

Steamly – Steam Boiler Simulator

Modelos Físicos de Subsistemas

Introducción

El **Simulador de Caldera de Vapor Industrial** es una plataforma dinámica desarrollada en .NET (C#) que representa detalladamente los subsistemas de una caldera de vapor: hogar (quemador y cámara de combustión), sobrecalentador, economizador, precalentador de aire, domo (steam drum), separador de gotas (*demister*), válvulas de control y lazos PID de control automático. Cada subsistema se modela con fundamentos termodinámicos rigurosos, usando las propiedades del agua/vapor definidas por el estándar **IAPWS-IF97** (vía la biblioteca Rca.Physical) para asegurar consistencia en cálculos de entalpía, volumen específico, calor latente y demás. El flujo de gases de combustión se simula en etapas secuenciales: **combustión** → **sobrecalentador** → **evaporador (paredes húmedas del hogar) y pérdidas de pared** → **economizador** → **precalentador de aire** → **chimenea**. Cada etapa implementa una interfaz común que **cierra balances de energía/masa** y aplica lógica de “*no crossing*” para evitar inversiones de temperatura entre las corrientes caliente y fría (el gas de combustión siempre sale más frío que el fluido al que cedió calor).

El enfoque de modelado garantiza un **balance energético continuo etapa a etapa**, incorporando inercia térmica explícita en componentes sólidos y fluidos, y conservando la masa y energía en cada paso de simulación. Además, se simulan los **lazos de control PID** para la presión de vapor, el nivel de agua y la purga de sólidos disueltos (TDS), incluyendo funcionalidades avanzadas de *autotuning* (sintonía automática). La gestión del calor de los gases es **multietapa con recuperación**: el calor no aprovechado en sobrecalentador/evaporador se transfiere al economizador y precalentador, y un presupuesto de calor remanente se asigna a la chimenea, respetando límites de seguridad como temperaturas mínimas de gases para evitar condensación ácida y máximas de aire para evitar sobrecalentamiento. A continuación se detallan, para cada subsistema, las ecuaciones físicas, correlaciones y modelos empleados, junto con los fundamentos termodinámicos subyacentes, así como sus ventajas y limitaciones según la teoría térmica.

Hogar y Quemador (Combustión)

Dinámica del quemador y combustión en el hogar

El **hogar** de la caldera (incluyendo el quemador) se modela como la fuente de energía térmica mediante la combustión del combustible. Se implementa una dinámica de actuador de primer orden para la alimentación de combustible y aire, caracterizada por una **constante de tiempo** τ (que introduce retraso/inercia) y un **límite de pendiente** (slew rate) en el comando de combustible, de modo que la potencia no puede cambiar instantáneamente sino a una tasa máxima definida. Esto refleja la realidad de los sistemas de combustión, donde válvulas y ventiladores tienen tiempos de respuesta finitos. También se incluye un manejo de *turndown* (carga mínima sostenible): existe una **fracción mínima de carga (Uign)** por debajo de la cual la llama se torna inestable y se apaga; para evitar transiciones abruptas, el encendido/apagado se suaviza en una banda alrededor de ese punto (*smooth ignition*) para prevenir choques térmicos. Estas características aseguran que el modelo capture la **respuesta dinámica** del quemador, por ejemplo ante escalones de demanda de calor, de forma realista (una respuesta más lenta y amortiguada si la constante de tiempo es grande, o limitada en pendiente para no superar tasas seguras de aumento de combustible).

Desde el punto de vista termoquímico, el hogar incorpora la **estequiometria de combustión** mediante el parámetro λ (lambda, relación de aire/fuel respecto al estequiométrico). Se configuran valores de λ base para carga mínima y máxima (LambdaAtZero, LambdaAtFull) que definen el exceso de aire según la carga del quemador, interpolando entre ellos para cargas intermedias. Un algoritmo de *trim* de oxígeno seco ajusta λ en tiempo real, representando el control de O_2 en los gases de combustión para optimizar la eficiencia. El modelo considera la composición elemental del combustible (C, H, O, S, humedad, cenizas) y su **Poder Calorífico Inferior (PCI)**, parámetros con los cuales calcula la liberación de energía química (kJ/s) a partir del caudal másico de combustible. La combustión no se asume ideal: si $\lambda < 1$ (aire insuficiente), se aplica una penalización de energía por **inquemados** (combustible no quemado); si $\lambda \gg 1$ (exceso de aire), se penaliza la eficiencia por el calor perdido en el calentamiento de aire excesivo. Dichos factores (K_{inq} , K_{over}) reducen la potencia efectiva aprovechada, reflejando las **pérdidas químicas** cuando la combustión se aleja del punto óptimo estequiométrico. El resultado es un cálculo del calor liberado útil (**Q_{fuel}**) que alimenta el balance térmico del hogar.

Transferencia de calor y balances en el hogar

La energía térmica liberada en el hogar se reparte hacia varios sumideros: el agua de las paredes evaporadoras, el revestimiento refractario de la cámara de combustión, las pérdidas al ambiente y el calor remanente en los gases que salen hacia los recuperadores. El modelo implementa **conductancias térmicas (UA)**

gas→agua y gas→pared para cuantificar la transferencia de calor convectivo del gas caliente hacia el agua en las paredes húmedas (**evaporador**) y hacia las superficies sólidas internas (refractario). Por un lado, la **conductancia gas→agua (GgToWater)** representa el intercambio convectivo y radiativo entre los gases de combustión y las paredes de tubos acuosos que forman el evaporador; un UA elevado implica que se captura mucho calor para evaporación. Por otro lado, la **conductancia gas→pared (GgToWall)** modela cuánto calor absorben las paredes secas del hogar (refractario) cuando hay llama. Adicionalmente, para cuando la llama está apagada, se define una conductancia gas→pared menor (**GgToWallIdle**) que representa la disipación lenta de calor del refractario hacia los gases durante enfriamiento.

El **balance de energía transitorio** en el hogar considera la *capacitancia térmica* de la pared refractaria (**Cwall**), es decir, su inercia térmica: paredes con alta masa y calor específico absorben y liberan calor lentamente, amortiguando las variaciones de temperatura. La ecuación fundamental es un **balance de primer principio**: *Cambio en la energía interna de la pared = calor recibido del gas – calor perdido al ambiente*. En cada paso de integración Δt , la temperatura de la pared T_{wall} se actualiza según $T_{wall,new} = T_{wall,old} + \frac{(Q_{gas \rightarrow wall} - Q_{wall \rightarrow amb}) \Delta t}{C_{wall}}$, donde

$Q_{gas \rightarrow wall} = UA_{gas \rightarrow wall} \cdot (T_{gas} - T_{wall})$ es el calor convectivo del gas a la pared y $Q_{wall \rightarrow amb} = UA_{wall \rightarrow amb} \cdot (T_{wall} - T_{amb})$ representa las **pérdidas al ambiente**. El modelo de hogar incluye tanto **pérdidas convectivas de la pared al ambiente** (representadas por un coeficiente global de convección exterior $UA_{wall \rightarrow amb}$) como pérdidas radiativas desde la superficie externa de la caldera, según una emisividad y área definidas. Estas pérdidas simulan la disipación de calor no recuperado al entorno, reduciendo el rendimiento térmico.

A nivel de gases, la temperatura de los productos de combustión se calcula resolviendo el balance energético gas-pared-agua en secuencia. El hogar está diseñado para evitar físicamente que los gases de combustión salgan más fríos que las superficies a las que ceden calor (**criterio de no-crossing**): si la transferencia de calor calculada intentase enfriar demasiado al gas (por ejemplo por una UA muy alta con ΔT pequeño), el modelo impone un **clamp** o límite interno que evita invertir la gradiente de temperatura. En otras palabras, la potencia transferida en cada subetapa se limita por la capacidad térmica del gas: no puede ceder más calor del que su entalpía sensible permite sin caer por debajo de la temperatura del fluido receptor. De este modo, se garantizan soluciones físicamente coherentes (los cálculos respetan la segunda ley, evitando violaciones de ΔT mínimos).

Finalmente, tras ceder calor a evaporador y paredes, los gases salen del hogar con cierta entalpía residual que constituirá el **presupuesto térmico de la rama de recuperación** (hacia economizador, precalentador y chimenea).

Presupuesto de calor a recuperadores y control de temperatura de gases

El modelo del hogar integra un mecanismo de **presupuesto de calor para la recuperación** de energía en etapas posteriores (economizador, aire y chimenea). En términos energéticos, la potencia química del combustible Q_{fuel} se distribuye como: $Q_{fuel} = Q_{evaporador} + Q_{pared_interna} + Q_{pérdidas_ambiente} + Q_{gases_salida}$. Esta última componente, Q_{gases_salida} , es el calor remanente en los gases que alimenta al economizador y precalentador de aire. Para asegurar estabilidad numérica y evitar **oscilaciones (chatter)** en la asignación de calor entre estas etapas recuperativas, el simulador implementa filtros y bandas muertas (*deadbands*) sobre la fracción de calor enviada a la chimenea. Específicamente, se define un parámetro **ReserveFracToStack** (fracción de reserva a chimenea) que retiene un pequeño porcentaje fijo del calor disponible, de modo que los controladores no intenten extraer el 100% del calor en todo momento. Adicionalmente, existen **histéresis de temperatura mínima** para economizador y APH (p. ej. EcoMinDeadbandC) que evitan conmutaciones frecuentes de los límites de temperatura mínima de gases. Estas medidas impiden cambios bruscos en la división de calor recuperado vs. disipado, emulando la inercia y la tolerancia operativa real.

En resumen, el hogar actúa como **etapa generadora** de calor con control dinámico: la combustión modulada entrega energía al circuito del agua y a los gases, respetando restricciones de estabilidad (tiempos, límites de λ) y eficiencia (penalizaciones por combustión subóptima), y garantizando un suministro de calor consistente a los subsistemas aguas abajo.

Ventajas del modelo de hogar

- **Modelo dinámico realista:** Incluye retardo y limitación de velocidad en la respuesta del quemador, reflejando el comportamiento inercial y evitando cambios irreales instantáneos. Esto permite estudiar maniobras de carga y respuestas transitorias de la caldera de forma verosímil.
- **Consideración de eficiencia de combustión:** El uso explícito de λ (exceso de aire) y penalizaciones por inquemados o aire excesivo captura el efecto de operar fuera del punto óptimo estequiométrico. Teóricamente, esto introduce las pérdidas químicas reales en el balance térmico, mejorando la trazabilidad termodinámica del simulador.
- **Balance energético completo:** El hogar cierra un balance de energía distribuyendo el calor entre evaporación, calentamiento de paredes, pérdidas y gases salientes. Incluye inercia térmica del refractario y transferencia convectiva/radiativa, asegurando **integridad energética** en cada paso. Esto es útil para evaluar la estabilidad y eficiencia, conforme a los principios de conservación de la energía.

- **Flexibilidad operativa:** Parámetros configurables (UA's de intercambio, constante de tiempo, límites de λ , etc.) permiten calibrar el modelo a distintos tamaños y diseños de calderas (p. ej. diferentes tipos de quemadores, combustibles como gas natural, biomasa, fueloil). Esto es ventajoso para emular diversas condiciones y estudiar su efecto en el desempeño térmico.

Limitaciones del modelo de hogar

- **Simplificación 0D de la combustión:** No se modela la distribución espacial de la llama ni la química detallada de la combustión. El modelo asume mezcla perfecta y combustión instantánea ajustada solo por λ . En la realidad, fenómenos como tiempos de residencia, formación de NOx, o inhomogeneidades no están incluidos, lo cual limita el análisis de emisiones o dinámica de llama.
- **UA constante y parámetros lumped:** Las conductancias gas→agua y gas→pared se tratan como constantes globales, cuando en la práctica los coeficientes de transferencia dependen de la temperatura, flujo y régimen de combustión. Esto podría limitar la precisión bajo condiciones muy distintas a las de calibración (p. ej. cambios en la velocidad de los gases alteran la convección, algo no capturado por un UA fijo).
- **Penalizaciones empíricas de eficiencia:** Las pérdidas por inquemados o exceso de aire se implementan mediante factores lineales (K_{inq} , K_{over}) ajustables, en vez de derivarse de mecanismos químicos. Aunque capturan la tendencia general, son aproximaciones que podrían no predecir correctamente la magnitud de las pérdidas en casos extremos.
- **Intercambio térmico simplificado:** El uso de un solo nodo de pared con capacitancia C_{wall} implica que no se distingue entre diferentes zonas de la cámara (p.ej. frente de llama vs. fondo). Tampoco se modela explícitamente la radiación directa de la llama a las superficies de intercambio (se subsume en UA efectivos). Esto puede subestimar la dinámica si, por ejemplo, la radiación domina la transferencia inicial.
- **No modela efectos de escoamiento de gases:** Variables como la caída de presión de los gases a través del hogar, o la influencia del tiro/chimenea en la tasa de combustión, no se contemplan en esta sección (se asume caudal de aire impuesto). Estas interacciones fluido-dinámicas se consideran constantes o controladas externamente, lo que puede limitar estudios de estabilidad del hogar frente a variaciones de tiraje.

Sobrecalentador de Vapor

Modelo de intercambio de calor en el sobrecalentador (método ε -NTU)

El **sobrecalentador** se modela como un intercambiador de calor gas-vapor dedicado a elevar la entalpía del vapor saturado (proveniente del domo) llevándolo a vapor sobrecalentado. En el simulador, el lado de los gases de combustión que ingresa al sobrecalentador se representa como una etapa de **transferencia de calor con eficacia ε** determinada mediante el método **NTU- ε (Número de Unidades de Transferencia)**. Se asume un arreglo contracorriente idealizado para maximizar la transferencia (lo usual en sobrecalentadores). Con un UA (conductancia global) fijo de diseño, se calcula la efectividad ε en cada paso en función del **NTU = UA/C_{min}** y de la razón de capacidades $C_r = C_{min}/C_{max}$ entre el calorímetro de los gases y del vapor. La fórmula estándar para flujo contracorriente se emplea:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (1 - C_r))}{1 - C_r \cdot \exp(-NTU \cdot (1 - C_r))},$$

y en el caso límite de $C_r \rightarrow 1$ se simplifica a $\varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU}$. Esta efectividad determina la fracción de la diferencia térmica disponible que realmente se transfiere como calor. El **calor ideal transferible** del gas al vapor se limita además por la **capacidad térmica mínima**: $Q_{ideal} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{gas,in} - T_{vapor,in})$.

A diferencia de un economizador, el sobrecalentador opera con vapor posiblemente **húmedo** a la entrada, es decir, con una cierta calidad $x < 1$. El modelo considera este efecto: si entra vapor húmedo, parte del calor se invertirá primero en evaporar el remanente líquido (**secado**) antes de subir la temperatura. Para representar la influencia de la humedad en la transferencia, el simulador **degrada el UA efectivo** cuando x está por debajo de un umbral crítico (X_{crit}). En otras palabras, la presencia de gotitas de agua en el sobrecalentador puede reducir la eficiencia del intercambio (p. ej. por pobre coeficiente convectivo gas-vapor bifásico o distribución no óptima del flujo en tubos), y esto se aproxima reduciendo UA según una exponenciación UA_{wet_exp} configurable. Este detalle refleja una limitación física: los sobrecalentadores están diseñados para vapor seco; si reciben líquido arrastrado, la transferencia no sigue el régimen previsto.

En cada paso de cálculo, el calor **cedido por los gases en el sobrecalentador** se reparte en dos partes: **calor latente** para evaporar la fracción líquida restante (si $x < 1$) y **calor sensible** para elevar la temperatura del vapor ya seco. El algoritmo actualiza la **calidad x del vapor** y su **temperatura de salida** coherentemente: primero calcula cuánto vapor puede secarse con Q_{ideal}

disponible (usando el calor latente h_{fg} del vapor a la presión dada), y si sobra potencial, ese excedente se invierte en subir la temperatura del vapor hasta donde alcance, respetando siempre la cantidad de calor realmente transferido Q_{real} (que podría verse limitado por condiciones descritas más abajo). El resultado garantiza que **no haya sobrecalentamiento mientras el vapor esté húmedo** – todo el calor inicial irá a evaporar – y sólo tras secarse completamente ($x = 1$) comienza a elevarse la temperatura del vapor sobre la saturación.

Límites operativos: aproximación mínima y sobrecalentamiento máximo

El modelo de sobrecalentador incorpora **tres restricciones físicas** que limitan el calor transferido y la temperatura alcanzada, evitando resultados no realistas o dañinos:

- **Capacidad térmica del gas:** Similar a otras etapas, no puede extraerse del gas más energía de la que éste puede ceder enfriándose hasta (pero no por debajo de) la temperatura del vapor de entrada. Si el cálculo ε -NTU arrojara un Q_{ideal} que enfriaría al gas por debajo de $T_{vapor,in}$, se limita al valor que iguala ambas temperaturas (*no crossing*). Esto garantiza la correcta jerarquía de temperaturas gas > vapor en todo el intercambiador. En términos de NTU, esto ocurre automáticamente al usar C_{min} en la fórmula de ε (ya contempla que la máxima energía es $C_{min}(T_{hot,in} - T_{cold,in})$).
- **Aproximación mínima gas-vapor:** Se implementa un **ΔT mínimo de aproximación** al final del sobrecalentador (**Super_ApproachMin**). Es decir, la temperatura de salida del gas no se permite acercarse más de, por ejemplo, 5°C a la del vapor saliente. Esto representa limitaciones de diseño (se suele mantener cierto margen para asegurar transferencia y evitar tamaños excesivos). Si el cálculo demandara un ΔT menor, el intercambio se clampa para mantener ese acercamiento mínimo.
- **Temperatura máxima del sobrecalentado:** Se impone un **techo de temperatura** al vapor sobrecalentado (**Super_ToutMax**) por motivos de **materiales** y seguridad. Ningún sobrecalentador real permitiría que el vapor salga a, digamos, > 500°C si los tubos están diseñados para 480°C. En la simulación, si la energía disponible produjera una $T_{vapor,out}$ mayor que este límite, se recorta el Q aplicado de modo que el vapor quede justo en la temperatura máxima permitida.

Estas restricciones pueden activarse simultáneamente: el algoritmo identifica qué condición es la más limitante y aplica la transferencia de calor **q_final** acorde a ella. En el código, se rastrean las razones de *clamping* para diagnóstico (ej. si

estuvo limitado por capacidad del gas, por ΔT mínimo o por T máxima de vapor). Cumpliendo estas condiciones, el sobrecalentador entrega vapor a la presión del domo pero a mayor temperatura (sobrecalentado) y los gases salen enfriados, listos para la siguiente etapa (economizador).

Ventajas del modelo de sobrecalentador

- **Cálculo riguroso del secado y sobrecalentamiento:** El modelo distingue entre calor latente y sensible, actualizando calidad y temperatura del vapor de forma coherente. Esto permite evaluar correctamente la transición de saturación a sobrecalentamiento, fundamental en termodinámica de calderas.
- **Uso del método ϵ -NTU:** Aplicar el enfoque de efectividad-NTU provee una solución estable y general para el intercambio térmico, evitando la necesidad de iterar balances diferenciales. Es teóricamente sólido y ampliamente usado en ingeniería de intercambiadores, garantizando que el modelo respete los límites de intercambio (C_{\min} , no sobrepasa máximos posibles) y facilitando la inclusión de parámetros como NTU o C_r conocidos.
- **Integración de límites de diseño:** Al incluir explícitamente la aproximación mínima y la temperatura máxima de salida, el modelo refleja consideraciones de **diseño térmico real** (p. ej. evitar acercamientos extremos de temperatura que requerirían área infinita, o no exceder temperaturas admisibles del material). Esto añade realismo y seguridad, alineándose con estándares de operación.
- **Telemetría de desempeño:** Derivado de los límites anteriores, el simulador puede indicar cuándo el sobrecalentador está “pinchado” por algún límite (capacidad, aproximación, T máxima). Esto es valioso para la ingeniería, pues señala cuellos de botella: ej., si constantemente está limitado por T_{\max} , quizá haría falta rediseñar o reducir carga para no dañar tubos.

Limitaciones del modelo de sobrecalentador

- **UA fijo, sin distribución espacial:** El modelo lumped asume un solo UA global. En realidad, un sobrecalentador puede tener múltiples pases o regiones con coeficientes variados (radiación vs convección). Aquí no se resuelve el gradiente interno de temperatura del vapor a lo largo del serpentín; se calcula en bloque. Esto impide evaluar, por ejemplo, puntos intermedios de temperatura de tubo, o la necesidad de un atemperador intermedio.
- **Correlación simplificada para vapor húmedo:** La degradación de UA con vapor húmedo (parámetro UA_{wet_exp}) es un artificio para aproximar un fenómeno complejo: flujo bifásico en tubos del sobrecalentador. Sin un modelo de dos fases detallado, esta aproximación podría no ser exacta bajo distintas condiciones de caudal o porcentaje de humedad. Queda como parámetro ajustable, pero no deriva de primera-principios.

- **No considera presión drop ni velocidad del vapor:** El modelo no calcula la caída de presión del vapor a través del sobrecalentador ni cómo la velocidad del vapor impacta el coeficiente de convección. Se supone que la presión se mantiene (igual a la del domo) y C_p del vapor es promedio. En casos de flujo variable, esto puede limitar la precisión (en un sobrecalentador real, menor flujo aumenta tiempo de residencia pero también puede reducir coeficiente convectivo).
- **Acoplamiento con el domo no dinámico:** Se asume que la entrada de vapor saturado al sobrecalentador viene del domo con calidad según el equilibrio en el domo. No se modela la posibilidad de arrastre de agua más allá del demister salvo por la calidad x . En la realidad, fluctuaciones rápidas podrían llevar agua al sobrecalentador; aquí solo se reflejaría si x calculado < 1 , pero no hay un feedback directo rápido salvo vía x del domo en cada paso.

Economizador (Intercambiador de Agua de Alimentación)

Intercambio de calor en economizador y dinámica del lado agua

El **economizador** se encarga de precalentar el agua de alimentación utilizando el calor residual de los gases de combustión después del evaporador. En el simulador se modela como un intercambiador de calor gas-agua de tipo contracorriente empleando nuevamente el método ϵ -NTU. Se especifica un valor de **UA** (conductancia convectiva gas-agua) de diseño, y en cada instante se calcula la transferencia de calor posible con las condiciones actuales. El agua de alimentación fría ingresa con un caudal y temperatura dada, y los gases calientes ceden calor hasta acercar la temperatura del agua a la de saturación del domo (idealmente) o hasta que los gases alcancen su límite mínimo de temperatura (ver más abajo). La **efectividad ϵ** se calcula igual que en el sobrecalentador, considerando la capacidad calorífica del flujo de agua $C_{agua} = \dot{m}_{feed} c_{p,agua}$ y la de los gases C_{gas} en ese tramo. El calor máximo posible (sin restricciones adicionales) sería $Q_{ideal} = \epsilon \cdot C_{min}(T_{gas,in} - T_{agua,in})$.

Para reflejar la respuesta no instantánea del circuito de agua, el modelo incluye una **inercia térmica de la línea de agua** del economizador. Esto se implementa mediante un filtrado exponencial de primer orden de la temperatura de salida del agua. En lugar de asignar inmediatamente al agua la temperatura de salida calculada por el intercambiador ideal, se usa una constante de tiempo **LineTau_s** que suaviza la evolución de $T_{agua,out}$. Físicamente, esto simula el efecto de la masa de agua contenida en los tubos del economizador y en la tubería hasta el domo: incluso si los gases aportan calor rápidamente, el agua mezclada en la línea no cambia instantáneamente su temperatura, sino gradualmente. La ecuación puede expresarse como:

$$\frac{dT_{agua,out}}{dt} = \frac{1}{\tau_{linea}} (T_{agua,out}^{calc} - T_{agua,out}),$$

donde $T_{agua,out}^{calc}$ es la temperatura que resultaría del balance instantáneo y $T_{agua,out}$ la temperatura efectiva retrasada. De este modo, *LineTau* aporta realismo a transitorios (p. ej., al aumentar súbitamente la carga, el economizador tardará en calentar todo el circuito de agua hasta el nuevo valor, simulando la mezcla con agua previa más fría).

El lado agua utiliza propiedades físicas (calor específico, etc.) consistentes con IAPWS-IF97, y el modelo reporta no solo la temperatura incrementada del agua sino también métricas como la **recuperación fraccional** (qué porcentaje del calor disponible en los gases se logró transferir) y la **aproximación térmica al saturado** (diferencia entre $T_{agua,out}$ y $T_{sat,domo}$). Esta última es importante: típicamente se diseña el economizador para que el agua salga a pocos °C por debajo de la temperatura de saturación del domo, sin llegar a hervir, optimizando la absorción de calor sensible.

Restricciones: presupuesto térmico, temperatura de gases y aproximación al saturado

El economizador opera bajo **limitaciones clave** para garantizar la seguridad y el realismo operacional:

- **Presupuesto térmico de la rama:** Los gases entrantes al economizador solo disponen de cierto “**presupuesto de calor**” para ceder, proveniente del hogar. En la simulación, se calcula un valor inicial de presupuesto (*StackBudget*) que es la energía que los gases pueden aún entregar antes de llegar a la chimenea. Este presupuesto se ve consumido por el economizador y luego por el precalentador de aire. Si el cálculo ideal Q_{ideal} del economizador excede la porción disponible (por ejemplo, porque el APH también necesita algo), se limitará Q al remanente disponible. Además, como se mencionó, se suele **reservar una fracción fija** (*ReserveFracToStack*) para la chimenea, de modo que nunca se intente extraer el 100% del calor (evitando oscilaciones). En términos prácticos, el calor realmente aplicado se toma como $Q_{final} = \min(Q_{ideal}, Q_{budget})$, siendo $Q_{budget} = StackBudget \times (1 - ReserveFracToStack)$. Cada paso, el *StackBudget* se reduce en lo que tomó el economizador.
- **Temperatura mínima de gases a la salida:** Para evitar condensación ácida de los gases (por presencia de SO_2 / SO_3 formando $H_2 SO_4$) o corrosión a baja temperatura, se impone que los gases al salir del economizador no bajen de cierta **temperatura mínima (*StackOutMinC*)**. Si Q_{ideal} intentase enfriar los gases por debajo de ese valor, se recorta la

transferencia. En la práctica, esto significa que el economizador no enfriará los humos más allá, por ejemplo, de 120 °C aunque el agua esté muy fría, dejando calor sin aprovechar para mantener los tubos por encima del punto de rocío de ácidos. El modelo chequea $T_{gas,out}^{calc}$ y asegura $T_{gas,out}^{real} \geq StackOutMinC$ limitando Q si es necesario (razón de clamp $StackOutMin$).

- **Aproximación al saturado en agua:** Se impone también una **aproximación mínima al saturado del domo**. El agua de alimentación no debe salir del economizador demasiado cerca de la temperatura de saturación, para evitar que empiece a evaporarse dentro del economizador (lo cual podría causar golpe de ariete o corrosión bajo flujo bifásico). En el modelo, se define un margen, p. ej. el agua sale como máximo a $T_{sat,domo} - 5^{\circ}C$ (configurable **ApproachMin** en el domo o economizador). Si el cálculo querría llevar el agua más caliente que eso, se limita Q para dejar ese colchón. Esto típicamente actúa cuando el domo está a presión alta (T_{sat} alta) y el economizador es muy efectivo – se le fuerza a que no hierva nada de agua.
- **Reserva de calor para chimenea:** Como ya se indicó, *ReserveFracToStack* deja deliberadamente un porcentaje del calor sin recuperar en economizador+APH, garantizando que la chimenea siempre tenga un flujo térmico mínimo (útil para mantener tiro, evitar condensaciones en ductos posteriores, etc.). Este parámetro refleja que en ingeniería real a veces no conviene recuperar *todo* el calor (por cuestiones económicas o de límite de materiales), y también añade estabilidad al control.

Al aplicar todas estas restricciones, el **calor realmente transferido** en el economizador Q_{econ} será:

$$Q_{econ} = \min \left(Q_{ideal}, Q_{budget}, C_{gas}(T_{gas,in} - T_{min_gases}), C_{agua}(T_{sat} - ApproachMin - T_{agua,in}) \right),$$

tomando cada término como las limitaciones de StackBudget, StackOutMinC (temperatura mínima gases), y Tsat-Approach (límite de agua). La simulación marca las causas de limitación (presupuesto insuficiente, acercamiento al saturado - *ColdAppr*, temperatura de gases - *StackOutMin*) en su telemetría.

Una vez determinado Q_{econ} , se aplica al balance: los gases se enfrían en consecuencia (se calcula $T_{out\ gas}$), el agua aumenta su temperatura (gradualmente, vía la inercia de línea), y se descuenta ese Q del StackBudget disponible para la siguiente etapa (APH).

Ventajas del modelo de economizador

- **Basado en principios de intercambiadores:** Emplear el método ε -NTU provee una base teórica sólida y permite calcular fácilmente el rendimiento para distintas condiciones de flujo y UA. El modelo respeta las asíntotas físicas (por mucho UA, nunca se transfiere más que la diferencia entálpica disponible) y facilita ver el impacto de variar UA, caudales, etc., lo cual es valioso para diseño preliminar y análisis de sensibilidad.
- **Incorporación de límites operativos reales:** Los límites de temperatura mínima de gases y aproximación al saturado replican prácticas de ingeniería para evitar problemas de corrosión ácida y evaporación no deseada. Esto mejora la fidelidad del modelo: un ingeniero térmico reconocería estas restricciones como necesarias, y el simulador las incluye explícitamente.
- **Cierre adecuado de energía:** El concepto de StackBudget asegura que la energía se conserve a través de las etapas: lo que el economizador no toma queda para APH/chimenea. Esto evita *double counting* o creación/destrucción ficticia de calor, manteniendo la trazabilidad termodinámica. Además, la reserva fraccionaria agrega estabilidad, un truco útil para simulaciones numéricas.
- **Dinamismo en el lado agua:** La introducción de una constante de tiempo en la respuesta del agua (LineTau) permite estudiar transitorios de arranque y cambios de carga de forma más real, mostrando efectos de retardo en la entrega de agua caliente al domo. Para un ingeniero, esto aporta información sobre cómo responde el nivel y la presión ante variaciones abruptas de carga, considerando la *masa térmica* del circuito de alimentación.

Limitaciones del modelo de economizador

- **Modelo lumped, sin gradiente axial:** No se modela el perfil de temperatura a lo largo del economizador; todo se calcula en un solo paso de energía. Así, no es posible identificar, por ejemplo, la temperatura local de gases en medio del economizador o puntos fríos/calientes en los tubos, ni evaluar distribuciones de ensuciamiento diferenciales. Un modelo de múltiples segmentos en serie podría dar más detalle, pero aumentaría la complejidad.
- **NTU constante, no recalcula h dinámicamente:** El UA del economizador se fija por calibración. En la realidad, coeficientes convectivos en el economizador dependerán del caudal de gas y agua, y de propiedades (viscosidad, etc.). Aquí se supone UA invariable (o que los efectos quedan englobados en variaciones de C_{\min}). Para cambios grandes en flujo, el error podría ser significativo, ya que un caudal de gas másico muy bajo reduciría h y UA efectivamente.

- **No considera ensuciamiento (fouling):** El modelo no contempla factores de ensuciamiento que degraden con el tiempo el UA. En una caldera real, depósitos en tubos del economizador pueden reducir la transferencia. Esta ausencia significa que el modelo siempre operará con desempeño de diseño ideal, a menos que el usuario manualmente ajuste UA para simularlo.
- **Acoplamiento con el domo simplificado:** El economizador eleva T_{agua} cerca de saturación, pero no modela explícitamente qué ocurre si el agua llega un poco por encima (p. ej. *subcooled boiling* incipiente). Se asume que mientras cumpla el margen de ApproachMin, nada de vapor se forma. En situaciones reales, pequeñas burbujas podrían aparecer si hay puntos calientes, algo fuera del alcance de este modelo.
- **Reservas de calor arbitrarias:** Si bien ReserveFracToStack y los deadbands aportan estabilidad, son parámetros artificiales sin contrapartida física directa (más allá de motivos operativos). Un uso inadecuado podría subestimar la recuperación de energía posible. Estas reservas deben ser ajustadas cuidadosamente para no distorsionar excesivamente la eficiencia global simulada.

Precalentador de Aire (APH)

Intercambio de calor gas–aire y dinámica de la línea de aire

El **precalentador de aire** transfiere calor desde los gases de combustión de desecho hacia el aire comburente fresco antes de ingresar al quemador, mejorando la eficiencia de combustión. En la simulación, el APH se modela de manera análoga al economizador: como un intercambiador ϵ -NTU **contracorriente** con un UA fijo determinado. El **flujo frío** en este caso es el aire, cuyo caudal másico y temperatura de entrada (típicamente ambiente) se conocen en cada instante, y cuyo calor específico C_p (aproximado para mezcla de 21% O_2 , 79% N_2) se proporciona en el modelo. El **flujo caliente** son los gases que llegan desde la salida del economizador. Se calcula la efectividad ϵ del intercambiador APH de forma idéntica, con $C_{min} = \min(C_{gas}, C_{aire})$, y se obtiene el Q_{ideal} transferible. Dado que usualmente $C_{gas} > C_{aire}$ (los gases aún transportan bastante calor y el caudal de aire podría ser más bajo), en muchos casos el aire será el *fluido limitante*.

El APH también incluye una **constante de tiempo de línea de aire (LineTau)**, que modela la inercia térmica en los ductos de aire y el propio cuerpo del precalentador. Esto significa que la temperatura del aire calentado no salta instantáneamente al nuevo valor calculado ante un cambio brusco, sino que es filtrada. La idea es similar al economizador: hay un volumen de aire y metal en el APH que actúa como amortiguador. Por ejemplo, si se corta momentáneamente el fuego, los tubos calientes del APH seguirán elevando la temperatura del aire unos

instantes; inversamente, al encender, tardará en calentarse. Esta dinámica se implementa aplicando:

$$\frac{dT_{aire,out}}{dt} = \frac{1}{\tau_{aire}} (T_{aire,out}^{calc} - T_{aire,out}),$$

con $\tau_{aire} = LineTau$ determinada por el usuario. Así se simula la **capacidad calorífica** de los elementos del APH y aire contenido.

Restricciones de temperatura y distribución de calor remanente

El precalentador comparte con el economizador el hecho de que **consume parte del presupuesto de calor** de los gases. De hecho, en la secuencia, el APH toma lo que queda del StackBudget tras el economizador. Por tanto, su Q_{ideal} estará limitado siempre por el calor disponible remanente (StackBudget actualizado). Más allá de eso, incorpora dos limitaciones particulares:

- **Temperatura mínima de gases a la salida del APH:** Si bien en la mayoría de los casos la temperatura mínima de gases relevante ya era la del economizador (ej. 120°C), en algunas configuraciones se podría también imponer un piso a la salida global del APH. El modelo contempla un **StackOutMinC** similar en APH (puede ser igual o distinto, e incluso se puede activar un *clamp simétrico* opcional). En la configuración por defecto, la restricción de $T_{gas,out} \geq StackOutMinC$ ya viene heredada del economizador (pues el economizador dejó parte del calor para cumplirla). No obstante, el APH verifica nuevamente que los gases no crucen ese límite durante su propio intercambio, limitando Q si fuera necesario (clamp *StackOutMin*).
- **Temperatura máxima de aire calentado:** Se establece un **tope de temperatura del aire de salida (TairOutMax)** por razones de seguridad y operativas. Un aire demasiado caliente puede causar pre-ignición, dañar ductos o exceder límites de ventiladores. Por ejemplo, si se fija TairOutMax = 150°C, el APH no sobrecalentará el aire más allá de eso. En la simulación, si Q_{ideal} llevara el aire por encima de TairOutMax, se recorta al calor que corresponde exactamente a ese límite (marcado en telemetría como clamp *ColdAppr*, porque es el *approach* al límite frío).

Adicionalmente, por supuesto, el APH no puede transferir más calor del que le queda a los gases tras el economizador (StackBudget). Si tras el economizador quedó, digamos, un 20% del calor original, el APH a lo sumo recuperará ese 20%. El **cálculo final** de Q_{APH} se hace tomando el mínimo entre: Q_{ideal} dado por NTU, el calor disponible Q_{budget} (StackBudget restante menos reserva), el límite por temperatura de aire Q_{airMax} asociado a TairOutMax, y el límite de temperatura de gases $Q_{stackMin}$ asociado a StackOutMinC. Se selecciona el factor limitante, y la

telemetría nuevamente indica qué razón se aplicó (razones *ColdAppr*, *StckAvail*, *StckOutMin*).

Una vez aplicado Q_{APH} , se enfrían los gases definitivamente antes de la chimenea, se calienta el aire (mejorando la eficiencia de la combustión en el hogar al necesitar menos combustible para alcanzar la misma T de llama), y el *StackBudget* se reduce en ese valor. Lo que reste en *StackBudget* (a veces cero si APH aprovechó todo menos la reserva) es el calor que finalmente llega a la **chimenea** como pérdida.

Ventajas del modelo de APH

- **Mejora de eficiencia incorporada:** El modelo permite cuantificar el efecto de precalentar el aire, algo fundamental en calderas para mejorar rendimiento. Podemos observar cuánto se eleva la temperatura del aire comburente y cómo esto afecta la temperatura de chimenea. En términos de teoría de ciclos, este recuperador reduce la entropía generada y aumenta la eficiencia térmica de la instalación.
- **Restricciones de seguridad realistas:** El tope de temperatura del aire simula prácticas de control reales (a menudo se bypass o se limita para no sobrecalentar aire por riesgos de autoignición de polvo, NO_x , etc.). Tenerlo en cuenta añade realismo y conciencia de limitaciones materiales en la simulación.
- **Cálculo integrado con resto de etapas:** Al formar parte del mismo esquema de *StackBudget*, el APH en el modelo coopera con el economizador: cualquier calor que no tomó el economizador puede ser tomado por APH, hasta los límites establecidos. Esta interdependencia refleja la compensación real en diseño: economizador grande vs APH grande, etc. Uno puede experimentar con UA de economizador y APH para ver esa repartición de calor.
- **Sencillez computacional con fundamento:** Igual que en el economizador, usar $\text{NTU-}\epsilon$ provee resultados fiables sin iteraciones complejas. Permite fácilmente evaluar casos de $C_{\text{aire}} \ll C_{\text{gas}}$ o viceversa. Incluyendo la inercia *LineTau*, se captura la *respuesta lenta* de estos equipos masivos, algo que concuerda con la experiencia operativa.

Limitaciones del modelo de APH

- **Sin modelado de condensación en APH:** En calderas reales con APH regenerativos, puede ocurrir condensación de ácidos en baja temperatura. El modelo evita esto simplemente manteniendo temperaturas $>$ *StackOutMinC*, pero no calcula explícitamente si en el APH podría haber un punto local más frío que condense. Tampoco modela la corrosión o ensuciamiento por ese fenómeno.
- **UA fijo y sin diferenciación de flujos:** Muchos APH son de tipo regenerativo (rotativos) donde el coeficiente varía a lo largo del rotor; aquí

se usa un UA global fijo, asumiendo comportamiento promedio. Esto limita analizar, por ejemplo, qué pasa si el flujo de aire es muy bajo (podría cambiar coeficientes). Similar limitación de UA constante que en economizador.

- **No considera fugas de aire/gas:** En algunos precalentadores hay infiltraciones o fugas entre aire y gas. El modelo asume intercambiador ideal sin fugas ni mezclas no deseadas. Por tanto, la masa de aire calentada es exactamente la misma que entra (conservación perfecta), lo cual en la realidad puede variar levemente.
- **Acople con combustión no inmediato:** Aunque el aire se precalienta, en el simulador la temperatura de aire alimenta al cálculo de combustión (posiblemente afecta eficiencia λ si hay corrección). Sin embargo, efectos más sutiles como variación en Cp del gas de combustión por temperatura de aire distinta, o cambios en velocidad de llama, no están representados. Está fuera del alcance si bien menores.

Domo de Vapor (Steam Drum)

Balance de masa y energía en el domo

El **domo** es el recipiente donde se separan el agua y el vapor producidos, manteniendo un inventario adecuado de líquido para alimentar los tubos y produciendo vapor saturado hacia el sobrecalentador. En el simulador, el domo (clase *SteamClass*) resuelve en cada paso un **balance bifásico de masa y energía** altamente detallado. Los flujos que interactúan con el domo son: **alimentación de agua** (agua fría entrando), **salida de vapor** hacia consumo (turbina o válvula de control de presión), y **purga de fondo** (blowdown de TDS). A partir del estado previo (masa total m_1 , temperatura T_1 que corresponde a cierta presión de saturación), se calculan los siguientes procesos:

- **Mezcla de alimentación y purga:** Primero, se ajusta la masa líquida considerando el agua de alimentación entrante y la purga de agua saliente. Se suma la masa de agua alimentada y se resta la masa purgada, obteniendo una masa intermedia m_{post} . Se asume que esta mezcla ocurre rápidamente en el domo, resultando en una **temperatura mezclada** T_{mix} calculada por balance de entalpía entre el agua existente y la añadida (y removida por purga). Básicamente, $(m_1 - m_{purga}) \cdot h(T_1) + m_{feed} \cdot h(T_{feed}) = m_{post} \cdot h(T_{mix})$, de donde se deduce T_{mix} (suponiendo toda el agua en líquido saturado/subenfriado inicialmente).
- **Extracción de vapor (demanda):** Se determina cuánto vapor y líquido salen del domo hacia consumo en ese intervalo. Si se extrajo una masa $m_{steam,out}$ con una calidad aplicada x_{out} (por ejemplo, el demister podría permitir algo de arrastre húmedo), entonces se separa esa extracción en

masa de vapor pura y masa de líquido arrastrado: $m_{vap,out} = x_{out} \cdot m_{steam,out}$ y $m_{liq,out} = (1 - x_{out}) \cdot m_{steam,out}$. **No se permite extraer más vapor o líquido del que hay:** el código asegura que $m_{vap,out}$ no exceda la masa de vapor presente, ni $m_{liq,out}$ la masa de líquido, ajustando si fuese necesario. Tras esto, se actualiza la masa total: $m_{post2} = m_{post} - m_{steam,out}$ es la masa que queda en el domo luego de la extracción.

- **Cálculo de energía interna después de extracción:** Antes de agregar calor de evaporación nuevo, se descuenta la energía que salió con la masa extraída de vapor y líquido. Se calcula la **energía interna** de la mezcla saturada justo antes de la extracción (a T_{mix}) y luego se sustrae $m_{vap,out} \cdot u_g + m_{liq,out} \cdot u_f$ (entalpías internas del vapor y líquido extraídos, a la temperatura de referencia). Esto da la energía interna U_1 del domo inmediatamente después de haber salido ese vapor, pero antes de cualquier nuevo aporte de calor en este paso.
- **Calor aportado y pérdidas:** El domo recibe calor principalmente por **evaporación procedente del hogar**. En la simulación, el evaporador (paredes de agua en hogar) no se modela como componente separado, sino que el calor transferido gas→agua en el hogar aparece como Q_{evap} entregado al domo (a través de circulación natural). En el balance se ingresa el calor neto Q_{kJ} proveniente de todas las fuentes de evaporación menos pérdidas en ese paso. En el domo en sí no hay generación de calor, salvo la recondensación interna que se trata aparte. Así, a U_1 se suma Q_{kJ} (positiva si entra calor neto evaporativo) y se restan pérdidas si las hubiera (en general, el domo está bien aislado, pérdidas menores).
- **Modelo de recondensación interna:** *Ver sección siguiente.* Aquí adelantemos que parte del vapor puede condensarse en las paredes frías del domo, devolviendo calor a la pared y líquido al inventario. Eso se incorpora como un término $Q_{cond,mix}$ (energía que sale de la mezcla por condensación) y una masa condensada m_{cond} que se suma al líquido. En la energía, $Q_{cond,mix}$ se resta de U (porque esa porción de calor latente se transfirió a la pared).
- **Resolución del estado final (T2, P2, x2):** Con la masa final $m_2 = m_{post2}$ y la energía interna total final $U_2 = U_1 + Q_{kJ} + Q_{cond,mix}$, además del volumen total V del domo (constante), el modelo determina la nueva temperatura T_2 y calidad x_2 del domo. Este es un cálculo termodinámico importante: se trata de encontrar, dados m_2 y U_2 (o mejor dicho $u_2 = U_2/m_2$) y $v_{especifico} = V/m_2$, cuál es el estado de equilibrio (puede ser saturado bifásico o subenfriado).

- Si el volumen específico v_{espec} es menor o igual al v_f (volumen específico del líquido saturado) a alguna temperatura, significa que prácticamente todo está en líquido (condición de líquido comprimido o saturado lleno). En tal caso, se asume régimen **subenfriado** ($x=0$) y se halla T_2 resolviendo $u(T) = u_2$ en la región líquida. Esto se hace mediante búsqueda de raíces numérica (método de Brent) sobre la diferencia entre entalpía interna del líquido saturado a T y u_2 . Encontrar esta raíz da la temperatura del líquido que produce exactamente esa energía interna por kg, y de allí se obtiene la presión de saturación correspondiente (aunque en realidad la presión del domo en este caso vendría dada por la curva de líquido comprimido, que se aproxima a saturación a esa T). En la implementación, una vez hallada T , se calcula $P_{sat}(T)$ para reportar la presión.
- Si $v_{espec} > v_f$, entonces hay vapor presente (régimen **bifásico saturado**). Se busca la temperatura T_2 tal que la calidad resultante del equilibrio conserve tanto u_2 como v_{espec} . Esto se formula usando las propiedades saturadas: $u_2 = u_f(T) + x h_{fg}(T)$ y $v_{esp} = v_f(T) + x (v_g - v_f)$. Eliminando x , se plantea una ecuación en T y se resuelve también por Brent para T_2 . Encontrada T_2 , se calcula $x_2 = \frac{v_{esp} - v_f}{v_g - v_f}$ y la presión $P_2 = P_{sat}(T_2)$. Este algoritmo garantiza consistencia termodinámica: la solución satisface simultáneamente el balance de energía y la restricción de volumen (masa líquida y vapor acomodadas en V).

El resultado del cálculo del domo es la nueva presión (ligada directamente a la temperatura saturación final), la calidad global y la masa total, así como cantidades secundarias: **cambio neto de masa de vapor** (cuánta evaporación neta ocurrió, positivo si evaporó más de lo condensado), la masa efectivamente condensada en paredes en ese paso, y las particiones de masa extraída en vapor/líquido. Todo esto cierra un **balance de masa y energía** preciso: se puede verificar que la suma de energía inicial + calor aportado = energía final + energía sacada por flujos + energía a paredes, dentro de tolerancias numéricas, y similarmente para masas (lo condensado se resta del vapor y suma al líquido, etc.).

Fenómeno de recondensación interna en el domo

Un aspecto distintivo incorporado en el modelo es la **recondensación de vapor en las paredes frías** del domo. En las calderas industriales, es conocido que parte del vapor puede condensar sobre la superficie interna del domo si ésta está a menor temperatura que el vapor saturado (p. ej. al arrancar, paredes más frías que el vapor generado) formando una película líquida que escurre de regreso al agua. Esto puede afectar el equilibrio de vapor (reduciendo la calidad) y la eficiencia térmica (el calor latente liberado calienta la pared metálica).

El simulador implementa este fenómeno mediante una **correlación de condensación laminar en superficie vertical** (tipo Nusselt). Se calcula el coeficiente de transferencia de calor por condensación h en función de la diferencia de temperatura entre el vapor saturado y la pared del domo, usando propiedades del agua. En concreto, si $T_{sat} > T_{pared}$, la tasa de condensación por película gravitacional se estima por la fórmula clásica:

$$h \approx 0.943 \left(\frac{k_{liq}^3 \rho_l^2 (\rho_l - \rho_v) g h_{fg}}{\mu_l L \Delta T} \right)^{1/4},$$

donde k_{liq} es la conductividad térmica del líquido, ρ_l, ρ_v densidades de líquido y vapor, g la gravedad, h_{fg} el calor latente, μ_l la viscosidad y L la altura (longitud característica) de la superficie de condensación. Esta expresión sigue la solución de Nusselt para película laminar en pared vertical, y predice que h es proporcional a $(\Delta T)^{1/4}$ (diferencia de temperatura a la potencia 0.25), indicando que incluso con ΔT grande, la transferencia aumenta lentamente debido al engrosamiento de la película condensada. Con h calculado (en W/m²·K), se determina la tasa de calor de condensación $Q_{cond} = h A_{pared_interna} (T_{sat} - T_{pared})$ (en kJ/s, ajustado por el paso de tiempo). Esa energía se **transfiere a la pared** (calentándola) y se extrae de la mezcla líquido-vapor (en forma de calor latente liberado por el vapor que condensa). Consecuentemente, se calcula cuánta masa de vapor condensa:

$m_{cond} = \frac{Q_{cond}}{h_{fg}}$, la cual se resta de la fase vapor y se suma a la fase líquida en el inventario.

Todo este proceso se integra en el balance previo: antes de resolver T_2 , se ajusta U restando Q_{cond} (pues salió de la mezcla) y se conoce m_{cond} para ajustar la masa de vapor (esto efectivamente reduce x antes del cálculo final). La pared del domo, por su parte, ganaría esa energía Q_{cond} ; aunque el modelo de SteamClass no lleva explícitamente la temperatura de pared (se asume proveniente de otro lugar o constante en un paso corto), conceptualmente eleva su temperatura y con ello reduce el ΔT disponible a medida que progresa el tiempo.

Este **modelo de condensación interna** confiere al domo una importante realidad: reproduce el fenómeno de **auto-enfriamiento del vapor y calentamiento de paredes** que amortigua picos de vapor seco. En arranques fríos, se condensará mucho vapor (h alto al inicio por ΔT grande), protegiendo contra subidas bruscas de presión pero humedeciendo el vapor; conforme la pared se calienta, el coeficiente h cae (ΔT menor) y el sistema recupera más vapor en equilibrio. El resultado neto es que el domo puede *absorber* parte de las fluctuaciones de generación de vapor vía este mecanismo.

Dinámica de nivel: fenómenos de *shrink* y *swell*

Más allá del equilibrio estático de fases, el domo exhibe **dinámicas transitorias de nivel de agua** debido a los fenómenos de *shrink* (encogimiento) y *swell* (hinchamiento) del nivel, asociados a cambios bruscos en la evaporación o en la alimentación. El simulador implementa un modelo de “**falso nivel**” para reproducir estos efectos, separando el nivel medido en un **Nivel Verdadero** (función del inventario real de masa líquida) y un **Delta de Nivel Falso** transitorio.

El **nivel verdadero** se calcula geométricamente: a partir de la masa líquida en el domo (por ejemplo $m_{liq} = m_2 \cdot (1 - x_2)$) y las dimensiones del domo (volumen y área en planta), se obtiene la altura ocupada por el líquido. Si *Volume* es el volumen interno efectivo y *Area* el área de sección transversal libre, la **altura máxima $H_{max} = Volume/Area$** representa el 100% de nivel (todo líquido). El *Nivel Verdadero* (*LevelTrue*) será proporcional a la fracción de volumen ocupado por líquido. Adicionalmente, un factor *InventoryFrac* permite calibrar qué porción del agua total del sistema se atribuye al domo para fines de indicación de nivel (en algunos casos, parte del agua está en circulación no directamente en el domo).

El **nivel falso (LevelDeltaFalse)** responde a transitorios de presión y alimentación:

- **Efecto *swell***: Cuando la presión del domo cae súbitamente (por aumento de demanda de vapor o descenso de control), parte del líquido saturado hierve instantáneamente (flash) aumentando el volumen de burbujas en el domo, lo que empuja el nivel hacia arriba aunque la masa líquida no cambie significativamente. El modelo detecta un dP/dt negativo (caída de presión, equivalente a $dT_{sat}/dt < 0$) y genera un **flujo de masa ficticio de vapor flash** saliendo del líquido. En la implementación, se calcula un término de flujo m_{flash} proporcional a la masa líquida disponible que puede participar (*FlashImpactFrac* · masa líquida) y a la razón c_p/h_{fg} (relación entre capacidad de enfriamiento del líquido y calor latente) que determina cuánto vapor se genera por grado de sobrecalentamiento súbito. Este flujo flash se traduce en un incremento de nivel falso positivo. Conceptualmente, más burbujas = más volumen = mayor nivel.

- **Efecto *shrink***: Ocurre típicamente al introducir agua de alimentación fría rápidamente. El agua fría colapsa burbujas de vapor (condensa algo de vapor o reduce su formación), disminuyendo el volumen específico del vapor y provocando una caída momentánea del nivel (aunque la masa líquida total aumenta). El modelo calcula un **flujo de masa ficticio de condensación** m_{shrink} proporcional al caudal de agua fría entrante (m_{feed}) y a un factor que involucra $(T_{sat} - T_{feed})$ relativo a una referencia *DTrefFeed*. En esencia, estima cuánto vapor se condensaría por el ingreso de esa agua más fría. También modula este efecto según **c_p líquido vs h_{fg}** (un enfriamiento produce condensación según la entalpía que quita) y

aplica un factor *ZetaFeed* ajustable para calibrar la magnitud del fenómeno. Esto produce un nivel falso negativo (el nivel *aparente* baja).

El modelo combina ambos efectos: calcula \dot{m}_{flash} y \dot{m}_{shrink} en cada paso (pueden ocurrir simultáneamente si baja presión a la vez que entra agua fría), y obtiene un **flujo neto ficticio** $uFalse_mDot = \dot{m}_{flash} - \dot{m}_{shrink}$. Este flujo se traduce en una variación de volumen de la fase vapor y, por ende, del nivel. Asumiendo que el vapor ocupa v_g por kg, el cambio de nivel falso se modela como:

$$\frac{d(LevelDeltaFalse)}{dt} = \frac{uFalse_mDot \cdot v_g}{Area} - \frac{LevelDeltaFalse}{\tau_{False}},$$

donde el primer término convierte el flujo de masa neto en un cambio de altura ($\text{kg/s} \cdot \text{m}^3/\text{kg} / \text{m}^2$) y el segundo término es un decaimiento exponencial con constante de tiempo **TauFalse** que hace disipar el efecto transitorio con el tiempo. La inclusión de TauFalse asegura que tras el evento perturbador, el nivel falso regrese gradualmente a cero (nivel verdadero) en unos cuantos segundos, imitando cómo el sistema se calma luego de un transitorio.

Además, se incorporan ajustes lógicos: por ejemplo, un **GateByQuality** que reduce estos cálculos si la calidad global x está muy cerca de 0 o 1 (si el domo es todo líquido o todo vapor, no tiene sentido swell/shrink). También un modo *ShrinkOnDynamicsOnly* que hace que el shrink solo se compute durante cambios (derivadas) significativos de flujo de alimentación, evitando que un agua un poco más fría cause un offset permanente. En el código, se suavizan las derivadas de presión y caudal con pequeños filtros TauDeriv para no reaccionar a ruido.

Al final, el **LevelFalse** se suma al **LevelTrue** geométrico para obtener el **LevelForIndicator** (nivel mostrado) pero saturado entre 0% y 100%. Así, ante un escalón de demanda de vapor, por ejemplo, el modelo puede mostrar un swell inmediato (subida de nivel indicador) seguido de un decaimiento exponencial, tal como se observa en calderas reales, mientras el nivel real (inventario) quizás incluso bajó un poco por la salida de masa pero el indicador primero subió. Esto es crucial para entrenar en la respuesta correcta de control de nivel.

Ventajas del modelo de domo

- **Conservación rigurosa de masa y energía:** El balance bifásico calculado paso a paso asegura que ningún kg de agua/vapor ni kJ de energía desaparece o aparece sin explicación. Emplear propiedades IF97 garantiza consistencia termodinámica en la zona de saturación, con lo cual el modelo puede rastrear eficientemente la integridad del sistema (esto es destacado como trazabilidad termodinámica del simulador).
- **Cálculo preciso de estados saturados:** La resolución mediante métodos numéricos (Brent) de la temperatura saturada que satisface simultáneamente energía y volumen es robusta y física. Esto permite

predecir correctamente la presión del domo en condiciones dinámicas, incluso si entra en subenfriamiento momentáneo o si está en pleno ebullición bifásica. Es superior a aproximaciones lineales y extiende la aplicabilidad a regímenes variados (incluyendo arranques en frío donde el domo puede estar subllenado).

- **Modelo de recondensación único:** Incluir la correlación de Nusselt para condensación interna añade realismo en un aspecto frecuentemente ignorado en simulaciones simples. Teóricamente, capta la transferencia de calor por cambio de fase en paredes, un fenómeno bien estudiado en transferencia de calor, y lo integra al balance. Esto ayuda a comprender límites de operación: por ejemplo, una caldera con domo subenfriado internamente tendrá más pérdidas de vapor por condensación (lo cual puede ser deseable para secar el vapor pero implica ineficiencia térmica).
- **Dinámica de nivel realista (shrink/swell):** El modelo de falso nivel reproduce el comportamiento típico que confunde a operadores: nivel que sube cuando se abre la válvula de vapor (*swell*) y baja al meter agua fría (*shrink*), aun cuando el inventario real hace lo contrario. Contar con este detalle es invaluable para entrenamiento en control, pues obliga a tunear correctamente el PID de nivel anticipando esos efectos transitorios. Los parámetros ajustables (ZetaFlash, ZetaFeed, TauFalse, etc.) permiten calibrar la severidad según la geometría de cada caldera. En suma, el modelo capta la **inercia hidrodinámica** del domo y los acoplamientos presión-nivel, alineado con la teoría de expansión súbita de burbujas y colapso de burbujas (condensación).
- **Herramienta pedagógica y de diseño:** Al descomponer nivel en real y falso, el simulador permite visualizar cuánto de una fluctuación es inventario real vs. efecto térmico. Esto ayuda a ingenieros a diagnosticar si, por ejemplo, un problema de control es por tardanza en reacción de alimentación (inventario bajo) o por swell excesivo (fenómeno transitorio). Pocos modelos incluyen esto explícitamente, lo que hace a este simulador especialmente útil.

Limitaciones del modelo de domo

- **No modela geometría interna detallada:** El domo real puede tener separadores, múltiples salidas, zonas de temperatura variable, etc. El modelo asume mezcla uniforme instantánea (todo el líquido a una T_{mix} homogénea). No se consideran gradientes de concentración de sólidos disueltos, ni flujo descendente/ascendente interno; todo es un volumen cero-dimensional bien mezclado. Esto limita estudios de estratificación o eficiencia de separadores internos (excepto el demister por aparte).
- **Correlación de condensación limitada a laminar:** Se emplea la fórmula laminar de Nusselt, que es válida para películas estacionarias en superficies limpias. Si la condensación en el domo fuese turbulenta (muy

alta tasa) o si hubiera fuertes corrientes internas (p. ej. por ebullición debajo), la correlación puede subestimar h . Tampoco considera efectos de la curvatura de la pared (el domo es cilíndrico horizontal, la correlación es para plano vertical). Aun así, es una primera aproximación razonable, pero es un área donde el modelo podría diferir de la realidad si el régimen no es estrictamente laminar.

- **Shrink & swell calibrado empíricamente:** Los parámetros ZetaFlash, ZetaFeed, etc., son heurísticos. Aunque se basan en proporciones físicas (cp/h_{fg} , ΔT), en la práctica deben ajustarse para cada caldera a partir de datos. No surgen de derivar las ecuaciones de conservación (lo cual sería complejo involucrando dinámica de burbujeo). Por ende, la fidelidad del efecto depende de afinar estos parámetros, y podría no generalizar sin reajuste a otras condiciones.
- **No interacción con lazo de control en saturación:** Un fenómeno real es que el *swell* puede llevar el nivel tan arriba que dispare una acción de cierre de válvula de alimentación antes de tiempo, causando luego una caída (*swell* seguido de *shrink* severo). El simulador permite ver el *swell*, pero la válvula de alimentación (control nivel) actuará según el nivel medido total. Esto puede generar oscilaciones si el PID no está bien sintonizado. Sin embargo, la limitación es que el modelo de *shrink/swell* no está acoplado a ninguna dinámica de dos fases dentro de tubos (es solo en el drum), así que extreme events como *carryover* masivo por *swell* no se contemplan explícitamente (más allá de la saturación al 100% del nivel indicador).
- **No diferencia entre tipos de domo/ circulación:** El modelo sirve principalmente a calderas de tubos de agua con domo gravitacional. No aborda particularidades de calderas una vez a través (*once-through*, sin domo) ni de tubos flamatubulares (donde el domo es distinto o inexistente). Está especializado, por diseño, a un escenario típico; usarlo fuera de ese contexto requeriría adaptaciones.

Separador de Gotas (*Demister*)

Límite hidrodinámico de Souders–Brown para arrastre

El **demister** es un equipo (normalmente coalescedor de malla o ciclón) ubicado en el domo para evitar que gotas de agua líquida sean arrastradas por el flujo de vapor hacia el sobrecalentador o la línea de vapor principal. En la simulación, más que modelar un dispositivo físico complejo, se implementa un criterio empírico ampliamente utilizado en separadores: la **correlación de Souders–Brown**. Esta establece una **velocidad superficial máxima** u_{max} del gas (vapor) por encima de la cual las gotas de líquido no tendrán tiempo de separarse y serán arrastradas. La fórmula es:

$$u_{max} = K \sqrt{\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v}},$$

donde ρ_l y ρ_v son las densidades del líquido y vapor respectivamente, y K es una constante característica del separador (con unidades de velocidad). Valores típicos de K (llamada *factor de entrada de Souders–Brown*) van de 0.1 a 0.35 m/s para separadores gravitacionales según cuán eficiente es el demister. Esta correlación proviene del equilibrio de fuerzas de arrastre y gravedad sobre gotas y es un estándar en diseño de tambores separadores.

En el simulador, se calcula la **velocidad superficial actual** del vapor ascendente en el domo en función del caudal de vapor que sale y el **área efectiva del demister** (parámetro *Area* que representa la sección de paso para el vapor en el domo). Si la velocidad está por debajo de u_{max} , se asume que prácticamente $x_{out} = 1.0$ (calidad del vapor saliente del domo es 100%, todo vapor seco). Pero si la velocidad tiende a superar u_{max} , el demister comienza a perder eficiencia y deja pasar gotas. Para modelar esto de forma continua, el simulador no hace un corte brusco, sino que aplica un “**castigo de entrainment**”: esencialmente reduce la calidad efectiva del vapor saliente (permitiendo más líquido arrastrado) cuando $u > u_{max}$.

Penalización de arrastre y dinámica de entrainment

La forma en que se implementa la pérdida de eficiencia del demister es mediante una función penalizadora controlada por parámetros *Alpha* y *Exponent*. Cuando la velocidad superficial u excede u_{max} , se define un **factor de entrainment** $E(u)$ que crece con la proporción u/u_{max} . Por ejemplo, podría usarse algo como:

$$\text{Entrainment penalty} = \alpha \left(\frac{u}{u_{max}} - 1 \right)^{exp},$$

con α (Alpha) determinando la severidad y exp (Exponent) dando la no linealidad (p. ej. si $exponent > 1$, la curva penaliza fuertemente cuando se supera ligeramente el límite). Este penalizador se traduce en una **reducción de la calidad** del vapor exportado: es decir, si idealmente x_{out} sería 1 (todo vapor), el modelo asigna x_{out} menor que 1 en función de esa penalización, representando que parte de lo que sale es líquido arrastrado (no separado). En casos extremos con velocidades muy altas, x_{out} podría bajar significativamente, indicando un vapor muy húmedo escapando del domo.

Para evitar oscilaciones abruptas, se aplica un filtro con constante de tiempo **TauCarry** sobre el efecto de arrastre. Esto refleja la **inercia del arrastre**: si de pronto la velocidad supera el umbral, no instantáneamente gran cantidad de agua pasa, sino que el demister tiene un pequeño retardo en saturarse de gotas. Análogamente, si la velocidad baja por debajo de u_{max} , el demister tarda cierto

tiempo en “limpiarse” de líquido (aún gotea un poco). Este retardo τ_{Carry} se implementa integrando la penalización de entrainment gradualmente.

Así, en cada paso el modelo calcula u , determina u/u_{max} . Si $u < u_{\text{max}}$, el entrainment tiende a cero (vapor seco); si $u > u_{\text{max}}$, produce un entrainment > 0 . Luego actualiza un estado filtrado (como un primer orden) que es el que finalmente define la calidad x_{out} aplicada al cálculo en SteamClass.

Los **parámetros configurables del demister** incluyen: el área efectiva (Area), el factor Souders–Brown K , Alpha y Exponent de penalización, y τ_{Carry} . Ajustando estos, se puede representar desde un separador muy eficiente (K bajo, Alpha alto quizás, que no deja pasar casi nada hasta cercanías del límite) hasta uno más básico.

En resumen, el demister en el simulador actúa reduciendo dinámicamente la calidad del vapor enviado al sobrecalentador cuando las condiciones del domo son exigidas más allá de su capacidad de separación. Esto se manifestará, por ejemplo, en un aumento de humedad del vapor exportado si la demanda de vapor es tan grande que la velocidad ascensional supera la diseñada.

Ventajas del modelo de demister

- **Aplica criterio reconocido de diseño:** La correlación de Souders–Brown es estándar industrial para dimensionar domos. Incluirla significa que el modelo puede predecir cuándo el domo opera cerca de su límite de separación. Esto es útil para evaluar modificaciones de carga: un ingeniero puede ver que si la producción de vapor sube demasiado, se empezará a degradar la calidad por arrastre, tal como el diseño lo anticiparía.
- **Respuesta suave y física del entrainment:** En lugar de un umbral rígido, el uso de una curva penalizada y un filtro temporal da un comportamiento **continuo y estable**. Teóricamente, captura la tendencia de que pequeñas excedencias del criterio resultan en un poco de arrastre, y grandes excedencias en mucho arrastre, con cierto retardo. Esto concuerda con observaciones reales: un demister sobrecargado comienza a dejar pasar gotas gradualmente hasta inundarse.
- **Información de ingeniería valiosa:** La simulación puede reportar cuánto líquido está siendo arrastrado (masa o porcentaje). Esto brinda **diagnóstico**: por ejemplo, si bajo cierta condición se ve un 5% de humedad saliendo del domo, indica un desempeño deficiente de separación. Para ingeniería de calderas, conocer margen frente a carryover es crítico (agua arrastrada puede dañar turbinas).
- **Parámetros ajustables:** Se puede calibrar K según el tipo de separador (por ejemplo K más bajo para demister de malla densa, más alto para separador simple). También Alpha, Exponent permiten reflejar, en ausencia de datos detallados, el “acercamiento” al límite que tiene un diseño

particular. Esto flexibiliza el modelo para distintas calderas y tamaños de domo.

Limitaciones del modelo de demister

- **Simplificación del fenómeno complejo:** El arrastre real de gotas depende de distribución de tamaños de gota, turbulencia, diseño interno (placas, mallas, etc.). Reducir todo a una fórmula unidimensional (Souders–Brown) y a penalizaciones genéricas implica que no se capturan detalles como: empeoramiento por picos de demanda cortos (que podrían no sacarse con el filtro elegido), re-entrainment de gotas depositadas, formación de espuma, etc. El modelo es una primera aproximación; situaciones especiales podrían desviarse (ej. agua con químicos antiespumantes o alta concentración de TDS cambia la tensión superficial y tamaño de gotas).
- **Área efectiva fija:** Se supone un área constante para el paso de vapor. En algunos domos, si el nivel sube mucho, reduce el área de paso (menos sección libre); aquí no se acopla el nivel con el área de separación. En teoría, si LevelTrue + LevelFalse alcanza muy arriba, el área para flujo vapor disminuye y aumenta la velocidad local, agravando arrastre. Esa interacción no está explícita en el modelo actual.
- **No modela caída de presión ni detalles fluidodinámicos:** Un demister real introduce pérdida de carga al paso de vapor. Aquí no se contempla la caída de presión a través del demister (que podría retroalimentar al domo aumentando presión ligeramente). Tampoco se modela saturación del demister (cuando está mojado su eficiencia cambia); se simula parcialmente vía TauCarry pero de forma genérica.
- **Enfoque empírico dependiente de ajuste:** La constante K de Souders–Brown debe elegirse adecuadamente. Si se elige mal, el modelo predecirá arrastre muy distinto a lo real. Por ejemplo, $K = 0.2$ vs 0.1 es la diferencia entre un demister pasando el doble de vapor antes de saturarse. Sin datos, esto es estimativo. Lo mismo con exponentes: un exponent alto hará que hasta pasar poco el límite casi no haya arrastre y luego caiga abrupto, uno bajo hará arrastre leve antes del límite. Estas decisiones podrían requerir calibración contra experiencia o CFD, fuera del alcance directo del modelo.

Chimenea (Stack)

Inercia térmica de chimenea y pérdidas al ambiente

La **chimenea** representa el tramo final por donde los gases de combustión, ya fríos tras el APH, son expulsados a la atmósfera. Aunque en términos energéticos la chimenea a menudo se considera solo una pérdida, en dinámica de calderas es relevante por su **capacidad de almacenamiento térmico** y por influir en el tiro. El simulador modela la chimenea como una etapa con una masa térmica explícita (**Cstack**, capacidad calorífica en $\text{kJ}/^\circ\text{C}$) y **conductancias** que representan la

transferencia de calor residual: del gas a la estructura de la chimenea (**GgasToStack**) y de ésta al ambiente (**GstackToAmb**). En esencia, la chimenea se trata como un objeto (los ladrillos, acero del ducto, etc.) que puede absorber calor de los gases que pasan y a la vez disiparlo afuera.

El **calor transferido en la chimenea** se calcula como $Q_{gas \rightarrow stack} = G_{gas \rightarrow stack} \cdot (T_{gas,in} - T_{stack})$ por cada paso. Aquí T_{stack} es la temperatura instantánea interna de la chimenea (que varía con el tiempo conforme se calienta o enfría), y $T_{gas,in}$ la temperatura de los gases que entran (salida del APH). Este término $Q_{gas \rightarrow stack}$ tiende a calentar la masa de la chimenea y enfriar un poco más a los gases. Luego, la chimenea pierde calor al ambiente con $Q_{stack \rightarrow amb} = G_{stack \rightarrow amb} \cdot (T_{stack} - T_{amb})$. La dinámica térmica de la chimenea se obtiene de la ecuación de calor:

$$C_{stack} \frac{dT_{stack}}{dt} = Q_{gas \rightarrow stack} - Q_{stack \rightarrow amb},$$

lo cual discretizado se aplica en cada paso incrementando T_{stack} . Una chimenea con alta inercia (C_{stack} grande) subirá de temperatura lentamente, funcionando como un amortiguador térmico: tras un aumento de carga, absorberá calor y tardará en alcanzar el nuevo equilibrio, reduciendo el pico de temperatura de gases emitidos; tras una reducción de carga, liberará su calor guardado, manteniendo gases más calientes por más tiempo.

Presupuesto de calor remanente y tiro térmico

La chimenea recibe los gases con el **calor residual** que no fue recuperado ni perdido antes. En términos de la simulación, llega con un valor de **StackBudget** sobrante (descontadas las porciones del economizador y APH). Internamente, si queda un **StackBudget_kW** positivo al entrar a la chimenea, se interpretaría que los gases aún tienen ese margen para ceder. Sin embargo, dado que en la chimenea no hay otro fluido al cual ceder útilmente (solo la estructura y pérdidas), ese presupuesto se disipa entre calentar la propia chimenea y lo que siga saliendo.

El modelo incluye un seguimiento de **StackBudget disponible** en la chimenea y lo usa para limitar también $Q_{gas \rightarrow stack}$ al inicio. Básicamente, no se puede sacar de los gases más de lo que tienen: si por alguna configuración $G_{gas \rightarrow stack}$ muy alto intentara absorber más calor que el restante, se clampa a ese presupuesto. En la práctica, sin embargo, tras economizador y APH, el **StackBudget** remanente suele ser justo la porción que inevitablemente irá a la chimenea (reserva). Por lo tanto, la chimenea terminará recibiendo todo ese calor.

La **telemetría de la chimenea** reporta cuánto calor recibe de los gases, cuánto pierde al ambiente, y cuánto almacena (incremento de energía interna), así como

las razones de cualquier limitación aplicada. Esto ayuda a diagnosticar el **tiraje térmico**: por ejemplo, una chimenea muy caliente (T_{stack} alta) indica fuerte tiro por convección natural, pero también mayor pérdida; una chimenea fría sugiere que se recuperó casi todo el calor (buen rendimiento) aunque el tiro podría depender más del soplador.

En términos teóricos, la chimenea cierra el **balance global de energía** de la caldera: toda la energía del combustible finalmente o fue al vapor útil, o se perdió en varias formas. El calor que sale por chimenea es una pérdida necesaria para cumplir la segunda ley (no se puede aprovechar todo) y para proveer un gradiente de densidad que sustente el flujo de aire (tiro). El modelo simplificado no calcula flujo inducido por tiro, pero los resultados de temperatura permiten inferirlo: mayor ΔT gas-ambiente en chimenea implica mayor flujo ascendente por empuje.

Ventajas del modelo de chimenea

- **Completa el balance energético:** Incorporar la chimenea con capacidad térmica asegura que *todo* el calor no aprovechado se contabilice. No queda energía “fantasma”: la chimenea absorberá y liberará la diferencia, lo cual cierra el ciclo termodinámico. Esto proporciona confianza en la conservación global de la simulación.
- **Refleja la inercia térmica del sistema de gases:** En sistemas reales, aunque se apague el fuego, los gases siguen calientes saliendo por la chimenea durante un tiempo, y viceversa tras un encendido tardan en enfriarla. El modelo captura ese comportamiento con C_{stack} , permitiendo estudiar, por ejemplo, cuánto tarda en enfriarse la caldera completamente tras apagar (parámetro importante para secuencias de arranque-paro frecuentes).
- **Información sobre pérdidas y margen de condensación:** La telemetría que indica razones de clamp (si la chimenea estaba limitada por StackBudget o por temperatura mínima) y la cantidad de pérdidas a ambiente ofrece **indicadores de eficiencia** y seguridad. Por ejemplo, si la chimenea pierde mucha energía, quizá convenga mejorar aislamiento; si la temperatura de chimenea baja demasiado cerca del ácido, el modelo lo avisará por estar en el límite.
- **Simplicidad con impacto físico:** Este modelo es sencillo (un nodo térmico), pero encapsula la idea de que la chimenea no es neutra en dinámica: actúa como un “filtro” de calor. En simulaciones sin este elemento, a veces se verían cambios instantáneos en temperatura de salida; con él, se obtiene una curva más suavizada y real. Para un ingeniero, esto puede ser importante al analizar respuesta a perturbaciones y control de la combustión (p. ej., sensores de O_2 en chimenea verán cambios con retardo si la chimenea tiene mucha inercia).

Limitaciones del modelo de chimenea

- **No modela flujo ni tiro real:** El modelo térmico de chimenea no calcula cómo la diferencia de densidad induce flujo de aire. Asume caudal forzado por control separado. Por lo tanto, no se puede estudiar directamente inestabilidades de tiro natural, retroalimentación de presión, etc. (Sería otra física aparte).
- **UA constantes:** Los coeficientes $G_{gasToStack}$ y $G_{stackToAmb}$ son fijados. En realidad, la convección interior puede cambiar con flujo de gas, y la exterior con viento. Aquí se toma constante o calibrado para un régimen nominal. Esto es aceptable para estudiar calor, pero no capturaría efectos como incremento de pérdida con viento fuerte.
- **Geometría de chimenea no explícita:** No se distingue altura, diámetro, etc. que podrían interesar para evaluar tiro o acumulación estratificada de calor. Todo el stack es un punto térmico lumped. Por tanto, no se puede extraer información como gradiente de temperatura a lo alto de la chimenea, solo una temperatura promedio.
- **Sin emisiones:** Aunque la chimenea es donde saldrían emisiones (CO_2 , NO_x , etc.), el modelo no contempla química de combustión en gases. Solo se sabe la temperatura de salida. Para análisis ambiental o de eficiencia de depuración, no ofrece datos.
- **Interacción con economizador/APH simplificada:** En la realidad, enfriar más los gases (economizador grande) reduce la temperatura de chimenea y puede cambiar el tiro (menor ΔT , menos flujo natural). El modelo en parte podría insinuar esto (T_{stack} final más baja si economizador recuperó más), pero como el flujo no depende de ΔT calculado aquí, no hay esa retroalimentación. Sería una limitación al estudiar casos de recuperadores muy agresivos que podrían apagar el tiro.

Válvulas de Control (Alimentación, Válvula de Vapor y Purga)

Características y actuación de válvulas

El simulador incluye varias **válvulas de control** para regular flujos: típicamente una válvula de alimentación de agua (control de nivel), una válvula de salida de vapor (control de presión) y una válvula de purga de TDS (control de concentración). Todas ellas comparten un modelo genérico (*ValveClass*) basado en la ecuación de orificio. Cada válvula se caracteriza por un **área de apertura efectiva variable** dependiente de su posición (apertura) y por un coeficiente de descarga C_d que representa pérdidas locales.

La **dinámica de actuación** se modela como un sistema de primer orden: la válvula tiene una constante de tiempo de carrera (**StrokeTau**) que limita la velocidad a la que puede abrir o cerrar. Por ejemplo, $StrokeTau = 0.2$ s significa que la posición efectiva $_{uEff}$ seguirá al comando con esa constante (un retardo

corto). Esto evita cambios instantáneos en el flujo, simulando la inercia del actuador neumático o eléctrico de la válvula. Asimismo, se configuran **límites de apertura mínima y máxima** (0 a 100%) para evitar rangos fuera de operación.

Cada válvula puede tener una **característica de apertura**: lineal, de porcentaje igual (*equal percentage*), o de apertura rápida (*quick opening*). Estas curvas definen cómo el área efectiva varía con la posición: en lineal, $\text{área} \propto \text{apertura}$; en equal-percentage, al inicio los cambios de apertura tienen poco efecto (precisión baja) pero al final aumentan rápidamente (útil para amplio rango de control); quick-open es lo contrario (rápida ganancia inicial, luego se aplanan). Esto permite emular válvulas reales que no siempre son lineales. El modelo implementa estas características mediante fórmulas (por ejemplo, equal percentage usa $f(u) = \frac{R^u - 1}{R - 1}$ con $R \sim 50$) para obtener el factor multiplicativo del área máxima.

Cálculo de flujo a través de las válvulas (compresible vs incompresible)

El flujo másico que pasa por una válvula se determina por la clásica **ecuación de orificio** adaptada según si el fluido es líquido (incompresible) o vapor (compresible gas).

- **Para agua (líquido)**: Se usa la forma $\dot{m} = C_d A_{eff} \sqrt{2\rho\Delta P}$. Aquí A_{eff} es el área efectiva (m^2) según la apertura actual, $\Delta P = P_{upstream} - P_{downstream}$ la caída de presión a través de la válvula (Pa) y ρ la densidad del líquido (kg/m^3). Esta es la ecuación de Torricelli con coeficiente de descarga, asumiendo flujo turbulento no comprimible. El modelo comprueba que $\Delta P > 0$ (si la presión aguas abajo es mayor o igual, cierra flujo). Esta fórmula se aplicaría a la válvula de alimentación (agua entrando al domo) y a la válvula de purga (agua saliendo del domo), donde las presiones aguas arriba y abajo son la presión del domo y la de la línea de alimentación o drenaje respectivamente.
- **Para vapor (gas compresible)**: Se emplea la fórmula de flujo isentrópico a través de una boquilla convergente, con chequeo de **flujo crítico (choked)**. A grandes rasgos:
- Se calcula la razón de presiones $r = P_{down}/P_{up}$. Existe un valor crítico $r^* = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ (con $\gamma = c_p/c_v$ del vapor, ~ 1.3 para vapor de agua) por debajo del cual el flujo alcanza velocidad sónica en la garganta y **se estrangula** (choked), es decir, ya no aumenta aunque la presión aguas abajo siga bajando. Con $\gamma \approx 1.3$, $r^* \approx 0.54$.

- Si $P_{down}/P_{up} > r^*$ (no choked, presión de salida relativamente alta), el flujo es *subcrítico*. La fórmula de flujo es derivada de la ecuación de Bernoulli compresible:

$$\dot{m} = C_d A_{eff} P_{up} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)T_{up}} \left[\left(\frac{P_{down}}{P_{up}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{down}}{P_{up}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}.$$

1. Si $P_{down}/P_{up} \leq r^*$ (choked, gran caída de presión), se usa la fórmula simplificada en la cual \dot{m} ya no depende de P_{down} :

$$\dot{m} = C_d A_{eff} P_{up} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{up}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}.$$

El simulador implementa esto exactamente: calcula r_{crit} , obtiene un término base $baseTerm = C_d A P_{up} / \sqrt{RT}$ (flujo máx teórico), y luego escoge la fórmula choked o subchoked según la condición. Si choked, usa el término constante (que incluye $\sqrt{\gamma} (2/(\gamma+1))^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))}$); si no, usa la raíz completa con P_{down} . Este cálculo aparece en la válvula de vapor que conecta el domo (alta presión) con la salida a menor presión (por ejemplo, la atmósfera si es escape, o la entrada de turbina).

Gracias a este modelo, las válvulas de vapor exhiben el comportamiento real: a partir de cierta apertura y gran diferencia de presión, el flujo se *atasca* en un máximo (no incrementa aunque se abra más, a menos que suba P_{up} o baje P_{down}). Esto suele ocurrir con válvulas de alivio o seguridad. También la válvula de control de presión, dependiendo de su ajuste, puede chocar con flujo crítico si se intenta extraer demasiado vapor a baja presión.

Aplicación a controles de la caldera

En la simulación, estas válvulas se manipulan mediante **lazos PID** para regular variables clave:

- La **válvula de vapor principal** se abre o cierra para mantener la presión del domo en su punto de consigna. En régimen estacionario, el caudal a través de ella igualará la producción de vapor. El modelo de válvula asegura que si la demanda excede la capacidad (choked), aumentar la señal de control no bajará más la presión, mostrando una limitación física.
- La **válvula de alimentación** regula la entrada de agua para mantener el nivel en el domo. Trabaja normalmente en régimen subcrítico (la presión de alimentación suele ser mayor que la del domo para asegurar flujo). Su

característica (often equal-percentage) ayuda a tener fine control cuando abierta parcialmente, dado que requerimos precisión a bajo caudal.

- La **válvula de purga** (continua de TDS) saca un pequeño flujo de agua concentrada para controlar la concentración de sólidos. Suele ser lineal dado el rango pequeño de operación, y su ΔP es domo vs drenaje (atmosférico), probablemente choked debido a alta presión del domo vs atm. El modelo lo manejará igualmente.

Ventajas del modelo de válvulas

- **Basado en mecánica de fluidos clásica:** Las ecuaciones de orificio (Bernoulli para líquidos, isentrópico para gases) son fundamentos de ingeniería. El modelo respeta fenómenos reales como flujo crítico, dependencia de densidad y temperatura, etc., aportando credibilidad a la simulación de control de caudales.
- **Comportamiento no lineal realista:** La inclusión de características como equal-percentage permite ver la no linealidad entre señal de control y caudal. Esto es crucial al sintonizar PID: por ejemplo, la válvula de nivel puede tener más ganancia en aperturas altas que bajas. Un modelo lineal no mostraría esas sutilezas.
- **Limitaciones físicas de caudal:** El modelado de choking en la válvula de vapor significa que el simulador mostrará cómo, si se demanda más vapor del posible, la presión caerá solo hasta cierto punto y luego la válvula es incapaz de fluir más. Esta **saturación de capacidad** es exactamente lo que se espera por la teoría de flujo compresible y es valioso para identificar condiciones de sobredemanda o dimensionamiento insuficiente.
- **Versatilidad con pocos parámetros:** Con solo A_{max} , C_d , etc., se pueden configurar válvulas de distintos tamaños (el método `SizeForTargetSteamFlow` incluso dimensiona A_{max} para un caudal deseado a cierta condición). Esto facilita adaptar el modelo a otras calderas y comprobar diferentes escenarios (¿qué si la válvula de nivel es muy pequeña? el modelo lo reflejará en incapacidad de reponer nivel rápidamente).

Limitaciones del modelo de válvulas

- **Ignora dinámica de fluido en tuberías adyacentes:** El modelo asume condiciones de estancamiento bien definidas inmediatamente antes y después de la válvula (P_{up} , T_{up} , P_{down}). No considera volúmenes de acumulación ni longitudes de tubería, por lo que no captura ondas de presión, ni efectos de compresibilidad aguas abajo (golpe de ariete, etc.). Es cuasi-estacionario en cada paso.
- **Flujo monofásico ideal:** Para la purga, se asume líquido puro; para la salida de vapor, vapor seco. Si la purga tuviera flash (algo de vapor flasheándose al reducir presión) o la válvula de vapor arrastrara líquido (en

casos extremos de demister ineficiente), las ecuaciones deberían modificarse. El modelo no maneja flujo bifásico en la válvula.

- **No incluye fuerzas ni histéresis mecánica:** Las válvulas reales pueden tener fricción, zonas muertas, o necesidad de actuadores con bandas muertas. Aquí se supone que la válvula responde perfectamente al comando (salvo la constante de tiempo). Tampoco se modela el fenómeno de *cavitation* en la válvula de líquido si la caída de presión es muy grande (podría ocurrir en purga); en la simulación simplemente fluiría según orificio, mientras que en realidad cavitación podría dañar la válvula o alterar la curva.
- **Característica fija con apertura:** No se modelan fenómenos como saturación del flujo a aperturas muy pequeñas (p. ej. válvula pegada, no abre hasta cierto %). La curva eq-percent es ideal matemática. Si hubiese una válvula con comportamiento peculiar (p.ej. backlash), no está representado.
- **Interacción con control dependiente del modelo general:** Aunque las válvulas se comportan físicamente, su efecto en el sistema depende de la discretización temporal y acople con el PID. Por ejemplo, en condiciones choked, el PID de presión puede integralmente saturar intentando controlar algo incontrolable. Esta no es limitación del modelo en sí, sino una consecuencia que hay que entender; sin embargo, en la realidad también pasaría. Solo cabe señalar que la estabilidad del control bajo estas circunstancias extremas no está garantizada por el modelo (podría requerir lógica anti-windup, etc., que de hecho está presente en el PID, como se discute a continuación).

Controladores PID de Presión, Nivel y Purga

Ley de control PID y configuración avanzada

El simulador incorpora controladores tipo **PID** (Proporcional-Integral-Derivativo) para automatizar la presión del domo (vía válvula de vapor o control de combustible), el nivel de agua (válvula de alimentación) y la purga de TDS (válvula de purga continua o intermitente). Cada controlador, representado por *PidClass*, implementa la ecuación de control en forma **posicional** con las siguientes características:

- **Ganancias K_p , K_i , K_d :** definidas en unidades absolutas (no normalizadas). La acción proporcional produce una salida proporcional al error instantáneo $P = K_p e(t)$. La acción integral acumula el error en el tiempo $I = K_i \int e(t) dt$ para eliminar el error permanente. La derivativa actúa sobre la tasa de cambio del error $D = K_d \frac{de(t)}{dt}$ principalmente para anticipar y amortiguar

cambios rápidos. Estas ganancias se pueden sintonizar manualmente o vía autotuning (ver más adelante).

- **Sesgo (*bias*) y límites de salida:** Cada PID tiene un término constante o **offset** que se suma a la salida (bias). Esto permite centrar la acción en un punto de operación (por ejemplo, una válvula puede requerir 30% de apertura en equilibrio; ese 30% se pone de bias y el PID oscila alrededor). La salida total del PID está limitada a un mínimo y máximo (por ejemplo 0 a 100% de válvula, o potencia 0 a Q_{max} de combustible). Esto previene que el controlador pida acciones físicas imposibles.
- **Derivada sobre la medición (*Derivative on measurement*):** En lugar de derivar el error (que puede contener cambios bruscos si cambia la consigna), el controlador deriva la **variable de proceso**. Esto evita el llamado *derivative kick* al cambiar el setpoint. En la práctica, implementa $D = -K_d \frac{d(PV)}{dt}$ en lugar de $K_d \frac{de}{dt}$. El simulador adopta esta técnica, que es la recomendada en control industrial.
- **Filtro de la acción derivativa:** Para evitar amplificar el ruido de la señal medida, se pasa la derivada por un filtro de primer orden (pasa-bajas) con constante de tiempo configurable. Así, la derivada responde solo a cambios sostenidos y no a pequeñas oscilaciones de alta frecuencia. En términos de función de transferencia, sería $D(s) = \frac{K_d N s}{1 + N s} PV(s)$, con N ajustado inversamente a τ_{filter} .
- **Anti-windup en el integrador:** Cuando la salida del PID satura en su máximo o mínimo, la acción integral podría seguir acumulando error (windup) llevando a sobreoscilaciones cuando sale de saturación. El modelo provee dos esquemas de **anti-windup** configurables: el *condicional* (pausar la integración cuando la salida está saturada y el error tiene la misma dirección que la saturación) y el de *back-calculation* (retroalimentar la diferencia entre salida saturada y calculada al integrador con una constante). Estas técnicas evitan que I se desborde durante saturación, mejorando la estabilidad.
- **Modo automático/manual y tracking:** (Aunque no descrito arriba, usualmente se incluye). El PID puede funcionar en automático calculando la salida, o en manual pasando directamente una señal externa. Al volver a automático, el bias y estado integral suelen inicializarse para evitar saltos (tracking). Posiblemente el simulador maneje esto transparentemente al cambiar entre control automático y seteo manual.

Autotuning Åström–Hägglund (método del relé)

Una funcionalidad avanzada incluida es la de **autotune** de los PID mediante el método de oscilaciones mantenidas propuesto por Åström–Hägglund (1984), también conocido como método del **relé**. En este método, el controlador automático se reemplaza temporalmente por una acción de on-off tipo relé con cierta banda muerta o amplitud, forzando así al sistema a oscilar. Del período y amplitud de la oscilación del proceso resultante, se estiman las constantes críticas de control K_u (ganancia límite) y T_u (período de oscilación). Luego, se aplican reglas empíricas de sintonía (como Ziegler–Nichols o Tyreus–Luyben) para calcular los nuevos K_p , K_i , K_d que deberían llevar al comportamiento deseado.

El simulador soporta al menos dos conjuntos de reglas: **Ziegler–Nichols** (que tienden a dar respuesta agresiva, con 1/4 de decremento aproximadamente) y **Tyreus–Luyben** (más conservadoras, a menudo para control de nivel). Tras obtener K_u , T_u por la prueba de relé, se aplican las fórmulas: por ejemplo, en ZN clásico para PID paralelo $K_p = 0.6K_u$, $T_i = 0.5T_u$, $T_d = 0.125T_u$. Tyreus–Luyben propone otros factores (K_p menor, integral mucho más lento, etc.).

El autotuning en el simulador se activa y el controlador introduce una perturbación tipo relay (generalmente alterna la salida $\pm\Delta$ alrededor del bias cuando el error cruza cero) y mide las oscilaciones. Se implementan además salvaguardas de **amplitud**: es decir, si la variable controlada excede ciertos límites durante la prueba, ésta se aborta. Esto es importante: en una caldera real, dejar que la presión oscile sin control puede ser peligroso; el modelo previene amplitudes excesivas respetando límites del actuador (por ejemplo no cerrar completamente el quemador si está autotuneando presión, para no apagar llama, etc.).

Una vez calculados, los nuevos parámetros se cargan en el PID y éste retoma el control automático. El modelo de PID, tras autotune, reinicia su estado integral posiblemente para arrancar sin offset.

En suma, el control PID en la simulación ofrece una experiencia completa: desde los ajustes finos (filtros, anti-windup) hasta la sintonización automática asistida, lo que facilita a un ingeniero experimentar con **diferentes estrategias de control** y apreciar las consecuencias (un Ziegler–Nichols en el control de nivel puede resultar oscilatorio, mientras Tyreus–Luyben es más amortiguado, por ejemplo).

Ventajas de los controladores PID en el simulador

- **Modelo PID completo:** Incluye todas las funcionalidades que un ingeniero esperaría en un controlador industrial: anti-windup, filtro derivativo, bias ajustable, etc.. Esto permite sintonizar y probar los controladores en la simulación tal como se haría en planta, obteniendo **correspondencia 1 a 1 con teoría de control**.

- **Autotuning integrado:** La posibilidad de auto-sintonizar por relé es una herramienta educativa y práctica. Permite mostrar el proceso de llevar al sistema a oscilar y derivar parámetros, comparando reglas (ZN vs Tyreus). Teóricamente, implementa métodos consagrados de la literatura de control (Åström-Hägglund), lo cual refuerza la conexión entre simulación y fundamentos de control automático.
- **Prevención de extremos:** Las protecciones de amplitud aseguran que el autotune no lleve al sistema a condiciones inseguras. Esto es análogo a precauciones en plantas reales (donde uno haría autotune a baja carga, vigilando variables). En la sim se pueden ver estas protecciones actuando, lo cual es ilustrativo.
- **Flexibilidad en configuración:** Un amplio conjunto de parámetros (periodo de muestreo interno, opción de derivativa en PV, tipo de anti-windup, etc.) permite estudiar su efecto. Por ejemplo, se puede activar o desactivar anti-windup para ver el **comportamiento de integrador saturado**, o variar la constante del filtro derivativo para ver cómo demasiado filtrado demora la respuesta. Esto brinda un campo de pruebas para la teoría de control PID clásico.
- **Rendimiento adecuado en simulación:** El modelo es simple algebraicamente, por lo que computacionalmente es ligero. Aún así, reproduce con fidelidad la respuesta de un PID digital típico. Un ingeniero puede validar estrategias de tuning (p. ej. aumentar I para offset cero pero notando mayor sobreimpulso) en un entorno seguro antes de aplicarlas en la realidad.

Limitaciones de los controladores PID en el simulador

- **Modelo monovariable no interactivo:** Cada PID actúa sobre un lazo independiente. No se consideran acoplamientos MIMO o estrategias avanzadas (feedforward, cascada, etc.). Por ejemplo, el control de presión y el de nivel en la caldera real están acoplados (liberar vapor cambia nivel por swell); aquí, aunque el fenómeno ocurre, los PID no *coordinan* entre sí más allá de a través de la planta. En la realidad, a veces se usan esquemas como feedforward de demanda de vapor al control de nivel (*three-element control*). El simulador no implementa eso por defecto.
- **Autotuning idealizado:** El método de relé asume un proceso aproximadamente simétrico y de tipo auto-regulante. Si el proceso es integrador (como nivel en tanque) o tiene retardos largos, las fórmulas clásicas pueden ser subóptimas. Tyreus-Luyben está pensado para integradores (nivel), pero aun así, el autotuner podría no excitar correctamente un proceso con muchas no linealidades. En la simulación, resultados de autotune deben tomarse como punto de partida, no garantía de óptimo.

- **Sin modelado de ruido de instrumentación:** Los PID reciben la variable “verdadera” del modelo sin ruido, salvo la pequeña oscilación numérica. En planta, las mediciones de presión/nivel tienen ruido e imprecisión que afectan la acción derivativa y pueden inducir pequeñas variaciones que aquí no se ven. Por lo tanto, la simulación puede sobreestimar el desempeño de un PID derivativo agresivo que en la realidad estaría limitado por ruido.
- **Discretización implícita no configurable:** No se menciona si el PID se resuelve con cierta frecuencia fija (por ejemplo, Δt del simulador) o continúa. Se asume está ligado al paso de simulación. En control real, la elección del período de muestreo impacta estabilidad. Si el simulador usa un paso grande, el PID puede comportarse distinto a uno digital rápido. Esta limitación no es muy visible al usuario, pero existe.
- **Ausencia de fallos o saturaciones dinámicas:** No se modela, por ejemplo, la válvula pegada (stiction) ni la pérdida de señal. Tampoco saturaciones integrales más allá del anti-windup (por ejemplo, si la válvula queda al 100% mucho tiempo, en planta el actuador puede recalentarse; fuera de alcance aquí). Son detalles generalmente omitibles en simulación de alto nivel, pero vale aclarar que es un PID “ideal” en ese sentido.

Parámetros de Configuración del Simulador

A continuación se detallan todos los parámetros configurables por el usuario mediante el formulario de configuración del simulador **Steamly**. Se organizan por subsistemas funcionales (hogar, economizador, sobrecalentador, precalentador de aire, domo, etc.) y para cada parámetro se indica su nombre (tal como figura en la interfaz o en el archivo de configuración JSON), su significado físico, unidad de medida, rangos típicos de valores y recomendaciones de uso o consideraciones operativas.

Condiciones Ambientales

Estos parámetros definen las condiciones atmosféricas de entorno, que sirven de referencia para cálculos de pérdidas de calor, ventilación y conversión de unidades (por ejemplo, caudales normalizados):

- **Presión atmosférica (Pressure) [bar]:** Presión atmosférica del entorno. Afecta los cálculos en que interviene la presión absoluta, por ejemplo, para referir presiones manométricas a absolutas. Valor típico: 1.013 bar (presión estándar a nivel del mar).

- **Temperatura ambiente (Temperature) [°C]:** Temperatura del aire ambiente. Influye en pérdidas de calor hacia el entorno (mayor diferencia térmica con el equipo implica mayores pérdidas). Usualmente ~15–25 °C.
- **Presión estándar de referencia (StdPressure) [bar]:** Presión de referencia para condiciones estándar (típicamente 1.01325 bar). Se usa para convertir caudales de combustible/aire a condiciones normales si es necesario.
- **Temperatura estándar de referencia (StdTemperature) [°C]:** Temperatura de referencia estándar (0 °C usualmente). Junto con la presión estándar, permite expresar volúmenes a condiciones normalizadas (p. ej., Nm³) para combustibles gaseosos.

Hogar (Quemador y Cámara de Combustión)

En el **hogar** de la caldera (zona de combustión) se configuran parámetros relacionados con la dinámica del quemador, la transferencia de calor de la llama, y la mezcla aire-combustible. Estos parámetros afectan cómo responde y cuán eficiente es la combustión y el intercambio de calor en el hogar:

- **Constante de tiempo del actuador (TauAct) [s]:** Representa la inercia del actuador de combustible/aire (válvula de control). Un valor mayor indica que el actuador responde más lento, suavizando la respuesta y amortiguando picos; un valor menor hace la respuesta más rápida pero puede inducir oscilaciones.
- **Velocidad máxima de cambio del actuador (SlewPerSec) [1/s]:** Límite de rapidez con que puede cambiar la demanda de combustible/aire. Emula una rampa de carga: restringe cuán rápido aumenta o disminuye la potencia del quemador. Sirve para evitar cambios bruscos de carga.
- **Umbral de encendido (Uign) [-]:** Fracción mínima de la carga de combustible por debajo de la cual la llama no se mantiene (límite inferior de turndown). Si la demanda cae por debajo de este porcentaje, se considera que la combustión se apaga.
- **Banda de suavizado de encendido (SmoothBand) [-]:** Rango alrededor del umbral de encendido en el cual la transición entre llama apagada/encendida es gradual. Esto evita encendidos y apagados abruptos, haciendo que la llama aparezca/desaparezca progresivamente cuando la carga se acerca a Uign.
- **Capacidad térmica de las paredes del hogar (Cwall) [kJ/°C]:** Inercia térmica del material refractario/metal de la cámara de combustión. Un valor alto implica que las paredes absorben/calientan más lentamente, amortiguando fluctuaciones de temperatura pero ralentizando la respuesta térmica del hogar.

- **Conductancia gas-agua en hogar (GgToWater) [kJ/s·°C]:** Coeficiente global de transferencia de calor desde los gases calientes de combustión hacia el agua (evaporador). Valores mayores implican que más calor pasa rápidamente al agua, acelerando la generación de vapor; valores bajos limitan la rapidez de ese intercambio.
- **Conductancia gas-pared en hogar (GgToWall) [kJ/s·°C]:** Coeficiente de transferencia de calor de los gases hacia las paredes secas del hogar. Un valor alto significa que las paredes absorben más calor de los gases, lo que modera picos de temperatura en los gases (parte del calor va a las paredes).
- **Calor específico promedio de los gases de combustión (CpGas) [kJ/kg·K]:** Capacidad calorífica efectiva de la mezcla de gases en el hogar. Un CpGas alto implica que, para una misma energía añadida, la temperatura de los gases sube menos (los gases “almacenan” más calor), suavizando cambios térmicos.
- **Capacidad calorífica mínima de gases con llama (ChFloorWhenLit) [kJ/s·°C]:** Representa una inercia térmica mínima del gas cuando la llama está encendida. Evita que a cargas muy bajas la masa de gas sea insuficiente para absorber calor, previniendo saltos bruscos de temperatura en encendido. En equipos pequeños típicamente 0.3–1.0; en grandes 1.0–3.0 kJ/s·°C.
- **Calor específico del CO₂ (Cp_CO2) [kJ/kg·K]:** Calor específico promedio del dióxido de carbono en los gases de combustión. Solo relevante si se utiliza cálculo detallado de cp mixto por composición. Valores típicos ~1.0–1.2 kJ/kg·K para gases a 150–300 °C.
- **Calor específico del H₂O vap. (Cp_H2O) [kJ/kg·K]:** Calor específico del vapor de agua en los gases de combustión, importante en combustibles con alta humedad (biomasa). Solo usado en modo cp mixto. Un Cp_H2O mayor suaviza variaciones de temperatura. Típico ~1.9–2.2 kJ/kg·K.
- **Calor específico del N₂ (Cp_N2) [kJ/kg·K]:** Calor específico del nitrógeno del aire comburente. Aporta a la masa dominante de los gases. Solo usado con cp mixto. Típico ~1.0–1.05 kJ/kg·K (150–300 °C).
- **Calor específico del O₂ (Cp_O2) [kJ/kg·K]:** Calor específico del oxígeno remanente (exceso de aire) en los gases, usado en el modelo de cp mixto. Valor típico ~0.9–1.0 kJ/kg·K (150–300 °C).
- **Calor específico del SO₂ (Cp_SO2) [kJ/kg·K]:** Calor específico del dióxido de azufre en los gases. Relevante solo si hay azufre en el combustible. Típico ~0.8–1.0 kJ/kg·K (150–300 °C).
- **Coeficiente de inquemados por falta de aire (Kinq) [-]:** Penalización de eficiencia por combustión incompleta cuando la relación aire-combustible $\lambda < 1$ (aire insuficiente). Un valor Kinq alto implica que la eficiencia cae más drásticamente si hay déficit de aire.

- **Coeficiente de penalización por exceso de aire (Kover) [-]:** Penalización de eficiencia por exceso de aire (λ mucho mayor que 1). Un Kover alto reduce fuertemente la eficiencia cuando se añade aire por encima del óptimo estequiométrico.
- **Fracción molar de O₂ en aire (AirO₂MolFrac) [-]:** Proporción molar de oxígeno en el aire atmosférico. Típicamente 0.21 (21%). Afecta el cálculo estequiométrico del combustible (demanda de aire teórica).
- **Fracción molar de N₂ en aire (AirN₂MolFrac) [-]:** Proporción molar de nitrógeno en el aire (~0.79). Junto con O₂ define la composición del aire comburente y por ende la masa de gases de combustión y pérdidas a baja temperatura.
- **Conductancia convectiva pared-ambiente (GconvWallToAmb) [kJ/s.°C]:** Coeficiente global de transferencia de calor por convección desde las paredes calientes del hogar al ambiente. Valores altos implican mayores pérdidas de calor en reposo y operación (menor eficiencia térmica).
- **Emisividad de las paredes del hogar (EpsWall) [-]:** Emisividad térmica de la superficie interna del hogar. Una emisividad alta (cercana a 1) significa que las paredes irradian calor más eficientemente hacia el ambiente, aumentando las pérdidas radiativas.
- **Área efectiva de pared caliente (AreaWall) [m²]:** Superficie de las paredes/caldera a alta temperatura expuesta al ambiente. Un área mayor conlleva mayores pérdidas radiantes al entorno.
- **Constante de tiempo de la llama (FlameTau) [s]:** Inercia de la respuesta de la llama ante cambios en la alimentación de combustible/aire. Controla qué tan rápido se ajusta la liberación de calor de la combustión ante variaciones de entrada.
- **Fracción de calor radiativo de la llama (FlameRadiative) [-]:** Porción de la energía de la llama que se libera en forma de radiación térmica. Influye en cuánto calor radiante impacta superficies (paredes, tubos) vs. convectivo hacia los gases.
- **Fracción de radiación de llama a paredes (FlameRadToWall) [-]:** Proporción de ese calor radiativo de la llama que va directamente a calentar las paredes del hogar. Un valor mayor implica más transferencia radiativa a las paredes (menos al agua vía convección).

(Nota: Los últimos dos parámetros determinan la distribución de la energía de la llama: cuánta va por radiación y qué parte de esa radiación calienta las paredes del hogar, afectando el balance de energía entre evaporador y pérdidas.)

Combustible

La sección de **combustible** abarca las propiedades del combustible y sus límites de suministro. Estos parámetros permiten configurar distintos tipos de combustibles (gas natural, biomasa bagazo, fuel oil, etc.) y sus características energéticas:

- **Caudal volumétrico máximo de combustible (MaxFuelFlow) [m³/s]:** Flujo volumétrico límite que puede entregar el sistema de combustible. Determina el máximo consumo de combustible. Junto con el poder calorífico define la potencia térmica máxima disponible del hogar. *(En la interfaz, la unidad puede mostrarse en m³/h según configuración, pero internamente se convierte a m³/s.)*
- **Potencia máxima de combustible (MaxFuelPower) [kJ/s]:** Potencia térmica máxima entregable según el combustible, calculada como $\text{MaxFuelFlow} \times \text{densidad} \times \text{PCI}$. Debe alinearse con la capacidad de diseño del quemador. Sirve de referencia para asegurar que el quemador no exceda su potencia nominal.
- **Poder calorífico superior – PCS (Fuel Higher Heating Value, Pcs) [kJ/kg]:** Energía liberada por unidad de masa de combustible al quemarse completamente **incluyendo** la condensación del agua formada. Es propio de cada combustible. Ejemplos: gas natural ~42000–47000 kJ/kg; fuelóleo puede ser diferente.
- **Poder calorífico inferior – PCI (Fuel Lower Heating Value) [kJ/kg]:** Energía útil por kg de combustible *excluyendo* el calor de condensación del vapor de agua en los gases. Depende del tipo de combustible (gas natural típico ~38000–42000 kJ/kg). En la configuración, el PCI puede calcularse automáticamente a partir del PCS y la composición (especialmente para biomasa).
- **Densidad del combustible (FuelDensity) [kg/m³]:** Densidad del combustible en las condiciones de operación. Permite convertir el caudal volumétrico en másico. Para gas natural típica ~0.7–0.9 kg/m³ (a ~15 °C y 1 atm).
- **Composición elemental – Carbono seco (Fuel C_dry) [fracción masica]:** Fracción de carbono en base seca del combustible (sin considerar humedad). Forma parte del análisis último elemental. La suma $\text{C_dry} + \text{H_dry} + \text{O_dry} + \text{S_dry} + \text{Ash_dry} \approx 1.0$. Ejemplo para bagazo seco: 0.45–0.52 (típico ~0.49).
- **Composición elemental – Hidrógeno seco (Fuel H_dry) [fracción]:** Fracción de hidrógeno en base seca. Valores típicos en biomasa 0.05–0.08 (bagazo ~0.061). Mantener este valor en un rango coherente (0.0–0.1) dado que valores anómalos afectan el cálculo estequiométrico y el PCI.

- **Composición elemental – Oxígeno seco (Fuel O_{dry}) [fracción]:** Fracción de oxígeno en la materia seca. Un mayor O_{dry} implica que el combustible ya contiene oxígeno, reduciendo el requerimiento de O₂ del aire para la combustión. Ejemplo bagazo: 0.39–0.46 (típico 0.42).
- **Composición elemental – Azufre seco (Fuel S_{dry}) [fracción]:** Fracción de azufre en base seca. Suele ser muy baja en biomásas (bagazo <0.01). Si no se conoce, usar 0.00. Este valor influye en la generación de SO₂ pero también resta del poder calorífico ligeramente. Ejemplo bagazo: ~0.000–0.003.
- **Fracción de cenizas seca (Fuel Ash_{dry}) [fracción]:** Porción no combustible (minerales inertes) en la materia seca. No participa en la combustión pero queda como residuo sólido. Verificar que C_{dry}+H_{dry}+O_{dry}+S_{dry}+Ash_{dry} ≈ 1.0 para consistencia. En bagazo seco: 0.01–0.05 (típico 0.02).
- **Humedad (base húmeda) (Fuel Moisture_{wb}) [fracción]:** Fracción de agua en el combustible tal como se alimenta (incluye humedad). Esta parte no aporta calor y además absorbe energía al evaporarse, disminuyendo la temperatura de llama y la eficiencia. En biomasa (bagazo) puede ser 35–55% (típico ~50%). A mayor humedad, menor PCI efectivo y menor temperatura de llama; además aumenta la cantidad de vapor en los gases.

(Nota: En la interfaz también se selecciona el tipo de combustible (Gas Natural, Bagazo, Fuel Oil, etc.) y la unidad de caudal de combustible (p. ej., m³/h) para adaptar los cálculos. Estos factores afectan cómo se calcula el PCI a partir del PCS y la composición, especialmente para sólidos húmedos.)

Tanque de Alimentación y Desaireador

Esta sección cubre el **sistema de alimentación de agua** antes de ingresar al economizador/domo: incluye el agua de aporte (make-up), el retorno de condensado y el tanque desaireador:

- **Temperatura de agua de aporte (MakeupTemp) [°C]:** Temperatura del agua fresca de alimentación que ingresa al sistema (por ejemplo, agua de red, pozo o tratada). Valores típicos de agua fría: 10–30 °C, dependiendo del clima y condiciones de la planta. Una temperatura más baja aumentará la carga térmica en el desaireador y el economizador (se requiere más energía para calentarla).
- **Fracción de condensado retornado (ReturnFrac) [-]:** Porción del caudal total de alimentación que proviene de condensado de retorno de la planta. Valores típicos: 0.4–0.9; en plantas bien optimizadas >0.7. Un retorno más alto significa que más agua ya caliente regresa al ciclo, elevando la temperatura de alimentación mixta y reduciendo el consumo energético para calentarla.

- **Enfriamiento del condensado de retorno (ReturnDrop) [°C]:** Diferencia de temperatura entre la saturación en el domo y el condensado retornado cuando llega al tanque, debida a pérdidas en tuberías o tanque intermedio. Típicamente 5–25 °C. Un valor mayor implica que el condensado llega más frío, disminuyendo la temperatura de mezcla en el desaireador.
- **Temperatura objetivo del desaireador (DeaeratorSetpoint) [°C]:** Setpoint de control de temperatura del tanque desaireador (o tanque de alimentación). Suele fijarse entre ~102–110 °C para eliminar gases disueltos. Este valor define hasta qué temperatura se quiere precalentar el agua de alimentación en el tanque mediante vapor de extracción o calentamiento, antes de enviarla a la caldera.
- **Constante de tiempo del desaireador (DeaeratorTau) [s]:** Constante de tiempo que caracteriza la dinámica térmica del tanque desaireador. Valores altos (por ejemplo, decenas de segundos) indican que el tanque responde lentamente a cambios (amortigua perturbaciones), mientras que valores bajos hacen la respuesta más rápida pero con posible sensibilidad a perturbaciones. Un valor típico puede estar entre 10–120 s.
- **Caudal nominal de alimentación (FlowNom) [kg/s]:** Caudal de referencia para escalar la dinámica del tanque y del control. Representa el flujo de diseño o habitual de alimentación. Si en operación real el caudal es menor que este nominal, la respuesta del modelo de tanque será más lenta (porque el tanque está sobredimensionado para ese flujo); si el caudal real es mayor, el comportamiento será más rápido/agresivo.

Economizador

El **economizador** es el intercambiador que precalienta el agua de alimentación usando los gases de escape calientes. Sus parámetros controlan la eficacia del intercambio y límites para evitar condensación ácida en gases:

- **Aproximación mínima al Tsat del domo (Eco ApproachMin) [°C]:** Diferencia mínima permitida entre la temperatura de saturación del domo y la temperatura del agua a la entrada de caldera (salida del economizador). Actúa como margen de seguridad: típicamente 10–20 °C. Evita que el agua de alimentación salga demasiado cerca de la temperatura de saturación, lo cual previene ebullición prematura (flashing) o cavitación en la bomba de alimentación.
- **Constante de tiempo de línea/p bomba (Eco LineTau) [s]:** Constante de tiempo que modela la dinámica de la sección entre el economizador y el domo (incluyendo tuberías, válvulas y la bomba). Valores típicos 2–15 s. Un valor mayor filtra o amortigua variaciones bruscas en la temperatura del agua que sale del economizador, simulando la inercia térmica y de flujo en esa sección.

- **Producto UA del economizador (Eco UA) [kJ/s·°C]:** Conductancia térmica global (U·A) del economizador, que determina su capacidad de transferencia de calor. Un UA mayor significa más superficie o mejor coeficiente, resultando en mayor recuperación de calor de los gases hacia el agua. En términos de efectividad, UA define las NTU del intercambiador y por tanto la eficacia térmica ϵ ; valores altos implican mayor aprovechamiento del calor de los gases.
- **Temperatura mínima de gases a la salida del economizador (Eco OutletMinC) [°C]:** Límite inferior de temperatura de los gases de chimenea después del economizador. Se configura para evitar descender por debajo del punto de rocío de los gases (principalmente del vapor de agua), lo cual podría causar condensación ácida en la chimenea. Valores típicos: 120–160 °C para gas natural, 140–180 °C para combustibles líquidos. Si los cálculos predicen que la temperatura bajaría de este umbral, el modelo “clamp” limitará la transferencia de calor en el economizador para no enfriar más los gases.
- **Histéresis mínima de temperatura de economizador (Eco MinDeadband) [°C]:** Banda muerta alrededor del límite mínimo de temperatura de gases en el economizador. Evita que el control de recorte (clamp) oscile rápidamente cuando la temperatura de gases está justo en el límite. Un valor típico puede ser ~6–12 °C de banda. Esto significa que, una vez que el clamp actúa para mantener por encima del mínimo, la temperatura debe subir cierta cantidad antes de que el clamp se libere, evitando conmutaciones frecuentes. *(Este parámetro es interno al control del hogar pero se incluye aquí por estar ligado al economizador.)*

Domo (Steam Drum o Caldera Principal)

El **domo** es el cuerpo principal de la caldera donde se acumulan el agua y el vapor. Aquí se configuran tanto los parámetros de capacidad y límites operativos de la caldera, como los relacionados al cálculo del nivel de agua (incluyendo efectos de swell & shrink):

Capacidad y límites operativos del domo

- **Volumen interno total del domo (ReservoirVolume) [m³]:** Volumen interno de la caldera dedicado a la mezcla agua/vapor. Influye en la relación masa–volumen del domo y, por lo tanto, en la presión de saturación para una masa dada de agua. Un domo de mayor volumen puede albergar más masa de agua/vapor a igual presión, lo que generalmente significa cambios de presión más lentos ante variaciones de masa. *(Nota: Este parámetro debería coincidir con el volumen usado para la geometría de nivel más abajo. El simulador lo usa para cálculos de presión-saturación.)*

- **Masa total de agua en el domo (WaterMass) [kg]:** Masa de agua inicial o de referencia dentro del domo en condiciones nominales (incluye líquido y vapor saturado). Se usa como base para inicializar el estado de la simulación y como punto de ajuste para el control de nivel. Es, en esencia, la cantidad de agua contenida en el domo en régimen normal.
- **Presión máxima de operación (MaxPressure) [bar]:** Presión absoluta máxima permitida en el domo durante la operación. Este valor impone un límite al control de presión; el controlador de combustión no demandará más presión una vez alcanzado este límite. Además sirve para disparar alarmas y proteger equipos (no debe excederse por seguridad).
- **Pérdidas térmicas globales (UA Loss) [kJ/s·°C]:** Coeficiente global de pérdidas de calor desde el domo al ambiente por conducción, convección y radiación. Es una medida lumped de aislamiento: a mayor UALoss, más calor pierde la caldera por cada grado de diferencia con el ambiente. Un valor bajo indica buen aislamiento térmico.
- **Caudal máximo de vapor (MaxSteamFlow) [kg/s]:** Caudal máximo continuo de vapor que la caldera puede entregar. Representa la capacidad de evaporación/demanda de diseño. Se utiliza para escalar ciertos controles y protecciones, y para dimensionar el separador de arrastre (demister) en función de la velocidad de vapor máxima esperada.
- **Caudal máximo de agua de alimentación (MaxWaterFeed) [kg/s]:** Caudal límite de agua que puede ser alimentada al domo. Limita la acción del control de nivel – la válvula de alimentación no podrá exceder este flujo. También indica la capacidad de recuperación ante consumos de vapor grandes: si la demanda de vapor es alta, hasta este valor se puede reponer.
- **Caudal máximo de purga de agua (MaxWaterPurge) [kg/s]:** Caudal de purga continua máximo desde el domo. Aplica al sistema de blowdown (purga de sólidos disueltos). Sirve para limitar la extracción de agua para control de TDS y para simular pérdidas controladas de agua. En modo intermitente, equivaldría al caudal cuando la válvula de purga está totalmente abierta.
- **Capacitancia térmica del domo (DomeShellC) [kJ/°C]:** Capacidad calorífica efectiva de la estructura metálica del domo y componentes acoplados. Representa la inercia térmica de las paredes de la caldera: a mayor valor, más lentamente cambiará la temperatura del metal ante cambios del vapor/agua, amortiguando transitorios térmicos. Se puede estimar como masa metálica \times cp (ejemplo: acero ~ 0.5 kJ/kg·°C).
- **Área interna mojada (DomeA_int) [m²]:** Área interna del domo efectivamente cubierta por la película de condensado. Se usa en el cálculo de recondensación de vapor en las paredes: un área mojada mayor implica mayor superficie donde el vapor puede condensar, retornando agua (lo que

reduce la fracción de vapor saliente, x_{out}). Equivale al área de pared sobre la cual escurre el condensado dentro del domo.

- **Longitud característica de película (DomeFilmLength) [m]:** Longitud típica del recorrido de la película de condensado en las paredes del domo. Influye en el coeficiente de transferencia de calor por condensación filmada: una longitud mayor suele asociarse a una película más gruesa y por tanto a un coeficiente h menor (menor eficiencia de condensación). Se emplea junto con el área A_{int} para estimar la recondensación en el domo.

Indicador de nivel y efectos de **swell/shrink**

Estos parámetros calibran cómo se calcula y presenta el **nivel de agua** en el domo, incluyendo los efectos transitorios de **swell** (subida falsa de nivel al bajar presión) y **shrink** (bajada falsa de nivel al alimentar agua fría):

- **Volumen interno del domo para nivel (Dome.Volume) [m³]:** Volumen geométrico del domo usado para el cálculo de nivel. Junto con el área superficial define la altura máxima disponible para el agua ($H_{max} = Volume / Area$). En la práctica debería ser igual al volumen total del domo mencionado arriba. Un volumen mayor implica mayor capacidad de almacenamiento y que una misma variación de masa de agua produzca un cambio de nivel más pequeño (el nivel es menos sensible).
- **Área de sección transversal del domo (Dome.Area) [m²]:** Área horizontal efectiva de la sección del domo (superficie del “espejo” de agua). Junto con el volumen, determina la altura máxima de agua. Si el área aumenta, una variación dada de volumen de agua produce un cambio de nivel más pequeño. Valores típicos dependen del diámetro del domo (ejemplo: diámetro 1.5 m \rightarrow área ~ 1.77 m²).
- **Fracción de inventario asignada al domo (InventoryFrac) [-]:** Porción de la masa total de agua del sistema que se considera pertenece al domo a efectos de nivel. Si el modelo simula, por ejemplo, múltiples recipientes o un circuito, este factor asigna cuánta masa “inventa” nivel en el domo. Generalmente se usa 1.0 si toda el agua relevante está en el domo. Un valor mayor que 1 no tiene sentido físico (usarlo 1.0 máximo).
- **Fracción de masa participante en flash (FlashImpactFrac) [-]:** Fracción de la masa de agua del domo que efectivamente participa en el fenómeno de **flash** durante caídas rápidas de presión (swell). Un valor de 1.0 significa que todo el contenido contribuye plenamente al swell; valores menores simulan que solo parte del inventario causa expansión de volumen. En la práctica, suele dejarse en 1.0 y calibrar el efecto mediante el parámetro ZetaFlash para evitar redundancia.
- **Fracción de caudal de alimentación efectivo (FeedImpactFrac) [-]:** Porción del caudal de agua de alimentación que impacta directamente en el domo en el instante de entrada a efectos de **shrink** (caída de nivel por agua

fría)[68]. Útil si parte del agua de alimentación entra en otro punto (por ejemplo, en economizador/tanque) o si llega caliente de antemano. Si toda el agua entra directamente al domo, usar 1.0. Valores menores simulan que no todo el caudal influye instantáneamente en el nivel del domo.

- **Nivel falso máximo (FalseMax) [m]:** Magnitud límite absoluta del componente de nivel falso (positivo por swell o negativo por shrink) que se suma al nivel real para la indicación. Esto evita que el indicador muestre picos exagerados no realistas. Si en simulaciones se observan oscilaciones muy grandes de nivel indicado, se puede reducir este valor. Rango típico: 0.05–0.50 m.
- **Constante de tiempo del falso nivel (TauFalse) [s]:** Constante de decaimiento exponencial del efecto transitorio de nivel falso. Un TauFalse bajo hace que el swell/shrink desaparezca rápidamente (nivel indicado más nervioso pero vuelve pronto al real); un TauFalse alto prolonga el efecto haciéndolo más suave pero duradero. Típico: 1–5 s.
- **Ganancia de swell por flash (ZetaFlash) [-]:** Ganancia que determina cuánta subida de nivel aparente (swell) se produce ante una caída rápida de presión (flash de ebullición). Un valor alto aumenta la magnitud del swell aparente por un mismo descenso de presión. Si al simular una bajada de presión (ej. corte de demanda) el nivel indicado sube demasiado en comparación con la realidad, se debe reducir ZetaFlash. Rango típico: 0.3–1.0.
- **Ganancia de shrink por agua fría (ZetaFeed) [-]:** Ganancia que determina la caída aparente de nivel (shrink) al ingresar agua de alimentación más fría que la saturada del domo. Un valor alto implica que ante cada litro de agua fría añadida, el nivel indicado bajará más (simulando contracción por enfriamiento). Si al alimentar agua el nivel cae excesivamente en la simulación, conviene reducir ZetaFeed. Rango típico: 0.1–0.5.
- **Escala de subenfriamiento de alimentación (DTrefFeed) [°C]:** Diferencial de temperatura de referencia para el efecto de shrink por agua fría. A mayor DTrefFeed, un mismo $\Delta T = T_{sat_domo} - T_{feed}$ produce *menos* efecto de shrink (porque el modelo lo considera relativamente pequeño frente a la escala). En cambio, un DTrefFeed pequeño hace que cualquier diferencia de temperatura genere mucho shrink. Rango típico: 15–50 °C.

Demister (Separador de Arrastre)

El **demister** o separador de arrastre retiene las gotas de agua arrastradas por el flujo de vapor en el domo, mejorando la calidad del vapor suministrado. Sus parámetros determinan la capacidad de separación y cómo decae la calidad si se exceden los límites:

- **Área del demister (SepArea) [m²]:** Área efectiva de paso del vapor a través del separador (por ejemplo, malla, placas deflectoras tipo chevron, ciclón, etc.). Un área mayor significa menor velocidad del vapor a través del demister, lo que reduce el arrastre de gotas y mejora la calidad del vapor. Valores típicos: 0.1–0.5 m² en calderas pequeñas, 0.5–2 m² en domos grandes.
- **Constante K de Souders-Brown (SepK) [m/s]:** Parámetro característico del demister que indica la velocidad límite superficial antes de que ocurra arrastre significativo. Depende del diseño: mallas suelen tener K ~0.10–0.15 m/s, separadores tipo chevron 0.20–0.30, ciclones 0.30–0.40 m/s. Un K más alto permite mayores caudales de vapor sin pérdida de eficiencia de separación.
- **Coeficiente de severidad (SepAlpha) [-]:** Factor adimensional que define qué tan severa es la penalización en calidad cuando la velocidad de vapor supera la crítica (u_{\max} determinada por K). Un α elevado significa que al exceder u_{\max} la calidad del vapor decae muy rápidamente (penalización agresiva), mientras que un α bajo produce una caída más suave. Valores típicos: 0.2–0.3 para penalización suave, 0.4–0.6 para penalización más agresiva.
- **Exponente de penalización (SepExponent) [-]:** Exponente de la curva que relaciona la velocidad excesiva con la caída de calidad. Controla la forma de la degradación: exponentes bajos (1–2) generan una caída gradual de la calidad al exceder u_{\max} ; exponentes altos (por ejemplo 3–4) producen un efecto más brusco (casi todo/nada). Se ajusta según el comportamiento observado o esperado del separador real.
- **Constante de tiempo de arrastre (SepTauCarry) [s]:** Constante de tiempo para la dinámica de acumulación/limpieza de gotas en el demister. Determina qué tan rápido responde el modelo de arrastre a cambios en la velocidad de vapor: valores bajos (1–2 s) implican que el arrastre aumenta o disminuye casi instantáneamente con el flujo (respuesta nerviosa), mientras que valores altos (3–6 s) suavizan la respuesta, simulando cierta inercia en la formación/limpieza de gotas en el elemento separador. Un rango típico es 2–5 s.

Sobrecalentador

El **sobrecalentador** (superheater) eleva la temperatura del vapor saturado a vapor seco sobrecalentado. Los parámetros siguientes controlan su capacidad de intercambio térmico y protecciones de temperatura:

- **Conductancia térmica gas-vapor del sobrecalentador (UA_Super) [kJ/s·°C]:** Producto U·A efectivo del sobrecalentador, que indica cuántos kJ/s de calor transfiere por cada °C de diferencia entre gases de combustión y vapor. Un UA alto significa un sobrecalentador muy eficiente

que extrae mucho calor de los gases, elevando la temperatura del vapor de salida ($T_{\text{steamOut_SH}}$) siempre que haya diferencia de temperatura disponible y hasta límites de diseño. Valores típicos: 3–20 kJ/s·°C (equivalente a kW/°C); si se desea mayor sobrecalentamiento, aumentar UA dentro de lo razonable.

- **Aproximación mínima de temperatura ($Sh \text{ ApproachMin}$) [°C]:** Diferencia mínima permitida entre la temperatura de los gases a la entrada del SH y la temperatura del vapor a la salida del SH. Protege el diseño térmico evitando que el vapor intente igualar demasiado la temperatura de los gases. Si este valor es muy bajo, el modelo puede intentar sobrecalentar el vapor hasta acercarse excesivamente a T_{gas} , lo cual en la realidad es inviable; si es muy alto, el sobrecalentador recortará antes la temperatura limitando $T_{\text{steamOut_SH}}$ aunque queden gases calientes. Rango típico: 5–20 °C.
- **Temperatura máxima de salida de vapor ($Sh \text{ TsteamOutMax}$) [°C]:** Límite superior de temperatura del vapor sobrecalentado a la salida del SH, por consideraciones de material y seguridad. Si el vapor alcanza esta temperatura, el modelo limitará la transferencia de calor adicional aunque haya calor disponible, para no sobrepasar ese máximo. Debe fijarse según el material de los tubos del SH y la normativa (p. ej., acero carbono ~400 °C, aleaciones especiales pueden más). Típicamente 250–500 °C.
- **Calidad crítica X_{crit} del SH ($Sh \text{ Xcrit}$) [-]:** Fracción de vapor (calidad) a la entrada del sobrecalentador por debajo de la cual su rendimiento térmico se degrada por presencia de líquido. Si el vapor entrando tiene $x_{\text{in}} < X_{\text{crit}}$ (es decir, aún contiene humedad significativa), el modelo reduce progresivamente el UA efectivo para reflejar que el agua líquida ensucia/enfría la superficie del SH. Un X_{crit} bajo significa que el SH sigue operando casi normalmente con vapor húmedo hasta calidades muy bajas; un X_{crit} alto hará que incluso pequeñas humedades disminuyan fuertemente la efectividad. Rango típico: 0.93–0.98 (93–98% de calidad).
- **Exponente de degradación por humedad ($Sh \text{ UAWetExp}$) [-]:** Exponente de la curva que reduce el UA del SH cuando $x_{\text{in}} < X_{\text{crit}}$. Controla la pendiente de caída de conductancia: valores bajos (1.0–1.3) implican que el UA disminuye de forma suave y gradual a medida que hay más humedad; valores altos (1.5–2.0) hacen que el UA caiga más abruptamente una vez superado el umbral X_{crit} . Debe ajustarse junto con X_{crit} para calibrar la sensibilidad del SH a la presencia de gotas.
- **Fracción mínima de UA ($Sh \text{ UA}_{\text{min_frac}}$) [-]:** Porcentaje del UA original que el sobrecalentador conserva incluso con vapor muy húmedo. Evita que la transferencia térmica caiga a cero por completo. Por ejemplo, un valor de 0.05 indica que aun si entra vapor prácticamente saturado con líquido, el SH mantiene un 5% de su capacidad de intercambio (representando calor transferido al líquido o algo de contacto de vapor). Valores típicos: 0.02–

0.10. Un valor muy bajo (~ 0.02) permite casi anular el SH con humedad, mientras que valores más altos asumen que siempre habrá un mínimo intercambio residual.

Precalentador de Aire (Air Preheater, APH)

El **precalentador de aire** transfiere calor de los gases de exhausto al aire de combustión entrante, mejorando la eficiencia térmica global. Sus parámetros configuran esa etapa de intercambio:

- **Conductancia global del APH (Aph UA) [kJ/s·°C]:** Coeficiente U·A del precalentador de aire, indicando cuántos kJ/s de calor transfiere al aire por cada °C de diferencia promedio (LMTD). Un UA mayor implica un mejor precalentamiento del aire (más calor extraído de los humos y entregado al aire). Valores típicos en calderas medianas: 2–15 kJ/(s·°C). Una guía inicial es estimar $UA \approx (Q_{APH} / \Delta T_{lm})$ para un punto de operación.
- **Constante de tiempo de la línea de aire (Aph LineTau) [s]:** Constante de tiempo para la dinámica del aire después de ser calentado (conductos hacia el quemador). Modela la inercia/mezcla del aire caliente. Valores bajos (~ 1 –2 s) significan que la temperatura del aire entregada al quemador responde muy rápido a cambios (posiblemente con ruido); valores altos (hasta ~ 8 s) la hacen más lenta y estable. Típico inicial: ~ 3 s.
- **Temperatura máxima de aire de salida (Aph TairOutMax) [°C]:** Límite de temperatura para el aire precalentado que sale del APH. Protege ductos, recubrimientos y equipos aguas abajo (ej. ventilador) de sobretemperatura. Si el aire alcanza este valor, el modelo limitará la transferencia de calor (derivando más calor a la chimenea) aun si hay potencial para calentar más. Subir este límite permite mayor precalentamiento pero puede incrementar formaciones de NO_x en la combustión; usar con criterio. Rango típico: 150–300 °C según diseño; común 200–250 °C.
- **Temperatura mínima de gases post-APH (Aph OutletMinC) [°C]:** Similar al economizador, es la temperatura mínima de los gases después del precalentador de aire. Evita que al extraer calor hacia el aire, los humos bajen de la temperatura de rocío ácido. Los valores típicos son los mismos mencionados para el economizador (120–160 °C GN, 140–180 °C líquidos). En conjunto, el economizador y APH comparten la necesidad de mantener los gases por encima de cierta T mínima.
- **Histéresis mínima de temperatura APH (Aph MinDeadband) [°C]:** Banda de histéresis alrededor del límite mínimo de temperatura de gases en la salida del APH. Al igual que en el economizador, previene accionamientos erráticos del límite: una vez que el clamp del APH actúa, requiere que la temperatura suba cierta cantidad antes de desactivar el clamp. Típico 6–12 °C de banda. *(Este ajuste reside en la lógica de control del hogar pero se incluye por pertenecer a la protección del APH.)*

Chimenea (Stack)

La **chimenea** representa la sección final donde los gases de combustión se enfrían al ambiente y salen. Estos parámetros afectan la inercia térmica y las pérdidas en la chimenea, así como cualquier flujo de gas que omita intercambios (bypass):

- **Capacidad térmica de la chimenea (Cstack) [kJ/°C]:** Inercia térmica de la masa de gases y estructura de la chimenea. Un valor alto significa que la temperatura de los gases de salida cambia lentamente, simulando una chimenea masiva o con mucho gas almacenado. Valores bajos implican que la chimenea no retiene mucho calor y su temperatura responde rápidamente a cambios de carga.
- **Conductancia gas-chimenea (GgasToStack) [kJ/s·°C]:** Transferencia de calor entre los gases calientes y el nodo térmico de la chimenea. Controla cuánto calor pasan los gases al “cuerpo” de la chimenea por convección/radiación interna. Valores altos implican que muchos kJ/s·°C se transfieren, calentando la chimenea y enfriando los gases más rápidamente.
- **Conductancia chimenea-ambiente (GstackToAmb) [kJ/s·°C]:** Coeficiente global de pérdidas de calor de la chimenea al aire exterior. Un GstackToAmb alto significa que la chimenea cede calor al ambiente eficientemente (por ejemplo, chimenea metálica sin buen aislamiento), enfriando los gases más antes de salir. Uno bajo simula una chimenea bien aislada o muy alta (gases salen más calientes).
- **Fracción de reserva a chimenea (ReserveFracToStack) [-]:** Fracción del flujo de gases que **no** pasa por economizador ni precalentador, es decir, que va directo a chimenea sin enfriarse en intercambiadores. Un ReserveFracToStack > 0 representa un bypass o pérdidas de flujo que reducen la efectividad de los intercambiadores. Por ejemplo, 0.1 indica que el 10% de los gases van directo a chimenea (ya sea por purgas, ventilación secundaria, fugas o límites de transferencia).
- **Constante de tiempo de suavizado de reserva (ReserveFracTau) [s]:** Constante de tiempo para filtrar cambios en la fracción de gases reservados a chimenea. Esto suaviza transitorios en la distribución de flujo entre economizador/APH y chimenea directa, evitando “serrucho” (chattering) en la transferencia de calor. Un valor típico 5–12 s. Si ReserveFracToStack es fijo, este parámetro tiene menos relevancia; es más útil si la fracción puede cambiar durante la simulación.

Válvulas de Salida y Seguridad

La caldera cuenta con una **válvula de proceso (salida de vapor)** para suministrar vapor a la planta y una **válvula de seguridad** para aliviar sobrepresiones. Sus parámetros definen el dimensionamiento y dinámica de dichas válvulas:

- **Área efectiva máxima válvula de proceso (OutletValveArea) [m²]:** Área de paso (sección) de la válvula de salida de vapor cuando está totalmente abierta. Determina el caudal máximo de vapor que puede fluir, especialmente en régimen crítico. Debe ajustarse para lograr el caudal deseado a la presión del domo. Referencias: un diámetro de orificio 25 mm $\approx 4.9 \times 10^{-4}$ m², 50 mm $\approx 1.96 \times 10^{-3}$ m².
- **Coeficiente de descarga válvula de proceso (OutletValveCd) [-]:** Factor adimensional que representa las pérdidas y contraacciones del flujo a través de la válvula. Valores típicos 0.70–0.90. Un Cd menor indica mayores pérdidas internas, resultando en menor caudal efectivo para la misma apertura.
- **Índice politrópico y del vapor (OutletValveGamma) [-]:** Valor de $k = c_p/c_v$ del fluido de trabajo (vapor) utilizado en el cálculo de flujo compresible crítico a través de la válvula. Para vapor de agua, un valor típico es ~ 1.30 (vapor húmedo o ligeramente sobrecalentado).
- **Constante de tiempo del actuador de válvula (OutletValveStrokeTau) [s]:** Tiempo característico de apertura/cierre de la válvula de proceso. Valores típicos: 0.05–0.50 s. Un τ mayor significa que la válvula se mueve más lentamente (respuesta más suave, menos “golpes” en la presión); un τ muy pequeño la hace casi instantánea (potencialmente inestable si combinada con control).
- **Área efectiva máxima válvula de seguridad (SafetyValveArea) [m²]:** Sección de alivio de la válvula de seguridad en apertura total. Debe dimensionarse según el caudal de alivio requerido a cierta sobrepresión (para cumplir código). Valores orientativos: $1e-4$ a $1e-3$ m², dependiendo del tamaño de caldera.
- **Coeficiente de descarga válvula de seguridad (SafetyValveCd) [-]:** Similar al Cd de proceso, indica eficiencia del flujo a través de la válvula de seguridad. Típicamente 0.70–0.90. Influye en el caudal real aliviado para una dada apertura y presión.
- **Exponente y para alivio (SafetyValveGamma) [-]:** Exponente politrópico para cálculo de flujo crítico en la válvula de seguridad. Para vapor de agua se usa ~ 1.30 , igual que en válvula de proceso, salvo consideraciones especiales.
- **Constante de tiempo de carrera válvula de seguridad (SafetyValveStrokeTau) [s]:** Tiempo característico de apertura de la válvula de seguridad. Suelen ser muy rápidas para protección inmediata:

valores típicos 0.02–0.10 s. Esto refleja que las válvulas de alivio se abren casi instantáneamente ante sobrepresión.

- **Presión de apertura (setpoint) de seguridad (SafetyValvePressure) [bar abs]:** Presión absoluta a la cual la válvula de seguridad comienza a abrir. Debe definirse en valor absoluto. Típico: 10–25 bar abs según calibración de la caldera. **Nota:** Si se suele trabajar con presión manométrica, hay que convertir sumando ~1.013 bar para obtener la absoluta correcta.
- **Blowdown de seguridad (SafetyValveBlowdown) [-]:** Diferencial de cierre de la válvula de seguridad expresado como fracción del setpoint. Por ejemplo, un blowdown de 0.10 (10%) en una válvula que abre a 20 bar hará que cierre alrededor de 18 bar. Valores típicos 0.05–0.15. Este parámetro introduce histéresis para que la válvula no esté oscilando alrededor del punto de apertura.

(Además de estos parámetros numéricos, en la interfaz se puede seleccionar la curva característica de la válvula de proceso (ej. porcentual igual, lineal) y la modalidad de la válvula de seguridad (por resorte proporcional o apertura total).)

Línea de Vapor a Planta (Colector de Salida)

Estos parámetros corresponden a la **línea o cabezal de vapor** aguas abajo de la válvula de proceso, representando la resistencia y volumen del sistema de entrega de vapor a la planta:

- **Presión de planta / colector (PlantPressure) [bar abs]:** Presión del lado de la planta (después de la válvula de salida), considerada como la contrapresión contra la cual la caldera suministra vapor. Equivale a la presión en el colector o cabezal principal de distribución. Valor típico: 1.1–2.5 bar abs (es decir ~0.1–1.5 bar manométricos en sistemas de baja presión). Como antes, si se conoce en manométrico, convertir a absoluto sumando atmósfera.
- **Resistencia cuadrática de línea (LineK) [bar/(kg/s)²]:** Coeficiente de pérdida de carga proporcional al cuadrado del caudal en la tubería y equipamiento hacia la planta. Modela pérdidas de tipo turbulento/orificio. La caída de presión aproximada es $\Delta P \approx K \cdot \dot{m}^2$. Puede calibrarse con un punto conocido: por ejemplo, si a 4 kg/s se pierden ~0.8 bar, $K \approx 0.05$ bar/(kg/s)². Rango típico: 0.02–0.10.
- **Resistencia lineal de línea (LineK1) [bar/(kg/s)]:** Coeficiente lineal de pérdida de carga (proporcional directamente al caudal). Representa pérdidas viscosas o de válvulas parcialmente abiertas que generan caída de presión proporcional al flujo. Usar 0 si no se requiere. Típico si se usa: 0.00–0.10 bar/(kg/s). Se puede emplear junto con K para ajustar la curva completa de pérdidas del sistema.

- **Volumen del cabezal de vapor (HeaderVol) [m³]:** Volumen efectivo del colector o tanque de vapor después de la válvula de salida. Un mayor volumen actúa como amortiguador de cambios de flujo, estabilizando la presión de suministro (más inercia). Valores típicos: 0.3–1.5 m³ dependiendo del tamaño de la línea y recipientes aguas abajo. Si se modela un gran domo intermedio o una red extensa, incrementar este valor.

Lazos de Control PID (Presión y Nivel)

La caldera incluye controladores PID para regular la **presión de vapor** (mediante la combustión) y el **nivel de agua** (mediante la alimentación de agua). Los parámetros configurables son las ganancias de estos controladores:

- **Ganancia proporcional nivel de agua (Water Kp) [-]:** Ganancia proporcional del controlador de nivel. Determina cuánto reacciona la válvula de agua ante un error de nivel: un Kp mayor significa cambios de apertura más grandes por cada mm de desvío, lo que corrige rápido pero puede oscilar si es excesivo.
- **Ganancia integral nivel de agua (Water Ki) [-]:** Ganancia integral del lazo de nivel. Elimina el error estacionario acumulándose con el tiempo. Un Ki muy alto puede llevar a oscilaciones y *overshoot* debido a *windup*. Se recomienda ajustar gradualmente hasta corregir el offset sin provocar inestabilidad.
- **Ganancia derivativa nivel de agua (Water Kd) [-]:** Componente derivativo del controlador de nivel. Responde a la tasa de cambio del error, aportando amortiguamiento. Un valor apropiado ayuda a prevenir sobrepasos bruscos en el nivel cuando cambian las condiciones (ej., frenando la válvula si el nivel sube muy rápido).
- **Ganancia anti-windup nivel (Water Kb) [-]:** Factor de anti-reset windup (back-calculation) para el integrador del controlador de nivel. Ayuda a desactivar o desacumular la acción integral cuando la válvula alcanza saturación (100% o 0%), evitando que el integrador siga sumando error. Un valor típico permite un ligero sangrado del integrador para que se recupere tras saturación.
- **Ganancia proporcional presión de vapor (Pressure Kp) [-]:** Ganancia P del controlador de presión. Indica cuánto modifica la demanda de combustible (fuego) ante un desvío de presión. Si es muy alto, la presión se corrige rápidamente pero con riesgo de sobreoscilar (sobrepasar la consigna); si es muy bajo, la corrección será lenta.
- **Ganancia integral presión (Pressure Ki) [-]:** Ganancia I del lazo de presión. Elimina error estacionario en la presión asegurando que a largo plazo la presión alcance el setpoint exactamente. Debe incrementarse con

precaución: demasiada acción integral puede causar oscilaciones sostenidas en la presión.

- **Ganancia derivativa presión (Pressure Kd) [-]:** Término D del controlador de presión. Amortigua cambios rápidos de presión (por ejemplo, ante un cambio brusco de demanda) reduciendo la tendencia a sobrepaso. Ayuda a estabilizar pero si es muy grande puede introducir ruido de la medición en la señal de control.
- **Ganancia anti-windup presión (Pressure Kb) [-]:** Factor de retrocálculo para anti-windup en el integrador de presión. Similar al caso de nivel, evita que el integrador de presión se sature cuando la demanda de combustible llega a límite (0% o 100%). Permite que el término integral se descargue cuando la salida está saturada, mejorando la recuperación cuando vuelve dentro de rango.

Recomendación: El tuning inicial de estos lazos PID puede basarse en prueba y error: comenzar con valores de Kp moderados, Ki pequeños y Kd mínimos, y aumentar gradualmente Kp y Ki hasta lograr respuesta ágil sin oscilaciones pronunciadas. El parámetro Kb suele establecerse según fórmulas de anti-windup clásicas (relacionadas con $K_p \cdot K_i$ y límites de control) o en valor estándar sugerido por el algoritmo implementado.

Sistema de Purga de Sólidos Disueltos (TDS)

Para controlar la concentración de **sólidos disueltos** (Total Dissolved Solids, TDS) en el agua de la caldera, el simulador contempla una purga continua o intermitente. Los parámetros configurables son:

- **Control automático PI de purga (Tds Pid / "Auto (PI)") [bool]:** Permite activar o desactivar el control automático modulante de la válvula de purga. Si está en **True/activado**, la apertura de purga será regulada por un controlador PI para mantener el TDS en su punto deseado (modo continuo). Si está en **False/desactivado**, el control PI no actuará, y la purga puede manejarse en modo todo/nada intermitente o manual.
- **Modo de purga intermitente (Tds Intermittent) [bool]:** Selección del modo de purga: intermitente (True) o continua (False). En **modo intermitente**, la válvula de purga abre completamente cuando el TDS supera el setpoint y cierra al caer por debajo del setpoint menos una banda (histéresis). En **modo continuo**, la válvula abre de forma modulante proporcional al error (control PI). Si se activa modo intermitente y el control PI a la vez, el PI actuará solo dentro del ciclo intermitente, generando pulsos modulados. *(En general, usar uno u otro.)*
- **Tiempo mínimo de purga (IntermBdownTime) [s]:** Duración mínima que la válvula de purga permanece abierta en cada ciclo intermitente. Asegura que cada apertura extraiga suficiente agua para arrastrar lodos y sólidos

depositados; aperturas demasiado breves podrían ser inefectivas. Valores típicos: 3–30 s. Ajustar en campo observando la limpieza lograda versus agua perdida.

- **TDS del agua de alimentación (Tds Feed) [ppm]:** Concentración de sólidos disueltos en el agua de aporte (make-up). Establece la carga de impurezas que entra al sistema con cada volumen de agua nueva. Valores típicos dependen del tratamiento: 50–500 ppm (agua muy pura ~50, sin desmineralizar ~300+ ppm). Un menor TDS de alimentación reduce la necesidad de purga.
- **Setpoint de TDS en caldera (Tds Setpoint) [ppm]:** Nivel objetivo de TDS en el domo/caldera. Mientras más bajo se fije, mayor será el porcentaje de agua que habrá que purgar en equilibrio para mantenerlo (ya que la concentración debe diluirse). Debe definirse según recomendaciones de fabricante, química del agua y presión operativa. Típicamente 1000–3000 ppm para calderas industriales, aunque puede variar.
- **Banda de TDS (Tds Band) [ppm]:** Banda muerta o histéresis alrededor del setpoint de TDS. En modo continuo, una banda mayor reduce la sensibilidad del PI a pequeñas desviaciones (evita caza). En modo intermitente, define el diferencial: la válvula abre al superar setpoint y cierra cuando baja de (setpoint – banda). Valores típicos: 100–400 ppm de banda.
- **Ganancia proporcional de purga (Tds Kp) [kg/s-por ppm]:** Ganancia P del controlador PI de purga (solo aplica en modo continuo). Convierte el error de TDS (ppm por encima o debajo del setpoint) en cambios de caudal de purga. Un Kp demasiado alto puede causar sobrepurga oscilante; se sugiere comenzar con valores muy bajos (ej. $1\text{e-}4$ a $1\text{e-}3$ kg/s por ppm) e incrementarlos gradualmente hasta ver una respuesta estable.
- **Ganancia integral de purga (Tds Ki) [kg/s-por (ppm·s)]:** Ganancia I del controlador de purga. Acumula el error en el tiempo para corregir desviaciones sostenidas. Debe ajustarse con delicadeza: un Ki excesivo puede introducir oscilaciones lentas o *overshoot* en TDS. Un punto de partida típico puede ser $1\text{e-}5$ a $5\text{e-}4$ (kg/s)/ (ppm·s), y luego afinar en función de la respuesta.
- **Constante de tiempo de válvula de purga (Tds ValveTau) [s]:** Constante de tiempo (dinámica de 1er orden) de la válvula de purga. Representa qué tan rápido ajusta su caudal la válvula ante una orden. Un τ mayor significa una válvula más lenta y suave; un τ pequeño la hace muy reactiva. Valores típicos: 0.2–1.0 s. Este retardo puede prevenir choques hidráulicos y añade estabilidad al lazo de TDS.
- **Velocidad máxima de actuador de purga (Tds ValveSlew) [1/s]:** Tasa límite de cambio relativo de la apertura de la válvula de purga. Se expresa como fracción de apertura máxima por segundo. Por ejemplo, 5 1/s indica que en 1 segundo puede pasar del 0% al $5 \times 100\%$? (posiblemente 500%)

pero en la práctica saturaría en 100%). En general, valores 2–10 1/s permiten limitar la rapidez con que varía el caudal de purga. En modo intermitente, si se combinan pulsos modulados, una velocidad insuficiente podría hacer que la válvula no alcance a abrir lo necesario en cada pulso; aumentarla en tal caso.

Parámetros Globales y Alarmas

Finalmente, existen algunos parámetros generales del sistema y umbrales de alarma:

- **Calidad global objetivo (TargetGlobalQuality) [-]:** Calidad de vapor (fracción másica de vapor seco) global objetivo en la caldera. Indica la fracción de masa que es vapor vs líquido en condiciones normales. Aunque el sistema opera con saturación, este valor sirve como referencia para ciertas lógicas internas; por ejemplo, podría utilizarse para atenuar efectos de swell/shrink cuando la caldera está casi toda líquida o toda vapor. Valor por defecto ~0.05 (5% vapor) para el arranque. *(En operación estable suele ser mucho mayor, cercano a 1 en la zona superior; este parámetro puede no requerir ajuste frecuente.)*
- **Centro de nivel de agua líquido (LiquidWaterLevelCenter) [-]:** Punto central de referencia (en fracción de altura) para el indicador de nivel de agua. Básicamente define qué fracción de la altura geométrica del domo corresponde al “0” intermedio del indicador. Por ejemplo, 0.50 (50%) como valor central indicaría que el nivel normal operativo está a mitad de la escala.
- **Amplitud del rango de nivel de agua (LiquidWaterLevelSpan) [-]:** Semiampplitud en fracción de altura que abarca la escala total del indicador de nivel. Con el Center anterior, determina la conversión a mm. Por ejemplo, si Center = 0.5 y Span = 0.1, entonces el indicador cubrirá de 0.40 a 0.60 de fracción de llenado para mostrarse de 0% a 100% escala. Esto se calibra para que los valores de alarma de nivel correspondan a puntos específicos en mm.
- **Alarma de sobrepresión (PressureAlarmMax) [bar]:** Umbral de presión (absoluta) alta a partir del cual se genera una alarma de sobrepresión. Normalmente se coloca ligeramente por debajo de la presión de apertura de seguridad para advertir al operador. Por ejemplo, si la válvula de seguridad abre a 21 bar, se puede alarmar a ~20 bar. *(Valor nominal por defecto 20.0 bar abs).*
- **Alarma de baja presión (PressureAlarmMin) [bar]:** Umbral de presión baja que dispara alarma. Indica caída de presión de vapor por debajo de límites aceptables, lo cual puede implicar falta de combustión o demanda excesiva. Valor típico podría estar unos bares por debajo de la presión normal de trabajo (por defecto ~16.0 bar abs).



- **Alarma de nivel muy alto (WaterLevelAlarmMax) [mm]:** Nivel de agua en el domo demasiado alto, expresado en mm de columna en el indicador, que dispara alarma. Un nivel muy alto puede arrastrar agua hacia la línea de vapor (carryover) o indicar control de alimentación defectuoso. El valor debe calibrarse según la geometría del domo; por ejemplo 550 mm por encima del referencial (valor por defecto) puede equivaler aproximadamente al 60% de llenado si así se calibró la escala.
- **Alarma de nivel muy bajo (WaterLevelAlarmMin) [mm]:** Nivel de agua peligrosamente bajo, en mm, para el cual se dispara alarma de bajo nivel. Un nivel bajo expone tubos, riesgo de sobrecalentamiento de caldera y cavitación de bomba. El valor se establece también según la escala; por ejemplo 450 mm (de referencia) podría ser ~40% de llenado (valor por defecto).