

ANALYSIS OF THERMAL STRESS IN STEAM LOOPS SUBJECT TO FAST PREHEATING CYCLES

Robles Carrasco, Guillermo; Solano Fernández, Juan Pedro; Delgado Calín, Ginés;
Periago Esparza, Francisco
UPCT

Start-up protocols in process engineering applications using high-pressure steam impose the gradual preheating of components of the facility. This is oriented to prevent sudden expansion of the materials, that might induce high mechanical strains. This is particularly critical in discontinuous processes that are frequently encountered in the chemical and energy industries, when several startup and shutdowns operations occur on a daily basis.

In this work, we analyze a fast preheating protocol in a high-pressure steam distribution loop. In order to shorten the duration of the startup period, a critical component of the loop is preheated using electrical blankets, which allowing for a fast injection of high-pressure steam. A numerical method based on FEM is developed in order to evaluate the transient heating phenomena of the steam loop components and the mechanical strains caused by the expansion of the materials.

Keywords: stress; steam; FEM

ESTUDIO DEL STRESS TÉRMICO EN LÍNEAS DE CONDUCCIÓN DE VAPOR SOMETIDAS A CICLOS DE PRECALENTAMIENTO RÁPIDO

Los protocolos de arranque en líneas de proceso que consumen vapor a alta presión obligan al precalentamiento gradual de los componentes de la instalación, con el objetivo de evitar dilataciones súbitas de los materiales que puedan inducir grandes esfuerzos mecánicos. Esto es particularmente crítico cuando se trata de procesos discontinuos, típicos de algunas aplicaciones de las industrias química y energética, en los que se producen varias paradas y arranques a lo largo de un día. En estos casos, los esfuerzos mecánicos cíclicos inducidos por el calentamiento y enfriamiento de los componentes pueden producir un fallo por fatiga de los materiales.

En este trabajo se analiza un procedimiento de precalentamiento rápido en una línea de distribución de vapor a alta presión. Con el objetivo de acelerar el periodo de arranque del proceso, se precalienta un componente crítico de la instalación de distribución utilizando mantas eléctricas, que acortan el tiempo necesario para poder circular vapor a alta presión. Se desarrolla un modelo numérico basado en el Método de Elementos Finitos, que permite evaluar el proceso transitorio de calentamiento y los esfuerzos mecánicos asociados a la dilatación de los materiales.

Palabras clave: stress térmico; vapor; MEF

1. Introducción

Los protocolos de arranque en líneas de proceso que consumen vapor a alta presión obligan al precalentamiento gradual de los componentes de la instalación, con el objetivo de evitar dilataciones súbitas de los materiales que puedan inducir grandes esfuerzos mecánicos. Esto es particularmente crítico cuando se trata de procesos discontinuos, típicos de algunas aplicaciones de las industrias química y energética, en los que se producen varias paradas y arranques a lo largo de un día. En estos casos, los esfuerzos mecánicos cíclicos inducidos por el calentamiento y enfriamiento de los componentes pueden producir un fallo por fatiga de los materiales. El análisis en ingeniería de estos fenómenos físicos debe partir de modelos matemáticos en los que se resuelvan de forma secuencial las dilataciones inducidas por los gradientes de temperatura, y los esfuerzos generados como consecuencia de los desplazamientos por dilatación del material. En geometrías tridimensionales complejas, como las que se pueden encontrar en líneas de distribución de vapor a alta presión con accesorios (codos, válvulas, etc), es práctica común el uso de métodos numéricos para asistir la modelización de este tipo de problemas.

Entre ellos, el Método de Elementos Finitos está suficientemente contrastado para la discretización y solución de las ecuaciones de conducción de calor en régimen no estacionario, y las ecuaciones de la elasticidad. En este trabajo se emplea el código de cálculo multifísico ANSYS para resolver el proceso de calentamiento transitorio de una válvula de regulación de vapor, así como se estudian los esfuerzos generados por dilatación del material.

El conducto vehicula 120 kg/s de vapor a 10 MPa de presión hasta el punto de consumo. Con el objetivo de acelerar el proceso de arranque y alimentación de vapor a los puntos de consumo, se disponen unas mantas eléctricas pegadas a la pared exterior de la válvula bajo estudio, que calientan artificialmente la válvula con anterioridad a la inyección de un flujo de gas. Se espera que este protocolo acorte los tiempos de arranque, al generarse esfuerzos mecánicos inferiores en los componentes bajo estudio.

En el trabajo se analiza el procedimiento de precalentamiento rápido descrito más arriba, usando el Método de Elementos Finitos. La herramienta de simulación numérica se valida con una solución analítica aplicada a una esfera (válvula). Los resultados son satisfactorios y demuestran la validez de la herramienta ANSYS para la simulación de flujos no estacionarios acoplados con esfuerzos mecánicos.

El conocimiento sobre cálculo de estrés térmico en tuberías está de sobra extendido, pudiendo ser calculado analíticamente bajo estándares, o si el problema a estudio tiene una alta complejidad como el presente, se pueden utilizar diferentes programas como PipeStress o CAESAR, utilizados en los estudios de Chang Hyun (2015) y Mu-Young Ahn (2016) respectivamente. No obstante, debido a la complejidad geométrica de las válvulas de control de proceso, ANSYS presenta la mejor comunicación con los diferentes programaciones de diseño en 3D.

En el estudio se proponen dos escenarios: un proceso de arranque con condiciones de contorno habituales en la inyección de vapor y otro en el que se produce un precalentamiento simulado por un flujo de vapor durante un tiempo determinado antes de la inyección de vapor a alta presión. Los dos escenarios, A y B, serán evaluados y contrastados para comprobar la idoneidad de este protocolo de arranque en la práctica.

Los resultados servirán para ampliar el campo de conocimiento sobre operativas y protocolos de arranque en procesos de líneas de vapor, siendo de especial interés en plantas donde se produzcan arranques fríos muy agresivos como la que se va a modelar en el estudio que tengan entre viabilidades técnicas emplear esta tecnología de arranque.

2. Metodología de estudio

El modelo a resolver está gobernado por las ecuaciones diferenciales de transmisión de calor en sólidos, así como la relación entre el incremento de temperaturas, las deformaciones producidas y las tensiones generadas. Desarrollando la ecuación diferencial de transmisión de calor, se presenta de la siguiente manera:

$$k\nabla^2 T = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

donde k es la conductividad térmica del material, T es el campo de temperaturas a resolver, ρ es la densidad y c_p es su calor específico. Por otro lado, la deformación se puede definir de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \varepsilon^T + \varepsilon^\sigma \quad (2)$$

donde ε^σ es la deformación causada por los esfuerzos elásticos y ε^T es la deformación isotrópica inducida por las dilataciones térmicas. El presente estudio se va a enfocar al estudio de las últimas. Esta se puede desarrollar como:

$$\varepsilon^T = \{\varepsilon_x^T \ \varepsilon_y^T \ \varepsilon_z^T \ \gamma_x^T \ \gamma_y^T \ \gamma_z^T\}' \quad (3)$$

La resolución del campo de temperaturas permitirá obtener en tensor de deformaciones producidas en el modelo geométrico a estudiar. Esta relación viene definida como:

$$\varepsilon^T = \{1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0\}' \cdot \frac{\Delta T}{1-\nu^2} \quad (4)$$

Por último, la distribución de tensiones se define:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon\} \quad (5)$$

siendo $[D]$ la matriz de elasticidad función de Módulo Young E y el Coeficiente de Poisson ν .

Tal y como se ha indicado, estas ecuaciones serán resueltas mediante el Método de los Elementos Finitos. Un análisis por MEF es un método de análisis utilizado en distintas disciplinas de ingeniería basadas en la modelización de medios continuos, como el diseño de máquinas, acústica, vibración, electromagnetismo, dinámica de fluidos, estructuras o termotecnia. En términos matemáticos es una técnica numérica para resolver problemas gobernados por ecuaciones en derivadas parciales.

Este método no es la única técnica disponible para resolver este tipo de problemas. Es común encontrar estudios aplicados de Diferencias Finitas en transferencia de calor o Volúmenes Finitos en dinámica de fluidos computacional.

El MEF convierte un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en un problema en forma matricial que proporciona el resultado correcto para un número finito de puntos e interpola posteriormente la solución al resto del dominio, resultando finalmente una solución aproximada. El conjunto de puntos donde hay exactitud de solución se denomina conjunto de nodos. Estos nodos conforman una red, llamada malla. La malla está compuesta por un gran número de retículos, los cuales reciben el nombre de "elemento finito".

2.1 Modelización de la geometría

Para un estudio cuyos resultados se puedan extrapolar genéricamente se debe elegir una geometría común de conducción de vapor. Además, debiendo analizar el caso más desfavorable se deberá prefijar que por esa línea circule vapor a alta presión. De esta manera, se podrá estudiar la problemática desde el punto de vista conservador.

La geometría resultante es la siguiente:

Figura 1: Modelo geométrico



La geometría está compuesta por dos tuberías de conducción de alta presión y dos cuerpos de válvulas de alimentación de vapor a proceso. Es una geometría aplicable a todo rango de aplicaciones industriales donde se utilice este tipo de fluido presurizado. El vapor provendría de una caldera de producción de vapor o tanque flash desde el lado derecho, pasaría por las dos válvulas de control y ascendería para ser introducido en el proceso pertinente.

2.2 Modelización del problema

Tal y como se ha comentado en la introducción, el estudio abarcará dos problemas ligeramente distintos en cuanto a condiciones de contorno para poder contrastar la operativa a analizar. En el escenario A en $t=0$ se inyectará vapor de alta presión, siendo modelado como un problema de transferencia de calor por convección sólido-fluido. En el escenario B el modelo del vapor es el mismo, estando diferenciado en la inyección previa de flujo constante de calor por conducción modelando el calentamiento producido por las resistencias térmicas de la operativa a estudiar. Los dos escenarios se resolverán mediante un estudio térmico y elástico acoplado, ampliamente contrastado y aplicado en estudios similares como el realizado por Hellenkamp (2016).

A continuación se deben establecer las condiciones de contorno tanto elásticas como térmicas para cada escenario, comenzando con el primer escenario:

- Superficie exterior. Esta deberá ser establecida como superficie aislada. En la siguiente imagen se puede comprobar el dominio donde se aplica esta condición de contorno.

Figura 2: Pared aislada



- Superficie interior. La convección será aire a temperatura ambiente y vapor de agua en su inyección. El modelo de esta condición de contorno la geometría se muestra en la siguiente figura:

Figura 3: Convección



El modelo matemático en la figura 4 y figura 5:

Figura 4: Distribución temporal de temperatura del interior del conducto

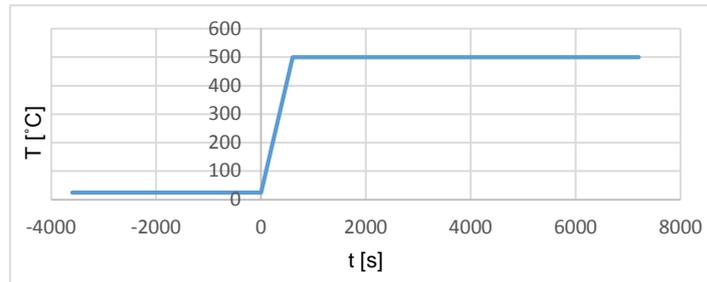


Figura 5: Distribución temporal de la convección del fluido del interior del conducto

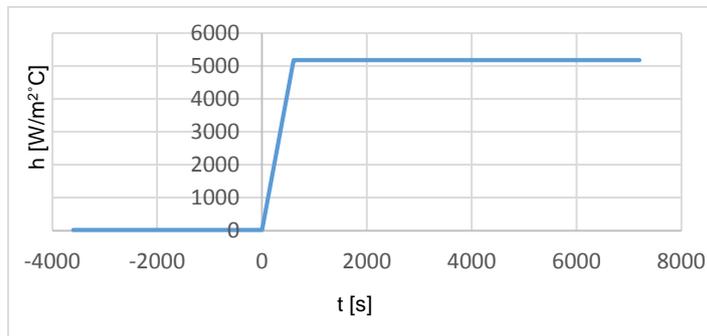
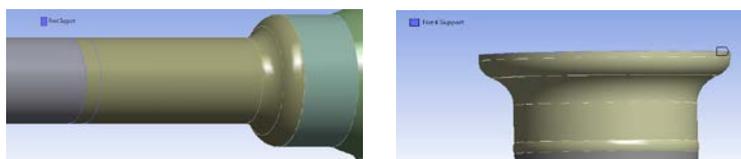


Tabla 1: Condiciones del vapor

Propiedad física	Valor	Unidades
Temperatura aire	25	[°C]
Temperatura vapor	500	[°C]
Presión	10	[MPa]
Conductividad térmica	0,075	[W/m °C]
Viscosidad dinámica	2.89e-05	[kg/m·s]
Densidad	30,84	[kg/m³]
Calor específico	2589,87	[J/kg °C]
Caudal	120	[kg/s]
Coficiente convectivo aire reposo	20	[W/m² °C]
Coficiente convectivo flujo de vapor	5179	[W/m² °C]

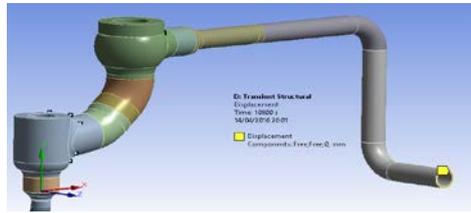
- Soporte rígido con condiciones de desplazamiento nulas en las regiones mostradas en la figura 8 y 9:

Figura 6 y 9: Condición de contorno de desplazamiento nulo



- Desplazamiento nulo en dirección longitudinal de la línea de conducción de vapor:

Figura 7: Condición de contorno de desplazamiento nulo en dirección longitudinal



En el caso del escenario B, las condiciones de contorno mostradas del primero escenario se establecen en el segundo. No obstante, el modelo de las resistencias térmicas debe ser establecido. Este muestra en las Figuras 6 y 7:

Figura 8: Distribución temporal de la potencia de las resistencias térmicas

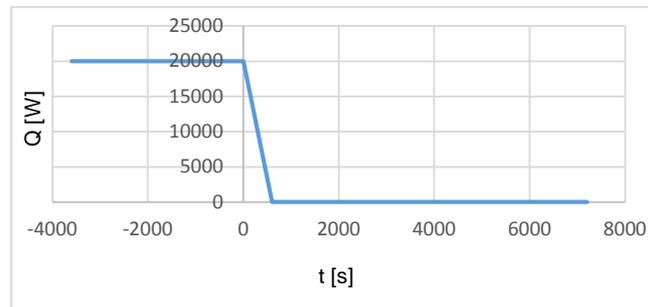


Figura 9: Superficie donde se transfiere el calor de las resistencias



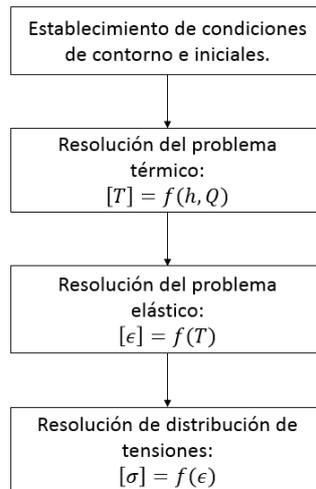
Como material, se utilizará un acero estructural estándar cuyas propiedades son facilitadas en las librerías del software. Estos se recogen en la Tabla 2.

Tabla 2: Propiedades físicas material

Propiedad física	Valor	Unidades
Densidad	7850	[kg/m ³]
Resistencia a la fluencia	250	[MPa]
Calor específico	434	[J/kg °C]
Coefficiente de conductividad	60,5	[W/m °C]
Módulo de Young	207	GPa
Coefficiente de dilatación	1,2 e-05	°C ⁻¹

Presentados los datos y condiciones iniciales/contorno, se deberá establecer la operativa a de cómo resolver el problema en cuestión. En la Figura 11 se muestra el flujograma que explica de manera general cómo se obtiene la solución deseada:

Figura 10: Flujograma



Tal y como se observa, inicialmente se debe obtener el campo de temperaturas a partir de las propiedades del fluido circundante y los agentes térmicos externos. Obtenido el campo de temperaturas, se resuelve de manera directa la distribución de esfuerzos. Por último aplicando la Ecuación (5), se obtienen los esfuerzos en todo el dominio.

3. Validación de la herramienta numérica

Tal y como se ha indicado, un análisis por MEF es un método numérico con soluciones con cierta inexactitud. Para poder validar esta herramienta numérica se deberá resolver un problema de características similares cuya sencilla geometría permita obtener una solución analítica.

Por tanto se resolverá un problema transitorio de transmisión de calor en una esfera cuya superficie exterior está sometida a un flujo de calor constante y la interior a la interacción con el aire a temperatura ambiente. La EDP que gobierna el fenómeno físico a estudiar es la siguiente:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T(r,t)}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(r,t)}{\partial t} \quad (6)$$

donde r es el radio de la circunferencia y α la difusividad térmica.

Las condiciones de contorno se muestran en la ecuación 8:

$$t = 0 \rightarrow T(r) = T_{\infty}$$

$$t > 0 \rightarrow \begin{cases} \frac{dT}{dr} \Big|_{r=b} = \frac{q''}{k} \\ \frac{dT}{dr} \Big|_{r=a} = -\frac{h}{k} \cdot (T(a) - T_{\infty}) \end{cases} \quad (7)$$

El material de la esfera será el mismo que el estudiado en el problema principal, por tanto sus constantes físicas son iguales.

La solución analítica de la ecuación está desarrollada con pequeñas modificaciones en la obra de Özışık (1986). A pesar de disponer de una gran variedad de soluciones analíticas, el problema que resuelve dista brevemente de las condiciones de contorno a estudiar. La expresión analítica del campo de temperaturas es la siguiente:

$$T(r, t) = \frac{1}{r} \cdot \sum_{m=1}^{\infty} e^{-\alpha \cdot \beta_m^2 \cdot t} K(r) \left[\int_{r'=a}^b r' T_{\infty} K(r') dr' + \int_{t'=0}^t e^{\alpha \cdot \beta_m^2 \cdot t'} \cdot A dt' \right] \quad (8)$$

Donde

$$K(r) = \sqrt{2} \cdot \frac{\beta_m \cdot \cos(\beta_m \cdot (r-a)) + H_1 \cdot \sin(\beta_m \cdot (r-a))}{\sqrt{(\beta_m^2 + H_1^2) \cdot \left((b-a) + \frac{H_2}{\beta_m^2 + H_2^2} \right) + H_1}} \quad (9)$$

$$A = \frac{\alpha}{k} \cdot (K(r)|_{r=a} \cdot a \cdot F1 + K(r)|_{r=b} \cdot b \cdot F2) \quad (10)$$

$$F1 = h \cdot T_{\infty} \quad (11)$$

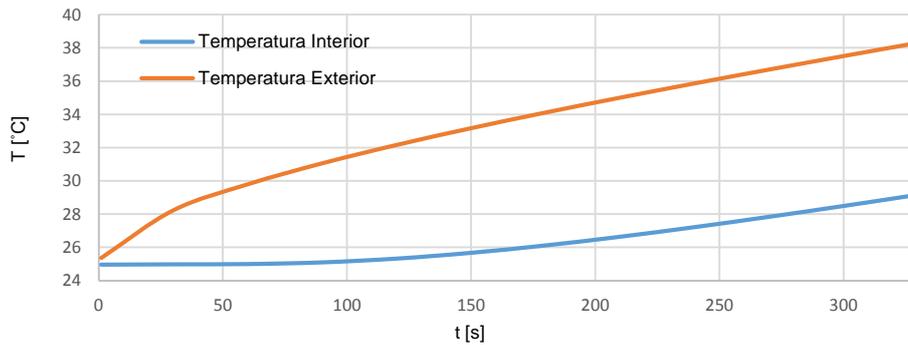
$$F2 = \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot b^2} \quad (12)$$

Los parámetros β_m son los resultados de la ecuación característica:

$$\tan[\beta_m \cdot (b - a)] = \frac{\beta_m \cdot (H_1 + H_2)}{\beta_m^2 - H_1 \cdot H_2} \quad (13)$$

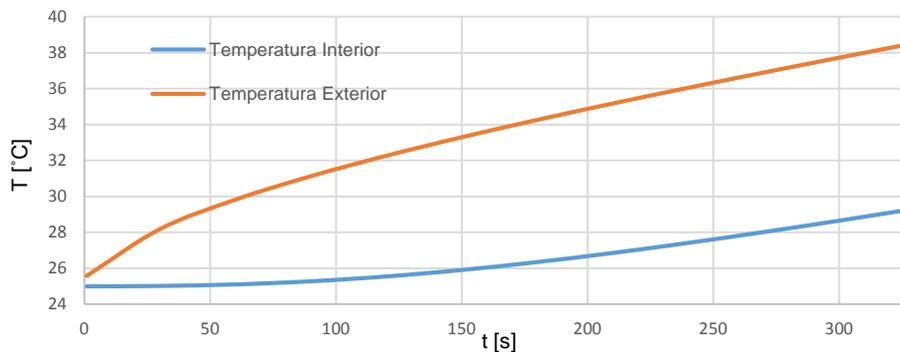
La solución se recoge en la Figura 12:

Figura 11: Solución analítica del transitorio en la esfera



Introduciendo las mismas condiciones en el programa de MEF, se resuelve que:

Figura 12: Solución numérica del transitorio en la esfera



Obtenidas las dos soluciones, prácticamente se puede comprobar la correspondencia entre los resultados. Para una mayor precisión, las soluciones son comparadas mediante sus errores relativos, estos son mostrados en la Tabla 3:

Tabla 3: Errores relativos

Tiempo [s]	Superficie interior [%]	Superficie exterior [%]
1	0,19	0,85
30	0,20	0,18
60	0,48	0,08
90	0,76	0,23
120	0,91	0,32
150	0,95	0,39
180	0,90	0,45
210	0,82	0,49
240	0,73	0,53
270	0,64	0,56
300	0,55	0,59
330	0,48	0,61

Donde el bajo valor de los errores se traduce como una correspondencia de los resultados en la solución numérica y analítica. Por tanto la herramienta numérica queda totalmente validada.

4. Resultados

En este apartado se debe resolver el problema en cuestión en los dos escenarios y comparar los métodos. Se debe mostrar la distribución de temperaturas y de tensiones 5 minutos después del arranque.

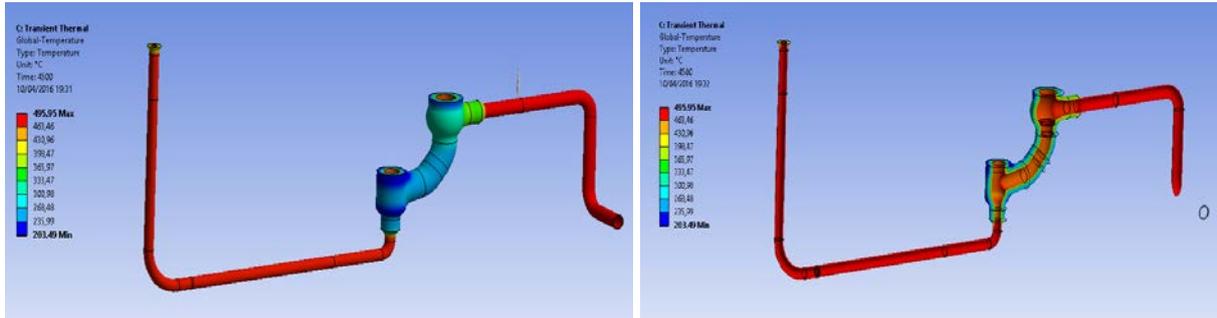
Además, para comparar el transitorio, se deberán obtener las temperaturas máximas y mínimas en la válvula precalentada. Obteniendo la diferencia de temperatura máxima en esta válvula, se podrá comparar dónde se producen mayores gradientes de temperatura a lo largo del tiempo especificado.

En cuanto a las tensiones, se estudiará a lo largo del tiempo especificado la máxima tensión producida en el conjunto de las dos válvulas. Este resultado se debe comparar para obtener las conclusiones pertinentes de ambos escenarios.

4.1 Resolución del problema térmico

Las soluciones dadas por el software de MEF para el escenario A son ilustradas en las Figuras 14 y 15: A partir de los resultados se observa como las tuberías tienen una mayor velocidad de calentamiento. La mayor resistencia térmica que tienen las válvulas explica por qué están sufriendo un calentamiento más lento.

Figuras 13 y 15: Campo de temperaturas del escenario A para t=5 min.



El campo de temperatura en el escenario B se muestra en las Figuras 16 y 17. En las figuras se observa como en este caso la válvula precalentada sufre menores gradientes térmicos gracias a su precalentamiento.

Obtenido la distribución de temperaturas a lo largo del tiempo establecido, se debe realizar un estudio de las temperaturas máximas, mínimas, así como la diferencia entre estas en la válvula precalentada a lo largo del estudio.

Figura 16 y 17: Campo de temperaturas del escenario B para t=5 min.

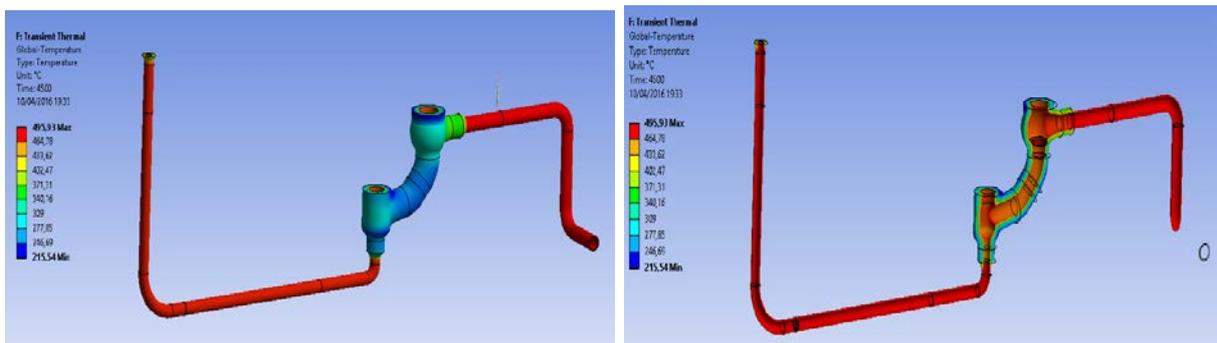


Figura 18: Distribución temporal de temperaturas del escenario A en la válvula precalentada

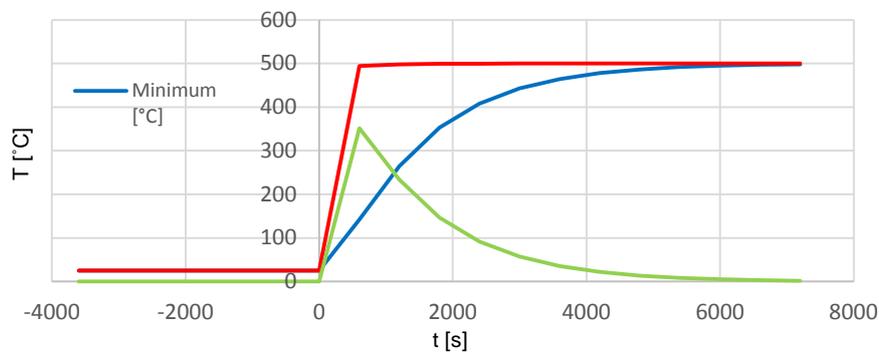
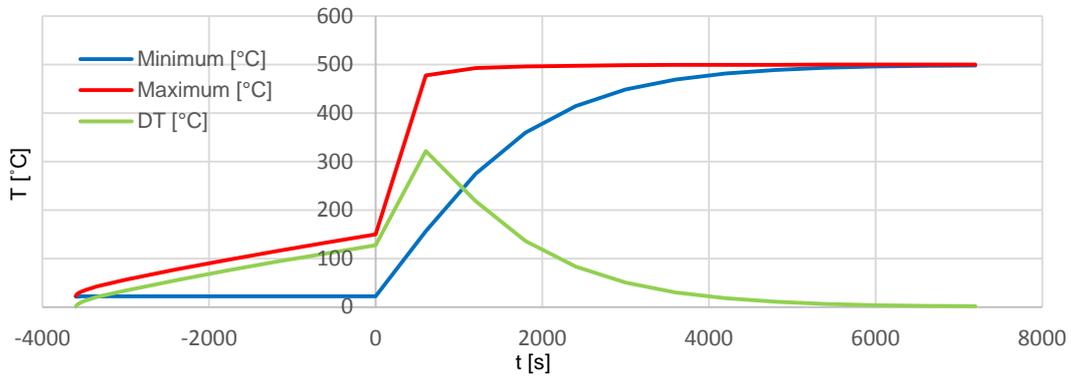
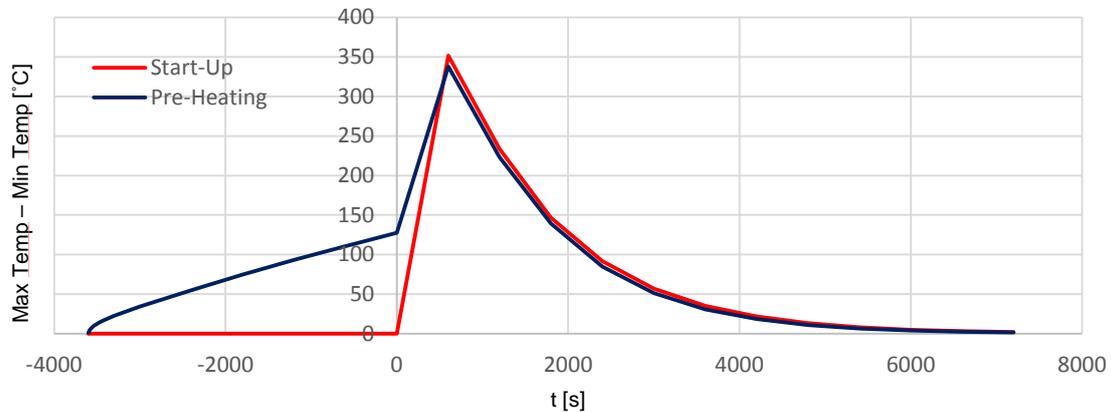


Figura 19: Distribución temporal de temperaturas del escenario B en la válvula precalentada



Para comparar los escenarios de una manera más eficaz, en la Figura 18 se muestran las diferencias máximas de temperatura de cada escenario.

Figura 20 Distribución temporal de diferencias máx. de temperaturas en la válvula precalentada



Donde los resultados muestran como realizando el precalentamiento en el Escenario B, se está disminuyendo de manera leve esta diferencia de temperaturas.

4.2 Resolución del problema elástico

Los resultados de la distribución de tensiones en el Escenario A y B para t=5 minutos se muestran en las siguientes Figuras 21 y 22:

Figura 21: Distribución de tensiones del escenario A para t=5 min.

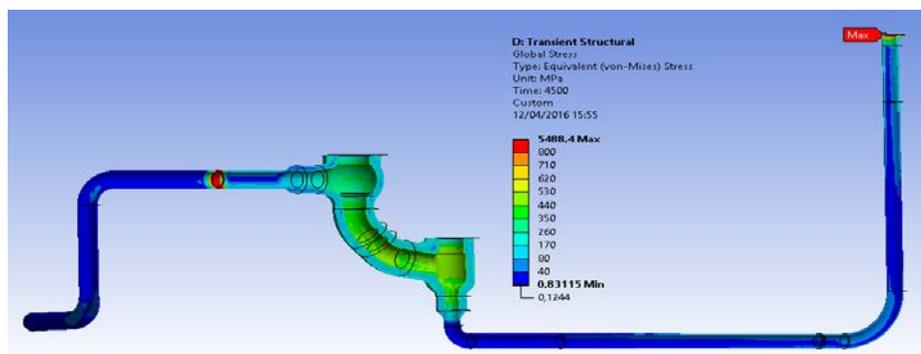
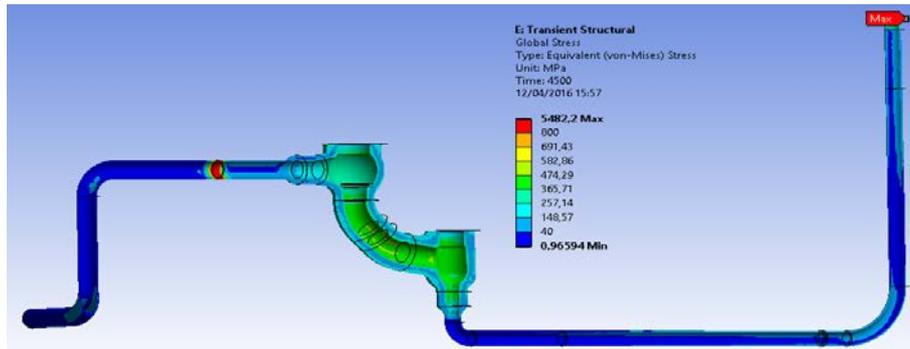


Figura 22: Distribución de tensiones del escenario B para t=5 min.

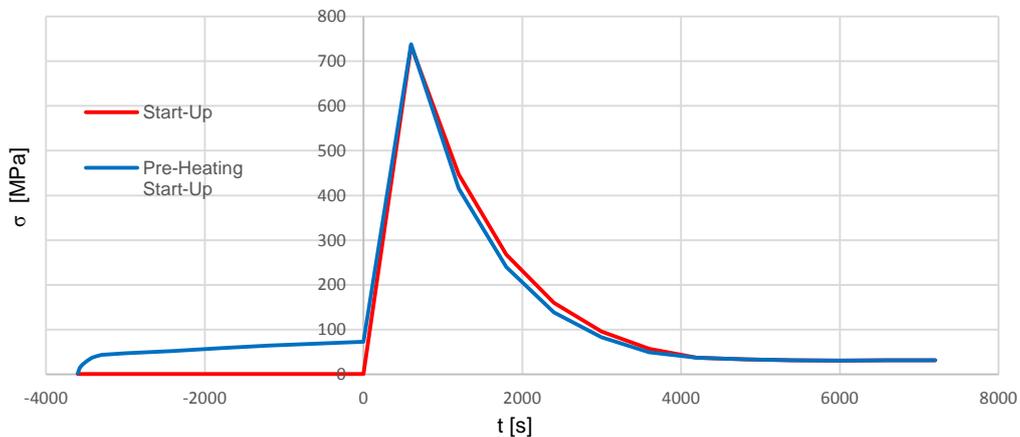


En las soluciones se observa como las tensiones son prácticamente nulas en las tuberías de conducción de vapor, produciéndose las mayores sollicitaciones en las válvulas.

Es importante destacar que hay regiones de tensiones muy elevadas cerca de las superficies donde se ha establecido desplazamientos nulos. Debido del “Principio de Saint-Venant” el tener como resultado tensiones tan altas en una zona de condición de contorno, implica que estos esfuerzos están desvirtuados y no habría que tenerlos en cuenta. Así estas tensiones causadas por los apoyos que se están aplicando no afecta a lo que realmente ocurriendo, sin dejar de ser válidos la distribución obtenida en las zonas alejadas de estas condiciones de contorno.

Analizando los resultados en los dos casos, estos parecen mostrar una diferencia nula entre cada solución. Para poder observar de manera más precisa los esfuerzos generados en cada escenario, en la Figura 23 se ha representado los esfuerzos máximos producidos en las dos válvulas.

Figura 23 Distribución temporal de máximos esfuerzos en las válvulas



Evaluando las tensiones en los dos escenarios, la diferencia es insignificante a partir de la inyección del vapor. Se puede apreciar como en el precalentamiento se producen sollicitaciones debido a las dilataciones térmicas provocadas hasta el instante de la inyección de vapor.

5. Conclusiones

A la vista de los resultados, realizar un precalentamiento en zonas estratégicas no significa una ventaja significativa de cara a reducir los esfuerzos generados por dilataciones térmicas.

A pesar de conseguir un menor gradiente de temperaturas, esta atenuación no se traduce en una reducción significativa de los esfuerzos. Estas zonas deben estar lo suficientemente alejadas como para no solicitar en gran medida el dominio estudiado. Por tanto, la viabilidad técnica y económica de esta operativa es nula. Además, se está incrementando un pequeño periodo de sollicitación a las válvulas mientras se produce el calentamiento.

No obstante, se debe destacar que este procedimiento no genera tampoco una respuesta negativa de la línea de conducción de vapor mientras se está calentando la zona establecida. Se podría pensar que este calentamiento previo influye negativamente en las zonas adyacentes de la válvula, no obstante se puede afirmar que aun calentando con una gran potencia esta parte del modelo geométrico no interfiere en las cercanías a las resistencias.

La propia válvula tampoco sufre una gran sollicitación al exponerla a diferencias de temperatura tan grandes como las que sufre al absorber el calor producido en resistencia y la convección producida por las condiciones normales a las que se encuentra el aire circulante en parada.

6. Bibliografía

Chang H. N., W. C., Kwanwoo N., Kyoung-O. K., Jing Do B., Jong K. C., Kyoung-Kyu K., Craig H. H., Robby H., Namil H. & Chang-Hoon J (2016). Piping structural design for the ITER thermal shield manifold. *Fusion Engineering and Design*, 98-99, 1453-1456.

Hellenkamp M. & Pfeifer H. (2016). Thermally induced stresses on radiant heating tubes including the effect of fluid-structure interaction. *Applied Thermal Engineering*, 94, 364-374.

Mu-Young A., Seungyon C., Eo Hwak L., Yi-Hyun P. & Youngmin L (2016). Pipe stress analysis on HCCR-TBS ancillary systems in conceptual design. *Fusion Engineering and Design*, 8437, 5.

Özişik, M. N. (1986). *Boundary value problems of heat conduction*. Toronto, Canada: General Publishing Company.