w_{\text{corr}}; x=0)$$

"rendimiento"

$$\eta = (Q_{\text{dot_w_cc}} + Q_{\text{dot_w_ic_corr}}) / Q_{\text{dot_c}}$$

$$AU_1 = A_{\text{cc}} * U_{\text{cc}}$$

$$AU_2 = A_{\text{ic}} * U_{\text{ic}}$$

"Balance de masa de agua"

$$m_{\text{dot_bomba}} = m_{\text{dot_v_corr}}$$

$$dmw_{\text{dt}} = m_{\text{dot_bomba}} - m_{\text{dot_v_corr}}$$

$$M_{\text{agua}} = m_{\text{w_corr}} + \text{INTEGRAL}(dmw_{\text{dt}}; t)$$

"Temperaturas promedio"

$$T_{\text{prom_cc}} = (T_{\text{ad}} + T_{\text{g_cc}}) / 2$$

$$T_{\text{prom_ic}} = (T_{\text{g_cc}} + T_{\text{g_ic_corr}}) / 2$$



"Comparación de eficiencias"

"Calor de combustión"

$$Q_{\dot{c}} = m_{\dot{f}} \cdot PCI_f$$

$$V_{\dot{f}} = 17/3600$$

$$m_{\dot{f}} = V_{\dot{f}} \cdot \rho_f$$

$$\rho_f = \text{Density}(\text{CH}_4; T=15; P=1)$$

$$PCI_f = \text{LowerHeatingValue}(\text{CH}_4)$$

"calor vapor on/off"

$$m_{\dot{w}} = 210/1000$$

$$Q_{\dot{v_exp}} = m_{\dot{w}} \cdot h_1$$

$$h_1 = \text{Enthalpy}(\text{water}; P=P_1; x=0)$$

"calor vapor modulante"

$$Q_{\dot{v_mod}} = m_{\dot{w}} \cdot h_2$$

$$h_2 = \text{Enthalpy}(\text{water}; P=P_2; x=0)$$

"eficiencia on/off"

$$\eta_1 = Q_{\dot{v_exp}} / Q_{\dot{c}}$$

"eficiencia modulante"

$$\eta_2 = Q_{\dot{v_mod}} / Q_{\dot{c}}$$



Anexo B

Código Matlab ajuste de controladores.

%Control flujo de combustible

```
num = [104116, 4929.5];
```

```
den = [7.935e8, 9.549e7, 1.619e6, 538.17];
```

```
Gf = tf(num, den);
```

```
Gc=pidtune(Gf,'PID')
```

```
pidTuner(Gf,Gc)
```

%Control apertura de dámper

```
num = [0.0318]
```

```
den = [0 1]
```

```
Gf = tf(num, den);
```

```
Gc=pidtune(Gf,'PID')
```



Anexo C

Fichas técnicas de instrumentos.

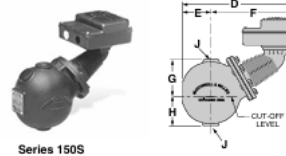
Boiler Controls

Low Water Cut-Offs – Mechanical For Steam Boilers

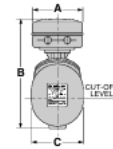
Series 150S Low Water Cut-Off/Pump Controllers



- For commercial and industrial low or high pressure boiler applications
- For boilers of any steaming capacity
- Monel bellows provides corrosion resistance
- Snap action switches for high temperature service
 - 1 Single pole, single throw switch for pump control
 - 1 Single pole, double throw switch for low water cut-off and alarm actuation
- Optional features
 - Manual reset
 - 2 Single pole, single throw switches
 - 2 Single pole, double throw switches
 - Float block
 - BSPT threads
- Maximum pressure 150 psi (10.5 kg/cm²)



Series 150S



Model 150S-MD

- Maximum differential operation**
- Prevents nuisance burner shutdowns in low pressure applications operating less than 50 psi (3.5 kg/cm²)
 - For additional information see page 46

Electrical Ratings

| Voltage | Pump Circuit Rating (Amperes) | | Pilot Duty |
|---------|-------------------------------|--------------|----------------|
| | Full Load | Locked Rotor | |
| 120 VAC | 7.4 | 44.4 | 345 VA at |
| 240 VAC | 3.7 | 22.2 | 120 or 240 VAC |

| Alarm Circuit Rating (Amperes) | |
|--------------------------------|------|
| Voltage | Amps |
| 120 VAC | 1 |
| 240 VAC | 1/2 |

Ordering Information

| Model Number | Part Number | Description | Weight lbs. (kg) |
|------------------|---------------|---|--------------------|
| 150S | 171702 | Combination low water cut-off/pump controller | 24.7 (11.2) |
| 150S-B | 171903 | 150S w/float block | 24.7 (11.2) |
| 150S-B-M | 172104 | 150S-B w/manual reset | 24.7 (11.2) |
| 150S-BMD | 172002 | 150S w/float block and max. dif. | 24.7 (11.2) |
| 150S-BM-MD | 172201 | 150S-BMD w/manual reset | 24.7 (11.2) |
| 150S-MD | 171802 | 150S w/maximum differential | 24.7 (11.2) |
| 150S-M | 172702 | 150S w/manual reset | 24.7 (11.2) |
| 150S-M-MD | 172802 | 150S-M w/maximum differential | 24.7 (11.2) |
| 158S | 178402 | 150S w/2 SPDT switches | 26.3 (11.9) |
| 158S-M | 178502 | 158S w/manual reset | 27.3 (12.4) |
| 159S | 178802 | 150S w/2 SPST switches | 26.0 (11.8) |

Dimensions, in. (mm)

| A | B | C | D | |
|-------------|--------------|-------------|--------------|-------|
| 5 7/8 (149) | 12 7/8 (316) | 6 (152) | 13 1/4 (337) | |
| E | F | G | H | J |
| 3 3/8 (84) | 9 3/8 (252) | 4 1/2 (105) | 3 3/8 (87) | 1 NPT |

McDonnell



Table 1. TECHNICAL DATA

| Parameter | | | Master C + | | | |
|---|---|----------------------|---|--|---|---|
| | | | JS6,3 JS6,3-XX ¹ JS130-6,3 JS130-6,3-XX ¹ | JS10-G1¼ JS10-G1¼-XX ¹ JS130-10-G1¼ JS130-10-G1¼-XX ¹ | JS10- JS10-XX ¹ JS130-10 JS130-10-XX ¹ | JS16- JS16-XX ¹ JS130-16 JS130-16-XX ¹ |
| Nominal diameter | DN | mm | 25 | 25 | 32 | 40 |
| Continuous flow rate | Q ₃ | m ³ /h | 6,3 | 10 | | 16 |
| Maximum flow rate | Q ₄ | m ³ /h | 7,875 | 12,5 | | 20 |
| Intermediate flow rate | for cold water H R160 ¹¹ V R63 | Q ₂ | dm ³ /h | 63 | 100 | 160 |
| | for hot water H R80 V R40 | | | 126 | 200 | 320 |
| Minimum flow rate | for cold water H R160 ¹¹ V R63 | Q ₁ | dm ³ /h | 40 | 63 | 100 |
| | for hot water H R80 V R40 | | | 100 | 160 | 254 |
| Starting value | - | dm ³ /h | 13 | 21 | | 33 |
| Q ₂ /Q ₁ ratio | - | - | | | 1,6 | |
| Temperature class (nominal operating temperature) | - | - | T30 / T50 / T130 ¹¹ | | | |
| Flow profile resistance classes | - | - | U0, D0 | | | |
| Indications range | - | m ³ | 99 999 | | | |
| Indications precision | - | m ³ | 0,00005 | | | |
| Maximum pressure | P _{max} | MPa | 1,6 | | | |
| Maximum pressure loss | Δp | kPa | 63 | | | |
| Permissible limiting error within: Q ₂ ≤ Q ≤ Q ₄ | ε | % | ± 2 for cold water with the temperature of ≤30°C ± 3 for hot water with the temperature of >30°C | | | |
| Permissible limiting error within: Q ₁ ≤ Q < Q ₂ | ε | % | ± 5 | | | |
| NK pulse reed transmitter | - | dm ³ /imp | 10 (standard pulsing); 2,5; 25; 100; 250; 1000 | | | 100 (standard pulsing) 2,5; 10; 25; 250; 1000 |
| Dimension | G | inch | G1¼ | G1¼ | G1½ | G2 |
| | h | mm | 36 | | | |
| | H | mm | 120 | | | |
| | H' | mm | 185 | | | |
| | L | mm | 165 ¹¹ / 190 ¹¹ / 260 | 165 ¹¹ / 260 | | 300 |
| | I | mm | 380 | | | 440 |
| Weight (without connection elements) | Without the transmitter | - | kg | 2,0 | 2,2 | 2,5 |
| | With the NK transmitter | - | kg | 2,2 | 2,4 | 2,7 |

Totalizador de agua Master C+



TEMPRES



Descripción

Material
Cabezal de Aluminio KNC (GRANDE)
IP67

Conexión
1/4" ó 1/2" NPT ajustable / He deslizable

Funcionamiento
Sensor de temperatura que a 0°C tiene una resistencia de 100 ohms, y que incrementa o disminuye su resistencia eléctrica en base a la variación de temperatura.
De ahí su sigla RTD (resistance temperature detectors)

Rango de Operación
-50 + 300 °C

Elemento
Clase "A"

Aplicaciones
Debido a sus características puede ser utilizado en variadas aplicaciones industriales donde se requiera medir temperatura, tales como, hornos, ductos, estanques, aceite, petróleo, gas, agua, etc. Su rosca ajustable permite ajustar el largo de inmersión al proceso

Bulbo sensor
Diametro Ø 6mm en SS316



Sensor de temperatura PT 100

TT-210/TT-500

Head mount smart temperature transmitter



General Features:

- Universal input, support RTD:Pt100, Cu50, Cu100
Thermocouple:K,J,E,T,S,R,B,N,
PT1000 and WRe needs to be custom made
- **2 wires 4-20mA output(TT-210), 2 wires 0-10Vdc output(TT-500)**
- Input configurable via **PC software** and **android smart phone**
- Built-in cold junction compensation
- Can be installed in Form B connection box
- High accuracy, 0.1% for RTD, 0.2% for TC
- USB cable for configuration purpose can draw power from PC directly
separate 24VDC power source is no need
- Surge protection, reverse connection protection

The configuration can be done via software from PC or from android smart phone

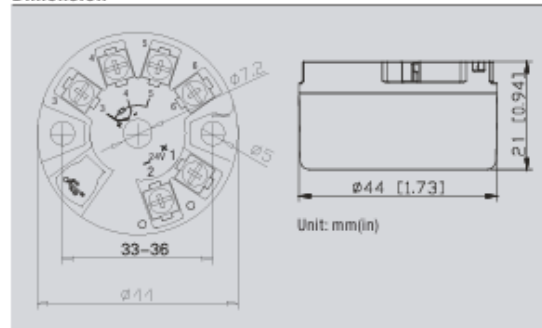
Ordering Information

TT-210 --- 4-20mA output(programmable via PC or android smart phone)
TT-500 --- 0-10Vdc output(programmable via PC or android smart phone)

General Specifications

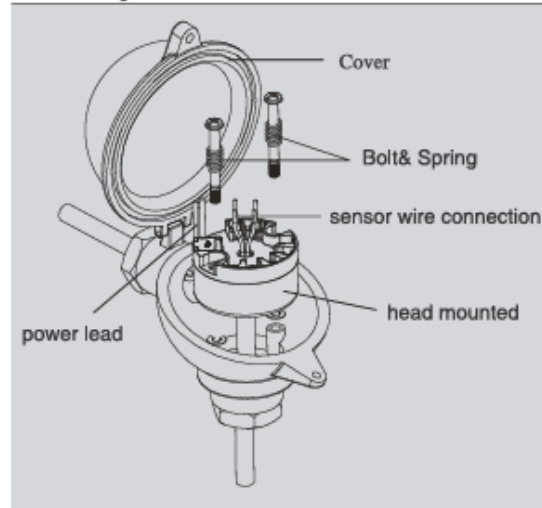
| Item No | TT-210 and TT-500 |
|------------------------------------|---|
| Sensor type | PT100,Cu50,Cu100,K,J,E,T,S,R,B,N <i>PT1000 and WRe, these two inputs needs to be custom made, standard unit does not works with them</i> |
| Cold end junction compensate range | -40°C~ + 80°C |
| Compensate accuracy | ±1°C |
| Output | 4-20mA |
| Load resistance | $RL \leq (U_e - 12)/0.021$ |
| Over range alarm value | I _H =20.8mA, I _L =20.8mA |
| Input break output current value | 21mA |
| Power supply | 12-35VDC |
| Accuracy(ambient 20°C) | 0.1% F.S for RTD, 0.2% F.S for TC |
| Temperature drift | 0.01% F.S/°C |
| Response time | 1ms to 90% of maximum output |
| Input/output isolation strength | Non-isolation |
| Input/output impedance | Non-isolation |
| EMC standard | IEC 61326-1 |
| Working temperature | -40°C~ + 80°C |
| Mounting screw | M4*2 |

Dimension



Technical Specifications

Installation guide



Input signal and range

| Sensor type | Specific sensor type | Measuring range | Minimum measuring range |
|-------------|------------------------|-----------------|-------------------------|
| RTD | Pt100 | -200.0~850.0°C | 10°C |
| | Cu50 | -50.0~150.0°C | 10°C |
| | Cu100 | -50.0~150.0°C | 10°C |
| TC | B | 400~1800°C | 500°C |
| | E | -100~1050°C | 50°C |
| | J | -100~1200°C | 50°C |
| | K | -180~1372°C | 50°C |
| | N | -180~1300°C | 50°C |
| | R | -50~1760°C | 500°C |
| | S | -50~1760°C | 500°C |
| | T | -200~400°C | 50°C |
| | Need to be custom made | Wre3-25 | 0~2315°C |
| Wre5-26 | | 0~2310°C | 500°C |
| Pt1000 | | -200.0~850.0°C | 10°C |

Transmisor de temperatura



Features

- CE conformity
- Reverse polarity protection
- Stainless steel 316L diaphragm
- Zero / span adjustable by potentiometer
- Rugged construction, silicone oil filled inside
- Piezoresistive silicon pressure sensor
- Pressure ranges from 0.1 up to 1000 bar
- Isolated construction, able to test various media
- Output signals: 4-20mA and 0-10V, 0-5V, 0.5-4.5V
- A wide range of pressure and electrical connections



DIN43650A



DIN43650C



LED Display

Descriptions

SS302 series piezoresistive pressure transmitters are the basic type in Sendo Sensor, also it is the most widely used one, work following the piezoresistive principle, standard medium working temperature from -20 to 100°C. A modular concept uses the selection of off-the-shelf capsules, allowing a customized production. Numerous options and variants are available, fully adapted to the customer requirements: power supply, signal outputs, mechanical and electrical interface, ports, materials in media contact, oil filling, special feature, etc.

SS302 series adopt a high performance piezoresistive pressure transducer as the sensing part, the inner structure is O-ring sealed, 0 to 70 °C wide temperature compensation, well suitable for precision applications in industrial environments for pressures ranging from 0,1 to 1000 bar, liquids or gas.

Technical data

Performance (EN 60770)

| | |
|---------------------------------|---|
| Accuracy @ 25 °C | ± 0.5% F.S. (incl. non-linearity, hysteresis and repeatability) |
| Non-linearity BFSL (conformity) | ± 0.3% F.S. |
| Hysteresis and repeatability | ± 0.1% F.S. |
| Response time | < 4 ms |
| Pressure range | Minimum range: 0.1 bar Maximum range: 1000 bar See more details in page 5 (part number chart) |
| Overload pressure | 2.0 × F.S. (≤ 250 bar) 1.5 × F.S. (> 250 bar), 1.2 × F.S. (1000bar) |
| Pressure type | vented gauge, sealed gauge, absolute |
| Long term stability | ≤ 0.2% F.S./Year |
| Temperature coefficient | ± 0.03% F.S./°C |

Transmisor de presión diferencial SS302

Anexo D

Carta Gantt.

