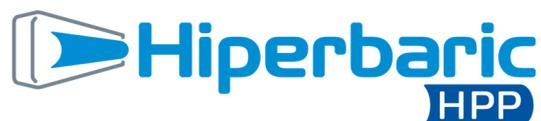




UNIVERSIDAD
DE BURGOS

2021



UNIVERSIDAD DE BURGOS

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

HIPERBARIC S.A.

HIGH PRESSURE TECHNOLOGIES

DETERMINACIÓN DE METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DE JUNTAS DINÁMICAS DE ALTA PRESIÓN

APLICACIÓN Y VALIDACIÓN EN
INTENSIFICADORES DE TECNOLOGÍA HPP

**VERSIÓN REDUCIDA. POR CONCURRIR CORCUNSTANCIAS ESPECIALES,
RELACIONADAS CON LA EXISTENCIA DE INTERESES EDITORIALES,
COMERCIALES Y INDUSTRIALES LEGÍTIMOS.**

Autor:

Daniel Ballorca Juez

Directores:

Dr. D. Pedro Miguel Bravo Díez

Dra. Dña. Mónica Preciado Calzada

Burgos, 2021



TABLA DE CONTENIDOS

1.	AGRADECIMIENTOS.....	5
2.	TABLA DE VARIABLES Y SÍMBOLOS.....	6
3.	PRELUDIO A LA FUNDAMENTACIÓN DEL ESTUDIO.....	10
3.1.	Presentación de la tesis	10
3.2.	Presentación de la forma del texto y disposiciones personales.....	11
4.	TEMA DE LA TESIS.....	13
5.	OBJETIVOS DE LA TESIS	15
6.	DECLARACIONES.....	17
6.1.	Implicación y alcance.....	17
6.2.	Tabla de variables y signos.....	21
7.	ACERCA DE LA ESTANQUEIDAD	21
7.1.	Superficie delimitadora	23
7.2.	Campo de presiones.....	25
7.3.	Materiales	27
7.4.	Triángulo de fuga.....	29
8.	HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA.....	30
9.	TECNOLOGÍA DE WATER JET	41
9.1.	Conclusión.....	44
10.	TECNOLOGÍA HPP	45
10.1.	Conclusión	47
11.	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS.....	49
11.1.	El amortiguador hidráulico	49
11.2.	El muelle hidráulico.....	60
11.2.1.	El uso de gas como fluido de trabajo	61
11.2.2.	El uso de líquido como fluido de trabajo	71
12.	BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS	77
12.1.	Las juntas dinámicas	80
12.2.	Importancia e historia del desarrollo de las juntas dinámicas.....	82



CAPÍTULO 1 AGRADECIMIENTOS

12.3.	Aplicación de las juntas dinámicas en la tecnología de ultra-alta presión	87
12.4.	Tipos de juntas.....	89
13.	FUNCIONAMIENTO DE UN INTENSIFICADOR.....	92
14.	INTERMEDIO.....	96
15.	ESTADO INICIAL	97
15.1.	Diseño de junta inicial	97
15.2.	Piezas y materiales	98
15.3.	Durabilidad del diseño inicial.....	103
15.4.	Metodología	104
16.	PRIMERA ITERACIÓN	109
16.1.	Influencia de los materiales sobre la durabilidad.....	109
16.1.1.	Recombinación de materiales: nuevos prototipos	110
16.1.2.	Método de recopilación de datos	110
16.1.3.	Resultados estadísticos.....	110
16.1.4.	Discusión de los resultados	110
16.1.5.	Análisis visual	110
16.1.6.	Conclusiones.....	110
16.2.	Simulación por el método de los Elementos Finitos y optimización.....	110
16.2.1.	Piezas simuladas y mallado.....	111
16.2.2.	Ensamblaje	111
16.2.3.	Materiales y asignación.....	111
16.2.4.	Condiciones de contorno.....	111
16.2.5.	Contactos.....	111
16.2.6.	Cargas	111
16.2.7.	Resultados de la simulación.....	111
16.2.8.	Nuevo diseño.....	111
17.	JUNTA BF.....	111
17.1.	Metodología del ensayo	111
17.2.	Resultados obtenidos y análisis estadístico	111



CAPÍTULO 1 AGRADECIMIENTOS

17.3.	Análisis visual	111
17.4.	Conclusiones.....	111
17.5.	Nueva hipótesis.....	111
18.	JUNTA DZ	112
18.1.	Metodología del ensayo	112
18.2.	Resultados obtenidos y análisis estadístico	112
18.3.	Análisis de modo de fallo.....	112
18.4.	Conclusiones.....	112
19.	CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO	113
19.1.	Trabajo futuro.....	115
20.	ANEXO I: Acerca de las deformaciones	116
20.1.	Definiciones	116
20.2.	Sentido físico del tensor de deformación	122
20.3.	Reflexión sobre el problema inverso.....	127
20.4.	Reflexión sobre los resultados en tensiones.....	128
21.	ANEXO II: Tabla de figuras.....	131
22.	BILIOGRAFÍA.....	138



1. AGRADECIMIENTOS

Estos agradecimientos fueron inspirados durante el viaje que realicé junto a mi padre y mi hermano a Suecia. Aún seguía latente en nuestros corazones la reciente pérdida de nuestra madre, resultado de una larga lucha contra la enfermedad que la arrebató de nuestros brazos. Fue un viaje cautivador; no me quedé asombrado únicamente por la cultura que he admirado desde pequeño, sino también por sentirme tan arropado por una tierra que estaba empezando a conocer. Fue un viaje repleto de buenas experiencias, ya fuera admirando el impresionante Palacio Real de Estocolmo, o recorriendo los canales de la capital del país a bordo de una barcaza.

Fue el momento de subir al avión que nos devolvería de vuelta a Burgos cuando me decidí a armarme de fuerza y concienciarme de la necesidad imperante de terminar este trabajo, terminar esta etapa de mi vida y de mi formación, y centrar mis esfuerzos en volver de manera permanente a esa tierra que, sin llevarme a sorpresa, cumplió todas mis expectativas.

El camino que ha llevado a la finalización de este trabajo ha sido tortuoso, no ha estado exento de dificultades, pero he tenido la suerte de contar con la mejor compañía para recorrerlo. Quiero dedicar unas palabras a mi compañero José Calaf, una persona inquieta, inquisitiva, honesta y brillante. Sin duda, no estaría en este punto si no fuera por nuestras conversaciones, pesquisas, e ideas para trabajar en nuevas investigaciones. A Mónica Preciado, primero profesora, luego tutora, y finalmente mi amiga. La fuerza dialéctica de Mónica está perfectamente sincronizada con el uso de la razón, la aplastante fuerza de argumentos basados en la lógica y el sublime engranaje del humor. Pedro Bravo, el sereno. Qué mejor descripción puede haber de un líder de piedra, una figura vetusta que no deja que el viento mueva el más pequeño de sus pelos. Su comportamiento está regido por firmes principios: sinceridad, curiosidad, y una interesante simbiosis entre orgullosa sabiduría y un frustrante comportamiento humilde y profano. En esta Academia, en definitiva, he podido encontrar compañía en largos paseos con Aristóteles, Châtelet y Voltaire.

En este camino, no podría haber recorrido una sola jornada sino hubiera sido por la ayuda de mi familia. No son sólo copilotos, auténticos jefes de logística, sino que también pueden ser una figura molesta, insistente, que no deja de preguntarte si necesitas agua, reposo, ... Y sólo al final del viaje, cuando vuelves la mirada atrás, te das

cuenta de que sin esa insistencia, esa fuerza incondicional, te habrías quedado parado en la primera curva: exhausto, desorientado y desmotivado.

Por esta razón, mi padre, Miguel Ángel tiene mi mayor agradecimiento. No conozco persona que mejor represente a la locomotora humana. Imparable, fuerte y objetivo. Comparándome con él, no dejo de admirar su actitud decidida, y cómo da la impresión de que, con independencia de la situación, siempre sabe qué hay que hacer y qué es lo necesario en cada momento. Héctor, mi hermano. Contigo he crecido, he madurado, me he hecho más sabio y me he enriquecido como persona. Lo primero es obvio, ambos hemos visto cómo crecíamos, cómo cambiábamos y de qué manera las riñas fraternales pasaban de ser ganadas por el mayor, a ser ganadas por el más grande. Y así maduramos. De tu mano he viajado y he conocido, siempre guiados por la ambición de ir más lejos, sumergirnos en lo desconocido, y finalmente regresar para contarlo. Tú parece haber encontrado mejor que yo la piedra filosofal del camino correcto que posee nuestro padre. Espero que sigas siendo mi brújula y el mapa que, fijados firmemente en mi mesa, me acompañen en todos los viajes que aún tenemos que realizar.

En todo viaje hay encrucijadas, cruces de caminos encabezados por desconocidos que pueden plantear dudas sobre la idoneidad de la ruta que has elegido. Y en uno de esos cruces conocía a mi amiga Ina, sin duda una de las personas más enigmáticas que he conocido. Solo tengo palabras de agradecimiento por lo que he aprendido de ti. Nuestros pasos nos llevaron siempre a caminos separados, pero espero mirarte siempre desde el otro lado del valle y saludarte con mi mejor sonrisa. A mi amigo Juan, mi compañero de aventuras y, en definitiva, ese copiloto que siempre conoce lo que necesito antes de que lo solicite. Y a mi amigo Jorge, que viajó a Estados Unidos para continuar su imparable búsqueda del conocimiento, y que un día volverá como un ilustre doctor en filología hispánica.

Lorena, tú eres mi bombardero. Sólo puedo resaltar el honor que siento por haberte conocido, y expresar el orgullo de estar siempre volando a tu lado. Sé que algún día estaremos viviendo nuestros planes en Suecia, en Alemania, ...pero siempre con la misma sonrisa, y la misma ilusión, de estar abriendo ese camino entre los dos



2. TABLA DE VARIABLES Y SÍMBOLOS

<i>Variable/símbolo</i>	<i>Se usa en capítulo</i>	<i>Descripción</i>
a	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Es la aceleración de la pieza móvil.
A	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Constante de la ecuación de Van der Waals
A_1	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Corresponde al área transversal de la pared móvil.
A_2	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Corresponde al área transversal del canal de salida del fluido.
B	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Constante de la ecuación de Van der Waals
C_1	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Coefficiente de solución homogénea en ecuación diferencial
C_2	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Coefficiente de solución homogénea en ecuación diferencial
C_A	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Variable utilizada para simplificar la ecuación de la dinámica de la pieza móvil.
F	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Fuera constante que es aplicada en el instante inicial.
K	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Constante utilizada en la ecuación de estado de los gases ideales.
L_0	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Longitud característica del volumen interior.
m	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Masa de la pieza móvil, considerada en el amortiguador y en el muelle hidráulicos.
m_1	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Masa acoplada en la pieza móvil, en el muelle hidráulico con sustancia líquida.
p	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Presión genérica
p_0	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Presión aplicada en el exterior
p_1	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Presión del fluido en el interior de la cámara
p_l	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Presión límite del sistema amortiguador.



CAPÍTULO 2 TABLA DE VARIABLES Y SÍMBOLOS

p_r	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Presión reducida
r_A	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Cociente entre el área mojada de la pieza móvil y el área transversal del orificio de salida.
ra'	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Cociente entre el área mojada de la pieza móvil y la suma del área de salida y área de fugas.
t	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Variable temporal utilizada en el sistema del amortiguador hidráulico.
T	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Temperatura genérica
t_0	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Tiempo característico del sistema del amortiguador y el muelle hidráulicos.
T_r	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Temperatura reducida
V	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Volumen genérico
v_1	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Velocidad de la pieza móvil.
v_2	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Velocidad del fluido en el canal de salida.
V_a	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Término adimensional para escalar la velocidad del émbolo.
V_{a1}	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Asignación de la velocidad adimensional a la etapa uno de la función de V_a respecto de β .
V_{a2}	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Asignación de la velocidad adimensional a la etapa dos de la función de V_a respecto de β .
v_c	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Velocidad característica del sistema amortiguador.
V_r	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Volumen reducido
X_a	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Posición adimensional
x_c	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Distancia característica del sistema.
α	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS	Exponente usado para evaluar la integral impropia según el criterio de paso al límite.



CAPÍTULO 2 TABLA DE VARIABLES Y SÍMBOLOS

β	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS			Cociente entre el tiempo general y el tiempo característico del proceso.
γ	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS			Factor que escala la presión respecto de la fuerza aplicada
ε	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS			Valor usado para comparar dos términos, cuyo cociente debe ser menor o mayor que ε
ν	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS			Volumen específico. Se corresponde con el valor inverso de la densidad.
ρ	EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS			Densidad del fluido.
A_L	FUNCIONAMIENTO INTENSIFICADOR	DE	UN	Área transversal del émbolo hidráulico
A_H	FUNCIONAMIENTO INTENSIFICADOR	DE	UN	Área transversal del vástago
p_L	FUNCIONAMIENTO INTENSIFICADOR	DE	UN	Presión hidráulica
p_H	FUNCIONAMIENTO INTENSIFICADOR	DE	UN	Presión del agua
p_w	FUNCIONAMIENTO INTENSIFICADOR	DE	UN	Presión de agua (dato medido)
ρ_w	FUNCIONAMIENTO INTENSIFICADOR	DE	UN	Densidad de agua (dato medido)
V_f	FUNCIONAMIENTO INTENSIFICADOR	DE	UN	Volumen final de la cámara, después de que el vástago ha realizado cierto avance
V_o	FUNCIONAMIENTO INTENSIFICADOR	DE	UN	Volumen inicial de la cámara, antes de que el vástago comience el movimiento de compresión
Δl	FUNCIONAMIENTO INTENSIFICADOR	DE	UN	Avance del vástago
σ_l	IMPLICACIÓN Y ALCANCE			Tensión longitudinal
A_t	IMPLICACIÓN Y ALCANCE			Área transversal de la pieza
Δ_e	IMPLICACIÓN Y ALCANCE			Error
F	IMPLICACIÓN Y ALCANCE			Fuerza aplicada
ε_θ	Optimización FEM			Deformación tangencial
u_r	Optimización FEM			Desplazamiento radial
α	Optimización FEM			Cociente entre radio mayor y radio menor



CAPÍTULO 2 TABLA DE VARIABLES Y SÍMBOLOS

p_i	Optimización FEM	Presión interior aplicada
ν	Optimización FEM	Coefficiente de Poisson
\mathbf{v}	TECNOLOGÍA DE WATERJET	Vector velocidad de la corriente, en un punto cualquiera
p	TECNOLOGÍA DE WATERJET	Presión de la corriente en un punto cualquiera
ρ	TECNOLOGÍA DE WATERJET	Densidad del fluido
U	TECNOLOGÍA DE WATERJET	Energía potencial de la corriente, en un punto cualquiera
f	TECNOLOGÍA DE WATERJET	Función escalar genérica, definida en un n-dimensional
t	TECNOLOGÍA DE WATERJET	Parámetro que define una curva 1-dimensional, como la trayectoria de una línea fluida
α	TEMA DE LA TESIS	Peso, usado en función de optimización
c_c	TEMA DE LA TESIS	Parámetro coste/ciclo



3. PRELUDIO A LA FUNDAMENTACIÓN DEL ESTUDIO

[... En las filas dislocadas del enemigo se dispersaba el humo. Comenzaron las descargas. Cayeron algunos rusos, entre ellos el oficial carirredondo que desfilaba alegremente y con tantas precauciones. En el mismo momento en que se oyó el primer disparo, Bagration se volvió para gritar:

-¡Hurra! ¡Hurra!]-Guerra y Paz, León Tolstoi (1867)

3.1. Presentación de la tesis

Antes de comenzar cada uno de los capítulos de esta tesis doctoral se considera adecuado explicar la motivación de realizar un trabajo así. Además, es necesario describir desde el principio la estructura del trabajo, realizar una justificación de la dinámica elegida para guiar el texto y presentar un anticipo de todo el contenido al que se precede.

Como todo trabajo de investigación, hay varios intereses que han confluído para determinar la necesidad de su realización. Por un lado, la propia vocación del autor como investigador. Tiene que ser necesario que el doctorando elija esta etapa en su formación académica, considerada por algunos como la culminación en la carrera universitaria de un estudiante. Sin embargo, para otro grupo de personas, esta actividad es la antesala de un camino más largo: es la formalización del primer gran proyecto investigador. Como ocurre en todos los caminos, es decisión del viajero elegir qué salida tomar en cada encrucijada. La elección de tomar cada salida en cada cruce no siempre viene apoyada por la certeza de conocer lo que habrá de encontrar al final de estas ramas. Sin embargo, lo que sí podemos saber del camino que representa un proyecto de tesis doctoral es el marcado carácter investigador y científico, observador, inventivo, buscador de conocimiento y establecedor de relaciones causales. En este camino, el caminante no siempre camina sólo.

Acompañando al doctorando se encuentra la Universidad nutrida de todo su equipo. Es interés de la Universidad promover el trabajo de sus individuos, para así crecer tanto en capacidad y calidad de su producción, como en su propio prestigio.

Un tercer acompañante insospechado pero esencial en este caso particular es el interés industrial. Como así se detallará más adelante, la industria ha sido partícipe de este trabajo y se beneficiará por su parte de los resultados de él, siempre a cambio de poner a la disposición del doctorando cuantos medios precise para completar su investigación.

El orden en el que se han presentado previamente a los protagonistas de este trabajo no se corresponde con un orden de importancia, o jerarquía. Cada uno de ellos es parte fundamental en este proyecto, y sin su aporte no sería posible lograr los objetivos.

La participación del estudiante, la empresa y la Universidad puede asimilarse como la pulsión del primero que es materializada, alimentada y guiada equilibradamente sus acompañantes.



CAPÍTULO 3 PRELUDIO A LA FUNDAMENTACIÓN DEL ESTUDIO

Este equilibrio puede ser comparado con la manera en que un líquen representa la simbiosis entre dos seres vivos [1]. Podemos hacer un símil con la colaboración entre estas tres partes en la realización de esta investigación: cada pieza aporta recursos y recoge sus frutos, y como vehículo se emplaza este trabajo. En concreto, y traduciendo de Anton de Bary, en relación con la definición de simbiosis:

“La supervivencia conjunta de dos organismos disimilares, en íntima asociación, y generalmente en beneficio de al menos uno de ellos”. [2]

Por lo tanto, observando la cita anterior, realizando la conveniente sustitución de los organismos vivos por los ejecutantes presentados previamente, queda justificado el paralelismo realizado entre la simbiosis orgánica y la simbiosis investigadora de este trabajo.

La estructura de la tesis doctoral es evolutiva. El germen es el establecimiento de los objetivos del proyecto, la definición clara y justificación del tema de estudio y una primera introducción que sirva de antesala de todo el contenido posterior. A partir de ahí, se procede a realizar la descripción del estado del arte del tema de estudio, contraponiendo dos puntos de vista: la situación global y la posición particular. Esta comparación es importante ya que permite justificar los dos capítulos siguientes. Cada uno de dichos capítulos representa un paso evolutivo, y contiene el desarrollo completo de la secuencia análisis-desarrollo-análisis de resultados. Finalmente, las conclusiones darán una visión panorámica circular del paisaje situado al final del camino: darán cuenta del camino recorrido y alentarán al trabajo futuro.

3.2. Presentación de la forma del texto y disposiciones personales.

Una intención personal del autor es proporcionar un documento cuyo cuerpo principal tenga una lectura amena, evitando en todo momento entrar en largos desarrollos o excesivamente detallados de modelos matemáticos, descriptivos o de cálculo. El texto estará apoyado por esquemas y figuras, aunque elementos como gráficas, mapas de resultados, imágenes y planos sólo permanecerán en el cuerpo principal del texto cuando aporten una significación suficiente a la espina dorsal del texto. No obstante, esa información complementaria quedará recogida en los anexos correspondientes al texto principal, y se referenciará a ellos cuando sea conveniente.

Un problema inherente al lenguaje, ya sea transmitido de manera escrita u oral, es la limitación de su capacidad de transmitir los conceptos, que idealmente están formados en la mente del emisor, al receptor. Ambos canales de transmisión tienen características limitantes propias. La transmisión oral usa el sonido como elemento transportador de información. El sonido permite transmitir matices que otorgan significados completamente diferentes a palabras iguales. Podemos pensar en la ironía, el sarcasmo, ... Una misma frase escrita puede tener dos significados completamente diferentes dependiendo del modo en que se pronuncien sus palabras. Este efecto se puede ver multiplicado enormemente si la



CAPÍTULO 3 PRELUDIO A LA FUNDAMENTACIÓN DEL ESTUDIO

transmisión además de oral es visual, por ejemplo en una conversación o en un animado debate. Si los sonidos se ven acompañados por gestos, señales,... la diversificación de mensajes se puede ver exponencialmente incrementado, como si el principio de multiplicación [3] jugara un papel travieso en la comunicación entre personas. Cada uno de los interlocutores elegirá el mensaje que mejor se adapte a sus intereses y transmitirá su respuesta, igualmente afectada por el principio de multiplicación del lenguaje... y así continuará sucesivamente este proceso. La transmisión escrita no está libre de elementos que jueguen con la diversificación del significado, pero sí que parece cierto que su uso es más complejo, pero a la vez sofisticado y elegante. De esta manera tenemos muy presentes las figuras literarias: el calambur, la sinestesia, la metáfora, ...

¿Cómo puede entonces el lector de este trabajo sentirse cómodo bajo estos preceptos? ¿Ha sido prevenido de que el contenido de este texto será engañoso? ¿O que el autor no va a disponer facilidad en la comprensión del mensaje que en él se esconde? La respuesta se halla en la finalidad de la actividad científica: describir y explicar. Por lo tanto, sabiendo que este es un texto científico, el lector puede sentirse cómodo en la certeza de que el autor, con leal actitud, tratará en todo momento de ser fiel al significado de los hechos, conceptos y objetos descritos siempre de manera unívoca. Sin embargo, el autor es consciente de la dificultad que entraña la descripción de objetos y conceptos, optimizando lenguaje y entusiasmo por la lectura. Por esta razón puede que en algún momento se sacrifique precisión descriptiva por comprensión lectora, porque el camino debe ser continuado, y no perder el paso por el interés suscitado por desentrañar los secretos del polvo bajo nuestros pies o del lejano rayo que se dibuja en el fondo de nuestra retina.¹

Finalmente, el lector audaz encontrará en el texto referencias a obras de la literatura universal o elementos de la cultura popular como la música o el cine. Estas referencias podrán incluirse de manera explícita, como la realizada con la cita de Anton de Bary, pero también de manera implícita². El motivo de realizar estas referencias es apoyar al objetivo de proporcionar una lectura cómoda, porque el contenido será más fácil de seguir cuando se encuentren apoyos o elementos conocidos que ayuden a que los nuevos conceptos permanezcan en la memoria.

¹ Inspirado en "La forma del rayo", Carlos Vásquez Tamayo. [69]

² Véase que el título de este capítulo contiene un guiño a "Preludio a la fundación", de Isaac Asimov[70]



4. TEMA DE LA TESIS

*The one eyed old man told me that the face that I will see
Has paralysed a thousand brave men sure of victory
I cannot fight blindfolded and I'd freeze if I should see.
So I need to sacrifice my eyes to see all from within.
-The lake- Bathory (1996)*

El tema central en torno al que giran todos los capítulos y secciones, y hacia donde se enfocan los objetivos es la optimización de las juntas dinámicas de alta presión. La aplicación específica de estas juntas es su uso en compresores de agua de 600 MPa de presión. A partir de este núcleo, se ramifican los parámetros y características que, correctamente ajustadas, completan el tema central.

Sobre la optimización, queda definir qué característica de las juntas dinámicas de alta presión (en adelante JDAP) es la que se desea optimizar. Industrialmente se conoce como coste/ciclo, e interesa que sea lo menor posible. El coste/ciclo condensa a su vez dos características fundamentales, el coste y la duración. Resulta trivial verificar que disminuyendo el coste y aumentando la durabilidad, se disminuye el cociente de ambos, que identificamos con el coste/ciclo. Sin embargo, si tenemos en cuenta la percepción del cliente, hay algunas veces que prima la durabilidad sobre el propio coste, máxime cuando al propio coste del material, o piezas, se suma el tiempo de parada de la máquina, coste de mano de obra, e incluso que la pieza que ha fallado pueda haber afectado a otros componentes, reduciendo de alguna manera la durabilidad de estos.

En resumen, la forma más primitiva de representar el coste ciclo viene dado por la siguiente expresión:

$$c_c = \frac{\text{coste}}{\text{ciclo}} \quad 4-1$$

Una forma más avanzada de expresar el balance entre el coste del componentes y su durabilidad, introduciría dos parámetros, o pesos, en una ecuación de calidad, que podría tener la forma siguiente:

$$\text{opt} = \alpha \cdot \frac{\text{coste}_{\max}}{\text{coste}} + (1 - \alpha) \cdot \frac{\text{durabilidad}}{\text{durabilidad}_{\min}} \quad 4-2$$

El parámetro α de la expresión anterior puede ser modificado en función de los intereses de quien use la expresión. Pero está claro que la variable que aporta valor estudiar en esta tesis y sobre la que es interesante actuar es la durabilidad, porque el coste es un parámetro más rígido, y cuya variación depende de factores que en general son externos a la ingeniería.



Aún así, sería incauto agotar esfuerzos en encontrar una solución de muy alta durabilidad sin perder de vista el coste asociado, ya que la solución en conjunto podría ser peor que la solución de partida.

Sin embargo, la durabilidad es un parámetro que, en el punto de partida resulta poco consistente, y que si se define y controla correctamente puede jugar un papel crítico en el desarrollo de tecnologías más exigentes, o incluso posicionar al fabricante por delante de sus competidores

En definitiva, la temática de esta tesis se centra el comportamiento de las JDAP frente a cambios en su diseño y cómo conseguir mejor este comportamiento.



5. OBJETIVOS DE LA TESIS

“Éste es el secreto de la felicidad: amar lo que uno tiene que hacer. [...] lograr que la gente ame su inevitable destino social.” Un mundo feliz, Aldous Huxley (1932)

En el capítulo anterior se introdujeron las circunstancias que llevaron a la decisión de comenzar este estudio. Además, se estableció el alcance de este trabajo, para lo cual se estableció un punto de partida y se vislumbró un punto final. En este capítulo definimos mejor el punto de conclusión, definiendo los objetivos generales de esta tesis y los objetivos específicos.

Determinar la durabilidad de un componente es una tarea exigente, y más aún cuando se quiere estudiar cómo influyen diferentes cambios en los componentes en la durabilidad. Por esta razón, este trabajo se plantea como una tarea extensa, y esta tesis no pretende cerrar este proceso. Sí que pretende establecer una metodología de trabajo que ayude en todo momento a conocer cuándo es necesario actuar sobre el diseño, y cuándo se tiene una fiabilidad suficiente para garantizar un comportamiento de las JDAP de calidad.

Los objetivos principales están divididos entre los objetivos académicos y los objetivos industriales.

Los objetivos generales académicos son identificar qué parámetros influyen en la durabilidad de las juntas dinámicas, y estudiar cómo su variación influye en la durabilidad. Para ello se estudiarán materiales, geometrías y estrategias de cierre. También es de interés estudiar la fiabilidad, aplicando métodos estadísticos para inferir la probabilidad de fallo de las juntas según su modelo o diseño.

Los objetivos industriales son más específicos, y buscan directamente incrementar la durabilidad y la fiabilidad de las juntas de alta a la vez que se busca reducir su coste, confluyendo ambos factores en la optimización del parámetro coste-por-ciclo.

Objetivos académicos

Determinar qué parámetros determinan la durabilidad de las JDAP y cómo controlarlos.

Identificar las patologías y modos de fallo de las JDAP, determinar su origen y asociarlo a los parámetros estudiados.

Analizar el comportamiento y la evolución de las JDAP en las condiciones reales de funcionamiento. La aplicación en la que se usan alcanza unas exigencias de presión y las JDAP se someten a deformaciones y cargas difíciles de reproducir en el laboratorio. Los resultados pueden carecer de generalidad y ser poco robustos frente a cambios (presiones más elevadas, velocidad de vástago diferente) pero es un primer registro útil para futuras investigaciones.

Objetivos industriales



CAPÍTULO 5 OBJETIVOS DE LA TESIS

Optimizar la durabilidad de las juntas, minimizando los cambios en el diseño principal del intensificador.

Aportar información consistente para determinar la fiabilidad de las juntas y poder proporcionar información más precisa a los usuarios acerca de las condiciones óptimas de mantenimiento de los intensificadores.



6. DECLARACIONES

Estamos situados fuera de la ciencia. En su lugar estamos, por ejemplo, delante de un árbol en flor, y el árbol está ante nosotros. Se nos presenta. El árbol y nosotros nos presentamos el uno al otro, por estar el árbol ahí, y nosotros frente a él. El árbol y nosotros somos, puestos en la relación de esta uno-para-el-otro | uno frente al otro. En este presentarse no se trata de “representaciones” que están divagando en nuestra cabeza. Detengámonos por un instante, como lo hacemos al respirar antes y después de un salto.[4]

6.1. Implicación y alcance

La idea de desarrollar este trabajo surge de una necesidad de una empresa de ingeniería burgalesa especializada en el diseño y fabricación de bombas multiplicadoras de presión para agua. Siendo conscientes de la importancia de invertir en la mejora continua del producto, se realizó una clasificación de los componentes de las bombas más críticos en cuanto a la relación coste-durabilidad³. En concreto, se observó que los componentes más críticos en cuanto a la relación coste-durabilidad eran las juntas dinámicas de alta presión. Entonces se decidió comenzar un proyecto de investigación para conocer en profundidad los parámetros de funcionamiento y las características que determinaban su coste-ciclo. A partir del conocimiento de esos datos, se proyectó realizar las modificaciones necesarias para optimizar ese parámetro.

Desde el punto de vista industrial, el trabajo de esta tesis doctoral se centra en mejorar los sistemas de sellado dinámicos utilizados por los intensificadores de alta presión, previamente se presentaron con el acrónimo JDAP. Las JDAP tienen la función de contener el agua presurizada en el interior de las cámaras de alta presión y a la vez permitir que un componente móvil se desplace por su interior. La investigación comienza con un estudio del estado del arte de estos sistemas, el análisis de piezas reales y la investigación de las causas del fallo, la obtención de nuevos diseños y la verificación de la mejor respuesta en funcionamiento de estos. A partir de los resultados, se realizan hipótesis finales sobre las características que determinan la durabilidad de este tipo de juntas, y cómo modificarlas para mejorar su durabilidad.

Desde el punto de vista de la Universidad, esta tesis pretende obtener conocimiento suficiente sobre el sellado dinámico a alto nivel de presión para poder profundizar en nuevas investigaciones y desarrollar mejoras futuras. Se dispone en un principio de un amplio conocimiento de materiales, tratamientos, recubrimientos y modos de fallo de materiales, componentes y estructuras. También se tienen diversas técnicas de análisis: ensayos de tracción, microdurezas, ensayos tribológicos, metalografías, ...

³ En adelante al cociente entre el coste y la durabilidad se denominará coste-ciclo o *coste por ciclo*



Estas técnicas están englobadas de manera general por dos áreas científicas, la mecánica de sólidos y la tribología.

La teoría de resistencia de materiales y la mecánica de sólidos y medios continuos establecen sus principios en la relación entre las deformaciones de un sólido no rígido y las cargas que actúan en él. El planteamiento ingenieril de estos dos campos es, en última instancia, establecer las condiciones seguras de funcionamiento de una estructura, una pieza, etc.

Para lograr tal fin, se ha desarrollado una extensa teoría para modelizar las deformaciones que pueden afectar a un sistema material continuo⁴. Aparte, se tiene modelizado el comportamiento tensional a través de un medio continuo. Y finalmente, modelos como la Ley de Hooke relacionan ambos a través de las funciones materiales adecuadas. Para ello, se asignan propiedades físicas a los materiales para poder establecer las relación entre deformaciones y tensiones.

Entre las tensiones y las deformaciones existe una diferencia substancial. Las deformaciones pueden medirse directamente, mientras que las tensiones no pueden obtenerse mediante técnicas experimentales directas. Las tensiones siempre se pueden obtener mediante diferentes técnicas, aquí presentamos dos: una directa y otra indirecta.

1-Ensayo de tracción lineal 1-dimensional: se aplica una carga de valor conocido sobre una pieza de geometría sencilla (prisma, cilindro, ...) y la tensión actuante se determina mediante el cociente entre la carga actuante y la superficie transversal de la pieza. Esta técnica de medición es indirecta, porque la tensión se obtiene por el cociente de dos magnitudes que deben ser medidas, y que llevan un error asociado. De manera general, el error de este procedimiento se puede estimar:

$$\sigma_l = \frac{F}{A_t} \rightarrow \Delta_e \sigma_l = \frac{\Delta_e F}{A_t} - \frac{F}{A_t^2} \Delta_e A_t$$

Según la expresión anterior, el error (Δ) en la medición de una tensión, según el ensayo de tracción lineal, depende del error de medición de la fuerza aplicada, del error en la medición de la superficie transversal (A_t), y del valor nominal de la fuerza (F) y del área transversal. Por lo tanto, el error de medición depende de cuatro variables. Esta dependencia requiere que los instrumentos de trabajo tengan una precisión muy alta, y también dependen de que los especímenes de trabajo tengan las dimensiones adecuadas para reducir en lo posible el error cometido en la medición de la tensión.

2-Ensayo de deformación: estimación de la tensión a partir de la ley de Hooke. La estimación del error cometido por esta técnica lleva a incertidumbres aún mayores, porque habría que estimar los errores cometidos en la obtención de la deformaciones, estimar los

⁴ Ver anexo I: Acerca de las deformaciones.



errores de los parámetros físicos (módulo elástico y coeficiente de Poisson) y luego obtener el error de la tensión a partir de los errores y las magnitudes medidas.

Resulta interesante hacerse la pregunta de por qué generalmente se prioriza el cálculo tensional en vez del cálculo de deformaciones, si parece que se puede corresponder de manera más eficiente y sencilla la relación entre las deformaciones teóricas y las prácticas, en vez de sus homólogos tensionales.

Otra rama importante de la ingeniería que tiene una importancia crucial en este estudio es la tribología. A su vez, la tribología está dividida en diferentes áreas, de las cuales algunas tienen una influencia crítica en este estudio. Hablamos por ejemplo del estudio de la fuerza de fricción, y los parámetros que la determinan. Pero también es importante conocer las consecuencias, como el desgaste, como concepto general, producido entre dos piezas que interaccionan en contacto, y los diferentes mecanismos que lo generan.

La tribología como ciencia necesita hoy en día aún mucha investigación en cuestiones esenciales, como los mecanismos que generan las fuerzas de fricción. En esta cuestión, aún hay dos teorías que explican el origen de las fuerzas de fricción: la “teoría de entrelazamiento” (*interlocking theory*, en inglés) y la teoría de adhesión. La primera tiene su origen documentado en los primeros estudios de Loenardo da Vinci, mientras que la segunda tiene su auge en el siglo XX, siendo hoy en día la más aceptada. Aun así, ninguna de las dos es capaz de explicar todos los fenómenos que se pueden observar. Por ejemplo, la primera no puede explicar por qué, cuando se usa un lubricante entre dos piezas, la fuerza de rozamiento se reduce. Por su lado, la teoría de adhesión no es capaz de predecir los valores de coeficiente de fricción que se pueden observar en el deslizamiento entre dos superficies.

Ambas tribología y mecánica de sólidos, si se estudian a nivel de micro o nano escalas, tienen en común que el origen de las interacciones que involucran es las fuerzas de interacción atómica, su estructura molecular y la naturaleza de los elementos químicos de los que se componen los materiales.

Se dispone de los principios fundamentales y áreas de la ciencia suficientemente desarrollados como punto de partida, pero no se tiene un conocimiento concreto sobre las juntas dinámicas de alta presión. Por esta razón, para la Universidad se plantea el reto de aumentar su ámbito de estudio incorporando este tipo de componentes a su propio haber, con visión en el futuro de aportar mayores avances en este campo tecnológico. Trabajando de esta manera, no sólo se podrá seguir realizando una mejora continua de estos componentes; sino que también se realizarán mejoras futuras más avanzadas de manera más eficiente. Estas mejoras podrían ser presiones de trabajo más elevadas o diferentes fluidos de trabajo. Esto será posible porque se dispone de un mejor control sobre los parámetros que dominan el funcionamiento de las juntas de alta presión, y por lo tanto los nuevos sistemas serán más fiables desde un principio. No por ello, se dejará de lado la

posibilidad de la aparición de nueva fenomenología no esperada, como así se expone en un caso concreto recogido en esta tesis.

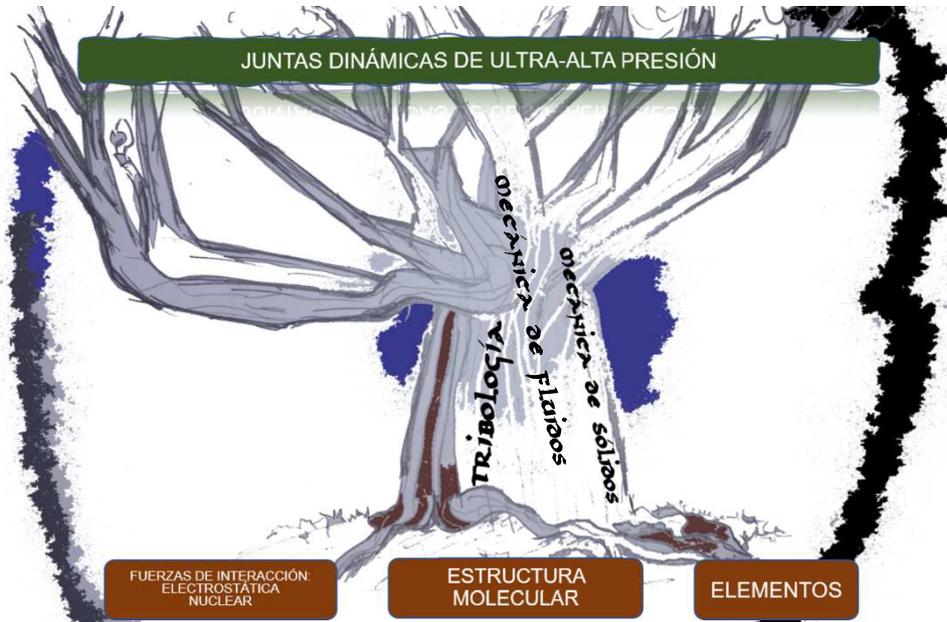


Figura 1: árbol estructural de esta tesis, representando los fundamentos y ciencia que sostienen el producto de este estudio.

Expuesto lo anterior, se resume a continuación el alcance de y las implicaciones de cada una de las tres partes involucradas en este trabajo en los siguientes puntos:

- **Universidad:** ofrece los instrumentos y laboratorios, sus recursos bibliográficos y equipo de recursos humanos para la ejecución del trabajo. Acompañará a la realización del trabajo, aportando su conocimiento y capacidad de análisis. El conocimiento surgido de la investigación permanecerá en el capital del equipo para enfocar investigaciones futuras, ya sean meramente académicas como en nuevas colaboraciones con la empresa.
- **Empresa:** la base y el alcance de esta parte tienen un carácter práctico. Se dispone de un problema y se requiere una solución concreta. Para conseguir este fin, pone a disposición del equipo los materiales, medios de fabricación y contactos con otras empresas.
- **Alumno:** a nivel general, la implicación del alumno podría decantarse por un perfil académico, más cercano a la universidad, o un perfil industrial, más próximo a la empresa. En este caso, el perfil se corresponde con el primer caso. El doctorando considera que encuentra más interesante trabajar en la obtención de patrones de comportamiento, investigar los fenómenos que determinan el funcionamiento del objeto de estudio, y luego conformar una solución o modelo general que se ajuste a un caso particular.

Finalmente, el contenido y el alcance de esta tesis se resume en el siguiente esquema, donde cada línea implica un nuevo cambio y un avance.

1. Punto de partida. Se dispone de un diseño de junta con una durabilidad poco aceptable e inferior a su homóloga, fabricada por los competidores.



CAPÍTULO 7 ACERCA DE LA ESTANQUEIDAD

-
2. Cambios de materiales, registrando la durabilidad de las nuevas juntas.
 3. Cambio de la geometría de la pieza crítica, diseñando nueva junta a partir del diseño del punto 2.
 4. Cambio de estrategia de cierre y material, a partir del diseño del punto 3.
 5. Diseño final sustituyendo materiales no estructurales por materiales de menor coste, a partir del diseño del punto 4.
 6. Identificación de los factores limitantes de carácter superior en la durabilidad de las juntas.

El cierre del punto seis supone el final de este proyecto porque sus conclusiones determinan que es necesario sustituir o diseñar de manera diferente otros componentes o sistemas fuera del ámbito de las propias juntas. Esto significa que se llega a un punto en el que no es suficiente con modificar materiales y diseños en las propias juntas, sino que hay que cambiar otros componentes periféricos a estas. Por ejemplo: vástago, émbolo, culatas, bridas, ...

6.2. Tabla de variables y signos

Al comienzo del capítulo puede encontrarse la una tabla con los símbolos y variables usados a lo largo de este documento. Estos signos corresponden al alfabeto grieto y al alfabeto latino, pudiéndose encontrarse en mayúsculas y minúsculas

Se ha tenido que usar un gran número de signos diferentes utilizados, necesarios por otro lado dada la gran cantidad de ecuaciones, leyes y fórmulas, y al extenso desarrollo que se ha realizado, por ejemplo, en el Anexo Acerca de las deformaciones.

Para ayudar a la comprensión de los signos de la tabla, en la misma puede encontrarse una breve descripción de su significado. Además, en la tabla se muestra también el número de capítulo, o capítulos, en los que se puede encontrar cada signo.

Otro dato que se muestra es el carácter, local o global, del signo. Si se indica que es local, la variable sólo se ha usado en los capítulos que se indican en la tabla, y su significado no trasciende dichos capítulos, aunque su significado sea compartido en todos los capítulos en los que aparece. Si se indica que es global, entonces esta variable puede encontrarse en todos los capítulos de la tesis, pero además su significado trasciende a través de toda la tesis, teniendo el mismo significado en todos los capítulos de esta

7. ACERCA DE LA ESTANQUEIDAD

“Era el mejor de los tiempos, era el peor de los tiempos, era la edad de la sabiduría, era la edad de la insensatez, era la época de la creencia, era la época de la incredulidad, era la estación de la luz, era la estación de la oscuridad, era la



CAPÍTULO 7 ACERCA DE LA ESTANQUEIDAD

primavera de la esperanza, era el invierno de la desesperación.” - Historia de dos Ciudades, Charles Dickens. (1859)

Antes de describir el concepto de estanqueidad y sus características, resulta interesante comenzar con la definición que da el diccionario. El diccionario de la Real Academia Española define la estanqueidad como:

“Estanqueidad. *Nombre, femenino.* Cualidad de lo estanco [5].”

Vemos que, en primera aproximación, no obtenemos mucha información. En cuanto a la definición de estanco, el mismo diccionario refleja varias acepciones, de las cuales la primera que más se ajusta al objeto de investigación de este estudio es:

“Estanco. *Adjetivo, masculino.* Dicho de los compartimentos de un recinto: incomunicados entre sí. [5]”

Esta definición, que en un principio parece guardar poca relación con nuestro estudio, es capaz de sintetizar en muy pocas palabras el fin último de las juntas que son objeto de nuestro estudio. Aunque el objetivo de las juntas es lograr el aislamiento material, impidiendo el intercambio de masa a través de las fronteras comunes de dos compartimentos con independencia de si se logra paralelamente aislamiento térmico, acústico... la definición del diccionario de la RAE consigue conservar la posibilidad de incluir aquellos recintos que sí logran esos otros tipos de aislamiento aparte del material.

Si buscamos el punto de vista de otro idioma, por ejemplo el inglés, encontramos que la traducción de estanqueidad es *sealing*. [6]. Este nombre representa la acción del verbo *to seal*. Sobre la definición de *seal*, la versión en internet del diccionario Cambridge presenta varias definiciones para esta palabra, siendo la que más se ajusta a nuestro ámbito de estudio:

“Seal: *noun.* To close an entrance or container so that nothing can enter or leave it.”

Traducción: cerrar una apertura o contenedor, de manera que nada pueda entrar o salir.

Las dos definiciones tienen similitudes fundamentales. Por un lado, está el concepto de establecer una barrera que impida el paso de cualquier cosa: material, energía, radiación, ... Y por otro lado ambas definiciones constatan la existencia de, al menos, dos espacios entre los cuales se establece dicha barrera. En nuestro caso de estudio, nos centramos en la aplicación de la barrera para impedir el paso de fluido, y más concretamente, impedir el paso de agua. Nuestro primer volumen de trabajo será una cámara donde se dispone el con un alto nivel de presión. El segundo volumen de trabajo es el espacio inmediatamente posterior a la barrera, donde el nivel de presión es la presión atmosférica.

Teniendo en cuenta la condición que hemos introducido acerca del aislamiento fluido, vemos ahora el concepto de junta de estanqueidad. Sobre este término podemos encontrar una buena definición a través de la traducción de la palabra inglesa *gasket*. [7]



CAPÍTULO 7 ACERCA DE LA ESTANQUEIDAD

“Junta de estanqueidad es una pieza plana de material blando o goma, que se dispone entre dos superficies en contacto para prevenir la fuga de cualquier fluido, ya sea sólido o líquido.”

La definición mostrada en el párrafo anterior se impone algunas limitaciones en un principio innecesarias, y sin embargo da un detalle muy importante sobre una característica común de la práctica totalidad de estrategias de sellado adoptadas por diferentes aplicaciones: la adaptabilidad del material.

Antes de profundizar en los parámetros y características que definen una buena unión estanca, haremos una breve reflexión sobre la importancia que juega el fluido de trabajo en la consecución de un correcto diseño estanco.

Podemos imaginar un globo, un artículo fabricado en material elastómero. Un globo está constituido por una membrana fabricada como una cámara con una pequeña abertura. Es capaz de soportar altas deformaciones, y su baja rigidez permite que un fluido sometido a poca presión provoque estas deformaciones. Si después de introducir el fluido se cierra la entrada, toda la frontera de la cámara está constituida por un medio continuo. Esta barrera puede garantizar que el fluido permanezca dentro del globo, separado del medio exterior. Si el fluido es agua, o aire, esta afirmación parece correcta, y un sencillo experimento casero puede mostrar esta afirmación. Sin embargo, si el fluido de trabajo es helio, la situación es diferente. Después de llenar el globo, si se espera un tiempo suficiente, se observará que el tamaño de este se ve reducido gradualmente con el tiempo. La explicación es sencilla: la molécula de helio es más pequeña que el espacio intermolecular del material del que se fabrica el globo. Además, la molécula de helio es monoatómica y químicamente estable, y no forma enlaces químicos con el material del que está hecho el globo. Por lo tanto, no se habrá conseguido un diseño estanco debido a que no se ha contemplado la escala molecular.

En este estudio sólo contemplaremos los casos de transporte de masa por presencia de camino libre, o por la ausencia de barrera física. El transporte de masa por difusión a través del sólido que constituye la frontera que encierra el volumen de fluido no se contempla en esta tesis.

En los siguientes apartados analizaremos en más detalle los elementos y factores que hay que tener en cuenta a la hora de realizar una correcta unión estanca. El último apartado se centra en aplicar dichos factores al caso de realizar una unión estanca cuyo fluido de trabajo sea el agua.

7.1. Superficie delimitadora

De manera intuitiva podemos poner como primera condición para conseguir un volumen estanco que no exista camino libre entre dos zonas que queramos mantener a diferentes presiones. La existencia de camino libre puede determinarse si, para ir de un punto localizado en un volumen correspondiente a una presión a otro punto localizado en otro volumen con otro nivel de presión, podemos trazar al menos una trayectoria sin

CAPÍTULO 7 ACERCA DE LA ESTANQUEIDAD

encontrarnos con una barrera constituida por material sólido. Desde la perspectiva de la topología, se define el volumen fluido como el espacio tridimensional ocupado por un fluido. La barrera se definirá como el espacio tridimensional ocupado por un material sólido. Cuando un volumen se fluido delimite con una barrera, la frontera se considerará que pertenece al volumen fluido: por lo tanto, el volumen fluido es un conjunto de puntos cerrado, mientras que la barrera es un conjunto abierto. Existirá camino libre entre dos volúmenes fluidos si estos conjuntos son conexos por arcos [8], [9].

Para ilustrar esta definición se proponen dos figuras como ejemplo. En la primera, se aprecian dos volúmenes fluidos, f_1 y f_2 . Envolviendo al volumen f_1 se encuentra la barrera b_1 . No existe ningún arco que parta del punto A , contenido en f_1 , y llegue a B , contenido en f_2 , sin cruzar por b_1 .

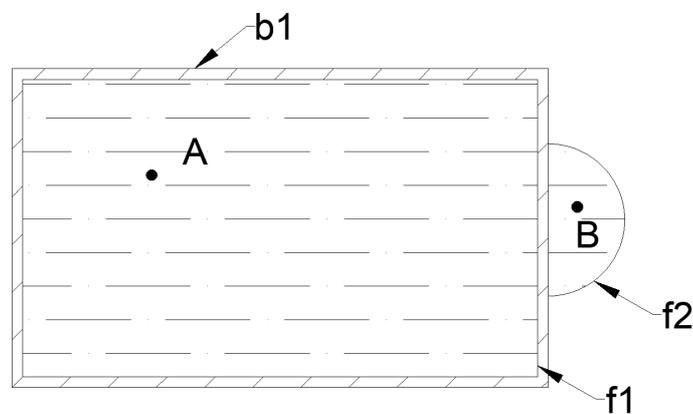


Figura 2: dos volúmenes fluidos disjuntos, separados por una barrera.

En la segunda figura se ha abierto una apertura en la pared de la barrera b_1 . El tamaño de esta apertura puede ser todo lo pequeña que se desee, ya que la frontera nunca va a pertenecer a la barrera, según la definición topológica realizada previamente. En estas condiciones, los volúmenes f_1 y f_2 son conexos por arcos: no habrá estanqueidad entre ellas.

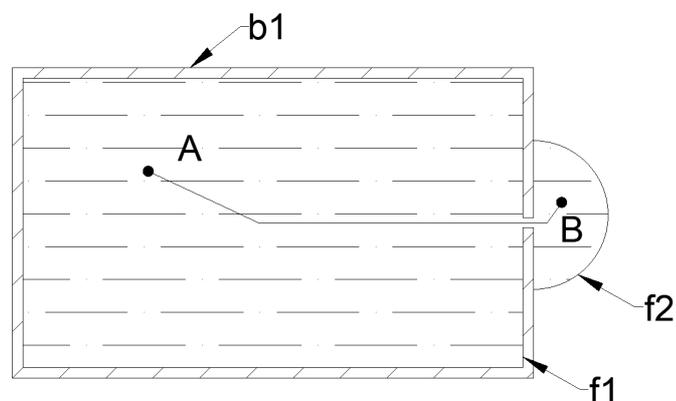


Figura 3: dos volúmenes fluidos conexos por arcos, conectados a por la apertura de la barrera.

Finalmente realizamos una reflexión sobre la barrera. En el capítulo **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** cuando se describen el muelle y el amortiguador



CAPÍTULO 7 ACERCA DE LA ESTANQUEIDAD

hidráulicos, se contempla que es inevitable suprimir el volumen de separación entre el émbolo y la camisa, y que por ello, habrá que usar una junta dinámica. Entre estas tres piezas existirá una frontera, que en esta sección hemos definido topológicamente como perteneciente al volumen fluido, y por lo tanto entre el volumen fluido interior y el volumen fluido exterior existirá un arco que los una y serán simplemente conexos.

Efectivamente, el fluido fugará siempre que la junta no ejerza una fuerza contra las superficies contenedoras. En ese caso, si existe una presión entre la junta y el pistón y entre la junta y la camisa, y además esta presión es superior a la presión ejercida por el fluido, existirá sello, y el sistema será estanco. En definitiva, tiene que haber una disputa por el control de la superficie de separación. En la sección de la introducción dedicada a las juntas profundizaremos más en este concepto.[10]

7.2. Campo de presiones

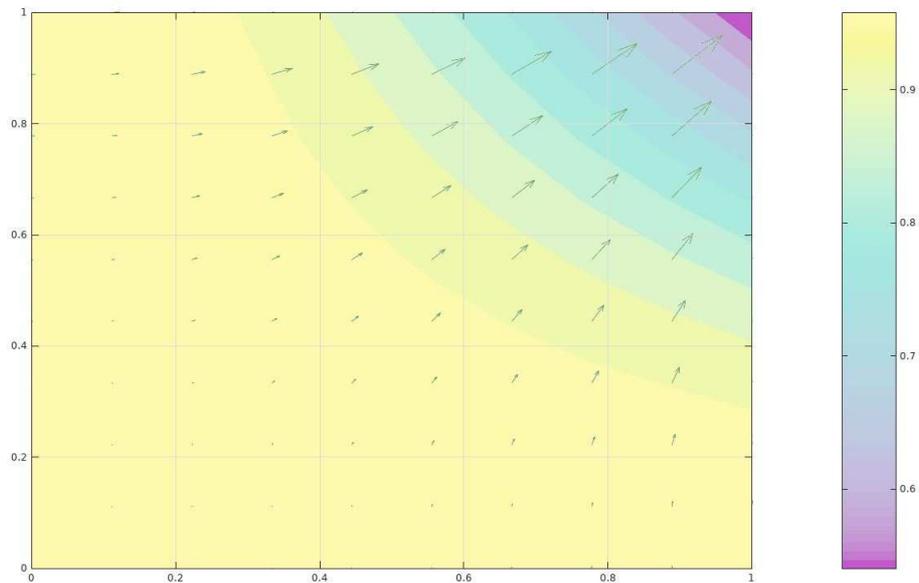
Para que se produzca una corriente entre dos puntos de dos volúmenes fluidos conexos por arcos debe haber una componente motriz, un parámetro que motive el movimiento de las partículas fluidas. En el capítulo 8 se presenta la ecuación (9-3) que relaciona el gradiente del campo de presiones con el gradiente del campo dinámico⁵. Esta ecuación es muy intuitiva porque el gradiente del campo de presiones, al ser un vector, permite visualizar el gradiente del campo dinámico, que también es un vector y proporciona una visión del campo de velocidades que tendrá el fluido.

En la Gráfica 1 se puede visualizar gráficamente esta relación. Se ha supuesto que la presión sigue la siguiente distribución espacial:

$$p = f(x, y) = \cos(x, y) \quad (7-1)$$

⁵ Entendemos campo dinámico con el campo escalar que en cada punto del espacio asigna un valor de $\frac{1}{2}\rho v^2$

CAPÍTULO 7 ACERCA DE LA ESTANQUEIDAD



Gráfica 1: campo de presiones (gráfico de nivel) y gradiente del campo dinámico.

La Gráfica 1 muestra que el módulo de la velocidad aumenta a lo largo de trayectorias que implican una disminución de la presión. Es trivial, por la definición de gradiente de un campo escalar, que el vector gradiente del campo dinámico sea perpendicular a las líneas de presión constante, lo que indica que los mayores incrementos de velocidad se consiguen siguiendo trayectorias perpendiculares a las líneas isobaras.

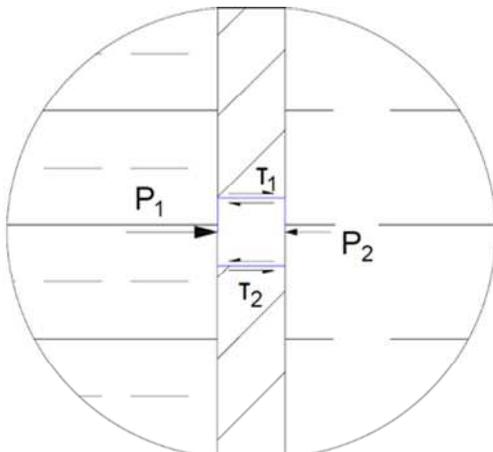


Figura 4: barrera sometida a la acción de la presión de dos volúmenes fluidos

Finalmente analizamos qué ocurre cuando existe un gradiente entre dos volúmenes fluidos no conexos por arcos cuando existe una barrera sólida entre ambos.

En la Figura 4 se muestra un elemento diferencial de una barrera que separa dos volúmenes fluidos, cuyas presiones son diferentes, siendo la presión P_1 superior a la presión P_2 .

La ley de equilibrio de fuerzas establece que el elemento diferencial sólo permanecerá en equilibrio cuando la suma de las fuerzas que actúan sobre él sea 0. Dado que la presión P_1 es superior a la presión P_2 , y el área sobre el que actúan es igual, la fuerza que ejerce el fluido 1 es superior a la fuerza que ejerce el fluido 2. En consecuencia, para que el elemento diferencial permanezca en equilibrio, este se “apoyará” en los elementos de la barrera inmediatamente próximos a él, ejerciendo en conjunto las fuerzas cortantes τ_1 y τ_2 . Si propagamos este análisis en todos los elementos de la barrera, disponemos el estado tensional al que está sometida la barrera, y gracias a la relación tensión-deformación



CAPÍTULO 7 ACERCA DE LA ESTANQUEIDAD

proporcionada por la mecánica de sólidos, es posible determinar el estado de deformación al que está sometida la barrera debida a la acción de ambos fluidos.[11]

7.3. Materiales

Previamente se ha indicado que cuando existe la posibilidad de que se abra un camino para que exista una fuga, por ejemplo, cuando dos componentes cierran el paso al fluido, se produce una “contienda” entre las superficies (sólidos) y el fluido de trabajo.

Planteamos esta problema como un problema estático, en el que se aumenta la presión del fluido monótonamente creciente. En el estado inicial, los sólidos ejercen una fuerza normal entre sus superficies de contacto. En ese estado la presión del fluido es despreciable frente a la presión generada entre ambos sólidos, que se puede aproximar como el cociente entre la fuerza normal y el área real de contacto entre ambas.

En el instante inicial, la presión del fluido comienza a crecer. Entre ambos sólidos puede ocurrir dos situaciones: o que la presión de contacto aumente a un ritmo igual o superior que el ritmo al que se incrementa la presión del fluido, o que lo haga a un ritmo inferior.

En el primer caso, aunque el fluido ejerza una presión cada vez mayor entre la superficie de contacto de los sólidos, estos a su vez incrementarán la fuerza normal que los mantiene en contacto y el fluido no podrá abrirse camino.

Sin embargo, cuando el fluido aumenta su presión a un ritmo mayor que la presión de contacto entre ambos sólidos, llegará un momento en que la presión fluida venza a la presión de contacto, y el fluido se podrá abrir camino a través de la superficie de contacto que hay entre ambos sólidos. Si esta apertura continúa hasta que ambos contactos se separan por completo, se producirá la fuga.

Cómo diseñar las juntas, tanto el caso estático como el dinámico, es un proceso que se analiza y describe en el capítulo 14. De manera intuitiva en esta sección se puede vislumbrar que dos estrategias acertadas para mantener la presión de contacto por encima de la presión fluida son: geometrías especiales, como el usar juntas con sección transversal en “U” y en “V”, o usar materiales con alto coeficiente de Poisson, para que la presión axial que ejerza el fluido sobre ellas se traduzca en una presión similar en dirección radial, ejercida contra las superficies sólidas.

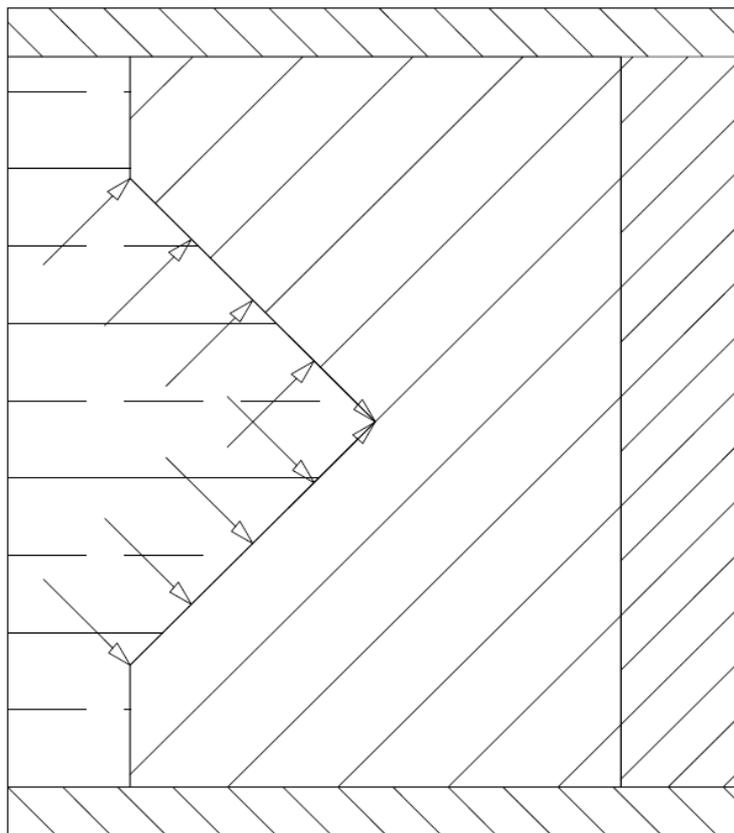


Figura 5: esquema general de presiones que actúan sobre una junta en "V".

Los materiales que cumplen con la condición de tener un alto módulo de Poisson son los elastómeros (NBR, NR, HNBR, ...). Los elastómeros presentan la ventaja de tener un módulo elástico pequeño, alta resiliencia, gran alargamiento hasta rotura... Con estas características, se consigue una gran ventaja constructiva ya que no requieren de tolerancias restrictivas de fabricación, porque se adaptan inicialmente al hueco disponible. En comparación, las juntas metálicas o las juntas metaloplásticas requieren de tolerancias de fabricación muy exigentes, para que su montaje sea cómodo y aun así reaccionen rápidamente a la acción de la presión.⁶ La debilidad de estos materiales es que su resistencia a cambios bruscos de temperatura es limitada, por lo que deben seleccionarse cuidadosamente conociendo de antemano el intervalo de temperaturas al que van a ser sometidas. Otra debilidad es que estos materiales pueden presentar incompatibilidades con los fluidos de trabajo, por lo que también es necesario seleccionar cuidadosamente estos materiales. Por ejemplo, materiales como el NBR o el FKM [12] no presentan buen comportamiento cuando trabajan con dióxido de carbono, porque lo absorben en su interior y o bien debilita sus propiedades mecánicas, o cuando se producen variaciones bruscas de

⁶ Como se ha descrito antes, deben ser capaces de aumentar la presión contra las paredes a un ritmo mayor de lo que lo hace la presión del fluido.



presión, daña su integridad física por la generación de ampollas en su interior que pueden reventar y romper la continuidad del material.

7.4. Triángulo de fuga

Como conclusión a los aspectos analizados en estas secciones, podemos trazar un diagrama de condiciones que deben darse simultáneamente para que un sistema fluido no cumpla las condiciones de estanqueidad y fuga.

Camino libre: si entre dos puntos de dos volúmenes fluidos se puede trazar una trayectoria que no corte a una superficie sólida, o barrera, podrá ocurrir fuga.

Gradiente de presiones: si se presenta la presión del fluido como una función escalar definida en el espacio tridimensional, y el gradiente a lo largo de una trayectoria que una dos puntos de dos volúmenes fluidos, aunque estén separados por una barrera, existirá un potencial de fuga.

Competencia de presiones: si entre dos componentes diferentes no se puede mantener una presión de contacto superior a la presión del fluido, este se separará el tramo de superficie de contacto inmediatamente contiguo, y se aumentará la superficie sometida a presión del fluido. Si en esta situación las superficies de contacto siguen sin ejercer una presión superior a la del fluido, se repetirá el paso anterior, continuando progresivamente hasta producir la fuga.

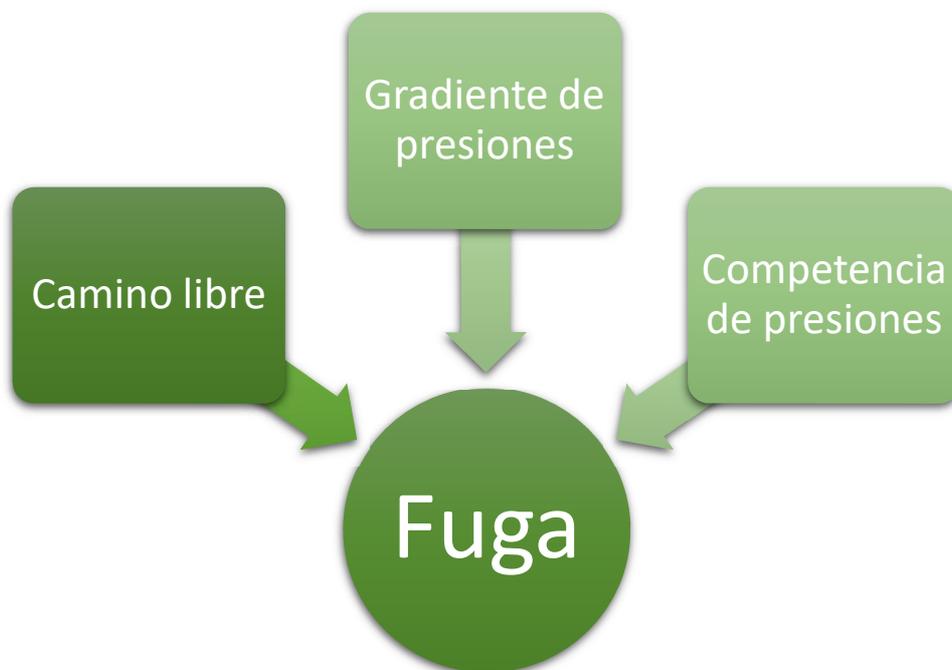


Figura 6: esquema conceptual del triángulo de fuga.

8. HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

“Todo el que se coloque ante la existencia en una actitud seria y se haga de ella plenamente responsable, sentirá cierto género de inseguridad que le incita a permanecer alerta. El gesto de ordenanza romana imponía al centinela de la legión mantener el índice sobre sus labios para evitar la somnolencia y mantenerse atento. No está mal ese ademán, que parece imperar un mayor silencio al silencio nocturno, para poder oír la secreta germinación del futuro”

-“La rebelión de las masas” José Ortega y Gasset (1929)

Desde que la humanidad dio el paso al neolítico se puede asumir que el ser humano ha aprendido a controlar la distribución del agua. La revolución neolítica trajo consigo un excedente de alimentos no conocido hasta el momento. La agricultura permitió generar suficientes alimentos como para sostener poblaciones cada vez más numerosas. Para generar tal cantidad de alimentos por medio de la agricultura, era necesario controlar el agua que se vertía sobre los campos. Por ejemplo, en la región conocida como el Creciente Fértil, actual Irán, surgen por primera vez los *sanas*.⁷ Estos canales eran excavados desde acuíferos hasta zonas de regadío, garantizando que los cultivos tuvieran suficiente suministro de agua independientemente de las precipitaciones, generando una gran estabilidad en la producción de alimentos.

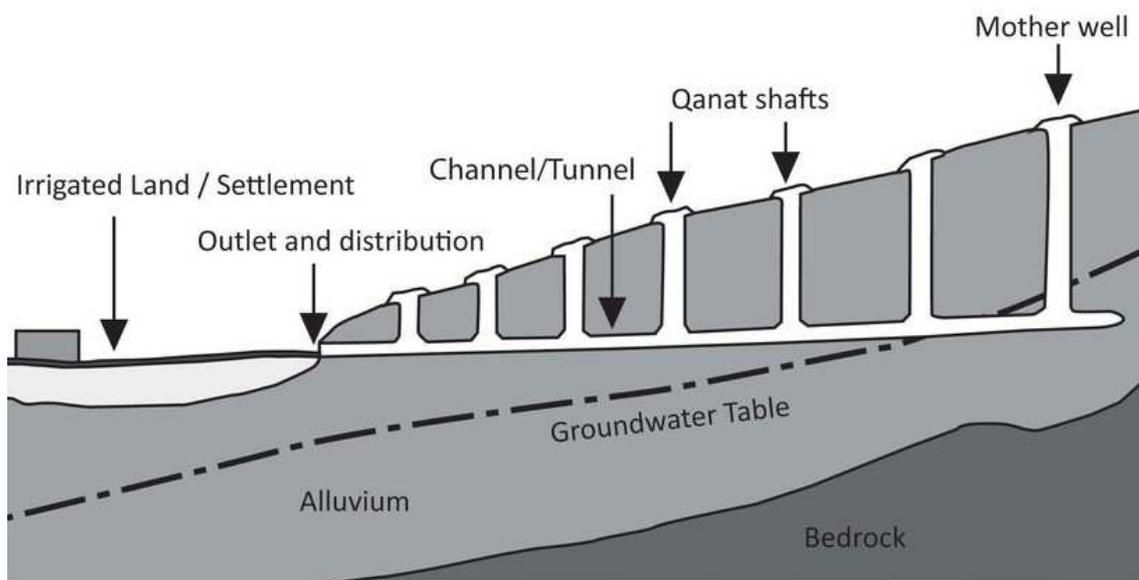


Figura 7 esquema general de un qanat.[13]

⁷ En la obra de Frank Herbert, *Dune*, se describe a los Qanats como canales abiertos para transportar agua a través del desierto. Teniendo en cuenta que *Dune* se emplaza aproximadamente en el milenio 10 en una sociedad consecuentemente desarrollada, no deja de ser un interesante guiño al concepto de vuelta a los orígenes, o el “eterno retorno” de Nietzsche.

CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

Esta tecnología se desarrolló y difundió con el tiempo a lo largo de todo el mundo. Por esto, encontramos estructuras similares en la península ibérica y américa (acequias) y en Italia (Túnel de Claudio) por ejemplo. Los romanos por ejemplo legaron un ejemplo de desarrollo de manat llevado a sus consecuencias más sublimes: el acueducto.

Esta aplicación estática no debería requerir en concreto conocimiento o aplicación de juntas, pero sí que hay que ser consciente del problema de la filtración de agua en el terreno y solucionarlo en consecuencia.

Otro ejemplo de tecnología hidráulica antigua aplicada al regadío lo encontramos en los cultivos en terrazas o en bancales. Esta técnica de cultivo es especialmente eficaz en terrenos de orografía desnivelada. El principio es simple: se realizan cortes en la pendiente del terreno generando áreas horizontales, pero a distintos niveles. Estos niveles se separan mediante taludes. El resultado permite disponer un gran volumen apto para cultivo. En el caso del oriente asiático, esta técnica es utilizada especialmente para el cultivo de arroz, lo que hace necesaria la contención de grandes volúmenes de agua en cada terraza. Es evidente que es necesario aplicar técnicas de control de fluidos, ya sea para contener el agua como en el caso del arroz, como para distribuir uniformemente el agua disponible en cada terraza. Por otro lado, no deja de ser evidente que nos tratamos de casos de sellado estático, ya que aún no podemos implicar piezas móviles en el manejo del agua.

Antes de repasar los ingenios de la antigüedad que ya implicaban tecnologías parecidas a la neumática e hidráulicas actuales, nos fijamos en un último ejemplo de tecnología usado desde la antigüedad que requiere un conocimiento práctico y fiable de técnicas básicas de estanqueidad.

La navegación se ha desarrollado a diferentes ritmos dependiendo de la civilización o cultura que analicemos. Esto es evidente si nos detenemos en el hecho de que Europa llegó a América antes de que América llegara a Europa[14].

Un ejemplo de embarcación primitiva está compuesto por varios troncos de árbol, de dimensiones suficientemente regulares, formando en conjunto una tabla. Debido a la densidad de la madera, que generalmente es menor que la del agua, el conjunto tiene suficiente flotabilidad para transportar a una persona y suficiente mercancía.

Sin embargo, desarrollos posteriores llevan a diseños más sofisticados. Así, tenemos embarcaciones de casco hueco, que permiten transportar mayores cargas y tripulaciones, así como tener mejor estabilidad para navegar en aguas más agitadas o soportar situaciones ambientales adversas.



CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

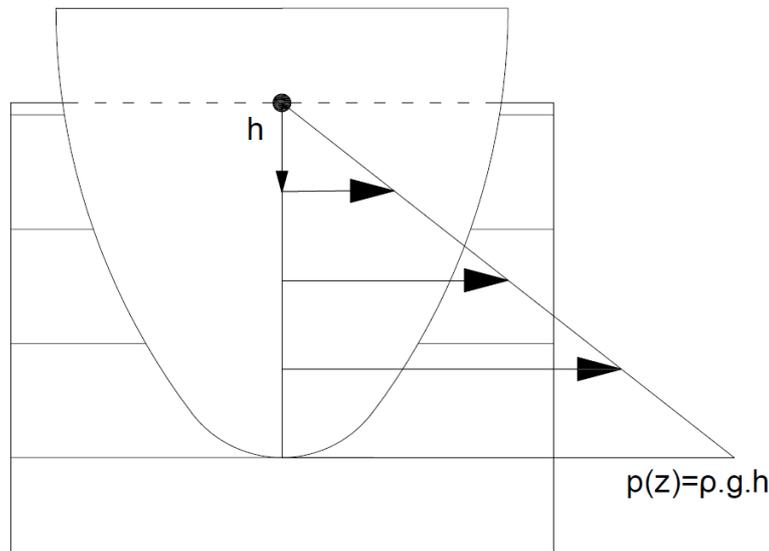


Figura 8: esquema de presiones ejercidas por el fluido contra la pared de un casco hueco

Este tipo de casco sufre presiones creciente según aumenta la profundidad respecto de la superficie. Debido a que el casco es hueco, la situación en cada punto de la pared del casco es que a un lado sufre la presión hidrostática, y por el lado interior tiene la presión atmosférica. A no ser que el casco estuviera fabricado de una única pieza⁸, generalmente en este tipo de embarcaciones el casco estaba fabricado ensamblando diferentes tablones recubriendo una estructura. Al estar la barrera compuesta por varios tablones, este es un ejemplo de aplicación del triángulo de la fuga ya que tenemos diferencia de presión, un posible camino libre, y si no se aplica una competencia de tensiones entre los materiales, el agua fluiría hacia el interior del casco.



Figura 9: a la izquierda barco de Keops (Moved 2017)⁹ y a la derecha Drakar extraído de la bahía de Roskilde (Laura Simkins, 2014)¹⁰

⁸ Por ejemplo, encontrar un tronco de árbol suficientemente grande y vaciarlo.

⁹ https://commons.wikimedia.org/wiki/File:By_ovedc_-_Khufu_ship_-_05.jpg

¹⁰ <https://www.afar.com/places/viking-ship-museum-roskilde>



CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

En la Figura 9 se pueden ver dos embarcaciones (separadas más de 1000 años en el tiempo) de casco hueco compuestas por tablones. Debe notarse que a pesar de la separación temporal y geográfica (la primera es egipcia, la segunda danesa) se encuentran similitudes entre ambas. Por ejemplo, ambas están construidas con tablones dispuestos a lo largo del eje mayor de la embarcación. Es evidente además que a ambas les falta algo fundamental, porque si en ese estado se intenta navegar con ellas, ambas se hundirían. Esto es porque no tienen medios de parar la fuga de agua entre los tablones.

La solución tradicional a este problema pasa por eliminar el camino libre entre tablones, en vez de establecer una compresión entre tablones. En concreto, hablamos de la técnica de calafatear. Esta consiste, a rasgos generales, en introducir una mezcla de estopa y resina de pino o brea entre los tablones de la embarcación y que se adhiere a estos, dando como resultado un tramo de material continuo que salva la separación entre tablones.

Para terminar, y para establecer una referencia sobre la antigüedad de esta técnica, en la Biblia ya se encuentra una referencia a esta técnica. En el libro de Ezequiel 27:9 se tiene:

“Los ancianos de Gebal y sus más hábiles obreros calafateaban tus juntas; todas las naves del mar y los remeros de ellas fueron a ti para negociar, para participar de tus negocios.”

Dejamos ahora las técnicas de aprovechamiento hidrostático al intercambio de trabajo mediante fluidos. Extraer trabajo a partir de un fluido presurizado no es una tecnología reciente. En el siglo primero después de Cristo, Herón de Alejandría inventó el primer artilugio que podría ser catalogado como máquina de vapor, el *aelópilo*. En esencia, este ingenio era un turbina de gas que usaba una corriente de vapor expulsado en dirección tangencial al sentido de giro para mantener su movimiento [15]. El conocimiento que tenemos de este artilugio proviene de los restos escritos, así que tratar de conocer su uso práctico es desconocido. Aunque pueda aventurarse que el disponer de este ingenio puede ser una prueba de que en la Alejandría romana existía la tecnología de máquinas de vapor tal y como la concebimos tras la revolución industrial del Siglo XVIII, hay que tener en cuenta que son necesarios otros componentes para conseguir extraer la suficiente cantidad de trabajo aprovechable de una máquina de vapor: poleas, bielas, manivelas, juntas,¹¹ ... Además de que sería necesario disponer de los materiales y conocer las técnicas para conseguir de ellos las propiedades mecánicas que conseguimos hoy en día (Y también en el Siglo XVIII) para dar la durabilidad suficiente al ingenio como para hacer rentable su fabricación[16]. Herón también estudió otras posibles aplicaciones basadas en el uso de aire, agua y vapor, e incluso se cuestionó la naturaleza del aire y el vacío. Estos ingenios fueron descritos en su tratado *Neumatica* [17]. Entre estos ingenios, destaca la definición y diversas

¹¹ Una reflexión interesante es que, aunque no hayan llegado hasta nuestro días técnicas de sellado dinámico tal y como lo venimos describiendo hasta el momento, posiblemente en esta época ya era utilizada la soldadura de estaño para conseguir estanqueidad en conducciones hidráulicas estáticas.

CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

variaciones del sifón.¹² Finalmente, Herón también describió una bomba de pistones que podría usarse para extraer agua de pozos. Este invento es interesante porque ya incluía válvulas antirretorno para evitar que el agua circulara en sentidos no deseados.[18]

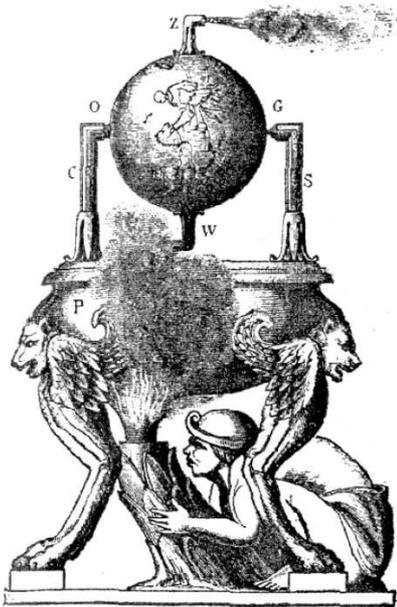


Figura 10: ilustración del aelopilo de Herón
poner la referencia bien.

Tres siglos después, Filón de Bizancio describió el primer molino hidráulico [19] e inventó un mecanismo hidráulico de escape, que usaba una vasija conectada a un contrapeso a través de una palanca. Cuando había suficiente agua en la vasija, levantaba el contrapeso y expulsaba el líquido de la vasija, de manera que el sistema volvía a su posición inicial [20]. Aparte de estos inventos, podemos encontrar otros ejemplos en la literatura acerca de mecanismos de basados en el control del agua como los descritos por Arquitas de Tarento y Ctesibio [16], [21]. De este último, se dice que es inventor del órgano hidráulico, del cual tenemos un ejemplo en el Real Alcázar de Sevilla, o la bomba de impulsión-expulsión de agua, de la cual se

encontró un ejemplo en las minas de SDotiel-Coronada (Huelva, España) [22]. Otro ejemplo claro de transformación de trabajo mecánico en energía potencial gravitatoria aplicado al agua es el tornillo de Arquímedes, usado para extraer agua de pozos o para subirlo de manera continua a posiciones más elevadas que la fuente [23]. El caso del tornillo de Arquímedes puede presentar un problema que se extiende hoy en día en la turbomáquinas, y es que si las palas no giran a la suficiente velocidad como para mantener el gradiente de presión positiva, se producen recirculaciones de fluido desde los puntos más elevados a los más bajos. Para solventar este problema puede fabricarse en conjunto la hélice (rótór) unida al cilindro exterior (estátor) y hacer girar el sistema en conjunto, con un rótór completo. Esto sin embargo puede suponer muchos problemas de fabricación, aumentando estos cuanto más largo quiera hacerse el tornillo.

Sin embargo con los dispositivos descritos por Ctesibio y Herón se pueden alcanzar presiones más elevadas aunque caudales más modestos que con el tornillo de arquímedes. Además [24], con estos dispositivos sí que podemos establecer una comparación con intensificador de agua usado en tecnologías *waterjet* y HPP. El principio es bastante básico,

¹² Entre estos ingenios destaca el conocido como la “fuente mágica de Herón”. Es importante tener en cuenta este ingenio en particular porque usaba la presión generada por una columna de agua para mantener presurizado un circuito de distribución neumático. [71]

CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

se disponen dos pistones. Cada pistón dispone un émbolo que tiene una unión a través de una biela con una palanca, que gira alrededor de un punto fijo. Estas bielas impulsan a los émbolos en movimiento de vaivén. Cada pistón tiene una toma de entrada y una toma de salida, cada una de las cuales tiene un antirretorno, que controla el sentido de circulación de la corriente. El resultado general es una corriente continua de salida, ya que cuando un pistón coge agua del depósito el otro la impulsa a la salida, y viceversa.

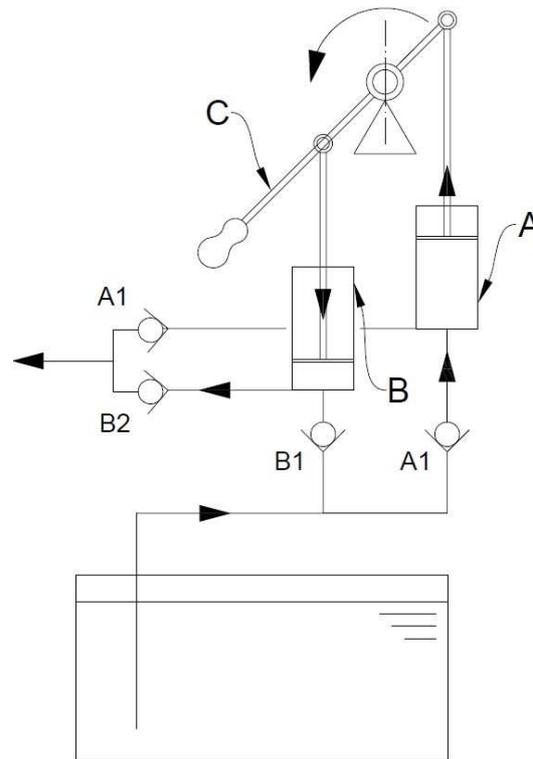


Figura 11: esquema de funcionamiento de una bomba tipo Ctesibio.

Cuando cae el Imperio Romano de Occidente, la parte continental de Europa y el norte de la península ibérica se ven inmersos en una completa reestructuración social. Ya al final del Imperio Romano de Occidente se vivió una despoblación generalizada de las áreas rurales, por motivos como la esterilidad de la tierra de cultivo debida a la sobrepoblación. Las tierras fueron controladas por patricios que poseían grandes cantidades de tierras, conocidas como latifundios. Aparte, cuando se producen las primeras invasiones de los pueblos bárbaros en el Imperio, algunos son absorbidos por este y se les conceden tierras, poblaciones, y cierta autonomía, a cambio de pagos de impuestos y levas de tropas para mantener las fronteras. Sin embargo esto no se sostiene y cuando el Imperio centralizado cae, desaparece el control y las regiones sufren nuevas invasiones, reestructuración política, diversos y efímeros reinos, que hacen que estas regiones no vean prosperidad demográfica, económica ni tecnológica hasta entrado por lo menos el Siglo X [25].

Hubo zonas de Europa que se salvaron de esta caída: la península balcánica, enmarcada en el Imperio Romano de Oriente y la zona sur de la península ibérica. Esta última sufrió



CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

también épocas convulsas: invasiones de los alanos y vándalos, recuperación del Imperio de Oriente¹³, asentamiento del reino visigodo, y finalmente invasión del Imperio Omeya, que estableció la cultura árabe en el sur de la península.

La mayor parte de los escritos y tecnología romanas y griegas fueron transferidas al Imperio de Oriente y los diversos imperios árabes. Estos imperios continuaron su desarrollo a pesar de la caída de Europa. Los molinos de viento son descrito por primera vez en la región de Persia, en torno al siglo IX [26] y los molinos hidráulicos se desarrollan a partir de los modelos romanos, siendo el mundo islámico el que más los extiende a lo largo de su territorio [27]. Sin embargo, los monasterios europeos se encargan de conservar parte del conocimiento antiguo y contribuyen al desarrollo de los molinos hidráulicos [28]. también se desarrollan en la zona atlántica de Europa los molinos de mareas. Estos molinos en concreto son muy interesantes porque requieren establecer una gran infraestructura que permita que el agua entre a una zona embalsada cuando la marea sube, y luego retenerla y conducirla contra la rueda. La aplicación de estos molinos fue el corte de madera, la producción harinera, el trabajo del hierro y la minería entre otros. [29].

La posición geoestratégica de la península itálica, así como el florecimiento del comercio en el mediterráneo, ayudaron a que en esta región naciera el Renacimiento. Diversos inventores, con ayuda de su ingenio, la llegada de los escritos y la tecnología de oriente, y el apoyo de las fortunas que surgieron en esta época, pudieron desarrollar nuevos inventos que satisficieran las necesidades de la creciente población europea. Llegados a este punto es importante entender que los inventos no surgen (o rara vez surgen) de la nada. Lo más habitual es observar un proceso ya conocido, entender qué parámetro es mejorable, y aplicar las modificaciones necesarias para conseguir esta mejora. Este enfoque se puede llevar tanto a la agricultura [14], como a la máquina de vapor [25], [30]¹⁴

En el marco del Renacimiento, Taccola dibujó la bomba de pistones, que convertía el movimiento rotatorio de una rueda en movimiento de vaivén de un émbolo, que después transmitía esta movimiento a la corriente de agua. Esto presenta una similitud grande con el ingenio de Ctesibio, (ver Figura 11) salvo que cambia la manivela por una rueda [31], [32].

¹³ El general Belisario es conocido por sus campañas en las que trató de recuperar el terreno perdido por el Imperio de Occidente, con grandes victorias tácticas, pero con conquistas efímeras. Asimov, en "Fundación e Imperio" le rinde homenaje bautizando al protagonista con el nombre de Bel Riase. Establece también un paralelismo porque el Imperio de Asimov también se encuentra en retroceso mientras Bel Riase lucha para evitarlo. Consigue una serie de victorias pírricas que no frenan el derrumbe final del Imperio.

¹⁴ El caso de la máquina de vapor es insólito. Cualquier escolar es educado en la idea de que la máquina de vapor fue inventada por James Watt. Si nos quedamos en esa idea, nos perdemos que su máquina introdujo algunos cambios sobre la máquina de Newcomen, y este la ideó a partir de la máquina de vapor patentada por Jerónimo de Ayanz y Beaumont (Guenduláin, Navarra, 1553-Madrid 1613). Jerónimo de Ayanz registra su patente en 1606, y James Watt nació en 1736, habiendo entre ambos más de cien años de diferencia.



CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

En el siglo XVI, el inventor italiano Agostino Ramelli registró el diseño de una bomba que más tarde inspiraría el motor Wankel. Este diseño es el precursor de la bomba de palas deslizantes. [33], [34]

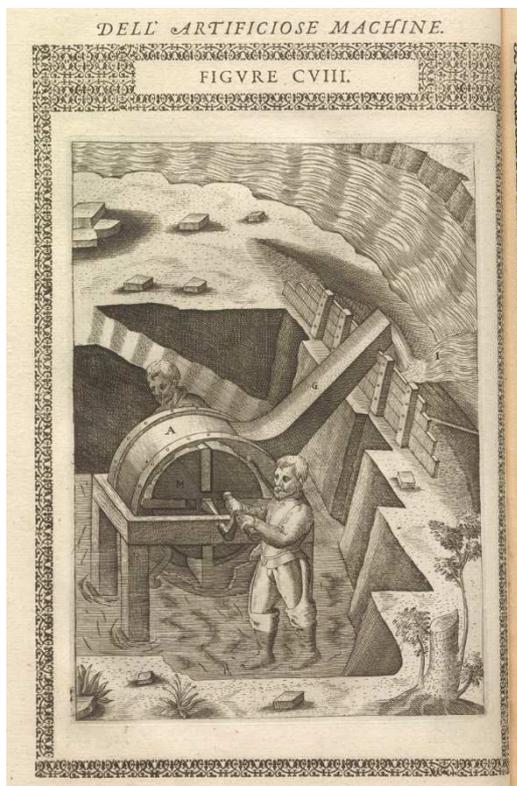


Figura 12: bomba de paletas deslizantes¹⁵.
[35]

era necesario extraer para permitir el trabajo en la mina era cada vez mayor. Entonces es cuando surge la máquina inventada por Newcomen. Este ingenio, llamado también el motor atmosférico estuvo extendido en toda Europa para aplicaciones de minería y para suministrar agua a las áreas urbanas.[36], [37].

Este ingenio usaba una caldera para producir vapor, que se dirigía luego al pistón de empuje, que a su vez trasladaba la fuerza del émbolo al brazo de un balancín. Este balancín tenía en un extremo la biela del pistón de vapor, y en el otro extremo una cámara de impulsión expulsión (del estilo de los pistones de Ctesibio). Cuando el pistón llegaba al punto superior, la válvula de entrada de vapor se cerraba y se abría a su vez una válvula que permitía la entrada de una pequeña cantidad de agua fría, que enfriaba el vapor y lo devolvía al estado líquido, reduciendo la presión del interior. Así, se conseguía volver al punto inicial y el ciclo comenzaba de nuevo.

Aunque hay autores como Rifkin que enmarcan el desarrollo de las máquinas de vapor en Inglaterra, en la época previa a la revolución industrial, ya hemos comentado antes que la necesidad de bombear agua a alturas elevadas tiene una aplicación de gran interés en la minería. Y la minería estaba extendida en toda Europa. Sin embargo, Rifkin acierta en un hecho y es que la minería de Inglaterra en los tiempos inmediatamente anteriores a la revolución industrial buscaba la extracción de carbón para su uso masivo como sustitución de la madera, que era la base energética de la mayor parte de la actividad económica en Inglaterra y en el resto del continente europeo.

Según se profundizaba en las capas inferiores de las minas, las filtraciones de agua se hacían cada vez más frecuentes, y el caudal de agua que

¹⁵ Figura disponible en <https://digital.sciencehistory.org/works/4b29b614k>



CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

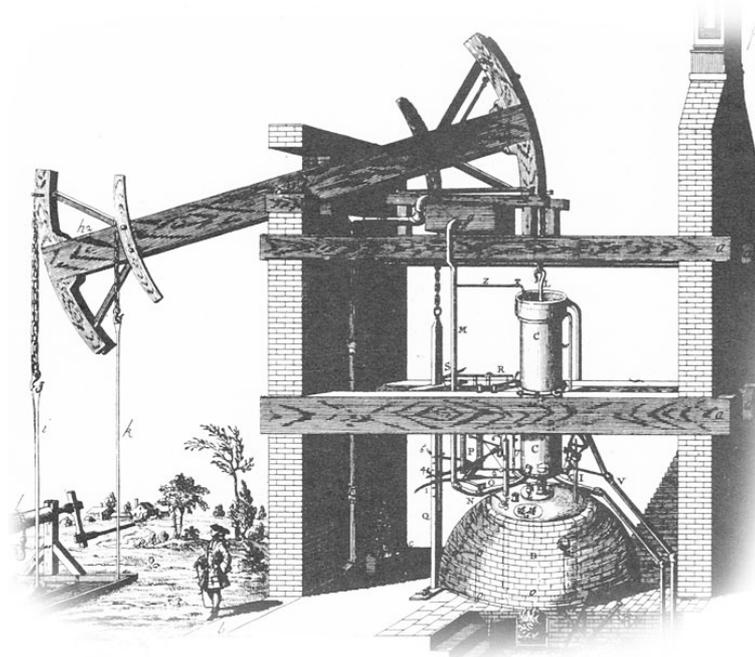


Figura 13: estructura del motor de Newcomen (Henry Beighton 1717)¹⁶

En estas aplicaciones, donde la cantidad de trabajo que había que extraer de la caldera era grande, con comparación con otros dispositivos manuales o de menores caudales, era muy importante aumentar la eficiencia del sistema. Por un lado, la presión en las calderas no era muy elevada (en comparación con las presiones que se manejan hoy en día) y por lo tanto para conseguir fuerzas grandes, el área de los pistones debía ser también suficientemente grande. Pero como hemos visto anteriormente, tamaños de pistón grandes implican grande holguras entre el pistón y la camisa por la que desliza. El vapor además es menos viscoso que el agua, por lo que tendrá más facilidad para escapar por el camino libre si existe una diferencia de presiones entre el interior del pistón y el ambiente. En estas condiciones, donde además la velocidad del émbolo no sería muy grande, podemos concluir que en esta máquina era necesario aplicar algún tipo de junta dinámica entre el émbolo y la camisa. Y en este caso no podemos aplicar soluciones como el calafateado que vimos anteriormente, porque la continuidad del material se rompería continuamente con cualquier desplazamiento del pistón. Según describe en su invención, el pistón tenía un hueco a lo largo de toda la superficie lateral, en la que se emplazaba una primitiva junta de cuero y estopa ¹⁷, que a su vez debía permanecer húmeda para acomodarse fácilmente al hueco entre pistón y cilindro.¹⁸

¹⁶ <https://www.asme.org/about-asme/engineering-history/landmarks/70-newcomen-engine>

¹⁷ Extraído de <https://www.egr.msu.edu/~lira/supp/steam/newcomen.htm>

¹⁸ Además, puede que las propiedades higroscópicas de la estopa hicieran que esta tendiera a hincharse, generando la competencia de presiones necesaria para mantener contenida la fuga de vapor.



CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

Este ingenio presentaba un gran problema al analizar su eficiencia: el agua fría que se introducía en el pistón enfriaba el vapor contenido en el cilindro, pero también el propio cilindro. Luego, el vapor caliente también calentaba el cilindro, requiriendo un aporte de vapor extra para mantener la temperatura y la presión en su interior.

En 1769, James Watt solicitó la patente de su máquina de vapor [38]. Teniendo en cuenta el problema de eficiencia que presentaba la máquina de Newcomen, Watt pensó en añadir una válvula que permitiera que el vapor saliera del pistón y llegara a una cámara fría, generalmente inmersa en una corriente de un río. Esta ligera diferencia permitió que el cilindro por el que se movía el émbolo se mantuviera siempre a la misma temperatura [39]. Esta mayor eficiencia permitió mover mayores caudales de agua. Este modelo de funcionamiento es usado en las máquinas de vapor recreativas que se pueden encontrar hoy en día.

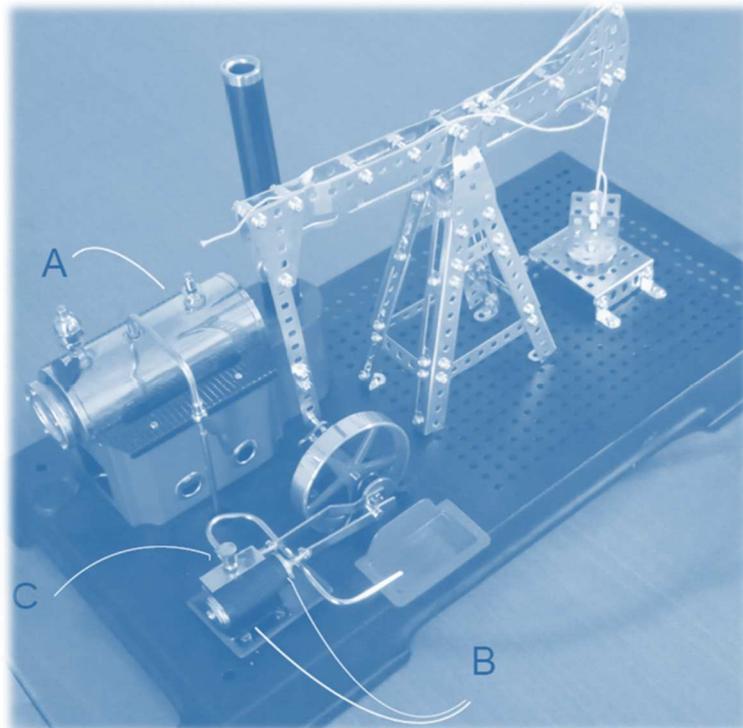


Figura 14: modelo funcional de máquina de vapor.

En la Figura 14 se encuentra un ejemplo de una máquina de vapor a escala, pero funcional. El agua se calienta en la caldera (A) y el vapor se lleva a los pistones (B). El cilindro que hay en (C) tiene rebajados varios anillos que controlan a qué lado de (B) dirigen el vapor. Ni (B) ni (C) tienen juntas dinámicas que mantengan la estanqueidad del sistema. Aún así, siendo un artilugio recreativo, no es necesario optimizar su eficiencia.

El siglo XIX trajo el uso industrial del caucho, y después se desarrollaron los elastómeros fabricados a partir del petróleo. Estos materiales de bajo módulo elástico y alta deformación hasta la rotura revolucionaron la industria hidráulica, química, y petrolera,... Por fin había



CAPÍTULO 8 HISTORIA DEL USO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA

llegado un material de sencilla fabricación pero de muy bajo límite elástico, y tanto física como químicamente estables. Había llegado el momento del gran desarrollo de la tecnología de las juntas.



9. TECNOLOGÍA DE WATER JET

“No veía Tuor puerta ni portal en este poderoso seto de acero, pero al acercarse a través de los espacios entre las barras, le pareció que una luz deslumbrante venía hacia él, y tuvo que escudarse los ojos y detenerse inmóvil de miedo y maravilla. Pero Elemmakil avanzó y ninguna puerta se abrió; pero golpeó una barra y el cerco resonó como un arpa de múltiples cuerdas que emitió unas claras notas armónicas que fueron repitiéndose de torre en torre” De Tuor y su llegada a Gondolin- J.R.R. Tolkien (1997)

En el capítulo previo dedicado a los amortiguadores y muelles hidráulicos, se contempló la posibilidad de que un gran volumen de líquido esté confinado en un volumen cerrado, salvo por una pequeña apertura.

Supongamos que el líquido de trabajo es agua. Si el nivel de presión alcanzado en el interior del volumen es suficientemente elevado, la velocidad del agua también lo será, y en consecuencia el nivel energético alcanzado por el chorro de agua será elevado también. Esta afirmación podrá ser válida siempre que se consideren nulos o despreciables los efectos de la viscosidad, y el movimiento sea unidireccional, o en su defecto las variaciones transversales de velocidad sean pequeñas en comparación con las variaciones en la dirección tangente al movimiento de cada línea de corriente.

En estas condiciones, podemos escribir la ecuación de conservación del momento en un medio fluido:

$$\rho \cdot \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} = \nabla p - \nabla U \quad (9-1)$$

El término de la izquierda en la ecuación anterior también puede escribirse de la siguiente manera:

$$\rho \cdot \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} = \rho \left(\nabla \left(\frac{v^2}{2} \right) - \vec{v} \times (\nabla \times \vec{v}) \right) \quad (9-2)$$

Este resultado se introduce de nuevo en (9-1) y luego se proyecta sobre el vector tangente de la línea de corriente.

$$\left(\rho \cdot \nabla \left(\frac{v^2}{2} \right) - \vec{v} \times (\nabla \times \vec{v}) + \nabla p + \nabla U \right) \cdot \vec{u}_t = 0 \quad (9-3)$$

El término que se sustrae en el miembro de la izquierda en la ecuación anterior es perpendicular a la línea de corriente, y por lo tanto su producto escalar con el vector tangente es nulo. El resto de los términos, por la definición de gradiente de campo escalar y



por la definición de vector tangente¹⁹, se pueden reescribir como derivadas en función del parámetro que define la trayectoria de la línea de corriente (unidimensional)

$$\frac{d\left(\rho \frac{v^2}{2}\right)}{dt} + \frac{dp}{dt} + \frac{dU}{dt} = \frac{d\left(\rho \frac{v^2}{2} + p + U\right)}{dt} = 0 \quad (9-4)$$

El resultado anterior muestra que el la suma del término cinético, la presión y la energía potencial permanece constante a lo largo de cada línea de corriente.

En un caso extremo, si tomamos el origen de la línea de corriente en el depósito de alta presión (velocidad nula o despreciable) y como final la salida del orificio de descarga (presión ambiental o muy pequeña frente a la presión del depósito), y considerando que no hay una variación apreciable de energía potencial:

$$p_0 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 \quad (9-5)$$

Usamos la ecuación anterior para estimar la velocidad de salida del agua en el caso de que el depósito de alta presión sea de 2000 bar y que el fluido sea incompresible.[14]

$$v_1 = \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2000 \cdot 10^5}{1000}} = 632.46 \text{ m/s} \quad (9-6)$$

El resultado de velocidad anterior está cercano a superar dos veces la velocidad de sonido en atmósfera estándar. Finalmente, es posible estimar la energía por unidad de masa transportada por cada línea de corriente, mediante la siguiente expresión:

$$e \left[\frac{J}{kg} \right] = \frac{p_0}{\rho} \rightarrow e \left[\frac{J}{kg} \right] = \frac{2000 \cdot 10^5}{1000} = 200 \text{ kJ/kg} \quad (9-7)$$

El resultado anterior muestra el límite superior de la energía disponible, y habría que descontar las pérdidas debidas a viscosidad, turbulencia, ...

Esta corriente de alta energía puede utilizarse para corta, taladrar o mecanizar, en cuyo caso nos encontramos ante la tecnología conocida como *waterjet*.

Esta tecnología está en continuo desarrollo hoy en día, y puede ser una excelente alternativa a otras técnicas de fabricación, por ejemplo, cuando el material es difícil de mecanizar por corte, como el titanio, los materiales compuestos, y la combinación de ambos. [15]

¹⁹ $\frac{df}{dt} = \frac{df}{dx} \frac{dx}{dt} + \frac{df}{dy} \frac{dy}{dt} = \nabla f \cdot \vec{u}_t$



CAPÍTULO 9 TECNOLOGÍA DE WATER JET

Aunque desde que se originó la tecnología el fluido de trabajo más usado es el agua, también se está investigando las capacidades del dióxido de carbono como fluido de corte, especialmente cuando se quiere cortar materiales poliméricos como el poliuretano, debido a las propiedades higroscópicas de estos materiales.[16]

En la industria aeronáutica cada vez se utilizan más piezas fabricadas por materiales compuestos, y la tecnología de corte *waterjet* (ya sea con agua o con dióxido de carbono) es una buena alternativa al corte con herramientas tradicionales porque estas últimas producen delaminaciones, astillamiento y superficies demasiado rugosas. Estas tres características son especialmente dañinas desde el punto de vista de resistencia a fatiga.

Finalmente, si a la corriente de agua se le añade polvo de material abrasivo, la tecnología de corte *waterjet* puede utilizarse para cortar materiales metálicos de gran espesor y materiales cerámicos técnicos.[17]

Han sido presentadas algunas de las características que debe tener la corriente de alta velocidad. La cuestión esencial que nos atañe en este trabajo es cómo elevar la presión del fluido antes de dirigirlo al cabezal de corte.

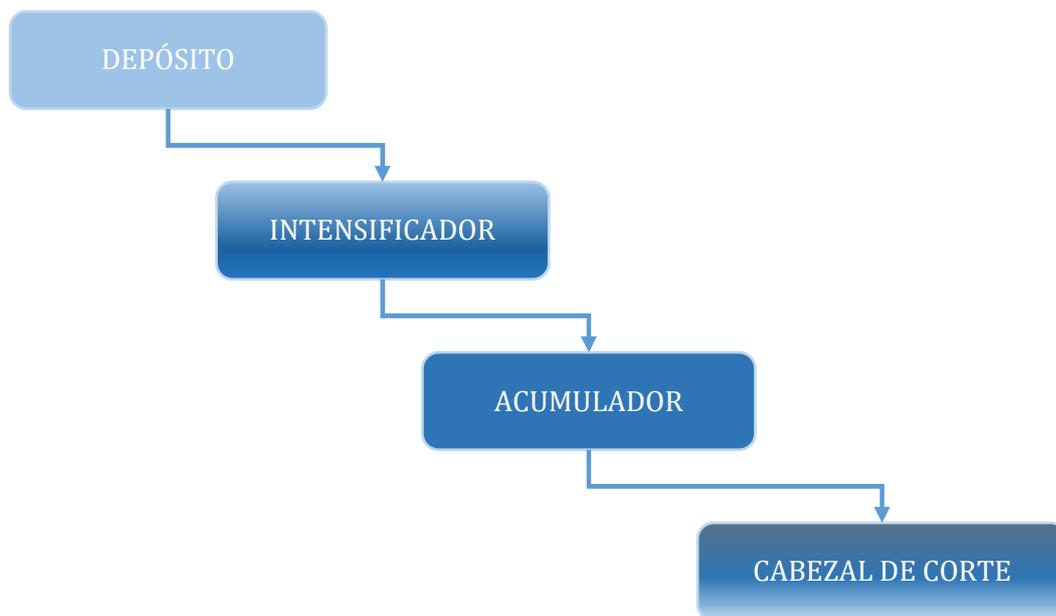


Figura 15: diagrama de flujo del fluido de trabajo en un sistema de corte por waterjet

En la figura anterior se esquematiza el proceso que sufre el fluido de trabajo desde que está almacenado en el depósito hasta que es impulsado en el cabezal de corte contra la pieza de trabajo. La presión de fluido se eleva en el intensificador. Generalmente, el intensificador es un dispositivo que consta de un émbolo y un pistón, cuyas áreas transversales son diferentes, y que eleva la presión del fluido de trabajo por el principio de equilibrio de



fuerzas. En la sección siguiente se describe con más detalle el funcionamiento y las características básicas de un intensificador.

Al comienzo de esta sección, se indicó que el interior de la cámara donde se eleva la presión del fluido es equivalente al sistema de amortiguamiento hidráulico que se presentó en la sección 11.1. En esa sección se presentaba cómo el aumento del área de paso del caudal afectaba a la distancia característica de desplazamiento del émbolo. En este caso el problema no es el exceso de velocidad del émbolo, o la no estabilización de esta, sino la fuga de caudal de fluido al exterior en vez de dirigirse al circuito de alta presión principal. Este problema será presentado y se analizará en detalle en el capítulo 13. Es fundamental hacer notar que, sin un adecuado sistema de sellado, se producirá una corriente de fluido a través del pistón, restando eficiencia al intensificador porque ese fluido debería inyectarse al circuito de alta presión. Esto se hace patente al observar la Figura 20

Por ejemplo, si queremos conseguir una presión de 1600 bar en el interior de la cámara, teniendo las siguientes características dimensionales:

Diámetro del canal de salida: 3,18 mm

Diámetro del pistón: 22 mm

Holgura entre pistón y superficie interior de la cámara: 0,05 mm

Usando la ecuación ((11-5) tenemos que la relación de áreas es 33,35. Según la Figura 20 debemos mantener una velocidad aproximada de 18 m/s. Sabiendo que con la tecnología actual la velocidad del pistón no supera el metro por segundo, el resultado anterior no nos permite albergar muchas esperanzas en conseguir un nivel de presión adecuado sin recurrir a juntas dinámicas.

Si hacemos una aproximación a la inversa, buscando la relación de áreas que permita mantener una presión de 1600 bar moviendo el pistón a una velocidad de 1 m/s, debemos usar la ecuación (11-30). Como resultado, vemos que la relación de áreas debe ser de 400. Manteniendo el diámetro de pistón (22 mm), y suponiendo que no hay holgura (sistema estanco), el diámetro del canal de salida debe ser de 1.1 mm como máximo. Los orificios de los cabezales de corte son generalmente menores que el diámetro anterior, y si además sumamos el efecto de tener un acumulador entre el intensificador y el cabezal, sí que es posible mantener un nivel de presión suficiente moviendo el pistón a una velocidad realista para la tecnología actual.

9.1. Conclusión

Las juntas dinámicas juegan un papel fundamental en el desempeño del intensificador. No sólo eso, sino que el fallo en una junta de alta puede comprometer por completo la eficacia del sistema *waterjet* en el que se integre el intensificador, porque si el canal de paso de la corriente de fuga es suficientemente grande, no será posible mover el émbolo a una velocidad que permita alcanzar la presión de trabajo.



10. TECNOLOGÍA HPP

“72 Aquí, se agotó el vino sangriento.

73 aquí, los valientes hijos de Rusia concluyeron el festín, dieron de beber a los consuegros, y ellos mismos perecieron por la tierra rusa.

74 se marchita la hierba de pena, y los árboles doloridos se doblegan hacia la tierra.”

-El cantar de las huestes de Igor (anónimo)

La tecnología en la que se emplazan las juntas dinámicas que son protagonistas de esta tesis es en la HPP (*high pressure processing*). Esta tecnología tiene su principal aplicación en los campos de la alimentación y la farmacéutica.

El principio de esta tecnología se basa en aplicar presión hidrostática sobre el producto, cubriendo toda su superficie, durante un tiempo determinado. El nivel de presión será generalmente superior a 4000 bar. El nivel de presión normalmente utilizado por la industria actualmente es 6000 bar, y en la actualidad se está explorando la posibilidad de llegar a 9000 bar [18], [19], lo que ayudaría a reducir el tiempo del proceso.

El propósito de la aplicación de este proceso sobre ciertos productos es dotarlos de los requerimientos sanitarios adecuados para ser comercializados, ya que el proceso inactiva los microorganismos, evitando que proliferen. Esto alarga el periodo de consumo de estos productos. (6,7)

El fluido de trabajo que se considera en este caso es siempre agua, a diferencia de la tecnología HPP, que como hemos visto anteriormente, también contempla del uso de dióxido de carbono, por ejemplo.

En cuanto a la temperatura del agua durante el proceso, generalmente no es un parámetro crítico, siempre que no se supere cierto nivel. No en vano, esta tecnología a veces también recibe el nombre de “pasteurización fría” [21]. Durante el proceso de presurización el agua sí que puede ver incrementada su temperatura unos grados, pero dado que no se aplican ni fuentes frías ni calientes durante el proceso, la temperatura del agua está marcada por la temperatura ambiente, y esta depende del emplazamiento de la máquina.

Un factor muy importante en el proceso es el tiempo del proceso, que deberá ser suficiente para inactivar los microorganismos presentes en el producto. Cada producto está caracterizado por un tipo de microorganismo y por la concentración de estos, así que el tiempo de proceso varía según cada producto [22].

Hay una diferencia muy clara entre esta tecnología y la tecnología de corte por *waterjet*. En esta segunda tecnología, se eleva la presión para luego convertir la energía almacenada en fluido, en energía cinética. En el caso de la HPP, se eleva la presión del fluido, pero este



es contenido en una vasija durante un tiempo determinado, hasta que finalmente es liberado a la atmósfera, sin que esa energía almacenada sea aprovechada para otro fin.

Independientemente del fin último del fluido presurizado, ambas tecnologías comparten una característica, y es que necesitan que el fluido de trabajo sea presurizado, y en ambas tecnologías los intensificadores son similares en cuanto al principio de funcionamiento.

El componente donde se produce todo el tratamiento es la vasija. Esta vasija es un contenedor de pared gruesa, que le permite aguantar el nivel de presión del ciclo, de forma cilíndrica. El fluido se va presurizando poco a poco según se introduce agua en la vasija. En un primer llenado el agua se encuentra a una presión manométrica ligeramente superior a cero. Cuando la vasija se ha llenado, se procede a introducir más agua en su interior. Al no disponer de volumen disponible, el fluido no tiene más remedio que aumentar su densidad, provocando a su vez un incremento en la presión. Los componentes responsables de alimentar la vasija con agua son los intensificadores. Queda claro que aguas abajo del intensificador, los procesos HPP y *waterjet* son significativamente diferentes. Pero también en el intensificador hay diferencias. En el caso del *waterjet*, desde la primera embolada se alcanza la presión objetivo, mientras que en una máquina HPP la presión máxima alcanzada en el interior de cada camisa de alta aumenta según aumenta la presión en la vasija. Este efecto produce consecuencias muy diferentes en la junta dinámica del intensificador, dependiendo de en qué proceso esté trabajando.

Si en el apartado anterior la presión objetivo era 4000 bar, en la tecnología HPP la presión objetivo es 6000 bar. Si queremos hacer un estudio similar al que se hizo en el apartado anterior buscando el área de paso mínima para conseguir subir la presión a una velocidad de pistón de 1 m/s, resulta trivial concluir que, si en el caso de la tecnología *waterjet* era imprescindible el uso de las juntas dinámicas, en el caso de la tecnología HPP también lo son.

Para añadir más fuerza a este razonamiento, hay que tener en cuenta que en caso de la tecnología HPP el fluido no se dirige finalmente a la atmósfera, sino que el fluido es enviado a una cámara de presión similar a la presión que hay en el interior de la camisa del pistón. Sin embargo, si existe un camino libre entre el interior de la camisa del pistón y la atmósfera (lo que ocurre si no hay presencia de junta dinámica), la velocidad de la corriente que se establecerá entre el interior de la camisa del pistón y la atmósfera será superior a la que se producirá entre el interior de la camisa del pistón y la vasija. Por lo tanto, la pérdida de rendimiento volumétrico será mayor que en el caso de la tecnología *waterjet*.

Hasta el momento se han establecido relaciones entre las tecnologías HPP y *waterjet*, con el amortiguador hidráulico. En el capítulo 13 se estudiará que durante el proceso de compresión en el intensificador, cuando aún no se ha alcanzado en el interior de la camisa del pistón la presión de la vasija, este sistema será parecido al muelle hidráulico, y se concluirá igualmente que, desde ese punto de vista, también son esenciales las juntas dinámicas para conseguir que el intensificador sea, por lo menos, eficaz.

Finalmente, se muestra un esquema de los diferentes componentes por los que circula el fluido de trabajo en la tecnología HPP. Ya se describió en la sección anterior qué es y cómo funciona un intensificador. Hay que reseñar que aunque el fallo de una única junta compromete la eficacia completa de una camisa de alta presión, generalmente los intensificadores son de doble efecto, tienen dos camisas de alta presión. Además, muchas máquinas constan de más de un intensificador, por lo tanto el fallo de una única junta generalmente no supone el fallo de la máquina, pero sí que compromete seriamente su eficiencia, además de que puede provocar fallos colaterales en otros componentes, como veremos en capítulos posteriores cuando se analicen juntas que han fallado después de trabajar.

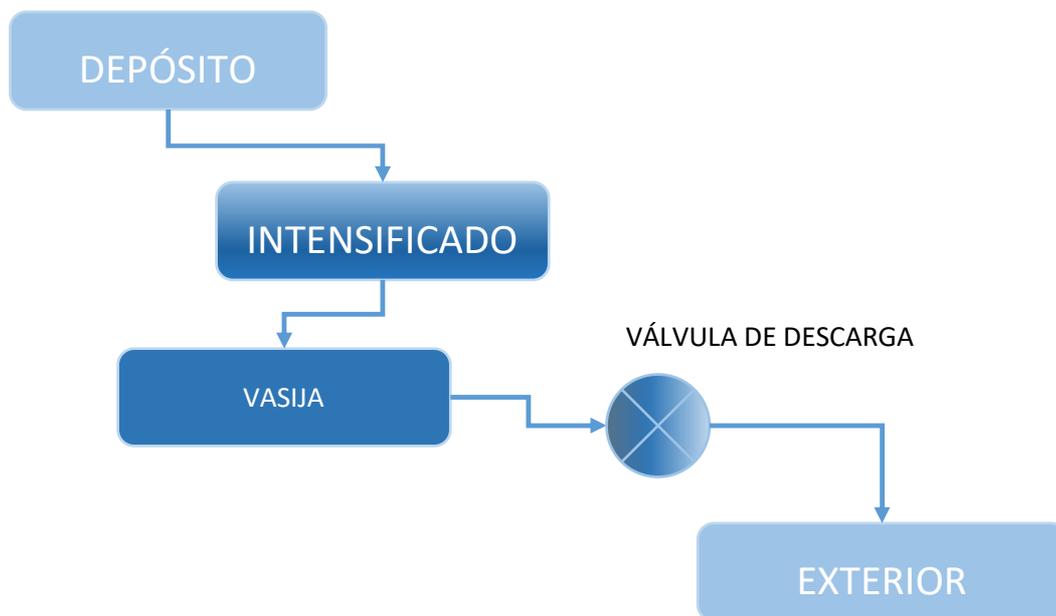


Figura 16: esquema general de componentes y recorrido del fluido en una máquina HPP.

10.1. Conclusión

La tecnología HPP tiene requerimientos de presión superiores a las necesidades generales de la tecnología *waterjet*. Además, el modo de trabajo de las juntas dinámicas no es igual en una tecnología que en otra. En el caso de la tecnología HPP las juntas dinámicas trabajan con presiones progresivamente mayores según va aumentando la presión de la vasija. Esto hace que se enfrenten a un amplio espectro de presiones a lo largo de cada ciclo de la máquina, y por lo tanto sufran diferentes niveles de cargas a lo largo de cada ciclo. Sin embargo, en el caso de la tecnología *waterjet*, en cada embolada se consigue alcanzar la presión objetivo, por lo tanto, sus cargas serán similares embolada tras embolada. Estas diferencias provocarán diferentes efectos sobre las juntas: desgaste, grietas, extrusión de material... y no será fácil en el caso del HPP discernir qué nivel de carga es el causante de



qué efecto. Esto se estudiará en las diferentes evoluciones que se han realizado sobre el diseño y materiales usados en las juntas dinámicas protagonistas de este estudio.



11. EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

“Huger and darker yet grew Ungoliant, but the lust was unsated. ‘With one hand thou givest,’ she said. ‘With the left only. Open thy right hand’”

-El Silmarillion, J.R. R. Tolkien (1977)

En esta parte de la introducción hacemos un pequeño repaso sobre el uso de la presurización de fluidos en tres aplicaciones diferentes.

En cuanto a los amortiguadores, se combina la incompresibilidad del fluido con la estrangulación del caudal para reducir la aceleración de un sistema sometido a una carga instantánea.

Los muelles hidráulicos también usan la compresibilidad del fluido, pero al contrario de los amortiguadores, no permiten el paso de ningún caudal.

Finalmente, se introduce la aplicación de fluido altamente presurizado en sistemas de propulsión. Este ejemplo se utilizará para introducir los niveles de presión necesarios para realizar un trabajo alcanzable para la tecnología actual.

El objetivo de presentar estas aplicaciones es hacer notar la importancia de un correcto sistema de estanqueidad, para garantizar el que caudal fluido se limite a las áreas deseadas, evitando la aparición de fugas, corrientes no deseadas que reduzcan la eficiencia del sistema o que incluso anulen su funcionamiento.

11.1. El amortiguador hidráulico

La aplicación que aquí se analizamos plantea usar fluido, en este caso incompresible, para frenar la aceleración de un cuerpo con masa m sometido a una fuerza F , aplicada en un instante inicial y constante en el tiempo.

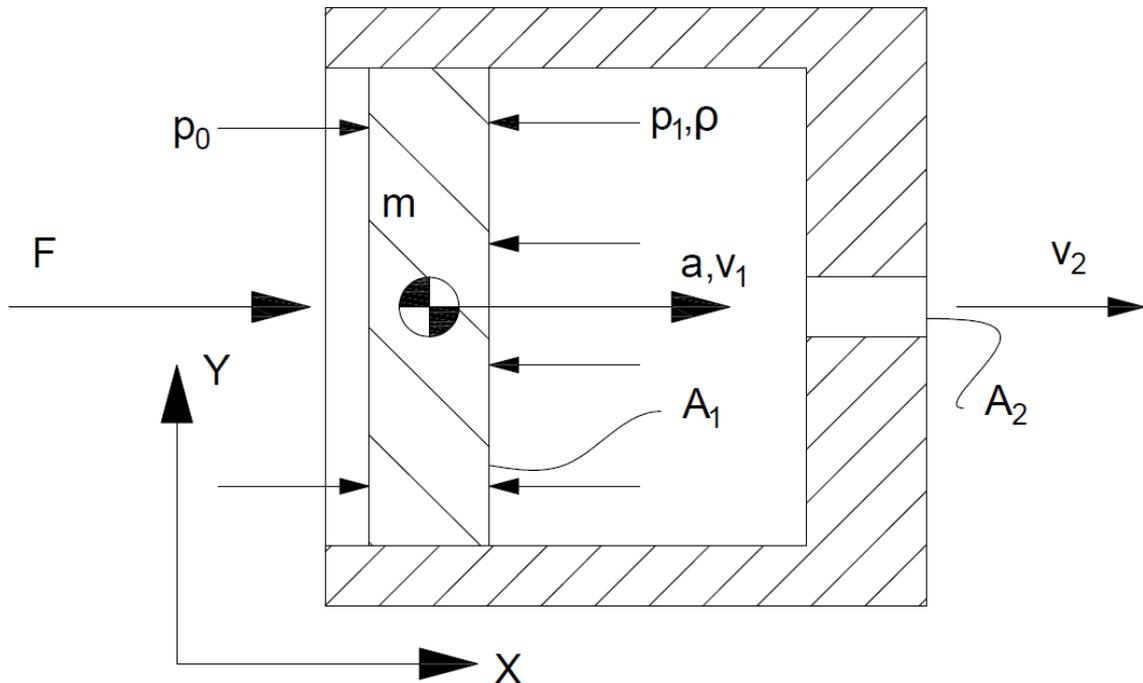


Figura 17 sistema de amortiguación mediante fluido

En la Figura 17 se muestran la disposición de los elementos y las variables más importantes.

Se presenta un cuerpo fijo (rayado con patrón denso, con líneas a 45° respecto de la horizontal). En su interior se encuentra una pieza móvil, de masa m , que se representa con un patrón de rayado menos denso que el del cuerpo fijo, y cuyas líneas están a 135° respecto de la horizontal). Esta pieza puede deslizarse sin rozamiento por el interior del cuerpo fijo. En el volumen encerrado entre la pieza móvil y el cuerpo fijo se encuentra un fluido, de densidad constante, que puede ser desplazado por el movimiento de la pieza móvil, y será evacuado por el taladro de área transversal A_2 .

Se realizan las siguientes hipótesis:

1. El sistema se encuentra inicialmente en reposo.
2. A partir del instante inicial, se aplica una fuerza constante, F .
3. El fluido se considera incompresible.
4. El movimiento del fluido se considera isoentrópico en todas sus trayectorias.
5. La velocidad v_1 se considera mucho menor que la velocidad v_2 .
6. Se desprecian los efectos térmicos.
7. No existe caudal a través de la superficie de contacto entre la pieza móvil y la pieza fija.

Lo primero que hacemos es escribir la ecuación de equilibrio de fuerzas, aplicada a la pieza móvil.

CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

$$F + A_1 \cdot (p_0 - p_1) = m \cdot a \quad (11-1)$$

En la expresión anterior, a es la aceleración de la pieza móvil, mientras que p_0 y p_1 son las presiones aplicadas en el exterior y en el interior del cuerpo fijo, respectivamente.

Relacionamos ahora la presión en el interior de la pieza fija con la velocidad de salida del fluido.

A partir de la hipótesis 4, considerando el fluido isoentrópico, podemos aplicar la ecuación de Bernoulli al movimiento del fluido.

$$p_1 = p_0 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 \quad (11-2)$$

En la expresión anterior se obtiene explícitamente p_1 en función de p_0 , la densidad del fluido y la velocidad v_2 .

Sustituimos ahora la expresión de la presión p_1 en la expresión (11-1).

$$F - A_1 \cdot \left(\frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 \right) = m \cdot a \quad (11-3)$$

El siguiente paso es relacionar la velocidad del fluido a la salida del orificio, v_2 , con la velocidad de la pieza móvil, v_1 . Para ello, usamos la ecuación de conservación de la masa, aplicada en el volumen de control encerrado por la pieza fija.

$$\rho \cdot A_1 \cdot v_1 = \rho \cdot A_2 \cdot v_2 \quad (11-4)$$

Teniendo en cuenta la hipótesis 3, se puede eliminar la densidad de la expresión anterior. Aparte, definimos una nueva variable r_A , que definimos con la siguiente expresión:

$$r_A = \frac{A_1}{A_2} \quad (11-5)$$

Así, podemos utilizar (11-4) en (11-5) para obtener v_2 de forma explícita respecto de v_1 .

$$F - A_1 \cdot \left(\frac{1}{2} \rho \cdot r_A^2 \cdot v_1^2 \right) = m \cdot a \quad (11-6)$$

Cinemáticamente, la aceleración a está relacionado con v_1 , por ser la derivada de esta última con respecto del tiempo.

$$F - A_1 \cdot \left(\frac{1}{2} \rho \cdot r_A^2 \cdot v_1^2 \right) = m \cdot \frac{dv_1}{dt} \quad (11-7)$$

Se definirá una variable nueva para simplificar la expresión anterior:

CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

$$C_A = \frac{1}{2} \rho \cdot r_A^2 \cdot A_1 \quad (11-8)$$

$$[C_A] = \left[\frac{kg}{m^3} \cdot m^2 \right] = \left[\frac{kg}{m} \right] \quad (11-9)$$

El análisis anterior permite concluir que la variable C_A tiene unidades de kg/m

$$F - C_A v_1^2 = m \cdot \frac{dv_1}{dt} \quad (11-10)$$

La expresión anterior puede integrarse, para relacionar el tiempo con la velocidad v_1 .

$$\frac{dt}{m} = \frac{dv_1}{F - C_A v_1^2} \quad (11-11)$$

$$F \frac{dt}{m} = \frac{dv_1}{1 - \frac{C_A v_1^2}{F}} \quad (11-12)$$

La expresión anterior puede simplificarse más introduciendo un nuevo cambio de variable.

$$\sqrt{\frac{C_A}{F}} v_1 = V_a \quad (11-13)$$

$$\sqrt{\frac{C_A}{F}} dv_1 = dV_a \quad (11-14)$$

Ahora aplicamos el cambio de variable anterior a la expresión (11-14)

$$F \frac{dt}{m} = \sqrt{\frac{F}{C_A}} \frac{dV_a}{1 - V_a^2} \quad (11-15)$$

Llevamos las variables incluidas en el radical del término de la derecha al término de la izquierda, en la expresión anterior.

$$\frac{\sqrt{F \cdot C_A}}{m} dt = \frac{dV_a}{1 - V_a^2} \quad (11-16)$$

Definimos el tiempo característico del sistema, T_c .

CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

$$T_c = \frac{m}{\sqrt{F \cdot C_A}} \quad (11-17)$$

Y ahora, utilizamos la variable β definida entre el tiempo y el tiempo característico.

$$\beta = \frac{t}{t_0} \quad (11-18)$$

Utilizamos la expresión (11-18) para sustituir la variable temporal en la ecuación (11-15)

$$d\beta = \frac{dV_a}{1 - V_a^2} \quad (11-19)$$

Integrar la expresión anterior proporcionará la relación entre β y V_a .

$$\int_0^\beta d\beta = \int_0^{V_a} \frac{dV_a}{1 - V_a^2} \quad (11-20)$$

En las integrales anteriores, se ha tenido en cuenta que tanto β como V_a tiene valor inicial 0.

La integral del término de la izquierda tiene resolución inmediata. Sin embargo, la integral de la izquierda resulta ser una integral impropia en caso de que V_a tome el valor unidad. Debido a que es la función la que toma un valor no acotado, y no los extremos entre los que se integra, se trata de una integral impropia de segunda especie.

Se puede modificar la integral del término de la derecha para poder evaluar el carácter de la integral impropia.

$$\frac{1}{1 - V_a^2} = \frac{1}{2} \frac{1}{1 + V_a} + \frac{1}{2} \frac{1}{1 - V_a} \quad (11-21)$$

En el término de la derecha, el primer sumando no resulta una integral impropia al integrar entre 0 y 1. Sin embargo, el segundo sumando sí que presenta este problema. Para evaluar la integral impropia anterior partimos planteando la integral como un límite.

$$\lim_{x \rightarrow 1} \int_0^x \frac{dV_a}{1 - V_a} \quad (11-22)$$



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

La condición necesaria para que el anterior límite exista y sea menor que infinito, es que el coeficiente α , que hace que el siguiente límite exista y sea menor que infinito, sea menor que uno.²⁰

$$\lim_{V_a \rightarrow 1} \frac{(1 - V_a)^\alpha}{1 - V_a} \quad (11-23)$$

Resulta trivial comprobar que la condición para que el límite anterior exista es que α sea igual o mayor que uno. Por lo tanto, el límite presentado en (11-22) es infinito, y el valor de la integral impropia no es menor que infinito.

Este resultado nos permite concluir que, según (11-19), el sistema necesitará un tiempo infinito para que la velocidad adimensional alcance el valor unidad. Sin embargo, a efectos prácticos, no interesa que la velocidad adimensional sea exactamente la unidad, sino que puede ser suficiente que se aproxime lo necesario a ese valor. Esto lo evaluaremos presentando la gráfica que representa la relación entre β y V_a . Previamente resulta de interés evaluar la ecuación (11-6) suponiendo que la masa de la pieza móvil es mucho más pequeña que la fuerza aplicada y que la aceleración provocada.

$$F - A_1 \cdot \left(\frac{1}{2} \rho \cdot r_A^2 \cdot v_1^2 \right) = 0 \quad (11-24)$$

Resulta directo despejar la velocidad en función de la fuerza aplicada, F.

$$\sqrt{\frac{2F}{\rho \cdot A_1 \cdot r_A^2}} = v_1 \quad (11-25)$$

Este último resultado es coherente con la definición de velocidad dimensional presentada en (11-13) y con el valor límite que alcanza la velocidad v_1 , cuando la velocidad adimensional toma el valor límite 1.

La resolución de la ecuación integral (11-20) permite trazar la gráfica que representa la relación entre la velocidad adimensional y el tiempo.

²⁰ Ver criterios de convergencia para integrales impropias (apartado [133] en [8])



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

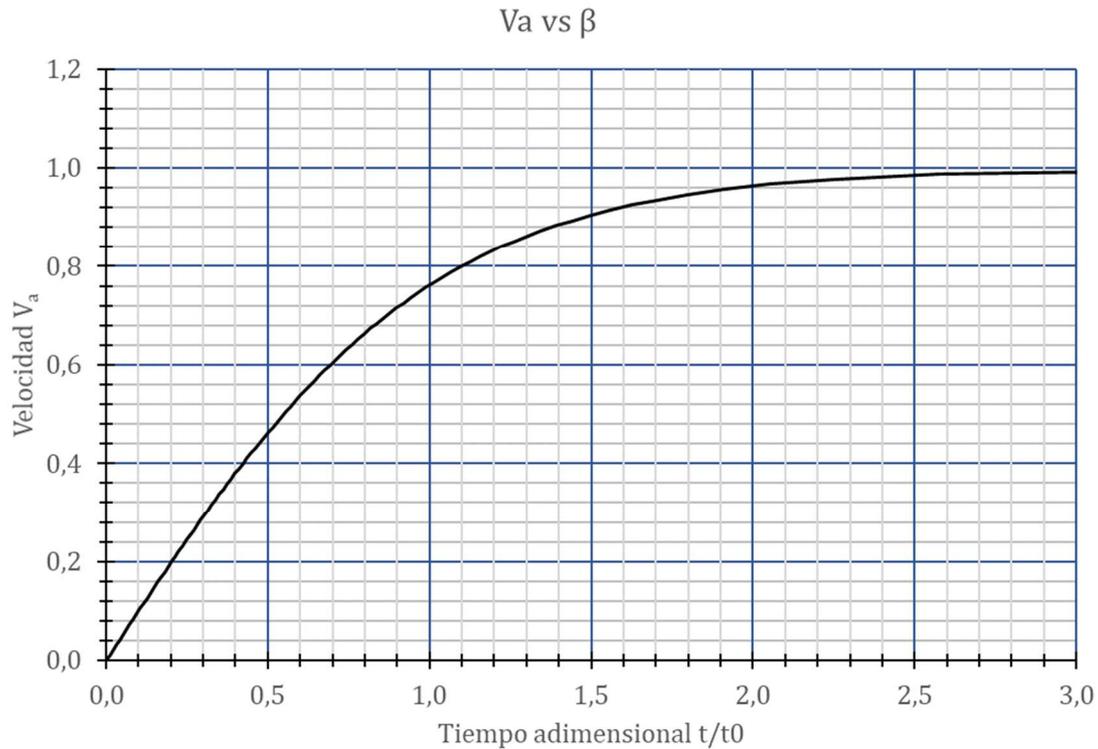


Figura 18 función de la velocidad adimensional respecto del tiempo adimensional.

Un resultado importante que extraemos de la función anterior es que a pesar de la velocidad límite no es alcanzable, cuando β es superior a 3, la diferencia entre el valor de la velocidad adimensional y 1, es menor del 1%, lo que a efectos prácticos puede considerarse que la velocidad adimensional es *suficientemente* cercana al límite.

Esto se ilustra mejor en la siguiente gráfica, donde el intervalo de representación de β es [3.5]. Es interesante observar que el incremento de la velocidad ha sido menor de 7 milésimas de unidad, mientras que ha sido necesario avanzar dos unidades temporales para conseguir ese incremento. En comparación, y a tenor de lo expuesto en la primera gráfica, durante las dos primeras unidades temporales se incrementa el valor de la velocidad adimensional a 0,96. Si se comparan ambos incrementos de velocidad, se puede obtener la variación en el rendimiento del proceso. En este caso entendemos como rendimiento el cociente entre el incremento de velocidad sobre el incremento de tiempo.

$$\frac{V_{a1}}{\beta_1} \cdot \frac{\beta_2}{V_{a2}} = \frac{V_{a1}}{V_{a2}} = \frac{0.96}{0.007} = 137,14 \quad (11-26)$$

En el cálculo anterior, se ha tenido en cuenta que el incremento temporal es igual en ambos términos, por lo que se ha suprimido directamente. El resultado anterior permite concluir que el rendimiento en el primer intervalo es dos órdenes de magnitud superior que el rendimiento en el segundo intervalo. Este hecho refuerza la consideración de que la



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

velocidad adimensional es suficientemente grande a partir del tiempo adimensional 3. En otras palabras, un incremento de tiempo de orden similar al primer incremento de tres unidades temporales, no produce un incremento de velocidad comparable al conseguido durante ese primer incremento.

Sin embargo, más adelante se verá que el interés de esta aplicación consiste en diseñar el sistema para que el intervalo temporal donde se trabaje sea suficientemente pequeño como para que la velocidad no se aproxime al valor límite.

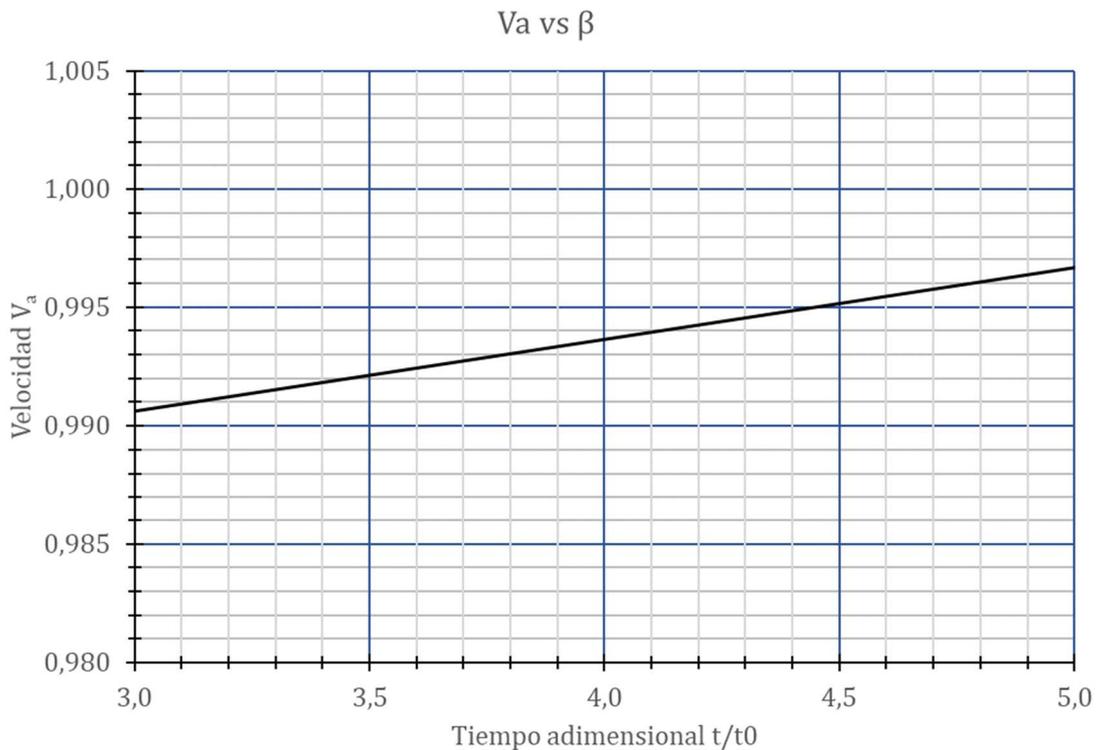


Figura 19 función de la velocidad adimensional respecto del tiempo adimensional, entre los tiempos 3 y 5.

El siguiente resultado de interés es la presión alcanzada durante el proceso, y su dependencia con otras variables como la fuerza, las áreas y el fluido utilizado. Partimos de (11-2), donde se sustituye la velocidad v_2 por la correspondiente relación que se muestra en (11-4)

$$p_1 = p_0 + \frac{1}{2} \rho \cdot r_A^2 \cdot v_1^2 \quad (11-27)$$

Ahora el valor de v_1 es sustituido según la expresión (11-13), y posteriormente se opera para simplificar.



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

$$p_1 = p_0 + \frac{1}{2} \rho \cdot r_A^2 \cdot V_a^2 \cdot \frac{F}{C_A} \quad (11-28)$$

$$p_1 = p_0 + V_a^2 \cdot \frac{F}{A_1} \quad (11-29)$$

Cuando la velocidad adimensional se acerca a su valor límite, el resultado de presión se obtiene directamente al sumar a la presión exterior el cociente entre la fuerza F y el área mojada de la pieza móvil. Según lo expuesto, la presión del interior del sistema p_1 no depende de las propiedades del fluido y del canal de salida del fluido, sino que depende únicamente de la fuerza aplicada, el área mojada de la pieza móvil y de la presión exterior.

La expresión (11-29) ofrece un interesante uso del sistema como reductor de la carga transmitida a la pieza fija. Si durante el proceso la velocidad adimensional se mantiene suficientemente pequeña, la presión p_1 se mantendrá alejada de su valor límite. Para conseguir esto, es imprescindible equilibrar los tiempos real y característico del diseño. Por ejemplo, en la Figura 19 se indica que cuando el tiempo alcanza el valor del tiempo característico, la velocidad adimensional es 0,76. Usando este resultado en (11-29), la presión p_1 alcanzará el 58% de su valor límite.

Antes de acabar este apartado, se analizará la dependencia de las variables dimensionales en función de los parámetros de diseño del sistema. Primero se analiza la velocidad característica, siguiendo luego con el tiempo característico del proceso.

La expresión (11-13) define implícitamente la velocidad característica. Operando correctamente, puede obtenerse la velocidad característica de manera explícita, que se define abajo.

$$v_c = \sqrt{\frac{F}{C_A}} = \sqrt{\frac{2F}{\rho \cdot r_A^2 \cdot A_1}} = \sqrt{\frac{2p_l}{\rho \cdot r_A^2}} \quad (11-30)$$

En la expresión anterior, se ha definido la variable p_l como la presión límite del sistema según (11-29) y despreciando el aporte de la presión exterior. Se aplica la relación anterior para el caso de que el fluido de trabajo sea el agua. En caso de usar otro fluido, sólo habría que dividir los resultados siguientes por la raíz de la densidad específica²¹ del fluido. El resultado se sintetiza en la Figura 20.

En cuanto al tiempo característico, la expresión (11-17) define explícitamente este término. Operamos para obtener esta relación explícita con el resto de las características del sistema

²¹ Se define densidad específica de un fluido como el cociente entre la densidad de dicho fluido y la densidad del agua.



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

$$T_c = \frac{\sqrt{2} \cdot m}{\sqrt{F \cdot \rho \cdot r_A^2 \cdot A_1}} = \frac{m}{F} \cdot v_c \quad (11-31)$$

La expresión anterior demuestra que el tiempo característico y la velocidad son proporcionales, siendo la relación de proporcionalidad m/kg , que tiene unidades de $[s^2/m]$, o lo que es lo mismo, tiene unidades inversas a las de la aceleración.

Este planteamiento sólo es posible mientras se cumpla la séptima premisa planteada al inicio de esta sección. Si se diera el caso de que existiera caudal fluido por la superficie de contacto, entonces la primera variable que se vería afectada sería la velocidad específica, ya que el área de salida se vería aumentada. Nótese que el al área de salida inicial habría que sumar el área de paso de este caudal espurio, y según la definición de relación de áreas, un aumento del área de salida implica una disminución de la relación de áreas, r_A . Finalmente y según (11-30), una disminución de la relación de áreas implicará un aumento de la velocidad específica, y también un aumento del tiempo característico, según se refleja en (11-31). Esto lleva a la introducción de la última variable característica del sistema: la distancia característica x_c .

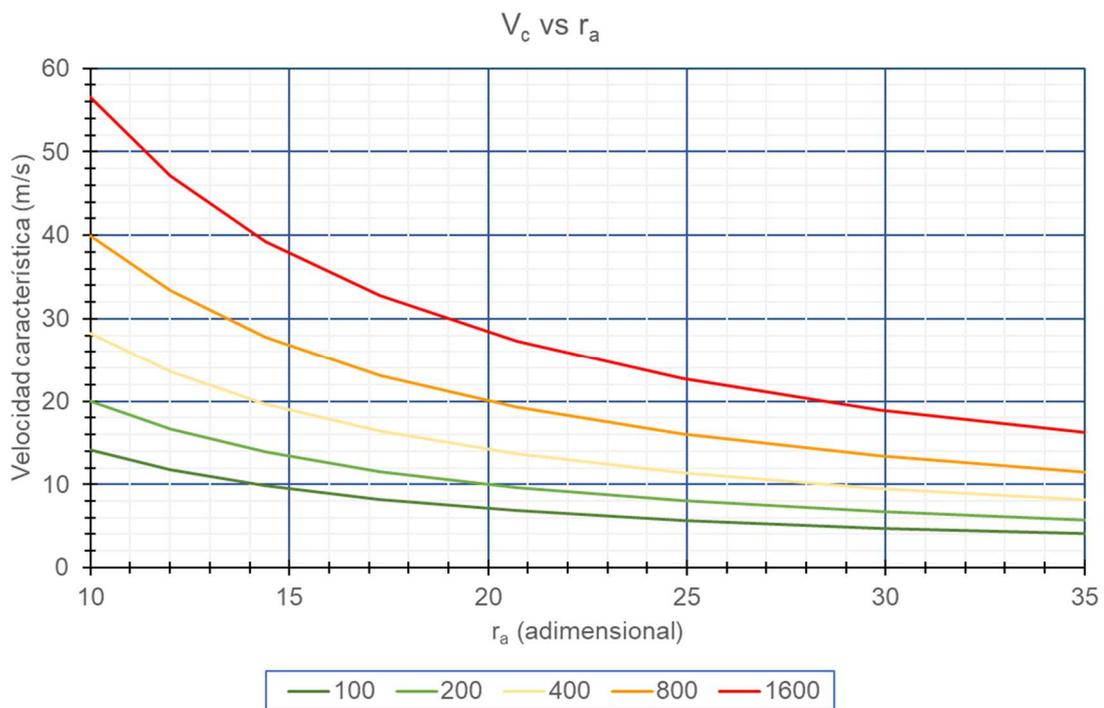


Figura 20 función de la velocidad con la relación de áreas y con la presión límite del sistema

$$x_c = v_c \cdot T_c \quad (11-32)$$

CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

$$x_c = \frac{2m}{\rho \cdot r_A^2 A_1} \quad (11-33)$$

na disminución de la relación de áreas provocaría un aumento de la distancia característica. La pregunta más interesante desde el punto de vista del diseño es: ¿cómo influye este caudal espurio en el caudal total del sistema?

Si la superficie de contacto es cilíndrica, el área del paso del caudal no deseado se verá determinado por el diámetro de este cilindro. Si el espesor del área de paso es pequeño frente al diámetro, el área de paso se determinará por la siguiente expresión:

$$A_{ep} = 2 \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot R_d \quad (11-34)$$

El área mojada de la pieza A_1 , suponiendo que se trata de una pieza cilíndrica, se calculará con la expresión:

$$A_1 = \pi \cdot R_d^2 \quad (11-35)$$

Operando, el resultado anterior puede incluirse en la expresión (11-34):

$$A_{ep} = 2 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\pi \cdot A_1} \quad (11-36)$$

Aplicamos ahora el cociente del área anterior entre el área mojada de la pieza 1.

$$\frac{A_{ep}}{A_1} = \frac{2 \cdot \varepsilon \sqrt{\pi}}{\sqrt{A_1}} \quad (11-37)$$

Dependiendo de la tecnología de fabricación, y en concreto definiendo una tolerancia dimensional, se puede estimar el valor de ε según el valor del área mojada. En este caso, se aplica la tolerancia g6 al diámetro nominal 22 mm, que es el diámetro de la superficie mojada de la pieza móvil. Este resulta ser 0,02 mm máximo. Y por lo tanto, la relación entre el área de paso y el área mojada de la pieza móvil quedaría:

$$\frac{A_{ep}}{A_1} = \frac{2 \cdot 0,02 \cdot \sqrt{\pi}}{11} = 0.0064 \quad (11-38)$$

El aporte de área de salida anterior debe ser completado con el área de salida original. El cociente entre el área mojada de la pieza móvil y la suma de áreas es la nueva relación de áreas:

$$A_L \cdot p_L = A_H \cdot p_H \quad (11-39)$$

CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

El cociente entre la nueva relación de áreas y la relación de áreas original permite obtener la influencia del área de paso espuria en la relación de áreas.

$$\frac{r'_A}{r_A} = \frac{A_2}{A_{ep} + A_2} \quad (11-40)$$

Manteniendo el caso de aplicación anterior, con un canal de deslizamiento de 22 mm de diámetro, se plantea un canal de salida de 1 mm de diámetro. Entonces el cociente de la relación de áreas queda:

$$\frac{\pi \cdot 0.5^2}{\pi(0.02 * 22 + 0.5^2)} = 0.36 \quad (11-41)$$

El resultado anterior es una referencia solamente, pero puede operarse sobre la expresión (11-40) para obtener el cociente entre las relaciones de áreas en función de la relación de áreas original, y el espesor del área de paso no deseada.

La nueva relación de áreas es más de un 60% menor teniendo en cuenta el caudal de paso por el área de deslizamiento entre piezas que sin tenerlo en cuenta. Este caudal podría reducirse ajustando el diámetro de las superficies de deslizamiento. Esto requeriría mejorar la tecnología de fabricación, y aunque hoy en día es posible, la inversión en coste de fabricación requeriría de un estudio aparte para analizar la viabilidad.

Este problema se soluciona utilizando juntas dinámicas, que permiten el movimiento de las piezas móviles, a la vez que impiden el paso de fluido a través de ellas. Esto se hace a cambio esfuerzos de rozamiento entre las piezas móviles, pero la solución es eficaz ya que el 100% del caudal no deseado por fugas.

Este estudio podría extenderse, por ejemplo, planteando algunas cuestiones adicionales: cómo evolucionaría el sistema si la velocidad inicial fuese no nula, o si fuera superior a la velocidad límite, cómo respondería el sistema si la fuerza F fuera sinusoidal, o incluso se podría profundizar en las tecnologías de fabricación y en la viabilidad de conseguir ajustes superiores para cada aplicación concreta... Sin embargo, esto alejaría la línea principal del trabajo de su objeto fundamental. En su lugar, se procede a introducir el muelle hidráulico, una aplicación diferente pero que requiere nuevamente del uso de juntas dinámicas para conseguir un funcionamiento óptimo del sistema.

11.2. El muelle hidráulico

La aplicación que es analizada en este apartado usa la compresibilidad del fluido de trabajo para contrarrestar una fuerza aplicada sobre una pieza de masa m. El sistema tiene una distribución similar a la distribución planteada en el apartado anterior, con la salvedad de que en esta ocasión no se permite la salida de fluido a través de un canal de evacuación.

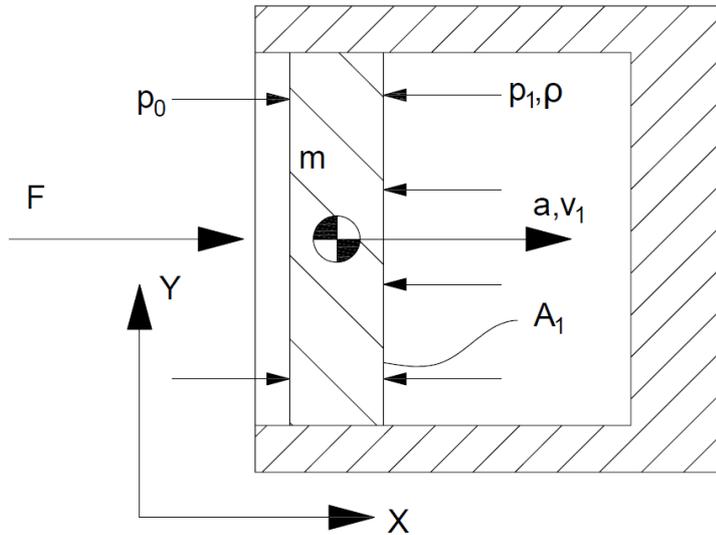


Figura 21: esquema general del muelle hidráulico

Las hipótesis que se establecen son las siguientes:

1. El sistema se encuentra inicialmente en reposo.
2. A partir del instante inicial se aplica una fuerza F sobre la pieza móvil.
3. No existe caudal fluido a través de la superficie común que tienen la pieza fija y la pieza móvil.
4. El fluido no es incompresible. Se analizarán dos casos: en uno el fluido es un gas, y en el otro el fluido es líquido.

$$F + (p_0 - p_1) \cdot A_1 = m \cdot a \quad (11-42)$$

La quinta hipótesis de este caso de estudio desdobra el análisis en dos ramas. Esencialmente, la diferencia radica en la ecuación de estado que define a cada uno de los fluidos.

En los dos siguientes apartados se evalúa el sistema, usando los dos tipos de fluido: gas y líquido.

11.2.1. El uso de gas como fluido de trabajo.

En el caso del gas, un ejemplo de ecuación de estado es la Ley de los gases Ideales [12]

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (11-43)$$



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

Hay que tener en cuenta que la ecuación anterior sólo es válida cuando la presión es suficientemente baja. Niveles de presión más elevados requieren de ecuaciones diferentes, como la Ecuación de Van de Waals o la Ley de Estados Correspondientes. (Ecuaciones (11-44) y (11-45) respectivamente)

$$\left(P + \frac{A}{V^2}\right) \cdot (V - B) = R \cdot T \quad (11-44)$$

$$\left(P_r + \frac{3}{V_r^2}\right) \cdot (3V_r - 1) = 8 \cdot T_r \quad (11-45)$$

En la ecuación (11-45), las variables con subíndice r son variables *reducidas*. Son el resultado de dividir la variable genérica entre su correspondiente valor crítico.

Una diferencia práctica entre la primera ecuación de estado y las dos siguientes es que la primera es universal, la constante R es la misma para todas sustancias. Por el contrario, las ecuaciones (11-44) y (11-45) contienen constantes o términos propios de cada sustancia.

En adelante, trabajaremos con la primera ecuación de estado, ya que este apartado es introductorio y desarrollar un estudio complejo alejaría el contenido de los objetivos principales de este trabajo.

La expresión (11-43) requiere de unas condiciones iniciales. Si se tiene en cuenta que inicialmente el sistema está en reposo, y no se aplican otras fuerzas sobre la pieza móvil, es de esperar que la presión interior es igual a la presión exterior. También se suponen conocidos el volumen, la masa y la temperatura iniciales. Aparte, se supone conocida la relación entre el diferencial del volumen y el diferencial de la posición de la pieza móvil.

$$dV = -A_1 dx \quad (11-46)$$

También se hipotetiza que el proceso es isoterma, manteniendo siempre la temperatura inicial, T_0 .

Según la hipótesis 3, no hay pérdida de masa en el interior del volumen formado por la pieza móvil y la pieza fija. Por lo tanto, la masa también permanece constante. Atendiendo a los términos que permanecen constantes, la ecuación (11-43) puede reescribirse.

$$p \cdot V = m_0 \cdot R \cdot T_0 = K \quad (11-47)$$

Se puede integrar (11-46) para obtener el volumen del sistema en función del desplazamiento de la pieza móvil.

$$V = V_0 - A_1 \cdot x \quad (11-48)$$



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

El resultado anterior puede usarse para modificar (11-47), de manera que se obtenga la presión en todo momento, en función del desplazamiento x .

$$p_0 \cdot V_0 = p_1 \cdot (V_0 - A_1 \cdot x) \quad (11-49)$$

$$p_1 = \frac{p_0 \cdot V_0}{V_0 - A_1 \cdot x} \quad (11-50)$$

Este resultado se introduce en la ecuación de equilibrio de fuerzas (11-42), para poder indicar explícitamente el desplazamiento x .

$$F + \left(p_0 - \frac{p_0 \cdot V_0}{V_0 - A_1 \cdot x} \right) \cdot A_1 = m \cdot a \quad (11-51)$$

$$F + \left(\frac{p_0 \cdot V_0 - p_0 A_1 \cdot x - p_0 \cdot V_0}{V_0 - A_1 \cdot x} \right) \cdot A_1 = m \cdot a \quad (11-52)$$

$$F - \frac{p_0 A_1 \cdot x}{V_0/A_1 - x} = m \cdot a \quad (11-53)$$

El cociente V_0/A_1 puede sustituirse por una nueva variable, definida como la longitud característica del volumen interior, L_0 .

$$\frac{F}{p_0 A_1} - \frac{x}{L_0 - x} = \frac{m}{p_0 A_1} \cdot a \quad (11-54)$$

Se opera sobre la expresión anterior para simplificarla.

$$\frac{F}{m} - \frac{p_0 A_1}{m} \frac{x}{L_0 - x} = a \quad (11-55)$$

Se plantean ahora varios cambios de variable.

$$p_0 A_1 = \gamma F \quad (11-56)$$

$$x = X_a L_0 \quad (11-57)$$

$$\frac{F}{m} - \frac{\gamma F}{m} \frac{X_a}{1 - X_a} = a = L_0 \frac{\partial V_a}{\partial t} \quad (11-58)$$

$$\frac{F}{m \cdot L_0} - \frac{\gamma F}{m \cdot L_0} \frac{X_a}{1 - X_a} = a = \frac{\partial V_a}{\partial t} \quad (11-59)$$



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

En la última expresión aparecen unos parámetros constantes, cuyo análisis dimensional en conjunto tiene la dimensión del tiempo.

$$\frac{F}{m \cdot L_0} = \left[\frac{kg \cdot m}{s^2 \cdot kg \cdot m} \right] = \left[\frac{1}{s^2} \right] \quad (11-60)$$

La raíz de la inversa del cociente anterior tiene dimensiones de segundos, por lo tanto, se convierte en la variable tiempo característico.

$$\sqrt{\frac{m \cdot L_0}{F}} = T_c \quad (11-61)$$

Entonces otro nuevo cambio de variable es introducido para obtener una variable adimensional correspondiente con el tiempo.

$$t = T_c \cdot \beta \quad (11-62)$$

$$\frac{1}{T_c} \left(1 - \gamma \frac{X_a}{1 - X_a} \right) = \frac{1}{T_c} \frac{\partial V_a}{\partial \beta} \quad (11-63)$$

La ecuación en diferencias anterior tiene tres variables. Esto implica una dificultad si se quiere resolver la ecuación. Sin embargo, dos de las variables están relacionadas entre ellas: la posición y la velocidad. El segundo términos entonces se multiplica y divide por el diferencial de la posición adimensional.

$$1 - \gamma \frac{X_a}{1 - X_a} = \frac{\partial V_a}{\partial \beta} \frac{\partial X_a}{\partial X_a} = \frac{V_a \partial V_a}{\partial X_a} \quad (11-64)$$

En la expresión anterior, se ha tenido en cuenta la relación siguiente.

$$\frac{\partial X_a}{\partial \beta} = V_a \quad (11-65)$$

$$\left(1 - \gamma \frac{X_a}{1 - X_a} \right) dX_a = V_a dV_a \quad (11-66)$$

La ecuación anterior ya puede integrarse directamente para relacionar la velocidad adimensional con la posición adimensional.

$$\int_0^{X_a} \left(1 - \gamma \frac{X_a}{1 - X_a} \right) dX_a = \int_0^{V_a} V_a dV_a \quad (11-67)$$

CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

$$X_a + \gamma \cdot (X_a + \ln(1 - X_a)) = \frac{V_a^2}{2} \quad (11-68)$$

Gracias a la relación anterior, es sencillo obtener explícitamente la velocidad adimensional en función de la posición adimensional, y estudiar su gráfica.

$$V_a = \sqrt{2} (X_a + \gamma \cdot (X_a + \ln(1 - X_a)))^{0.5} \quad (11-69)$$

La Figura 22 muestra que existe un límite en el valor de la posición adimensional, y que este valor es la unidad. Físicamente tiene sentido porque si la posición de la pieza móvil llega a igualar a la longitud característica, el volumen del interior del conjunto pieza móvil-pieza fija se anularía, dando lugar a una presión infinita.

Todas las curvas presentan un valor máximo. Esto quiere decir que la velocidad adimensional aumenta a medida que avanza la pieza, hasta que a partir de un cierto valor esta velocidad comienza a disminuir hasta frenar la pieza.

El valor de la posición adimensional que hace máxima la velocidad adimensional puede calcularse derivando la expresión (11-69) respecto de la posición adimensional, e igualando la función a cero.

$$\frac{\sqrt{2}}{2} \frac{1 + \gamma - \frac{\gamma}{1 - X_a}}{(X_a + \gamma \cdot (X_a + \ln(1 - X_a)))^{0.5}} = 0 \quad (11-70)$$

Para que la ecuación anterior se cumpla, basta que el numerador se anule. La ecuación se puede reescribir entonces como sigue.

$$1 + \gamma - \frac{\gamma}{1 - X_a} = 0 \quad (11-71)$$

$$1 - X_a + \gamma - \gamma \cdot X_a - \gamma = 0 \quad (11-72)$$

$$X_a = \frac{1}{\gamma + 1} \quad (11-73)$$



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

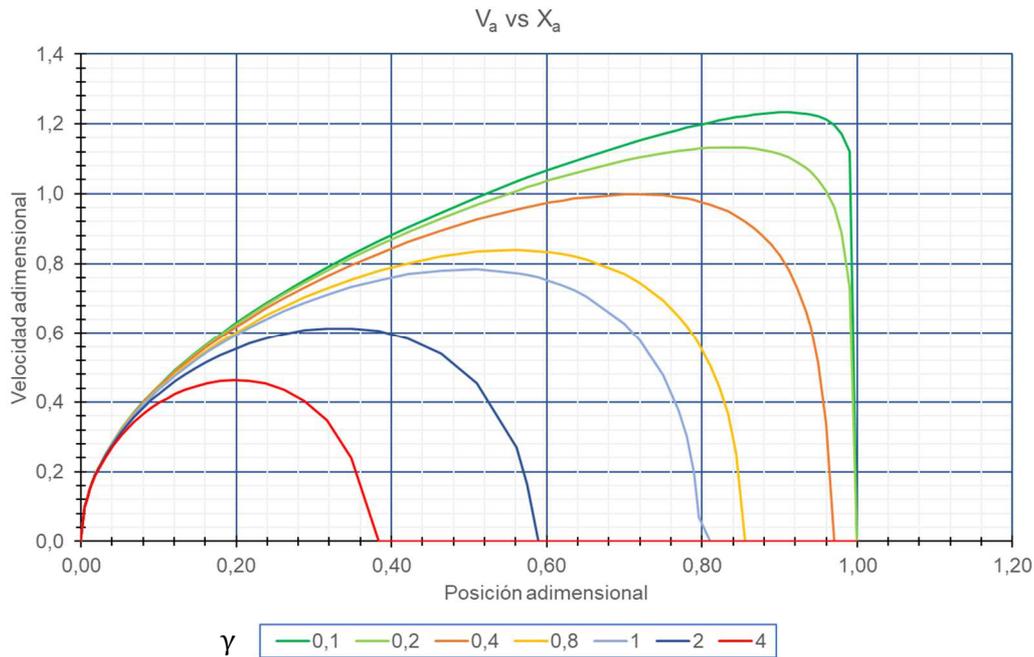


Figura 22 relación entre la velocidad y la posición adimensionales, en función del parámetro γ

El resultado que muestra la última expresión, establece que, si la presión inicial es muy grande frente a la fuerza que se aplica, la posición adimensional no se alejará demasiado del valor nulo. Por el contrario, si la presión inicial es pequeña frente a la fuerza aplicada, la pieza móvil se aproximará suficientemente a la posición adimensional unidad, aunque no puede alcanzarse, ya que es un límite.

Por otro lado, todas las curvas comparten un tramo inicial. Puede apreciarse esto en la Figura 22, donde todas las curvas son indistinguibles hasta que la posición adimensional supera el valor 0,04.

Si el valor de la posición adimensional es suficientemente pequeño, el término de logaritmo de la expresión (11-69) puede sustituirse por su serie de Taylor.

$$\ln(1 - X_a) = -X_a + \frac{X_a^2}{2} \quad (11-74)$$

Teniendo en cuenta la serie anterior, puede reescribirse (11-69) de manera que sólo tenga términos en potencias de X_a .

$$V_a = \sqrt{2} \left(X_a + \gamma \cdot \frac{X_a^2}{2} \right)^{0.5} = (X_a + \gamma \cdot X_a^2)^{0.5} \quad (11-75)$$

El resultado anterior demuestra la observación realizada sobre la Figura 22. Mientras la velocidad adimensional sea suficientemente pequeña, el término de potencia 2 no



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

contribuirá de manera significativa al valor de la velocidad adimensional. Si tenemos además en cuenta que el término lineal es independiente de γ , queda justificado que todas las curvas sean similares hasta que se supere un cierto valor de la posición adimensional.

$$\frac{\gamma \cdot X_a^2}{X_a} < \varepsilon \quad (11-76)$$

$$X_a < \frac{\varepsilon}{\gamma} \quad (11-77)$$

La posición adimensional máxima determinará la presión máxima alcanzada en el interior del volumen encerrado entre la pieza móvil y la pieza fija. El valor de la posición adimensional máxima puede obtenerse resolviendo la ecuación(11-69). Esta resolución puede resolverse con un esquema numérico iterativo.

1. Se supone conocido el valor de la posición adimensional x_0 .
2. Se calcula una nueva posición adimensional mediante la expresión

$$x_n = 1 - e^{-\frac{(1+\gamma)x_{n-1}}{\gamma}}$$

3. El esquema se detiene cuando se cumple la condición

$$\frac{x_n - x_{n-1}}{x_{n-1}} < \varepsilon$$

En la Figura 23 se representa el esquema anterior. La sucesión escalonada representa el avance de la posición adimensional x_n , y puede observarse cómo converge hasta el punto de cruce entre las gráficas azul y naranja, que corresponden a cada uno de los dos sumandos que componen la función principal, que es el término del interior del radical en la(11-69). Finalmente, puede comprobarse que el punto de convergencia se corresponde con el punto en el que la función principal se anula, es decir, es una raíz de la función.

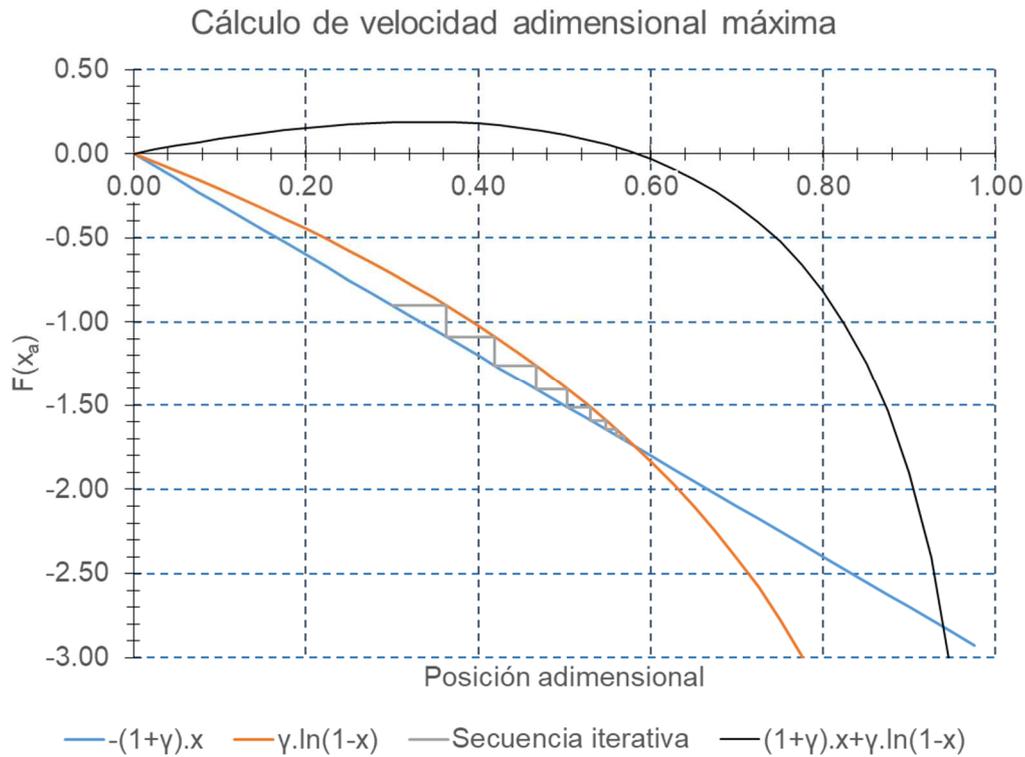


Figura 23 esquema iterativo de resolución de la ecuación (11-69)

Se evalúa ahora la evolución de la presión. La relación (11-50) puede modificarse para relacionar la presión con la posición adimensional.

$$p_1 = \frac{p_0 \cdot V_0}{V_0 - A_1 \cdot x} = \frac{p_0 \cdot V_0}{V_0 - (A_1 \cdot L_0) X_a} = \frac{p_0}{1 - X_a} \quad (11-78)$$

La función anterior tiende a infinito (positivo) cuando la posición adimensional tiende a la unidad. Aunque ya se determinó anteriormente que ese valor de la posición es un límite según el modelo descrito. En el momento de diseñar un sistema como el descrito, resulta práctico evaluar la presión alcanzada y si el resultado es suficientemente alto, considerar entonces que la ecuación de estado no es la idónea para describir el comportamiento del gas y entonces habría que elegir otra ecuación de estado. Aunque no hay consenso en el valor de la presión para el cual no es adecuado el uso de la ecuación de los gases ideales, una buena práctica es conocer los valores de presión y temperatura críticas del fluido de trabajo, y comparar la presión y temperatura obtenidas en los cálculos, para obtener las variables reducidas.²² También deben conocerse los valores de presión y temperatura del punto triple. Si la temperatura es superior a la temperatura del punto triple, y la presión reducida

²² Ver ecuación (11-45) para consultar la definición de variable termodinámica reducida.



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

es menor del 1%, será adecuado el uso de la ecuación de los gases ideales. Este proceso puede complementarse si se dispone del diagrama p-T del fluido de trabajo.

En la Figura 24 se muestra el ejemplo de una sustancia pura, cuya función de estado se proporciona con dos gráficas: una gráfica presión-volumen y una gráfica presión-temperatura. Según lo expuesto acerca de la presión y temperatura reducidas, y de acuerdo con la Figura 24, la zona de aplicación de la ley de los gases ideales es la región inferior izquierda, en ambas gráficas.

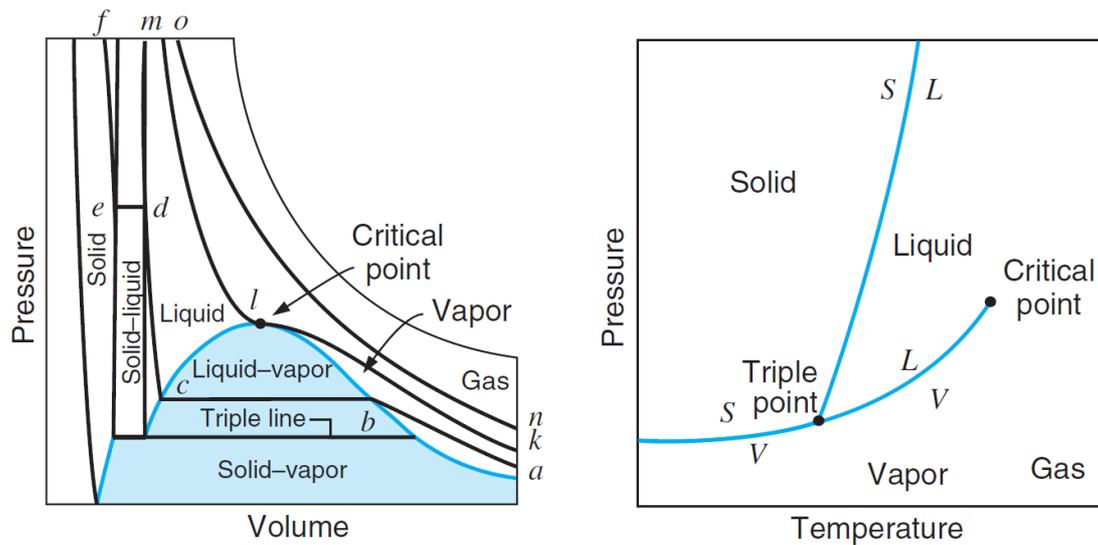


Figura 24: ejemplos de diagramas p-V y p-T de una sustancia pura.²³

²³ Extraído del capítulo 2 de "Fundamentos de la Termodinámica".[13]



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

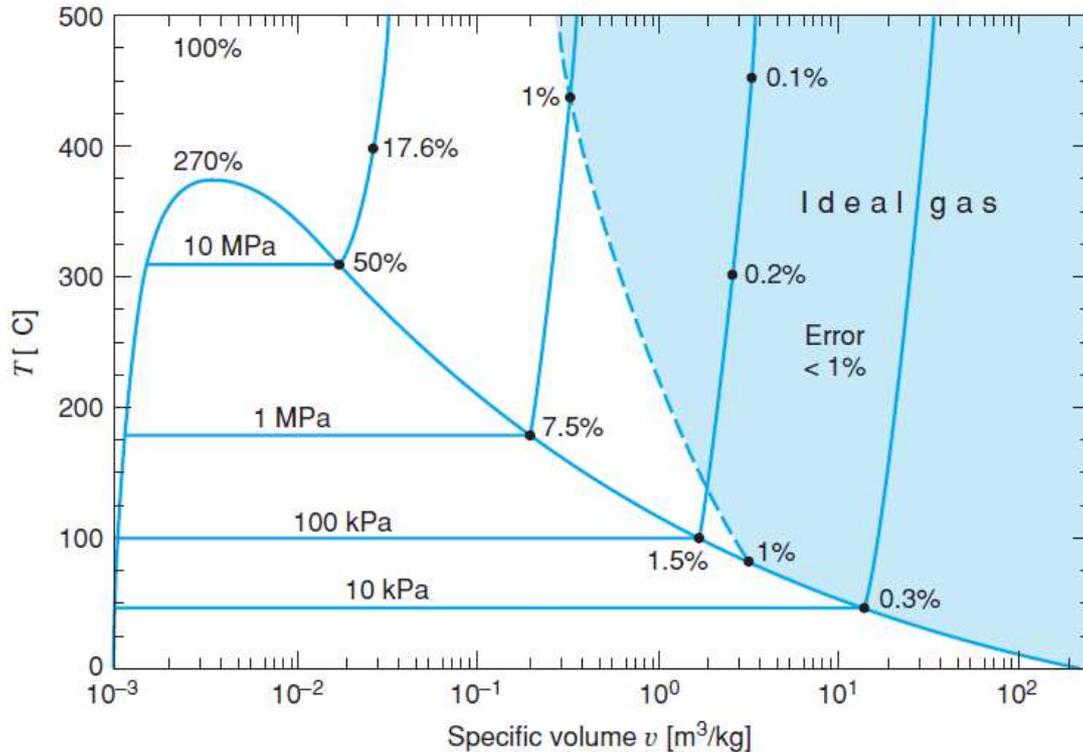


Figura 25: diagrama p - v para una sustancia pura. Se indica con detalle la región de aplicación de la ley de los gases ideales. [13]

Finalmente, la opción más precisa es conocer los datos de la sustancia, ya sea de manera tabulada o en gráfica. En primera aproximación se aplica el criterio expuesto sobre la presión reducida y la temperatura crítica. Entonces conviene usar la ley de los gases ideales y, cuando sea preciso, comparar con la presión tabulada. Mientras la diferencia entre ambas sea menor del 1%, será adecuado usar la ecuación de los gases ideales. [13] La Figura 25 presenta una buena ilustración de este procedimiento. El motivo por el que usar, dependiendo de la circunstancia, la ley de los gases ideales en vez de los datos tabulados es la facilidad o simplicidad del proceso. Es más simple usar directamente una ecuación que buscar entre datos e interpolar cuando sea preciso.

Recapitulando, el diseño correcto de un muelle hidráulico, usando gas como fluido de trabajo, necesita realizar una hipótesis suficientemente exacta sobre la fuerza a la que se someterá el sistema. Con ello, elegir una presión interior que no de un desplazamiento adimensional muy alto. Por lo menos, no tan alto como para general una presión interior tan alta como para comprometer el sistema. Y por último, y no por ello menos importante, seleccionar un sistema de sellado que garantice la total estanqueidad del volumen encerrado en el interior, generando a cambio las mínimas pérdidas por rozamiento.

11.2.2. El uso de líquido como fluido de trabajo

La ecuación de estado de una sustancia líquida difiere sustancialmente de la ecuación de estado de los gases ideales. Generalmente, esta ecuación relaciona sólo dos de las tres variables que valaba la ecuación (11-47: presión y densidad. En un líquido, en la práctica, la temperatura se considera independiente de las otras dos variables.

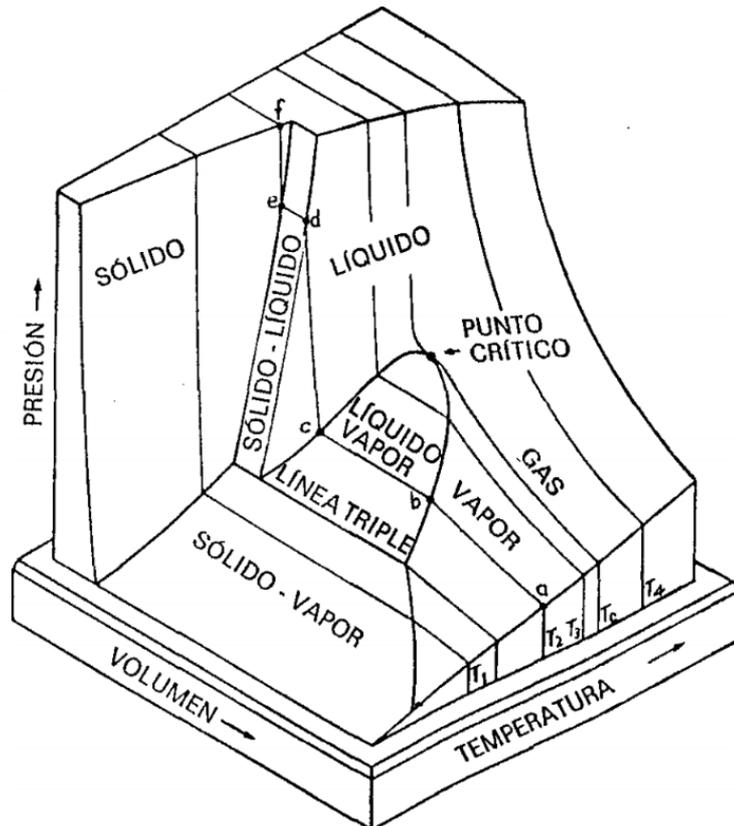


Figura 26: representación de la superficie P-v-T de una sustancia pura, que contrae al solidificar.[12]

La Figura 26 recoge la superficie que relaciona las tres variables presión, volumen específico y temperatura de una sustancia pura. La región que interesa en la sección actual es la zona líquido. Se aprecia que, hasta una cierta temperatura (en este caso la temperatura del punto crítico) la superficie forma una *pared*, alineada con la temperatura. En la práctica, esto quiere decir que la temperatura la superficie puede tomar cualquier valor de temperatura, sin influir en las otras dos variables. Es reseñable también la alta pendiente que tiene la línea presión-volumen. Esto quiere decir que una pequeña variación de volumen específico produce una variación muy elevada de la presión. Por lo tanto, una solución práctica suele ser considerar que la densidad es constante para una presión y temperatura dadas, en el rango de valores que puedan tomar estas temperaturas, en el cada problema considerado. Por otro lado, y si el problema o la aplicación lo requieren, y si se conocen los datos que relacionan presión y volumen específico de una sustancia concreta, puede establecerse una relación polinómica directa entre ambas relaciones. En adelante,



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

suponemos que el coeficiente lineal es mucho mayor que los coeficientes de órdenes superiores, con lo que la ecuación que relaciona presión y volumen específico queda:

$$p(v) = p_0 - C_v \cdot \Delta v \quad (11-79)$$

En adelante, por sencillez y en consonancia con las ecuaciones y variables utilizadas hasta ahora, se usará la densidad, que es precisamente el valor inverso al volumen específico.²⁴

$$p(\rho) = p_0 + C_\rho \cdot \Delta \rho \quad (11-80)$$

Volviendo al esquema de la Figura 21 que representa el muelle hidráulico que se está analizando, se plantea de nuevo la ecuación de equilibrio de fuerzas.

$$F + (p_0 - p_1) \cdot A_1 = m \cdot a \quad (11-81)$$

En la serie de hipótesis que se presenta al comienzo del epígrafe 11.2, se encuentra que la primera hipótesis postula que el sistema inicial se encuentra en reposo. Sin embargo, en este apartado se va a modificar esta hipótesis, considerando que la pieza móvil se encuentra inicialmente a una velocidad determinada, que será tratada como un parámetro del problema, y además a esta pieza móvil se adjuntará también un objeto de masa m concentrada en un único punto.

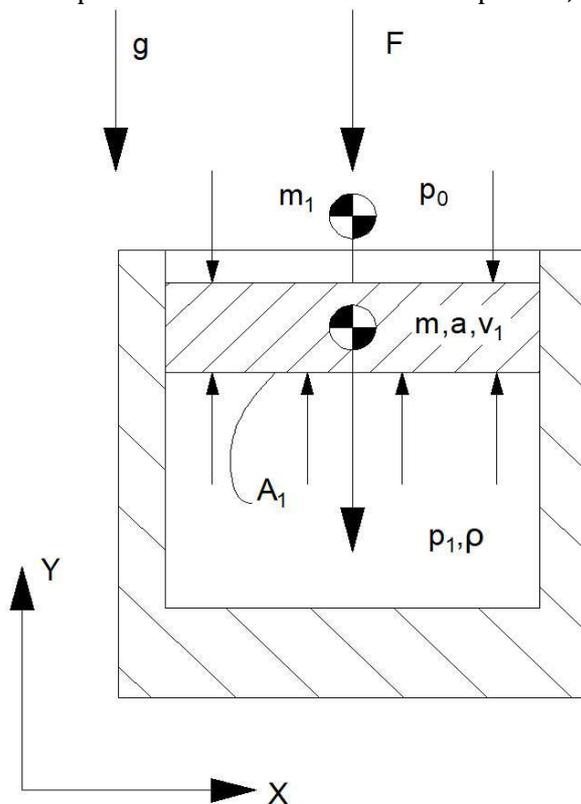


Figura 27: esquema de muelle hidráulico con efecto de gravedad y masa acoplada a la pieza móvil.

Para ilustrar mejor esta nueva situación, y también para justificarla, se presenta un nuevo esquema en el Figura 27. En este nuevo esquema se han añadido el efecto de la gravedad (vector g en dirección Y , y sentido negativo) y una masa m_1 acoplada al bloque móvil. Esta masa y el móvil comparten velocidad y aceleración.

Para ilustrar mejor esta nueva situación, y también para justificarla, se presenta un nuevo esquema en el Figura 27. En este nuevo esquema se han añadido el efecto de la gravedad (vector g en dirección Y , y sentido negativo) y una masa m_1 acoplada al bloque móvil. Esta masa y el móvil comparten velocidad y aceleración.

Utilizando ahora (11-80), (11-81) y un razonamiento similar a (11-48) para estimar la densidad del fluido en función del desplazamiento de la pieza móvil, se

²⁴ Debe notarse que la expresión cambia de signo porque, siendo la densidad el resultado de invertir el volumen específico de la sustancia, al crecer la primera disminuye el segundo, y viceversa.



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

reescribe la ecuación que relaciona las fuerzas con la variación de cantidad de movimiento.

$$F + G - \rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1 \frac{x}{L_0} = (m + m_1) \cdot a \quad (11-82)$$

G es la fuerza gravitatoria afectada sobre las dos masas consideradas, que resulta de multiplicar la aceleración gravitatoria, g, a la suma de las masas m y m₁. L₀ en la expresión anterior es la longitud característica del volumen interior del sistema, definido anteriormente y usado por primera vez en(11-54. Debe tenerse en cuenta que la expresión (11-82) sólo tiene efecto en pequeños desplazamientos de la pieza móvil. Esto se debe a que la expresión de la densidad en función del desplazamiento se ha obtenido mediante el desarrollo de Taylor de la definición de densidad, obtenida mediante el cociente de la masa encerrada en el volumen interior, que es constante, entre el volumen interior.

$$\rho = \frac{m_f}{A_1(L_0 - x)} \approx \frac{m_f}{A_1 L_0} - \frac{m_f}{A_1 L_0} \frac{x}{L_0} = \rho_0 + \rho_0 \frac{x}{L_0} \quad (11-83)$$

Entonces, si se quiere tener una expresión de la variación de la densidad, para pequeños valores del desplazamiento x, basta restar la densidad inicial, ρ_0 , a ambos términos de (11-83).

$$\Delta\rho = \rho_0 \frac{x}{L_0} \quad (11-84)$$

En adelante, se reescribirá la aceleración de la pieza móvil por su expresión como derivada segunda de la posición respecto del tiempo.

Se traslada el sustraendo del término de la izquierda de(11-82), al término de la derecha en la misma expresión. Se tiene entonces una ecuación diferencial de segundo orden no homogénea, cuyas condiciones iniciales se conocen, y cuya resolución puede realizarse directamente.

$$F + G = (m + m_1) \cdot \ddot{x} + \rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1 \frac{x}{L_0} \quad (11-85)$$

Ambos términos de la expresión anterior son divididos por el producto $\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1$ (un rápido análisis dimensional permite obtener que el resultado tiene dimensiones de fuerza, N)

$$\frac{F + G}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} = \frac{(m + m_1)}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} \cdot \ddot{x} + \frac{x}{L_0} \quad (11-86)$$



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

Se sustituye la posición, por la posición adimensional²⁵, de manera que se utilice esta variable como incógnita en la ecuación diferencial.

$$\frac{F + G}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} = \frac{(m + m_1)L_0}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} \ddot{X}_a + X_a \quad (11-87)$$

El coeficiente que multiplica al término en segunda derivada tiene unidades de s². Al producto de este grupo de parámetro se denomina tiempo característico del proceso. Se tiene entonces en cuenta el cambio de variable siguiente para aplicar en la derivada temporal.

$$\frac{dX_a}{dt} = \frac{dX_a}{dt} \frac{d\beta}{d\beta} = \frac{1}{T_c} \frac{dX_a}{d\beta} \quad (11-88)$$

Por lo tanto, la ecuación diferencial queda, con variables adimensionales, de la siguiente manera.

$$\frac{F + G}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} = \frac{d^2 X_a}{d\beta^2} + X_a \quad (11-89)$$

La solución de la ecuación diferencial anterior tiene dos componentes, una parte homogénea y una parte particular.

La solución particular es (puede comprobarse directamente)

$$X_{ap} = \frac{F + G}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} \quad (11-90)$$

La solución homogénea tiene forma trigonométrica, y tiene dos coeficientes que deben obtenerse aplicando las condiciones particulares del problema.

$$X_{ah} = C_1 \cdot \sin(\beta) + C_2 \cos(\beta) \quad (11-91)$$

Las condiciones iniciales se presentan a continuación:

$$\left. \begin{aligned} X_a(0) &= 0 \\ \dot{X}_a(0) &= v_1 \frac{T_c}{L_0} \end{aligned} \right\} \quad (11-92)$$

²⁵ Se usa la definición de posición adimensional con la (11-84)



CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

Se plantea entonces el sistema algebraico de dos ecuaciones con dos incógnitas, cuya resolución permite determinar el valor de los dos coeficientes no determinados aún en (11-91).

$$X_{ap}(0) + X_{ah}(0) = C_2 + \frac{F + G}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} = 0 \quad (11-93)$$

$$C_2 = -\frac{F + G}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} \quad (11-94)$$

$$X'_{ap}(0) + X'_{ah}(0) = C_1 = v_1 \frac{T_c}{L_0} \quad (11-95)$$

Con los resultados anteriores, se dispone de la solución completa del problema.

$$X_a(\beta) = \frac{F + G}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} - \frac{F + G}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} \cos(\beta) + v_1 \frac{T_c}{L_0} \cdot \sin(\beta) \quad (11-96)$$

Puede simplificarse aún más el resultado anterior. Primero se cambian los productos, sumas, ... por coeficientes. Se definen el coeficiente de fuerza y el coeficiente de velocidad, ambos adimensionales.

$$K_F = \frac{F + G}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1} \quad (11-97)$$

$$K_V = v_1 \frac{T_c}{L_0} = v_1 \cdot \sqrt{\frac{(m + m_1)}{\rho_0 \cdot C_\rho \cdot A_1 \cdot L_0}} \quad (11-98)$$

Se dispone ahora de una expresión más simplificada de la solución completa del problema.

$$X_a(\beta) = K_F - K_F \cdot \cos(\beta) + K_V \cdot \sin(\beta) \quad (11-99)$$

Los términos trigonométricos pueden agruparse, teniendo en cuenta las propiedades del seno de la suma de dos ángulos, y de la identidad de la suma del cuadrado del seno y el cuadrado del coseno.

$$X_a(\beta) = K_F + \sqrt{K_F^2 + K_V^2} \cdot (K_V \cdot \sin(\beta) - K_F \cdot \cos(\beta)) / \sqrt{K_F^2 + K_V^2} \quad (11-100)$$

Puede comprobarse, a raíz de la expresión anterior, que la solución completa se corresponde finalmente con la expresión siguiente.

CAPÍTULO 11 EL AMORTIGUADOR Y EL MUELLE HIDRÁULICOS

$$X_a(\beta) = K_F + \sqrt{K_F^2 + K_V^2} \cdot \sin(\beta - \phi) \quad (11-101)$$

$$\phi = \operatorname{atan}\left(\frac{K_F}{K_V}\right) \quad (11-102)$$

El ángulo ϕ puede obtener directamente como a partir del siguiente resultado

La expresión (11-101) cumple con las condiciones iniciales y también con la ecuación diferencial(11-89).

Este resultado es muy interesante porque permite relacionar la masa del sistema, la fuerza aplicada y la velocidad inicial con la posición final alcanzada. Con la posición final, se obtiene la presión máxima a la que se somete el sistema durante cada ciclo de oscilación.



12. BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

“Ningún ojo ha contemplado ese libro, ninguna mano lo ha tocado, desde el advenimiento del hombre a este planeta. Y, no obstante, cuando en el fondo de aquel abismo enfoqué la linterna sobre él, vi que las letras trazadas con extraños colores sobre las quebradizas páginas de celulosa tostadas por el tiempo, no eran desconocidos jeroglíficos de épocas remotas. Eran, al contrario, letras de nuestro alfabeto corriente, que formaban vocablos en lengua inglesa, escritas por mi propia mano”- H.P. Lovecraft: En la noche de los tiempos (1936)

Como se apreció en el capítulo 8 el desarrollo de las tecnologías de aprovechamiento hidráulico ha estado marcado por el grado de desarrollo de las técnicas de estanqueidad. En este capítulo se hila como continuación del capítulo anterior, en el punto en que aparecen los materiales poliméricos y elastómeros que permitieron la fabricación de todo tipo de juntas eficaces, pero sobre todo duraderas y de sencillo mantenimiento.

Estas dos características son fundamentales para conseguir el máximo aprovechamiento de la energía. Cuando se presentó el motor de Newcomen, se resaltó el hecho de que la junta que necesitaba el pistón estaba fabricada a partir de estopa, resina y cuero. Como añadido se indicaba que había que mantener húmeda la junta para conservar su adaptabilidad al hueco, aparte de que se propuso que, debido a la higroscopía de la estopa, esta tendería a hincharse en el hueco generando la suficiente competencia de tensiones contra el camino libre.²⁶ Este servicio dedicado de agua ya indica los problemas que presentaba la junta. Por un lado, su necesidad era evidente, pero por otro lado había que mantenerla en condiciones de operación óptimas.

Los motores térmicos, las bombas hidráulicas, y en general cualquier máquina dedicada a realizar su trabajo de manera cíclica requieren que sus componentes mantengan sus propiedades ciclo tras ciclo. Hay ciertos fenómenos que limitan la durabilidad de los materiales: fatiga mecánica, fatiga térmica, desgaste y deslizamientos debidos a la fricción, y deformaciones o recolocaciones causadas por vibraciones. Todas ellas tienen en común que cada ciclo de trabajo se aporta una cantidad de daño no apreciable sobre los elementos críticos, pero pasados un cierto número de ciclos, sus consecuencias se hacen evidentes.

La competencia de tensiones genera una fuerza de reacción muy presente en todos los fenómenos en los que se involucra el contacto entre dos materiales: la fricción. La fuerza de rozamiento, si produce deslizamiento, tiene en general un efecto perjudicial para los materiales y para la eficiencia de un sistema por las siguientes razones:

1. Genera esfuerzos de cortadura, que son los primeros en llevar al material a condiciones plásticas y, en última instancia, a rotura.

²⁶ En los planos y dibujos de la máquina de Newcomen suele observarse una conducción y una válvula dedicados a suministrar de agua el pistón que contenía la junta.

CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

2. Reduce la eficiencia del ciclo ya que parte de la energía invertida se transforma en trabajo de rozamiento.

3. Produce calor por efecto de la disipación del trabajo de rozamiento (efecto Joule)

4. Desgaste de las piezas que deslizan: puede presentarse por mecanismos de abrasión o adhesión. En general se traduce en una pérdida de la calidad superficial por transferencia de masa de una superficie a otra, o de una superficie al medio.

Otro fenómeno que puede ocurrir cuando se utilizan materiales de bajo módulo elástico y bajo límite elástico es la extrusión. Aunque se trabaje con materiales sólidos, y se puedan modelizar como un medio continuo, un simple planteamiento en tensiones permite estimar las tensiones que provocan la extrusión y pérdida de cohesión del material.

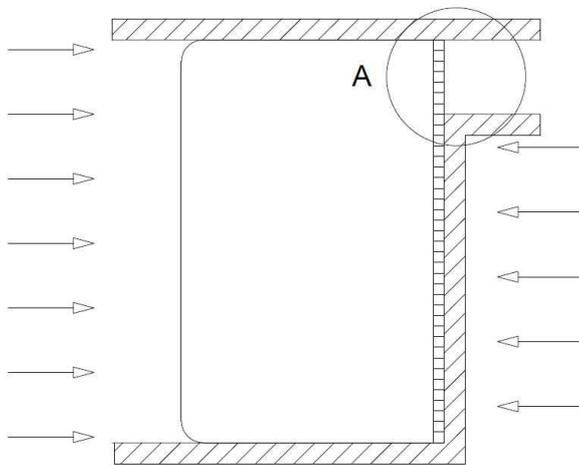


Figura 28: Esquema de presiones y retención de una junta. La banda de elementos cuadrados pertenece a la junta, y se esquematizan como elementos diferenciales de material.

En la Figura 28 se muestra el esquema general de una junta adaptada al espacio dispuesto por las dos superficies entre las que se desea crear una estanqueidad. Se puede ver que, de no disponer de la junta, el fluido vería un camino libre por el hueco trasero de salida, que es más estrecho que el de entrada. En ambas caras de la junta se aplican presión fluida (izquierda) y presión de reacción (derecha).

En la figura Figura 29 se puede ver un detalle de los elementos de la parte trasera de la junta, en la zona cercana a la superficie de escape. (círculo A en Figura 28)



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

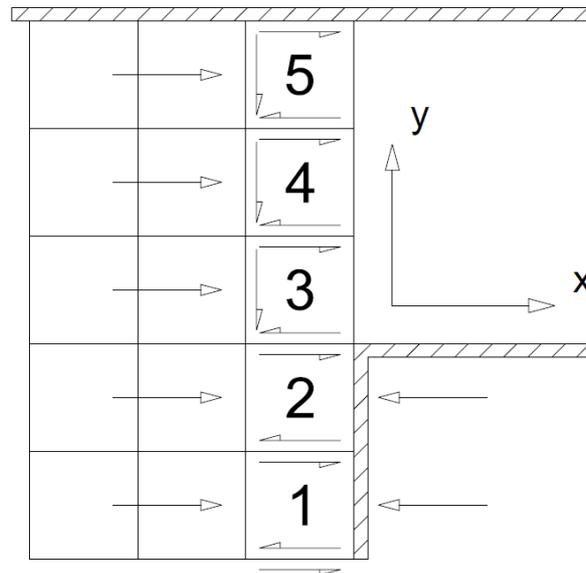


Figura 29: esquema de detalle de los elementos cercanos a la superficie de salida (ver Figura 28). Se muestran las tensiones normales y cortantes que actúan entre elementos.

Si aplicamos la ecuación de equilibrio de fuerzas sobre el elemento 3, tenemos:

$$(\sigma_x + \tau_{x32} - \tau_{x31})dx = 0 \quad (12-1)$$

En la expresión anterior, σ_x es la tensión normal que actúa en la dirección del eje X, τ_{x32} es la tensión cortante en el lado superior, en dirección x; y τ_{x31} es la tensión cortante en el lado inferior, en dirección x.

Si seguimos planteando en cadena la ecuación anterior sobre los elementos 4 y 5 y sumamos los términos de estas ecuaciones, vemos que las tensiones de cortadura se van suprimiendo hasta que sólo quedan τ_{x31} y τ_{x52} . Además, si despreciamos los efectos de la fricción sobre el elemento 5, τ_{x52} tendría valor nulo.

$$(3 \cdot \sigma_x - \tau_{x31}) = 0 \quad (12-2)$$

La ecuación anterior sólo se aplica al modelo descrito, y no tiene en cuenta posibles variaciones de las tensiones normales y cortantes a lo largo de cada elemento. Sin embargo, se puede estimar que la tensión de cortadura es del orden de la tensión normal que actúa sobre la junta, y esta tensión será del orden de la presión que actúa sobre la junta.²⁷

²⁷ Debe tenerse en cuenta que este ejemplo no contempla el caso en que el área de escape sea grande, o al menor comparable al área de acción del fluido. Ese caso debería estudiarse aparte porque la tensión de reacción sería superior a la tensión provocada por el fluido.

CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

Tomamos por ejemplo el caso en que la junta anterior se fabrique de poliuretano, ECOPUR ®²⁸ La tensión a rotura de este material es 50 MPa. Si tenemos en cuenta el tensor de tensiones al que se somete una pieza en un ensayo de tracción, la tensión de cortadura máxima de este material estará cercano a 25 MPa (la mitad de la tensión normal de rotura). Según este dato y teniendo en cuenta (13-2), la presión máxima de trabajo de una junta fabricada en ECOPUR ® sería próxima a 25 MPa, si bien este valor depende también de la geometría: sección de la junta y superficie de salida.

Esta presión límite sólo se tendría en cuenta si la junta se dispusiera como se muestra en la Figura 28. Sin embargo, existe múltiples diseños y combinaciones de materiales que permiten que hoy en día se trabaje a presiones superiores a 1400 MPa.

12.1. Las juntas dinámicas

En el capítulo anterior, así como en la sección previa, se han detallado los principios que debe cumplir una junta de estanqueidad, así como algunas características mecánicas que la caracterizan. En esta sección se describen con detalle algunos de los tipos de junta dinámicas más utilizadas hoy en día

Entendemos como junta dinámica a la pieza o conjunto de piezas que, constituyendo un grupo, desarrollan tres funciones separadas.

1-Sello estático: la junta dinámica debe desarrollar una función de estanqueidad con una superficie que permanece fija respecto de la junta

2-Sello dinámico: la junta dinámica debe desarrollar la función de estanqueidad con una superficie que no permanece fija respecto de la junta. Además, en el caso que se estudia en esta tesis, la velocidad relativa entre junta y superficie no es constante.

3-Deslizamiento: debe permitir que la superficie de la pieza móvil desarrolle su trabajo con la máxima eficiencia, robándole la mínima cantidad de energía por fricción.

Atendiendo al triángulo de la fuga, la junta dinámica bloquea el camino libre del fluido, conteniendo la diferencia de presión entre el fluido del interior y el fluido del exterior, estableciendo una competencia de tensiones entre la superficie barrera y el fluido.

El efecto mecánico más perjudicial que sufren este tipo de juntas es el desgaste producido por la superficie móvil, aunque dependiendo del nivel de presión alcanzado en la aplicación, la deformación contra la superficie fija puede ser suficientemente grande como para dañar a la junta.

Otros efectos que pueden sufrir este tipo de juntas es el degradado del material por efecto de la temperatura o por incompatibilidad química con el fluido de trabajo. Este

²⁸ <https://www.skf.com/group/products/industrial-seals/materials/polyurethanes>



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

problema lo encontramos en las juntas que trabajan con hidrógeno [40], con aceite y combustibles [41], o con dióxido de carbono. (Ver Figura 30)



*Figura 30 junta tórica de FKM (fluorocarbono) degradada después de trabajar con CO₂
(Hiperbaric 2021)*

Estas juntas tienen su principal aplicación en los sistemas de compresión de pistón y émbolo, ya que en ellos se desarrollan las variaciones de presión más altas, y en las que se requiere una tasa de fuga prácticamente nula²⁹. También se utilizan en aplicaciones en las que la pieza móvil sea un eje rotatorio.

En cuanto a la condición de deslizamiento, existen modelos de juntas que permiten el paso de una capa fina del fluido que buscan contener. Por ejemplo, cuando el fluido de trabajo es aceite, permitir que una pequeña capa del aceite se interponga entre la superficie de la pieza móvil y la junta permite reducir la fuerza de fricción entre ambas piezas, y puede mejorar su comportamiento tribológico, en parte por la teoría de lubricación fluidodinámica, y en parte por la reducción del coeficiente de fricción la interacción cortante entre ambas piezas [42], [43].

Sin embargo, ese tipo de lubricación fluidodinámica sólo puede aplicarse en determinadas condiciones. Por ejemplo, si la diferencia de presión entre el fluido en el interior de la cámara y el fluido en el exterior no es tan elevada como para provocar una corriente de fluido de alto caudal, para no reducir la eficiencia volumétrica. Esta aplicación es muy útil en sistemas de compresión mediante aceite hidráulico. En ellas la presión durante la admisión, y se aprovecha que el fluido ayuda a lubricar y enfriar la junta, y la ganancia en vida en servicio es apreciable. [42], [44], [45]

²⁹ Véase el desarrollo realizado en torno a las fugas permitidas en los amortiguadores y muelles hidráulicos.



12.2. Importancia e historia del desarrollo de las juntas dinámicas

Uno de los temas básicos en la termodinámica es el estudio de los ciclos de intercambio de trabajo y calor con masa constante. Entre ellos encontramos los ciclos de Carnot y Otto, por ejemplo. En general, el esquema físico es sencillo: se dispone de un volumen de fluido delimitado por un fondo y una pared cilíndrica fijos, y un émbolo o pared móvil. En concreto el ciclo de Carnot se usa como referencia para comparar el rendimiento en una gran cantidad de ciclos diferentes.

Llegados a este punto, resulta evidente que, sin una correcta estanqueidad entre émbolo y pared, el postulado inicial acerca de la masa constante no podría cumplirse, e incluso la masa perdida por la fuga reduciría al trabajo extraído.

Si la junta dinámica cumple su función como elemento para conseguir la estanqueidad, pero ejerce una fuerza de fricción comparable a la fuerza ejercida por el fluido contra el émbolo, entonces el trabajo extraído también se alejaría del ideal, y la eficiencia se vería igualmente reducida.

La conclusión por lo tanto es que la junta seleccionada es producto de una solución de compromiso entre la estanqueidad conseguida y la fuerza de fricción generada. Este aspecto es un punto clave en el diseño de juntas en componentes mecánicos.

La historia del desarrollo de las juntas dinámicas está ligada al avance en desarrollo de las máquinas térmicas. Aunque en el capítulo anterior se avanzó una muestra de ingenios que aprovechaban la energía hidráulica, no es hasta entrado el Siglo XX cuando se comienza el estudio riguroso de la ciencia y el desarrollo de las juntas en particular, y las juntas dinámicas en particular.³⁰

Aunque las primeras máquinas que introducen los motores térmicos como plantas de potencia son los extractores de los pozos mineros, los ferrocarriles y los barcos, sus cilindros de potencia eran suficientemente grandes y sus ciclos suficientemente lentos como para que la poca calidad de las juntas dinámicas que requerían no implicara una gran pérdida de caudal ni un desgaste acelerado de las juntas dinámicas, respectivamente.

Sin embargo, a mediados del S. XIX Charles Goodyear patentó la vulcanización del caucho, por lo que se facilitó la disposición de materiales elastómeros de mayor durabilidad. Se tienen referencias de que en 1856 ya se disponían de juntas en "U" y en "V" para aplicaciones hidráulicas consiguiendo contener hasta 40 MPa [46]. En 1910 Serguéi Lébedev patentó el uso de butadieno para producir caucho sintético [47]. Los avances en síntesis de compuestos orgánicos, permitieron disponer de una gran cantidad de polímeros elastómeros útiles para ser usados para fabricar juntas duraderas.

³⁰ Los hechos que se hilan y describen en este apartado están sintetizados de Nikas (2010) y Knaters (1990) quienes a su vez lo presentan como introducción histórica de sus respectivos trabajos.



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

También el S. XX trajo consigo la invención y el desarrollo de la aviación. Esta tecnología se diferencia claramente de otras tecnologías como el transporte mecanizado terrestre, la industria, la generación de energía... en un aspecto muy claro: su alta eficiencia y fiabilidad

Esta eficiencia se ve en muchos aspectos:

1-Estructural: es necesario minimizar el peso de equipo garantizando la resistencia de este.

2-Másica: es necesario minimizar el peso del conjunto, para optimizar el aporte de la sustentación del viento.

3-Aerodinámica: el diseño debe minimizar la fuerza de arrastre producida por la corriente de aire.

4-Energética: la cantidad de combustible transportable es limitada. Como tal, debe optimizarse su rendimiento para maximizar el radio de vuelo.

Es la eficiencia energética donde más se hizo notar la aplicación de correctas técnicas de estanqueidad, especialmente en su aplicación en los pistones de los motores. En este caso la mejor solución de compromiso entre fuga y fricción se ha encontrado en los segmentos metálicos.³¹

En cuanto a la fiabilidad, la aviación requiere que la propiedad de fallo de cada uno de sus componentes sea mínima, especialmente en el caso de la aviación comercial. Aparte del motor, otros componentes que requieren de juntas dinámicas son los pistones de control de movimiento de las partes móviles: superficies de control, trenes de aterrizaje [48],... En estos componentes la cantidad de fluido que se permite extraer del circuito debe prácticamente anularse. En este ámbito de aplicación, sobre todo en trenes de aterrizaje, es donde se encuentran las empaquetaduras o juntas dinámicas que más se parecen a las juntas protagonistas de esta tesis. En 1947, White and Denny publicaron un extenso estudio, fruto de una exhaustiva investigación financiada por el Ministerio de Producción Aeronáutica del Reino Unido, centrado de las juntas dinámicas para aplicaciones de pistón, émbolo y ejes giratorios. En concreto, se puso especial atención a las juntas tóricas y las juntas de sección cuadrada [49].

A raíz de las necesidades creadas por la creciente aviación comercial, y gracias a los gérmenes de investigación que supusieron estos estudios, el desarrollo del conocimiento acerca de las juntas dinámicas ha sido llevado a cabo principalmente por Japón, Italia y Suecia.

Japón contribuyó con el desarrollo del trabajo experimental, midiendo las fuerzas de fricción entre junta pieza móvil, y también analizando las fugas de aceite provocadas por la

³¹https://web.archive.org/web/20110721021551/http://www.federalmogul.com/korihandbook/en/section_6.htm



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

capa de fluido que se permitía pasar entre junta y pieza móvil.[50]–[52]. Los investigadores suecos se vieron impulsados por compañías que hoy en día siguen siendo líderes mundiales en el desarrollo y ventas de juntas estáticas y dinámicas, como Trelleborg y SKF. Entre ellos destaca el Profesor Hans Johannesson³², quien contribuyó de una manera híbrida combinando trabajo experimental y teórico, [53], [54].

Los trabajos de Italia se centraron especialmente en la obtención de los campos de deformaciones, aplicando los modelos hiperelásticos de los materiales plásticos. Para ello, desarrollaron programas basados en el método de los elementos finitos para resolver de manera más detallada el problema de la relación entre la presión y las deformaciones de las juntas ³³[55]–[57].

Hoy en día, una nueva industria está requiriendo de un exhaustivo trabajo de investigación en materiales para la fabricación de juntas. Desde el comienzo del Siglo XXI, hay dos temas muy preocupantes para el futuro de la civilización actual. Por un lado, el calentamiento global preocupa a cada vez más sectores de la sociedad. Romper el equilibrio térmico puede ser nocivo para todos los ecosistemas de la tierra, porque los seres vivos que en ellos han evolucionado deberían sobrevivir en un entorno que cambia a una velocidad mayor que la velocidad a la que ellos puedan adaptarse por medio de la evolución. Por otro lado, el ser humano debe enfrentarse en primera aproximación a dos problemas. El primero, el incremento del nivel del mar, comprometerá a todas las poblaciones asentadas en la costa.

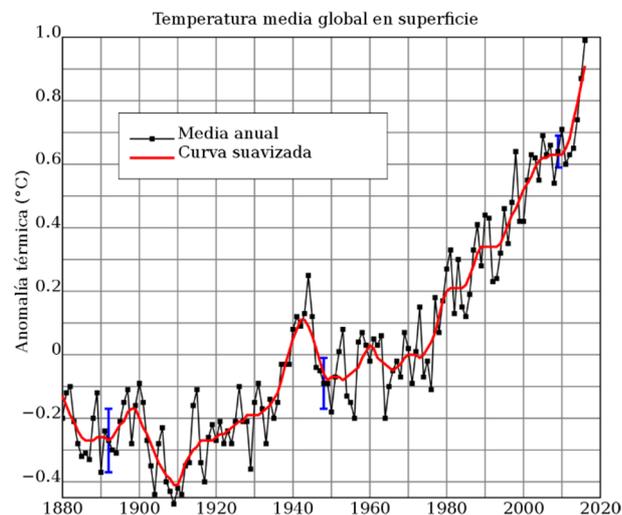


Figura 31: evolución de la temperatura media global desde 1880 hasta 2020 [58]

El segundo, la producción de alimentos. Si los terrenos en los que ahora se producen alimentos por medio de la agricultura y la ganadería ven alterado el clima, aumentando la

³² Chalmers University of Technology

³³ El método de los elementos finitos fue especialmente impulsado por Olgierd >Zienkiewicz, durante la década de 1960.



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

temperatura, puede que ya no sirvan para generar estos alimentos, con el consiguiente impacto demográfico que esto supondrá. Como ya se indicó en el capítulo anterior el Imperio Romano ya sufrió las consecuencias del desgaste del terreno y su impacto en la producción de alimentos [25]. La sociedad actual está mucho más expandida, el número de pobladores de la tierra es mayor que en toda la historia de la humanidad, y por lo tanto el impacto de la pérdida de alimentos supondrá una catástrofe a nivel planetario.

Hay varias teorías acerca del origen del cambio climático, pero la más aceptada hasta el momento es que la actividad humana está detrás de este fenómeno. Hemos consumido en menos de un siglo casi todas las reservas de petróleo, emitiendo a la atmósfera todos los residuos de la quema de este combustible. El incremento de gases como el dióxido de carbono en la atmósfera muestra una relación con el incremento de la temperatura media global. Estos gases, conocidos como gases de efecto invernadero, retienen la radiación térmica reflejada por la tierra, desequilibrando el intercambio de calor de la Tierra con su entorno.

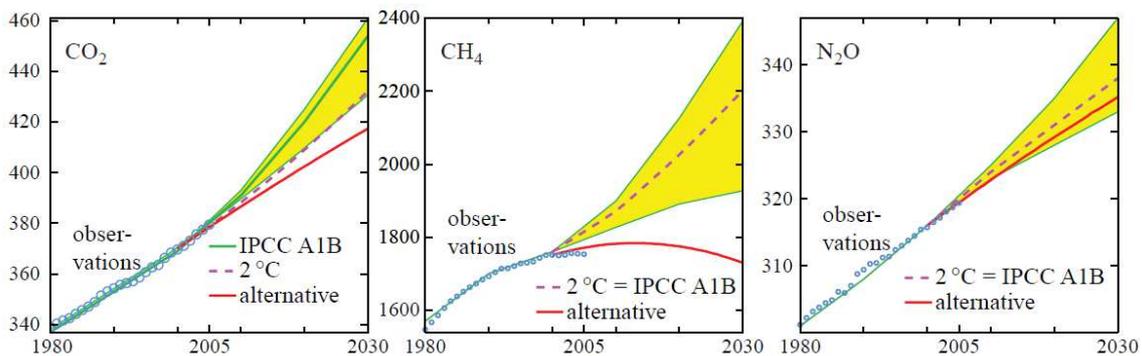


Figura 32: evolución medida (azul), esperada (línea discontinua) y alternativa (rojo) si se toman medidas como la transformación del modelo energético. [59]

Puede que la solución a la emisión de los gases de efecto invernadero sea el agotamiento de los combustibles fósiles, ya que estos son recursos que se agotarán. Sin embargo, eso no solucionará la crisis demográfica, ya que hoy en día el petróleo no sólo aporta combustible para nuestro automóvil y centrales térmicas, sino que materiales, compuestos químicos y pesticidas tienen su origen en compuestos derivados del petróleo. Energía, materiales y pesticidas son fundamentales para mantener el nivel de producción de alimentos actual. Sin petróleo, la crisis demográfica también será inevitable.

Para paliar la crisis energética, se está promoviendo actualmente multitud de proyectos para conseguir establecer la Economía circular del hidrógeno. Estos proyectos están impulsados en Europa por el Green Deal Europeo, que pretende descarbonizar completamente Europa antes de 2050.³⁴

³⁴ https://ec.europa.eu/info/strategy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en

CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

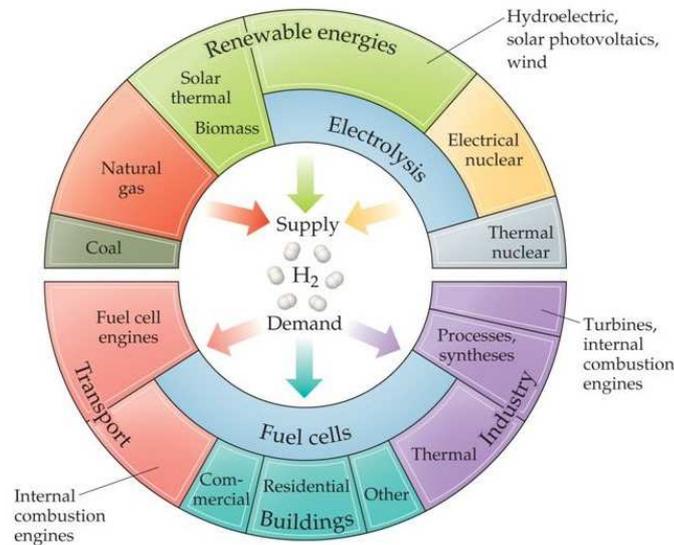


Figura 33: cadena de transformación de energía centrada en el hidrógeno ³⁵

La transformación energética centrada en el hidrógeno tiene su aplicación en el transporte. Usando celdas de combustible, los automóviles pueden transformar el hidrógeno en energía eléctrica. Esto requiere sustituir los depósitos de combustible actuales por depósitos de hidrógeno.

A pesar de la gran densidad energética por unidad másica del hidrógeno (120 MJ/kg), a presión atmosférica su densidad volumétrica es muy baja (0.01 MJ/l en comparación con 32 MJ/l de la gasolina)

Para poder transportar una cantidad comparable de energía, usando depósitos de capacidad volumétrica similares, es necesario comprimir el hidrógeno. La presión que se alcanza actualmente es de 70 MPa. (En esas condiciones se alcanzan 4.6 MJ/l)

Bajo esta premisa, una gran cantidad de compañías están moviendo sus recursos para participar en esta economía, y la industria de generación de alta presión debe aportar su tecnología para servir el hidrógeno a este nivel de presión.

Como se ha comentado previamente, los materiales de las juntas deben satisfacer compatibilidad química con el fluido con el que trabajan. En el caso del hidrógeno, los trabajos actuales se centran especialmente seleccionar y desarrollar los materiales que presenten las mejores características en durabilidad frente al trabajo con este material. El hidrógeno, es capaz de difundir en el interior de los materiales poliméricos de los que están fabricados las juntas, y esto conlleva una serie de problemas añadidos a los ya expuestos: rotura por explosión de depósitos nucleados en el interior de la junta cuando se reduce drásticamente la presión, pérdida de propiedades mecánicas, y alteración dimensional de la pieza [40], [60]. La clave aquí reside en seleccionar los materiales adecuados para trabajar

³⁵ <https://www.chamberlowcarbon.co.uk/2020/will-hydrogen-knock-out-carbon/> (2021)



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

con hidrógeno a los niveles de presión que exige esta nueva aplicación. Aún así, existen fabricantes que optan por mejorar aún más la tecnología mecánica que aplican en sus compresores.³⁶

12.3. Aplicación de las juntas dinámicas en la tecnología de ultra-alta presión

Las tecnologías de *waterjet* y HPP tienen como característica diferenciadora con respecto de la tecnología hidráulica que el nivel de presión alcanzado por el fluido de trabajo es muy superior. En concreto, la presión máxima de trabajo del HPP es de 600 MPa, mientras que la máxima presión de trabajo aplicada en hidráulica es de 45 MPa. En estas condiciones, no se permite el paso de fluido como capa lubricante por diferentes razones:

1-Para permitir el paso de una capa de fluido, se debe permitir que la superficie móvil y la superficie fija tengan una pequeña separación. Al comienzo de este capítulo se analizó la extrusión de material polimérico de estos materiales a través de este tipo de espacios huecos, y se concluyó que la presión máxima de trabajo era de orden de la tensión de rotura del material polimérico, y esta era cercana a los 45 MPa. Sin embargo, 600 MPa es un orden superior a la presión máxima hidráulica, y cualquier espacio libre suficientemente grande como para ignorar efectos como la fricción no evitará la extrusión del material polimérico por el hueco. Por lo tanto, se debe cerrar el camino libre lo máximo posible, generando una competencia de presiones entre las barreras sólida.

2-El fluido de trabajo que escape por la junta alcanzará tal velocidad a la salida que el caudal de escape perjudicará la eficiencia del sistema.

3-La velocidad de escape puede ser tan grande como para dañar a otros componentes que pueden ver alterada su integridad y su eficacia. Por las tensiones alcanzadas en esta aplicación, su fabricación es compleja y costosa. Por lo tanto, la eficiencia global del sistema también se puede ver comprometida.

En este marco, las juntas dinámicas deben constituir un sello completo al paso del fluido, a la vez que deben soportar las cargas aplicadas contra ellas en cada ciclo. Deben también maximizar su durabilidad porque cualquier fuga puede hacerse notar como pérdida de eficiencia de proceso, el daño a otros componentes constituye un fallo a la eficiencia global, y su sustitución puede implicar demasiado tiempo de mantenimiento³⁷ y por lo tanto dañar a ambas eficiencias.

La competencia entre compañías que fabrican intensificadores para agua a alta presión es intensa, aunque el mercado que disputan sea pequeño en comparación con otros

³⁶ Fabricantes como Maximator GmbH han desarrollado un sistema de cambio de juntas rápido que permite además sustituir sus juntas sin necesidad de parar el compresor. (<https://www.maximator-hydrogen.de/Maximator+-+Expertise+in+hydrogen+for+over+20+years-1316233851.html>)

³⁷ Las piezas con las que se fabrican los intensificadores son grandes y los sistemas de apriete son complejos también.



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

mercados globales. La investigación en este campo se protege mediante patentes cuando se observa un cambio disruptivo en la durabilidad de las juntas.

A pesar de las diferencias entre diseños, las juntas dinámicas para agua a ultra alta presión³⁸ tienen características comunes:

1. Pieza de activación: suele ser un material elastómero, como el poliuretano. Esta pieza garantiza que a baja presión ya se alcanza la estanqueidad.
2. Pieza portadora de junta de elastómero: su función es transmitir la presión de la pieza de material elastómero. También debe deformarse para adaptarse a la forma de esta otra pieza que se deforma con facilidad.
3. Pieza de material termoestable: transmiten las fuerzas ejercidas por las piezas 1 y 2, descargando contra las paredes cilíndricas que las contienen y contra la pieza posterior. También deben deformarse con facilidad para que las piezas anteriores se deformen y asienten con facilidad.
4. Pieza metálica de bajo módulo elástico. Esta pieza debe también deformarse para asentar a las piezas anteriores y también para evitar la extrusión de todas las piezas anteriores. Debe tener bajo coeficiente de fricción y buenas propiedades tribológicas contra la pieza móvil, contra la que generalmente ejercerá una competencia de tensiones para evitar la extrusión de la pieza anterior.

Todas las piezas ejercen competencia de tensiones contra la pieza móvil, ya que desde la pieza 2 a la pieza 4, todas ejercen una función antiextrusión para la pieza anterior. La excepción es la pieza 1, que ejerce función de estanqueidad contra el agua, que es el fluido de trabajo.

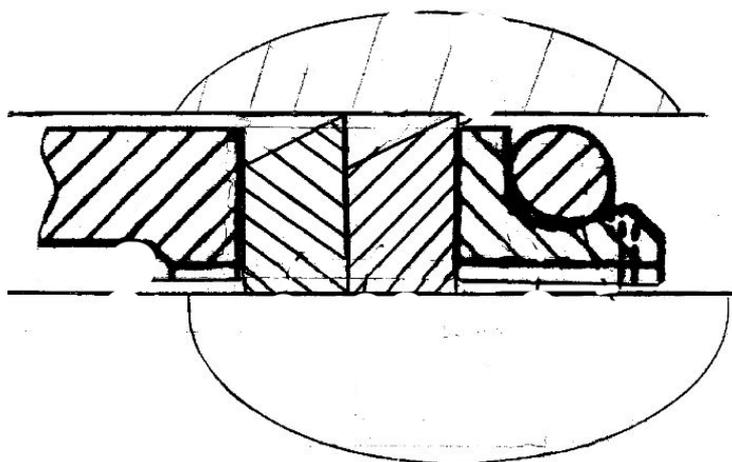


Figura 34: esquema de piezas que componen una junta dinámica para waterjet. [61]

³⁸ No existe un consenso internacional en cuanto qué denominar alta presión y a qué denominar ultra-alta presión. Por practicidad, y dado que el trabajo de esta tesis se centra en las juntas dinámicas para trabajar a más de 400 MPa, en adelante las denominaremos siempre juntas de alta presión



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

Hay otras piezas que juegan un papel fundamental en la función de las juntas dinámicas de alta presión. Hay diferentes tipos de juntas, y en función de su diseño, estas piezas auxiliares tomarán una función y diseño determinados.

12.4. Tipos de juntas

En general las juntas se pueden dividir en dos grupos: las que se mueven con el vástago o las que permanecen fijas junto a la camisa. De estas, pueden encontrarse cada vez más desarrollos, según cada fabricante de compresores alcance su diseño óptimo.

En esta sección presentamos tres tipos de empaquetaduras de alta presión. La junta de vástago embozado, la junta montada en vástago y la junta encapsulada. Todas presentan interés para Hiperbaric, por diversos motivos y porque los compresores que desarrolla sirven a distintos propósitos. Pero la junta que centra el interés de esta tesis corresponde al primer diseño.

Empaquetadura de vástago embozado

1. Vástago o pistón: es la pieza móvil que desliza con rozamiento por el interior de la junta. Su función es reducir el volumen en el que se confina el fluido. A cambio, éste ve aumentada su presión.
2. Camisa: esta es la pieza fija, en cuyo interior se emplaza la junta dinámica. Su misión es establecer una barrera en la que confinar el fluido mientras se eleva su presión.
3. Tapa o soporte trasero: es una pieza cuya función es soportar la fuerza que el fluido ejerce contra la junta en la dirección axial.

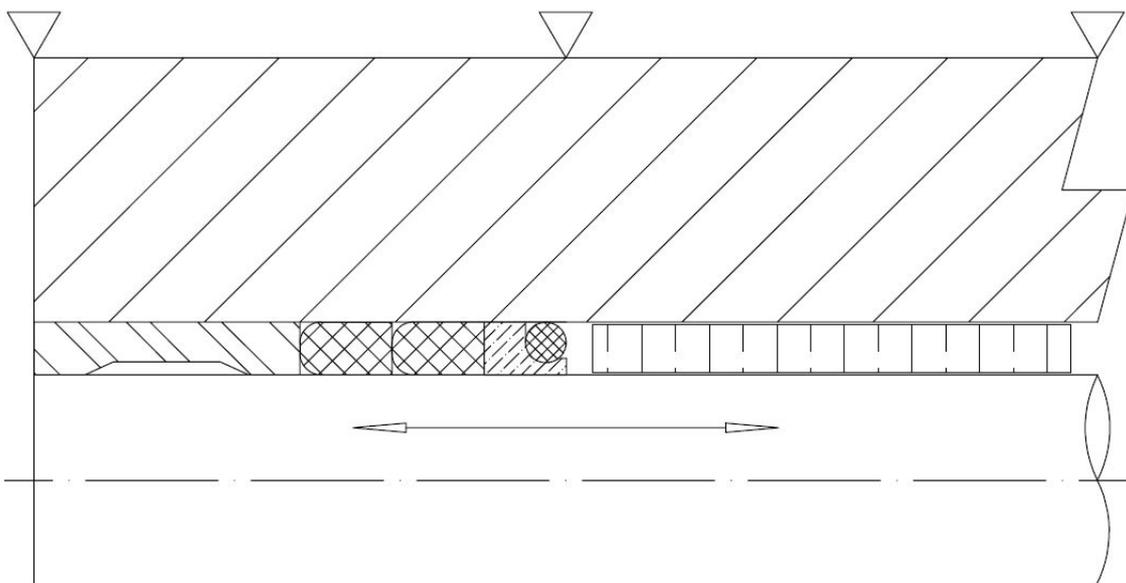


Figura 35: esquema de disposición de la empaquetadura de vástago embozado.

Este tipo de junta tiene la ventaja de que tanto camisa como vástago tienen las geometrías más sencillas. La camisa simplemente es un cilindro hueco, de pared gruesa, y el vástago es un cilindro recto. Esta simplicidad no sólo facilita la fabricación, sino que evita



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

la presencia de esquinas, redondeos, entallas... que resultan muy perjudiciales cuando se trabaja a presiones tan elevadas.

Empaquetadura montada en vástago

1. Vástago o pistón: esta pieza es móvil respecto de la camisa, pero fija respecto de la junta.
2. Camisa: esta pieza permanece fija respecto del resto del compresor, pero es móvil respecto de la junta, que desliza con rozamiento por su interior.

Este tipo de junta es muy útil cuando se quieren minimizar los volúmenes muertos, ya que cuando el émbolo acaba su carrera de compresión, el volumen delimitado por juntas, camisa y vástago puede minimizarse. Esto no ocurre, por ejemplo, en la junta de vástago embozado, porque existe un volumen permanente encerrado entre camisa, juntas y vástago, que no se elimina cuando el vástago termina su carrera de compresión. (ver Figura 35: zona rayada con líneas discontinuas verticales.)

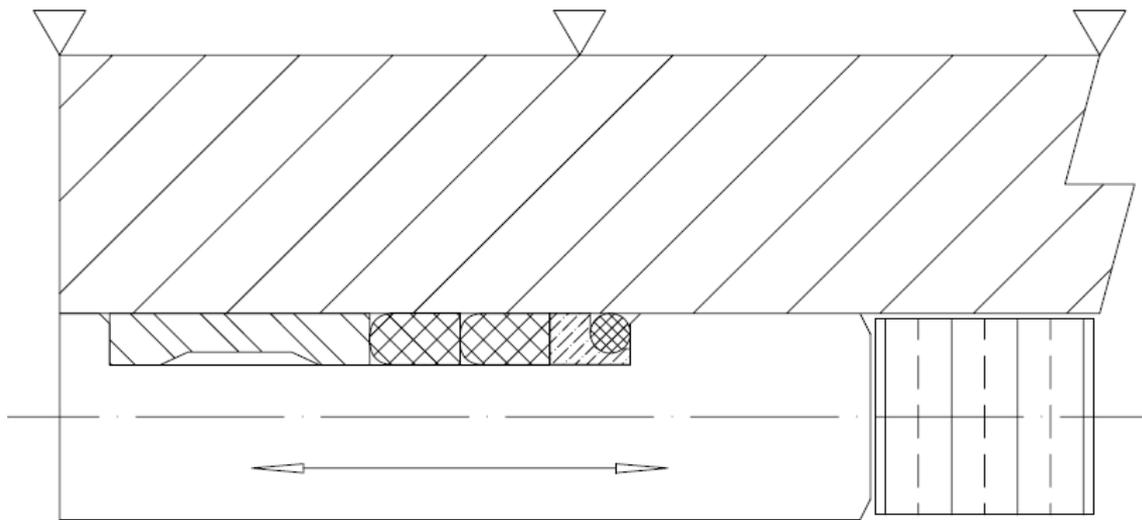


Figura 36: esquema de la disposición de la junta montada en vástago

Junta encapsulada



CAPÍTULO 12 BREVE INTRODUCCIÓN A LAS JUNTAS

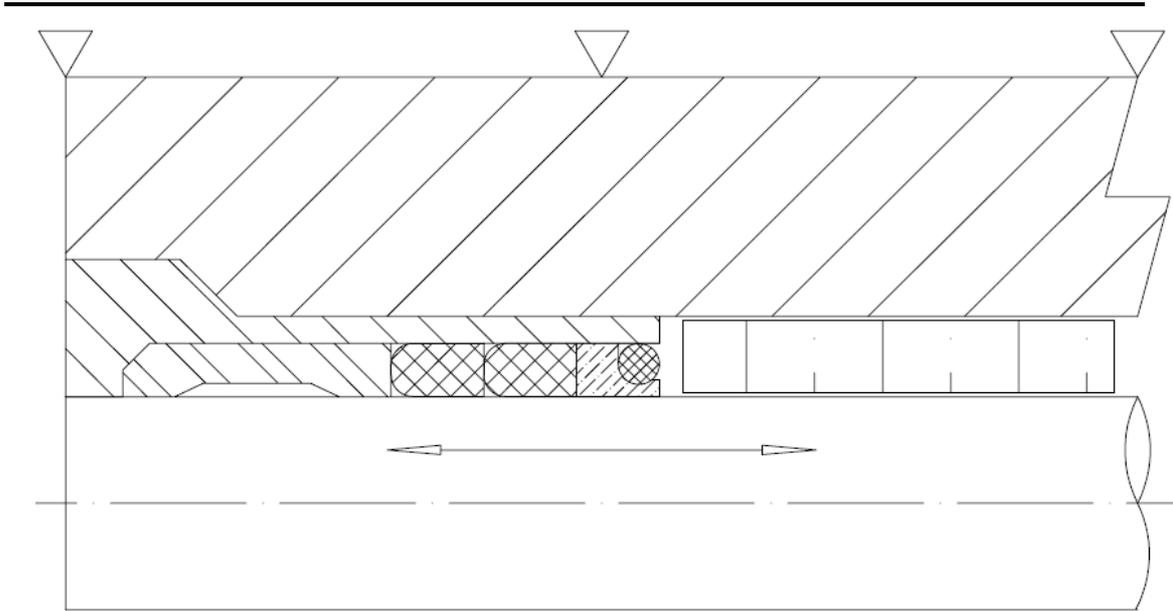


Figura 37: esquema de la distribución de piezas en una junta encapsulada

1. Vástago: esta pieza es móvil respecto de la junta y respecto del compresor. Desliza con rozamiento por el interior de la junta.
2. Camisa: esta pieza es fija respecto del compresor, pero no contacta con la junta.
3. Cápsula: esta pieza forma un sello estático con la camisa para evitar la fuga de agua, y en su interior forma también un sello estático con la junta.
4. Tapa: esta pieza, cumple la función de soportar la fuerza axial que ejercen el fluido y la junta contra la cápsula.

13. FUNCIONAMIENTO DE UN INTENSIFICADOR

"Nada honra tanto a un hombre que se acaba de elevar al poder como las nuevas leyes y las nuevas instituciones ideadas por él, que si están bien cimentadas y llevan algo grande en sí mismas, lo hacen digno de respeto y admiración." - El príncipe, Maquiavelo (1532)

Un intensificador de presión es un sistema que utiliza el equilibrio de fuerzas entre dos superficies desiguales para elevar la presión del fluido de trabajo. Generalmente, se dispone de un émbolo hidráulico, en el que se impone una elevada presión hidráulica sobre una de sus caras. Este émbolo está unido mecánicamente con un pistón o vástago, cuya área transversal es apreciablemente menor respecto del área del émbolo hidráulico.

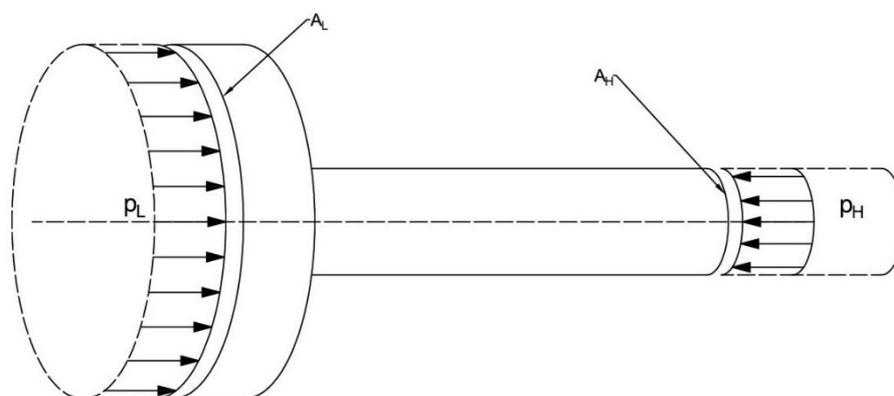


Figura 38 Esquema geométrico y presiones que actúan sobre vástago y émbolo hidráulico

Si se aplica la ecuación de equilibrio de fuerzas sobre el sistema descrito en la Figura 38:

$$A_L \cdot p_L = A_H \cdot p_H \quad (13-1)$$

En la ecuación anterior se han despreciado las fuerzas debidas al rozamiento con las juntas dinámicas del aceite y la empaquetadura de alta presión. También se ha despreciado el término correspondiente al incremento de la cantidad de movimiento del sistema.

La presión máxima conseguida en el agua será

$$p_H = \frac{A_L \cdot p_L}{A_H} \quad (13-2)$$

Cuando el vástago se mueve dirección de admisión, el agua a baja presión entra en la cámara de compresión del intensificador, y la salida hacia la vasija se bloquea.

CAPÍTULO 13 FUNCIONAMIENTO DE UN INTENSIFICADOR

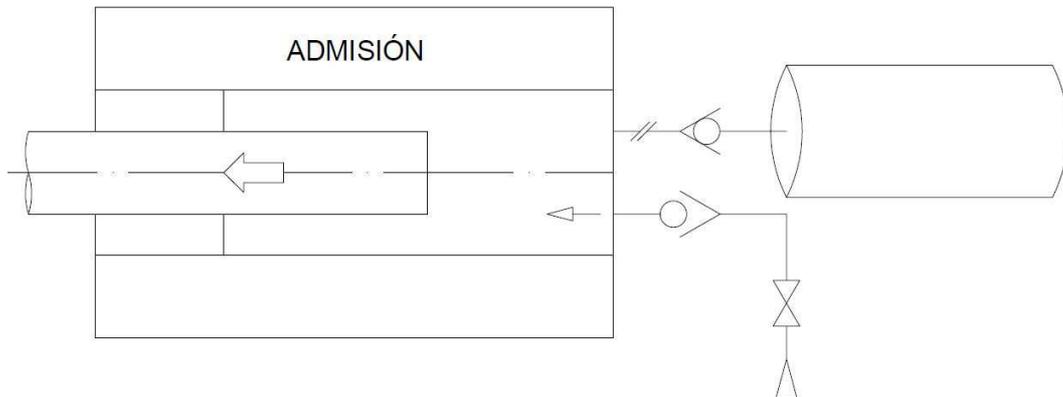


Figura 39: esquema de flujo de agua en un intensificador en fase de admisión.

Cuando el vástago se mueve en dirección de compresión, el sistema se comporta secuencialmente de dos maneras diferentes.

1. Inicialmente, tanto el antirretorno de entrada como el de salida están cerrados. El sistema se comporta como un muelle hidráulico, tal y como se describe en el capítulo 11
2. En esta fase la presión del agua se incrementa según avanza el vástago. Las juntas dinámicas se van deformando y asentando según va subiendo la presión. Esta fase dura hasta que la presión en el interior de la cámara iguala a la presión de la vasija. Inmediatamente después de superar la presión en la vasija el antirretorno de salida se abre.
3. En esta fase la presión en el interior del intensificador aumenta según aumenta la presión en la vasija. Esta variación suele ser mucho menor que en la fase 1, ya que el volumen en la vasija es mucho mayor que el volumen en el interior del intensificador. Durante esta parte del ciclo, el sistema se comporta como el amortiguador hidráulico descrito en el capítulo 11.
4. Cuando el vástago termina su carrera, se invierte el sentido de movimiento. Ambos antirretornos están cerrados en este momento, mientras la presión en el interior del intensificador desciende hasta iguala a la presión de la toma de entrada, momento en que se abre el antirretorno de la entrada y se completa el ciclo, volviendo al punto 1.

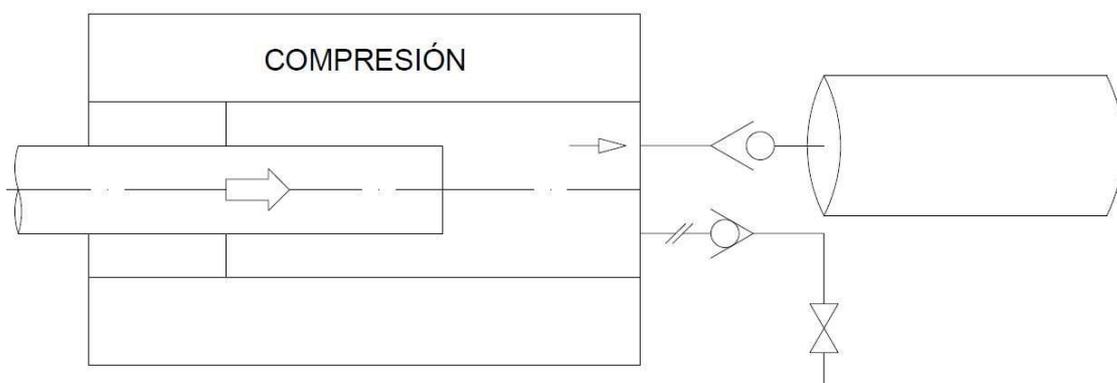


Figura 40: esquema de flujo de agua en un intensificador en fase de admisión.



CAPÍTULO 13 FUNCIONAMIENTO DE UN INTENSIFICADOR

La presión máxima a la que se ven sometidas las juntas en cada ciclo de compresión está determinada por el volumen de la vasija. La densidad del agua a 600 MPa y 25°C es 1.1744 kg/l [62]. Si suponemos que la evolución del agua es en condiciones isotermas, y que la relación entre la densidad y la presión es lineal, tenemos:

$$\rho_w(p_w) = 2,906 \cdot 10^{-4} \cdot p_w + 1 \quad (13-3)$$

En la ecuación anterior, la presión viene dada en MPa. Conocida la presión de la vasija, el volumen que debe reducirse la cámara en el momento de iniciar la compresión viene dado por la relación:

$$\frac{V_f - V_0}{V_0} = \frac{\rho_0}{\rho_f} - 1 = \frac{1}{2,906 \cdot 10^{-4} \cdot p_w + 1} - 1 \quad (13-4)$$

Finalmente, la diferencia entre el volumen final y el volumen inicial en el interior de la cámara, cuando la junta es de modelo vástago embozado es:

$$V_f - V_0 = -\pi \cdot 11^2 \Delta l \quad (13-5)$$

En la ecuación anterior se ha considerado que el radio del vástago es 11 mm. Esta es la dimensión de los intensificadores de Hiperbaric, y es en ellos en los que se instalan las juntas dinámicas de este trabajo.

Finalmente, obtenemos el avance del vástago necesario para alcanzar la presión de la vasija:

$$\frac{-\pi \cdot 11^2 \Delta l}{\pi \cdot 15^2 \cdot 275} = \frac{1}{2,906 \cdot 10^{-4} \cdot p_w + 1} - 1 \quad (13-6)$$

$$\Delta l = \frac{275 \cdot 15^2}{11^2} \left(1 - \frac{1}{2,906 \cdot 10^{-4} \cdot p_w + 1} \right) \quad (13-7)$$

En la ecuación anterior, Δl viene dada en milímetros y la presión en MPa. La longitud inicial disponible es 275 mm, tal y como ocurre en los intensificadores fabricados por Hiperbaric.³⁹

³⁹ Estos datos se aportan ahora según se sigue la línea narrativa. En el siguiente capítulo se aportan en una única tabla las dimensiones características de los intensificadores con los que se trabaja en esta tesis.



CAPÍTULO 13 FUNCIONAMIENTO DE UN INTENSIFICADOR

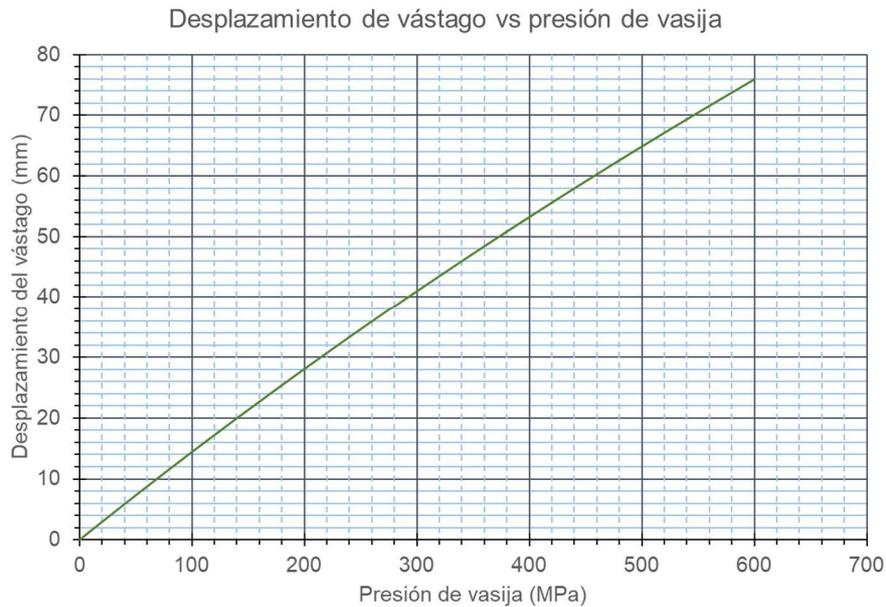


Figura 41 desplazamiento de vástago hasta apertura como función de la presión de la vasija.

Esta es la perspectiva general de la presión a la que se verán sometidas las juntas dinámicas de alta presión para su aplicación en la tecnología HPP. En adelante, nos centramos en el punto de partida del diseño de junta dinámica dispuesto por Hiperbaric en 2014, sus patologías, sus registros de durabilidad y la metodología seguida para paliar estas patologías e incrementar su fiabilidad y durabilidad.



14. INTERMEDIO

*“Ave Danuvi. Viam nobis monstras!
As I walk through valleys and fields
Your silver stream leads my way”*

-Imperium Dekadenz. Meadows of nostalgia (2013)

Hemos realizado un largo recorrido a lo largo de la historia de la tecnología del aprovechamiento hidráulico y la tecnología específica del mantenimiento de la estanqueidad. Los principios básicos para lograr la estanqueidad de un sistema de trabajo fluido se han ido materializando en todos los ingenios que se han repasado, y ha parecido bastante obvio que los elementos que consiguen mantener la estanqueidad suelen pasar desapercibidos cuando se analiza cada ingenio en su totalidad. Pero también parece evidente que su correcto funcionamiento y su durabilidad son esenciales para que, irónicamente, sigan pasando desapercibidos.

Si la solución de estanqueidad no consigue lograr su función la primera vez, parece sencillo sustituirla por otra solución para conseguir esta primera estanqueidad. Pero si su durabilidad no cumple las expectativas, podría comprometer el desarrollo del proyecto entero.

Hemos visto que la eficiencia de estos sistemas es un tema de gran interés para la industria, y el reto al que se enfrenta la humanidad pasa inevitablemente por encontrar una solución duradera para las juntas dinámicas de los compresores de hidrógeno. Máxime si tenemos en cuenta la demoledora fiabilidad con la que todos los días repostamos combustible para nuestros motores de combustión interna. Nuestro modo de vida no contempla reservar más de diez minutos para realizar esta operación de repostaje, y nunca contemplamos pasar más tiempo del normal debido a un fallo en el suministro. Este es el reto al que se enfrentan las juntas dinámicas de los compresores de hidrógeno.

En cuanto a las juntas dinámicas para sistemas de ultra alta presión, su camino debe seguir siendo la continua mejora de su durabilidad y su fiabilidad, si la tecnología HPP quiere imponerse como un proceso habitual aplicado a los alimentos que el consumidor medio está dispuesto a adquirir. En el siguiente capítulo entramos a fondo en el papel que estas juntas juegan en la tecnología HPP, así como las patologías que sufren y los factores que delimitan su durabilidad. El trabajo a partir de entonces se ha apoyado en detectar e identificar estas patologías, utilizar modelos de cálculo de tensiones para encontrar una relación entre el estado de tensiones teórico durante su trabajo, y la evidencia real de haber sufrido ese estado. A partir de entonces, se realizan hipótesis sobre los métodos para relajar esta sollicitación y se comprueban experimentalmente.



15. ESTADO INICIAL

"Las causas perdidas son las únicas por las que vale la pena luchar". - Caballero sin espada (1939), Frank Capra

15.1. Diseño de junta inicial

La junta de alta presión que comprende el punto de partida de esta investigación es del tipo de vástago embozado. La junta es una empaquetadura que consta de diez piezas, que en su conjunto cumplen la función de junta dinámica que se describió en el capítulo 12.

Esta investigación comienza en 2015. Hasta el momento, el diseño de junta no ha sufrido modificaciones desde que Hiperbaric comenzó a fabricar sus propios intensificadores. Este diseño de partida está tomado de los dibujos publicados en diferentes patentes disponibles en el momento en que se diseña el primer intensificador [63].

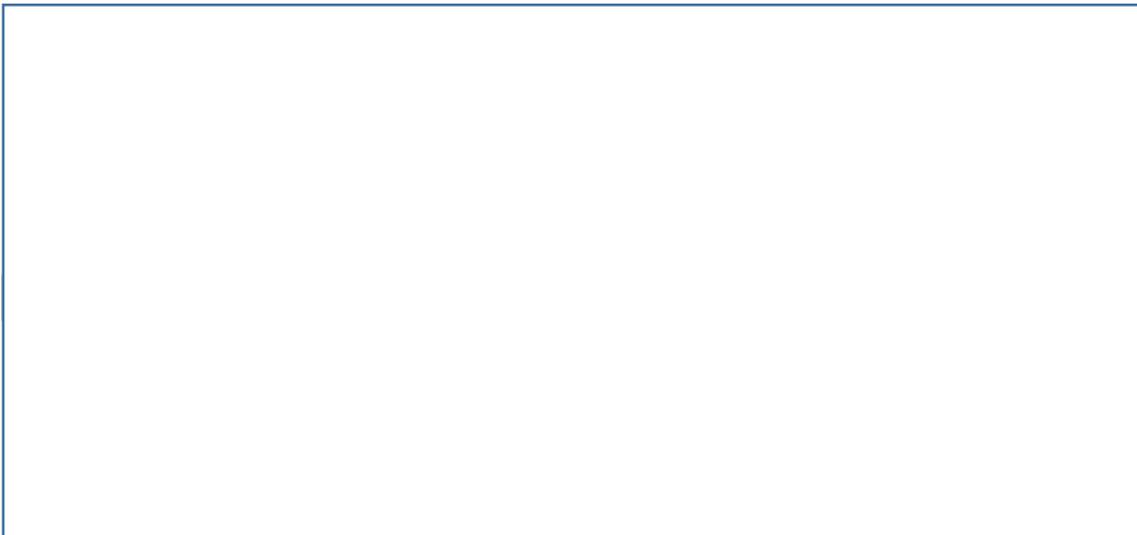


Figura 42: [REDACTED]

FIGURA NO

DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA

El intensificador suele integrarse en la máquina principal o se agrupan de dos en dos en muebles carenados que permanecen cerrados en funcionamiento normal.

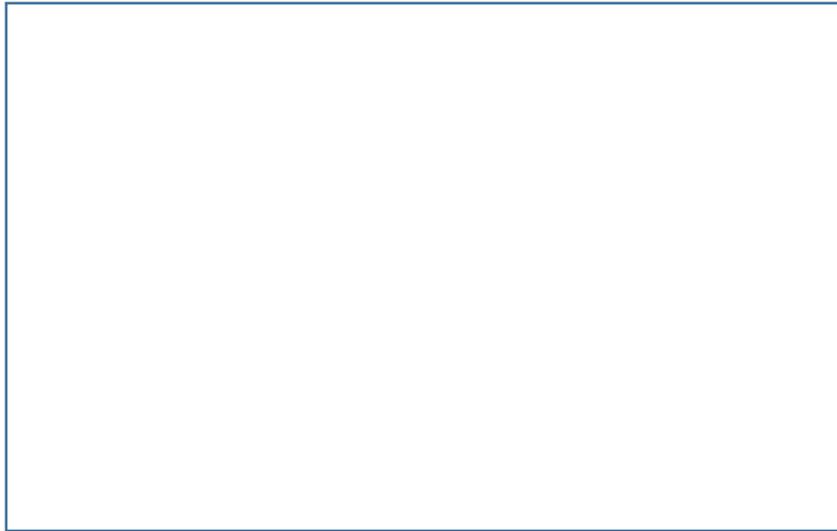


FIGURA NO

DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA

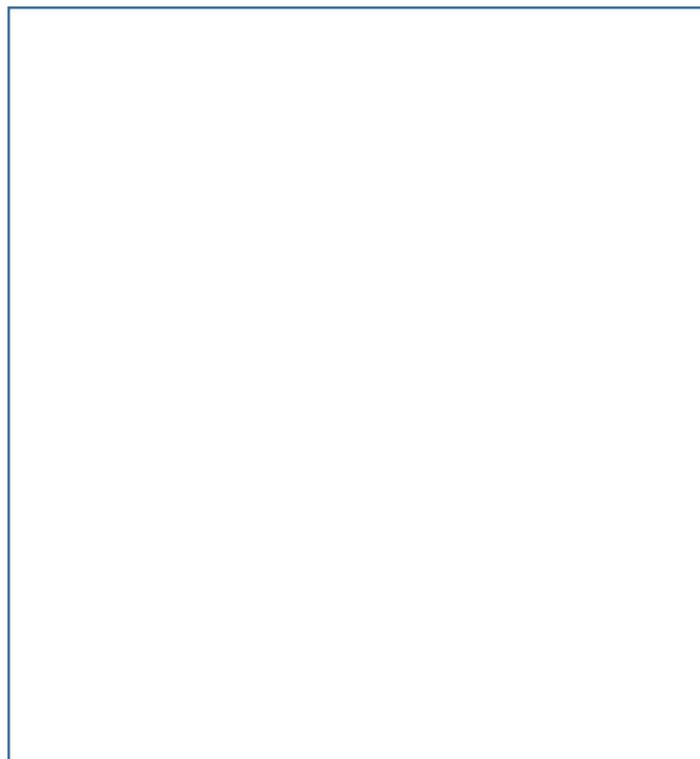


FIGURA NO

DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA

15.2. Piezas y materiales

En la siguiente figura se muestra la vista en perspectiva y con piezas separadas de la empaquetadura que constituye el diseño de partida. En la siguiente descripción, y en general en todas las secciones posteriores, cuando se usa el adverbio adelante se refiere en



la dirección hacia la zona de alta presión, y atrás cuando se refiere en la dirección hacia la zona atmosférica.



FIGURA
NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA

La pieza (1) sirve como elemento antiextrusión de las dos piezas (2) que van delante. En su superficie interior guía al vástago, pero no está pensado que contacte con él salvo, en primera aproximación, cuando la situación de presión es tan elevada como para deformar los labios (A en) hasta contactar tanto con el vástago como con la camisa. Esta situación, aunque calculada más adelante en la sección 16.2 genera una situación de alta deformación en el fondo de la superficie cóncava. (B en)

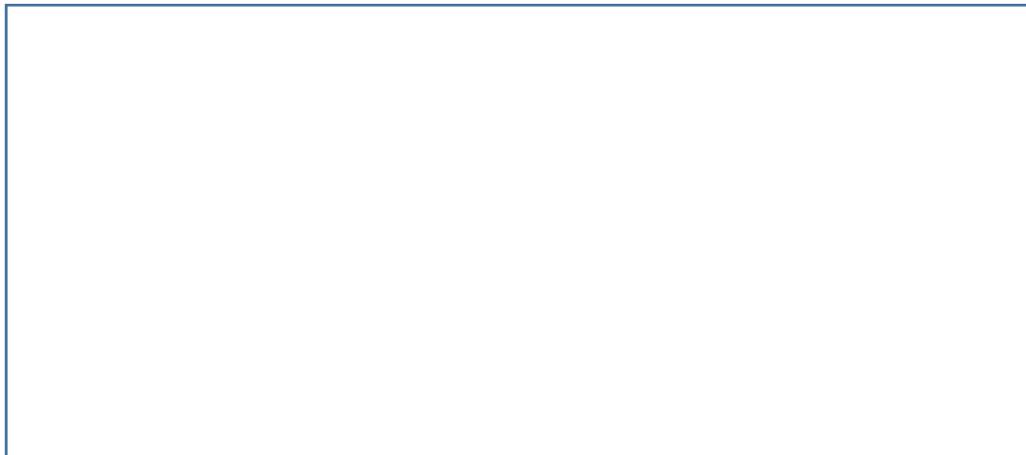


FIGURA NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN
REDUCIDA

Las piezas (2) descargan parte de la fuerza axial contra las paredes de la camisa y el vástago, aliviando en parte a la pieza (1) de esta carga y a su vez, reduciendo las fuerzas de provocan la extrusión de estas piezas contra los huecos que forman los labios de la pieza (1) con el vástago y la camisa.



Las piezas (3) y (4) activan a la primera pieza (2) con la que contacta la pieza (3). Esta activación implica que a baja presión, ejercen una tensión en la dirección del eje que provoca una primera competencia de presiones entre la pieza (2) y el vástago y la camisa.

La pieza (5) soporta la fuerza que ejerce la pieza (6) en la dirección axial, la activa haciendo que la pieza (6) se deforme contra la camisa de alta y la pieza (5) se deforma contra el vástago, generando una competencia de presiones.

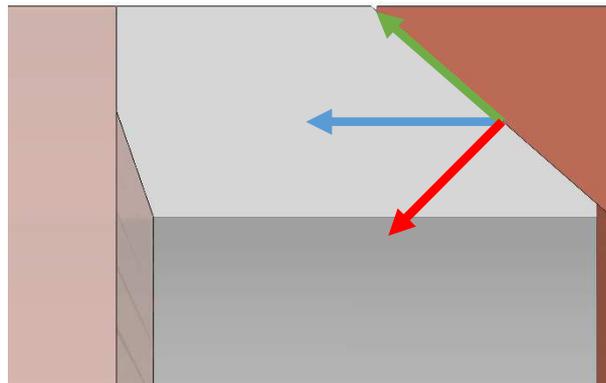


Figura 47: descomposición de la fuerza que ejerce (6) sobre (5) sobre el plano y en la dirección normal a la superficie cónica de la pieza (5)

La pieza (7) hace de soporte de la pieza tórica (8), asegurando su posición y absorbiendo parte de la deformación de esta. La pieza (8) genera una competencia de presiones inicial contra la camisa de alta. Parte de la carga se transmite contra la pieza (7), quien genera también una tensión normal contra el vástago. Estas dos piezas son la primera línea de estanqueidad, y no deben permitir que el agua sobrepase su posición.

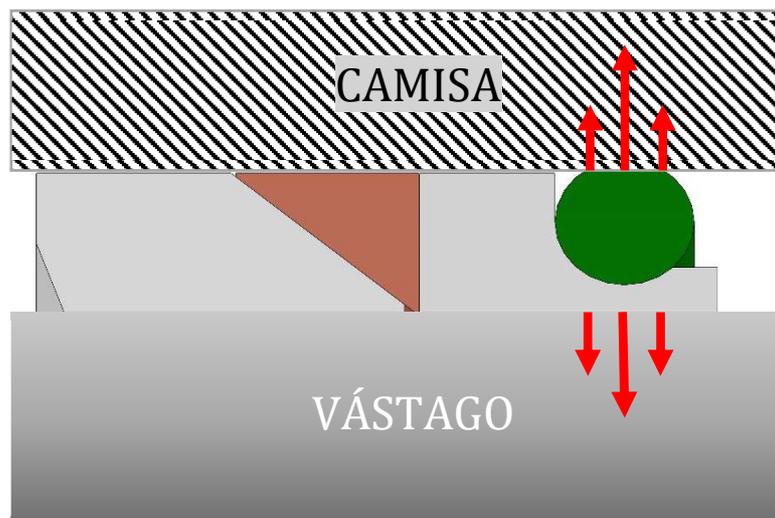


Figura 48: esquema de presiones que ejerce la pieza (8) contra la camisa, y la pieza (7) contra el vástago.



CAPÍTULO 15 ESTADO INICIAL

La pieza (10) es una guía para el vástago. Por definición de plano, tiene una tolerancia más estrecha tanto con el vástago como con la camisa, en comparación con otras piezas como la (1).

Tabla 1: [REDACTED] CONTENIDO NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA

Pieza	Material
[REDACTED]	[REDACTED]

Tabla 2: [REDACTED] CONTENIDO NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA

[REDACTED]				
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]

Tabla 3: [REDACTED] s CONTENIDO NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA

[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED] [REDACTED] [REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED] [REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED] [REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]

⁴⁰ Nombre comercial del fabricante QUADRANT



[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]

Finalmente, se describe la composición de estos dos últimos materiales

Tabla 5: [REDACTED] CONTENIDO NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA

[REDACTED]									
	[REDACTED]								
[REDACTED]									
[REDACTED]									

Tabla 6: [REDACTED] CONTENIDO NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA

	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]

15.3. Durabilidad del diseño inicial

En el momento en que comienza este trabajo, los únicos datos que se disponen acerca de la durabilidad de estas juntas son algunos comentarios de clientes y una serie de controles poco fiables que se hicieron directamente sobre los repuestos que consumía un cliente cercano.

Como se ha comentado en el capítulo 4 el parámetro de calidad desde el punto de vista de la durabilidad que se asigna a un componente que se integra en la máquina de Hiperbaric es el coste por ciclo.

$$c_c = \frac{\text{coste}}{\text{ciclo}} \tag{15-1}$$

El dato que se manejaba entonces no estaba basado en datos fiables recogidos de clientes reales, sino una estimación según la ventas realizadas a los clientes. Esta cantidad, si se



divide entre el número de ciclos que hace el cliente⁴², permite hacer una aproximación sobre el valor de c_c . Usar este valor calculado a partir de esta estimación es poco fiable porque si un cliente tiene más de una máquina, cada una con su diseño, o si el cliente compra para llenar el almacén, o incluso si compra piezas y no empaquetaduras completas, entonces ni el valor de coste/ciclo será consistente ni será estable.

Parece evidente que el primer paso, antes de mejorar la durabilidad del diseño que se tenía, debía ser establecer un método para recoger la mayor cantidad de datos de los usuarios.

15.4. Metodología

A-Anotación de durabilidad

Diversos clientes con los que la relación con el departamento de postventa era positiva, y de los que se estimaba que la información aportada sería fiable, fueron seleccionados y preguntados sobre si estarían dispuestos a recibir empaquetaduras señaladas y trazar su durabilidad, desde el momento en que las instalaban hasta el día de retirarlas debido a la detección de fugas en ellas. Simplemente anotando el número de junta (unitario), los ciclos de máquina en el momento de la instalación y los ciclos de máquina en el momento de retirarlas, ya se dispondría de un dato útil.

Este dato tiene cierta variabilidad, por estar compuesto de la suma de varios ciclos, y conviene hacer un análisis previo.

En la Figura 49 se puede ver cómo se distorsiona la durabilidad real con respecto de la anotada, cuanto más tiempo se tarde en detectar la fuga y anotar el ciclo al cambiar la junta.

Puede parecer irónico que cuanto mejor sea el mantenimiento realizado antes se detectará la fuga, y por lo tanto se cambiarán las juntas con mayor frecuencia, y el coste aumentará. Sin embargo, cambiar las juntas a tiempo tiene diversas ventajas: mejorar el rendimiento de la máquina, no dañar otras piezas como camisa, tapa y vástago debido a corrientes de fuga de alta velocidad, ...

⁴² Este es un dato registrado por Hiperbaric en cada máquina que instala.

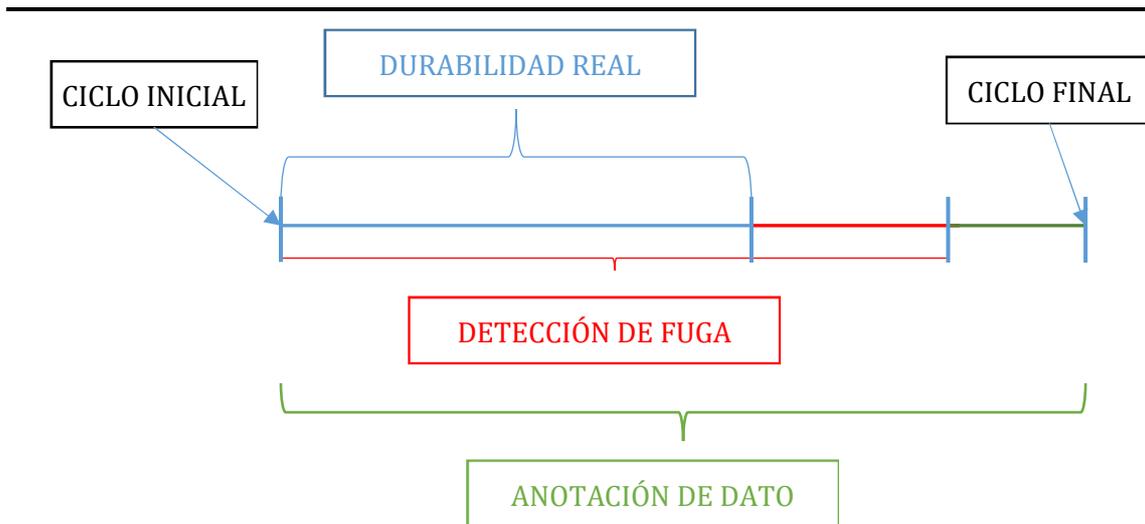


Figura 49: esquema de durabilidad en ciclos con fuentes de error

La experiencia de este trabajo ha mostrado precisamente que los clientes más atentos, muestran al final las mayores durabilidades reales, y en el caso de los menos atentos la anotación del dato estaba tan alejado de la durabilidad real, que en dicho clientes se han desestimado por completo los datos reportados.

B-Análisis de juntas regresadas

No sólo es importante anotar el dato de durabilidad. Otro esfuerzo que se ha realizado es conseguir recibir las juntas ya usadas, con su número unitario anotado, y analizar las piezas de la empaquetadura para extraer el modo de fallo que haya llevado a la fuga, tratar de establecer patrones o patologías comunes, y posteriormente determinar cómo reforzar los parámetros de diseño que eviten esas patologías.

C-Análisis de deformaciones-y tensiones

Es importante conocer el estado de deformaciones de la empaquetadura en las condiciones más exigentes, para tratar de enlazar las patologías detectadas con el análisis teórico. Establecida esta relación, se podrán hacer las variaciones pertinentes en el diseño y controlar el resultado crítico (tensión o deformación) relacionado con la patología detectada, y tratar de aliviarlo con el nuevo diseño.

D-Diseño y fabricación de nuevos prototipos

Se fabricarán diseños nuevos, obtenidos a partir de la optimización del ciclo anterior. Estos prototipos se marcarán de nuevo unitariamente y se enviarán a los mismos clientes que han reportado datos sobre la junta inicial, para obtener datos sobre las mismas máquinas, para trabajar siempre con individuos que muestren el mismo esquema de la Figura 49.

E-Comprobar la nueva durabilidad y analizar nuevas patologías.



Esta fase del proceso es similar al punto B. Seguidamente se repetiría el punto C, y luego el punto D, completando una nueva iteración en el bucle.

En esta fase se pueden tomar dos decisiones:

1-Si la nueva durabilidad es mejor que la asociada a la junta de partida, se buscarán nuevas patologías y se optimizará el diseño vigilando aliviar estas patologías.

2-Si la nueva durabilidad es igual o peor que la durabilidad de la junta de partida, se buscará aliviar la patología original con otras estrategias de diseño.

F- Escape del bucle iterativo

Si una secuencia de diseños genera vidas cada vez mejores, pero con incrementos que decrecen con cada iteración, se puede llegar a un punto en que se haya alcanzado un límite, y sea necesario aplicar nuevos diseños muy diferentes, que impliquen cambios de otras piezas, como los vástagos o las camisas. Estos nuevos diseños, si se realizan controlando los parámetros aprendidos hasta el momento, tienen alta probabilidad de presentar mejor durabilidad. Aun así, hay que vigilar este dato de nuevo y tomar decisiones según regresen los datos.

Este ciclo de trabajo puede repetirse infinitamente o por lo menos hasta que la durabilidad alcanzada sea suficientemente buena como para sacar a la junta de alta presión de la lista de los componentes de mayor coste/ciclo, de entre todos los componentes y/o piezas que componen la máquina HPP.

El conocimiento adquirido en este proceso puede utilizarse para realizar diseños más durables en nuevos intensificadores, para presiones de trabajo o velocidades más altas, o para trabajar con diferentes fluidos.

Para acelerar el proceso A y B, en la primera iteración se realizará una gran variedad de diseño alternativos, previos al primer análisis C. Estos diseños no implican alteraciones geométricas del primer diseño, pero sí que se realizan diferentes combinaciones de materiales poliméricos para tratar de buscar un diseño mejor al de partida. Este método proporciona ventajas porque si se encuentran patologías similares entre diferentes materiales, se podrá concluir con mayor seguridad que esta patología tiene origen geométrico y la optimización teórica se podrá materializar en una mejora real con mayor probabilidad.

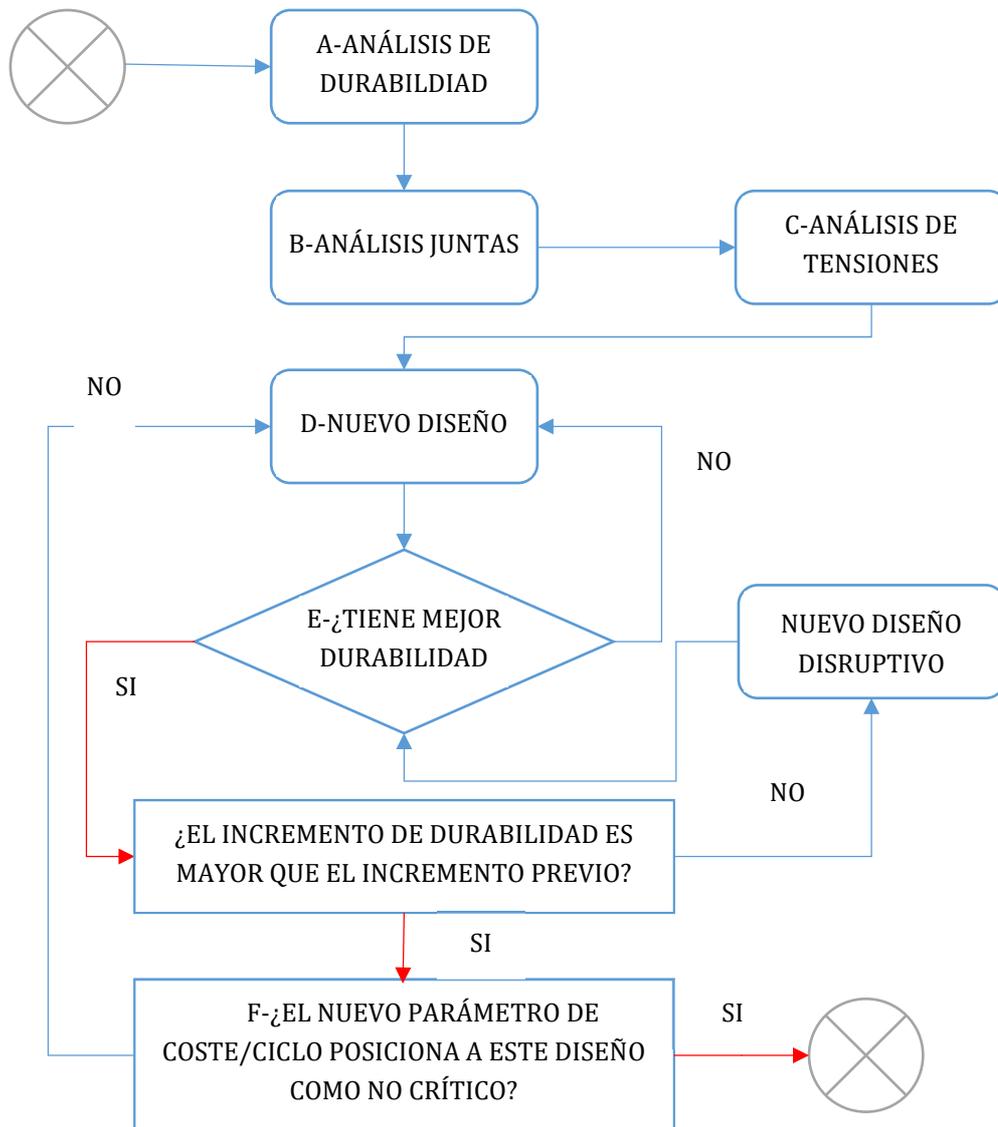


Figura 50: metodología de iteración análisis-diseño con camino de escape para completar el proyecto global

Aunque se dispone de los datos mecánicos de los materiales poliméricos, hay dos datos esenciales para esta aplicación que no están publicados y que también son difíciles de calcular.

1-Por un lado, el comportamiento tribológico entre las piezas poliméricas y el vástago. La tribología (fricción y desgaste) entre estos materiales no es fácil de determinar en ensayos previos. Generalmente, los ensayos tribológicos tipo *pin-on-disk* no recrean el estado de alto confinamiento al que están sometidas las piezas en la empaquetadura real. [66]



2-Por otro lado, también existe un desgaste entre las piezas de la empaquetadura y la camisa, porque, aunque el movimiento relativo es pequeño la tensión entre las piezas puede ser muy elevada.

3-La capacidad antiextrusión del material polimérico depende del límite elástico de este. Las presiones son muy elevadas, y se espera que todos los materiales superen su límite elástico, aunque sea en condiciones de deformación de compresión. Esta extrusión estará influida también por la fricción entre la pieza polimérica y las piezas metálicas.

La dificultad a la hora de obtener resultados en laboratorio que sean extrapolables al trabajo real en el intensificador, y dado que realizar análisis teóricos de deformaciones también puede requerir de un extenso trabajo previo, permiten concluir que el paso más eficaz es el planteado previamente, aunque los resultados arrojados no tengan mucha generalidad y sólo sean aplicables a ese diseño geométrico, o con pequeñas variaciones de este.



16. PRIMERA ITERACIÓN

Capítulo no disponible en la versión reducida

16.1. Influencia de los materiales sobre la durabilidad

[Redacted content]



16.2. Simulación por el método de los Elementos Finitos y optimización



17. JUNTA BF

Capítulo no disponible en la versión reducida

[Redacted text block]

- 17.1. Metodología del ensayo
- 17.2. Resultados obtenidos y análisis estadístico
- 17.3. Análisis visual
- 17.4. Conclusiones
- 17.5. Nueva hipótesis

[Redacted text block]



18. JUNTA DZ

Capítulo no disponible en la versión reducida

[Redacted content]

- 18.1. Metodología del ensayo
- 18.2. Resultados obtenidos y análisis estadístico
- 18.3. Análisis de modo de fallo
- 18.4. Conclusiones



19. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

" Algo más tarde, de pie frente a la ventana del aula, el maestro contemplaba sin verla la luz tierna que saltaba desde las alturas del cielo sobre toda la superficie de la llanura. Detrás de él, en la pizarra, entre los meandros de los ríos franceses, trazada con tiza por una mano poco hábil, se veía la inscripción que acababa de leer: «Has entregado a nuestro hermano. Lo pagarás». Daru contemplaba el cielo, la llanura y, más allá, las tierras invisibles que se extendían hasta el mar. En aquella vasta región que tanto había amado se encontraba solo." - *El Extranjero*, Albert Camus (1942)

En este capítulo se realiza una revisión de los objetivos iniciales y la recapitulación de las principales cuestiones planteadas a lo largo de los capítulos previos, se establecen relaciones entre ellos y se extraen las conclusiones principales que permiten afianzar que los objetivos de partida se han cumplido y hasta qué punto se ha logrado esa consecución.

En el capítulo dedicado a presentar el tema y los objetivos de la tesis, se introduce el parámetro coste/ciclo, que relaciona el precio de adquisición del componente con la durabilidad esperada para el mismo. A menor coste y mayor durabilidad, menor resulta el coste/ciclo y mayor es la calidad de este parámetro.

Desde este punto de vista, y atendiendo a los objetivos industriales de la tesis (capítulo 5) evaluamos los logros de esta tesis

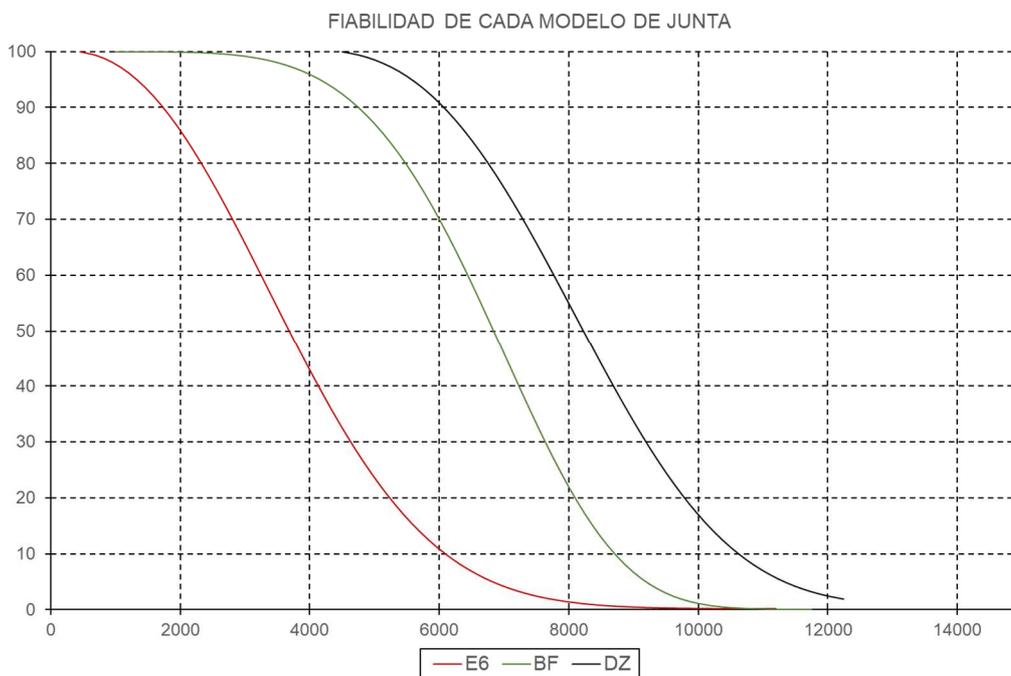


Figura 134: curvas de fiabilidad obtenidas en los tres modelos de junta protagonistas de esta tesis.



CAPÍTULO 19 CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

Las juntas prototipo del capítulo 16 exigían únicamente cambios de material. La junta BF sólo implicó la modificación de las piezas 7 y 8 y el material del que se fabricaban. En el conjunto de la junta, no hubo necesidad de cambiar otras piezas del intensificador. Esta característica es compartida por la junta DZ.

En cuanto a la mejora de la durabilidad, parámetro crítico en el coste/ciclo, si ponemos como referencia la junta 6, las juntas BF y DZ presentan las respectivas mejoras porcentuales (fiabilidad 50% en la Figura 134).

Tabla 17: mejora de durabilidad de los dos modelos de JDAP principales frente al modelo inicial

Modelo de junta y mejora de durabilidad frente a modelo 6		
6	BF	DZ
0%	100%	125 %

Estas nuevas durabilidades reducen el coste/ciclo para un mismo coste, un 50% y un 55% respectivamente.

Sobre la método para analizar la fiabilidad de un determinado modelo de junta, se ha constatado que los datos de promedio y desviación estándar son robustos para mismos modelos de junta, y gracias a las curvas de fiabilidad obtenidas a partir de la distribución de Weibull que se ajustan mejor a los datos obtenidos de los ensayos de campo que los modelos de distribución normales, se puede determinar mejor con qué probabilidad un modelo de junta determinado es capaz de alcanzar una cierta durabilidad. Con este dato se pueden tomar mejores decisiones sobre qué durabilidad exponer a potenciales clientes, cómo hacer planes de garantía de piezas, ...

En cuanto a los objetivos académicos, cada iteración de diseño ha evaluado los defectos post-trabajo de las juntas, los ha analizado desde el punto de vista de las propiedades de los materiales y también los ha comparado con los resultados del análisis de deformaciones aplicado sobre las piezas que componen las juntas.

Este análisis ha permitido realizar hipótesis sobre el origen del fallo de la junta, y para verificarlo se han realizado las modificaciones mínimas (para no afectar a otros posibles parámetros) para comprobar de nuevo la durabilidad de las juntas y la disipación de los defectos originales.

También se han obtenido relaciones entre parámetros geométricos de fabricación y consecuencias en el funcionamiento, como la relación entre el radio del alojamiento de la junta 8 y la deformación máxima obtenida en el punto donde en los ensayos reales se han originado grietas. (Ver Figura 109)

Sobre el alcance definido al comienzo de la tesis, se ha cumplido con la premisa realizada ya que el último diseño (Junta DZ) no ha presentado una mejora de vida suficiente como



CAPÍTULO 19 CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

para plantear modificaciones de esta, sin tener que plantear modificaciones de la junta anterior (Junta BF). Esta decisión se ha tomado de acuerdo con el diagrama de trabajo descrita en la sección Metodología del capítulo estado inicial.

En cuanto a la justificación del uso de las juntas y la consecución de estanqueidad, a lo largo del capítulo m se concluyó la necesidad del uso de juntas en sistemas denominados amortiguador y muelle hidráulicos. Se establece una analogía entre estos sistemas y el intensificador de alta presión aplicado en tecnología HPP, ya que este trabaja como un muelle hidráulico cuando la presión en el interior de la camisa no es superior a la presión del depósito, y trabaja como un amortiguador hidráulico cuando la presión en el intensificador supera a la presión del depósito. Como concepto general de esta comparativa, podemos concluir que un intensificador HPP podría trabajar sin juntas, pero la velocidad de émbolo necesaria sería tan alta, que no se observar como una solución tecnológica viable.

En esta línea, la competencia de tensiones necesaria para mantener la estanqueidad hemos comprobado que genera unos efectos adversos: deformación de la pieza 7, corte de la pieza 2 por la pieza 1, extrusión de la pieza 2 por el hueco dejado entre la pieza 1 con el vástago y la camisa, que degradan con el tiempo por diferentes mecanismos las piezas a las que afectan, a nivel local, y al funcionamiento de la junta en general.

19.1. Trabajo futuro

En el último desarrollo de prototipo se concluyó que debía volver a analizar la junta BF y proponer un diseño diferente al DZ, pero manteniendo el requerimiento de contener la extrusión o la pérdida de material de la pieza 2 que se instala en contacto con la pieza 1.

Ha quedado claro que la ganancia de vida se ha conseguido, pero no con la eficacia deseada. Las nuevas modificaciones deberían realizarse analizando con otros métodos las piezas regresadas de la junta BF: estudio de desgaste o análisis de alteraciones dimensionales de suficiente precisión, que detecten desviaciones mayores a las acotadas por las tolerancias de fabricación de la piezas.

Podrían plantearse ensayos en los que se retiren con frecuencia regular las juntas para evaluar el progreso de cada pieza de la junta, de cara a facilitar la identificación del modo de fallo original de la junta general. Con este dato se podían hacer hipótesis más consistentes acerca de los modos de fallo, y por lo tanto las acciones o alteraciones para analizar la respuesta del sistema serían más eficaces y los resultados obtenidos más generales.

Finalmente, la durabilidad de las juntas es tan elevada que los ensayos en las instalaciones de los clientes se dilatan en el tiempo cuanto mayor es la durabilidad de las juntas ensayadas. Este tiempo, en el caso de las últimas juntas, es comparable al tiempo de mejor marcado por los objetivos de la industria, por lo que es necesario plantear sistemas de ensayar más rápidos pero cuyos resultados sean comparables a los obtenidos en los intensificadores usados en tecnología HPP.



20. ANEXO I: Acerca de las deformaciones

En este Anexo se proporciona la definición de deformación, la consideración que lleva a la definición del tensor de deformación simplificado, se muestra el sentido físico de dicha definición, se realiza una reflexión sobre el alcance de su validez.

20.1. Definiciones

Si atendemos a la semántica de la palabra deformación, esta se describe como un proceso que produce una modificación o alteración de la forma de un determinado objeto, concepto, idea....

El objeto de nuestro estudio atiende a la descripción geométrica de un cuerpo, y el proceso de deformación al que nos referiremos es aquel que altera los parámetros que definen dicha geometría.

De cara a dar una descripción del proceso de deformación, se definirán los límites de las formas geométricas como curvas, en el caso de un espacio bidimensional \mathbb{R}^2 , y como superficies en el caso de un espacio tridimensional \mathbb{R}^3 .

La deformación se formulará entonces como sigue: dado un determinado área (o volumen) denominado σ (ó Ω) y su frontera, es decir, un intervalo abierto dentro del espacio vectorial V en \mathbb{R}^2 (ó en \mathbb{R}^3) se define la aplicación deformación como sigue:

$$\{\mathcal{E}: V \rightarrow W / \forall \bar{x} \in \sigma(\text{ó } \Omega)\} \text{ es decir } f(\bar{x}) = \bar{x}'$$

Dado que los espacios vectoriales V y W son el mismo, la deformación es un endomorfismo. Para que tenga sentido físico, esta aplicación tiene que ser inyectiva, ya que no tendría sentido que dos puntos distintos del espacio ocupen una misma posición después del proceso de deformación. Por definición, además, la deformación es una aplicación sobreyectiva. En conclusión, la deformación es una aplicación biyectiva y, por lo tanto, existirá una función inversa tal que:

$$f^{-1}(\bar{x}') = \bar{x}$$

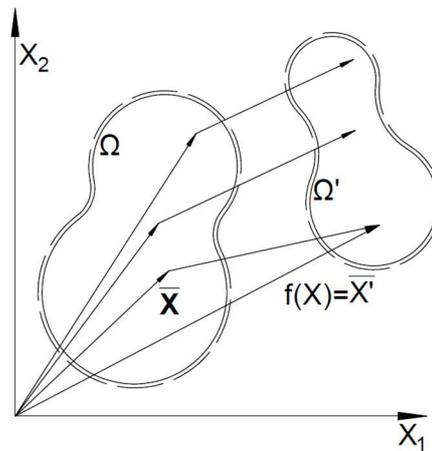


Figura 135: esquema geométrico de la aplicación deformación

Por ahora no determinaremos si la aplicación deformación es lineal, según la definición formal de aplicación lineal.

Antes de continuar con la definición de desplazamientos, introduciremos las coordenadas de los vectores \bar{x} y \bar{x}' .

Dado que V es un espacio vectorial, definimos una base de V , B , tal que:

$$B = \{e_1 \quad e_2 \quad e_3\}$$

Se elige la que la base de V sea base canónica de vectores ortonormales:

$$\bar{e}_1 = (1 \quad 0 \quad 0)$$

$$\bar{e}_2 = (0 \quad 1 \quad 0)$$

$$\bar{e}_3 = (0 \quad 0 \quad 1)$$

Los vectores \bar{x} y \bar{x}' vendrán dados entonces por las respectivas expresiones:

$$\bar{x} = x^1 \cdot \bar{e}_1 + x^2 \cdot \bar{e}_2 + x^3 \cdot \bar{e}_3 \quad (1)$$

$$\bar{x}' = x'^1 \cdot \bar{e}_1 + x'^2 \cdot \bar{e}_2 + x'^3 \cdot \bar{e}_3 \quad (2)$$

Haciendo uso de la notación de Einstein⁴⁹, que utilizaremos a partir de ahora en todo este Anexo, un vector \bar{x} cualquiera quedará definido por:

$$\bar{x} = x^i \cdot \bar{e}_i \quad (3)$$

No debe confundirse el superíndice de los escalares que acompañan a los vectores \bar{e}_i anteriores con el símbolo de la potencia. En este caso es la ordenación cardinal de cada uno

⁴⁹ Recuérdese que, según la notación de Einstein, cuando en un producto se repite un índice, se considera que ese producto representa al sumatorio de todos los términos respecto de dicho índice. Es decir $x_i \cdot y_i = \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i$



CAPÍTULO 20 ANEXO I: Acerca de las deformaciones

de los escalares que, acompañando a los vectores que definen la base V , determinan los vectores \bar{x} y \bar{x}' . Estos escalares reciben la denominación de coordenadas contravariantes del vector. En contraposición a las coordenadas contravariantes se encuentran las coordenadas covariantes, y se relacionan con las anteriores por medio de:

$$x_i = g_{ij} \cdot x^j \quad (4)$$

En la expresión (4) el término g_{ij} representa a los términos de la matriz métrica de la base. Y por definición, los términos de dicha matriz se calculan mediante:

$$g_{ij} = \bar{e}_i \cdot \bar{e}_j \quad (5)$$

Resulta trivial concluir que la matriz métrica en la base canónica es la matriz identidad I , cuyos términos son:

$$I = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (6)$$

Por lo tanto, haciendo uso de la matriz métrica en la base canónica, resulta trivial también comprobar que las coordenadas contravariantes coinciden con las coordenadas covariantes en la base canónica.

Si atendemos a la Figura 135, nos fijaremos ahora en el vector que une a ambos vectores que están nombrados, \bar{x} y \bar{x}' . Por la definición de suma de vectores, este nuevo vector, que denominaremos \bar{u} , cumple con la relación:

$$\bar{x}' = \bar{x} + \bar{u} \quad (7)$$

Este vector, \bar{u} es el vector de desplazamientos asociado a la deformación. Dado que antes definimos a \bar{x}' como una función de \bar{x} , podemos modificar la expresión (7) restando el término \bar{x} a ambos lados de la expresión:

$$\bar{u} = \bar{x}' - \bar{x} = (x'^i - x^i) \cdot \bar{e}_i \quad (8)$$

Y atendiendo a la consideración de que \bar{x}' puede describirse como una función de \bar{x} :

$$\bar{u} = f(\bar{x}) - \bar{x} = g(\bar{x}) \quad (9)$$

Esta determinación de los desplazamientos a partir de los datos de partida se denomina la descripción lagrangiana de los desplazamientos.

Sabiendo que, la función inversa a $f(\bar{x})$ existe, pueden repetirse los razonamientos (8)-(9) para obtenerse la definición de los desplazamientos a partir del estado final:



CAPÍTULO 20 ANEXO I: Acerca de las deformaciones

$$\bar{u} = h(\bar{x}') \quad (10)$$

Esta nueva determinación se denomina descripción euleriana de los desplazamientos.

En adelante, utilizaremos la descripción lagrangiana para determinar los desplazamientos.

A continuación, realizamos algunas consideraciones en cuanto a las variaciones de los vectores posición después del proceso de deformación. Aunque no se ha descrito formalmente aún en este Anexo, y como puede observarse en la Figura 135, la aplicación $f(\bar{x})$ no tiene por qué ser independiente de \bar{x} . Entonces describimos la matriz \mathbf{F} de gradientes de \bar{x}' mediante la expresión:

$$F_{ij} = \frac{\partial x'^i}{\partial x^j} \quad (11)$$

Recuérdese que la definición anteriores responde a la descripción lagrangiana de los desplazamientos. Podemos sustituir los términos de \bar{x}' en (11) utilizando (7):

$$F_{ij} = \frac{\partial u^i}{\partial x^j} + \delta_j^i \quad (12)$$

En la expresión anterior, el término δ_j^i se denomina delta de Kronecker, y se define formalmente por:

$$\delta_j^i = \begin{cases} 1 & \text{si } i = j \\ 0 & \text{si } i \neq j \end{cases} \quad (13)$$

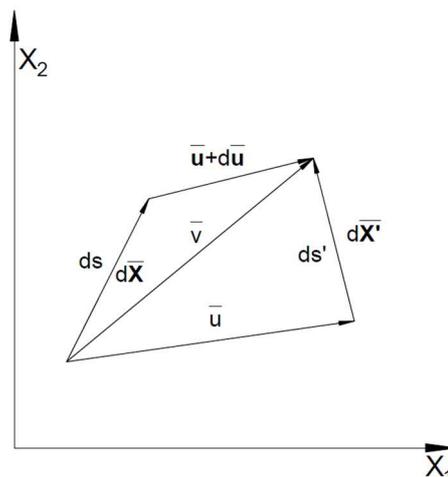


Figura 136: esquema vectorial de la deformación

A partir de la Figura 136 definimos ahora el término ds , módulo del vector \bar{x} por medio del producto escalar del propio vector:



CAPÍTULO 20 ANEXO I: Acerca de las deformaciones

$$ds^2 = dx_i \cdot dx^i = dx_i \delta_j^i dx^j \quad (14)$$

Análogamente, obtenemos el módulo del vector \bar{x}' :

$$ds'^2 = dx_i' \cdot dx^{i'} \quad (15)$$

Utilizando la expresión (11), obtenemos la expresión del módulo ds' en función de x_i :

$$ds'^2 = dx_i \cdot F_{ki} \cdot F_{kj} \cdot dx^j \quad (16)$$

Finalmente, para obtener los términos que definen la deformación tal y como la queremos determinar en este apartado, restamos las expresiones que definen ambos términos, ds'^2 y ds^2 :

$$ds'^2 - ds^2 = dx_i \cdot F_{ki} \cdot F_{kj} \cdot dx^j - dx_i \delta_j^i dx^j \quad (17)$$

$$ds'^2 - ds^2 = dx_i (F_{ki} \cdot F_{kj} - \delta_j^i) dx^j \quad (18)$$

$$ds'^2 - ds^2 = 2 \cdot dx_i \varepsilon_{ij} dx^j \quad (19)$$

En la expresión anterior, cada término del tensor ε_{ij} queda definido por la expresión que en (18) está entre paréntesis:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (F_{ki} \cdot F_{kj} - \delta_j^i) \quad (20)$$

Utilizando la expresión (12) para definir F_{ki} y F_{kj} según los desplazamientos y los diferenciales dx_i :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{du_k}{dx_i} + \delta_i^k \right) \cdot \left(\frac{du_k}{dx_j} + \delta_j^k \right) - \delta_j^i \right] \quad (21)$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} + \frac{du_k}{dx_i} \frac{du_k}{dx_j} \right) \quad (22)$$

El tensor anterior es conocido generalmente como tensor de deformación de Green, y permite que dado un campo de desplazamientos definido y conocido en un intervalo abierto definido en el subespacio \mathbb{R}^2 (ó \mathbb{R}^3), obtener los términos que definen la deformación en cada uno de los puntos de dicho intervalo.

Si bien la definición de la deformación anterior puede incluir varios términos (obsérvese que el producto final es un sumatorio), generalmente cuando se plantea un problema elástico se supondrá que los desplazamientos son pequeños en relación a las dimensiones



CAPÍTULO 20 ANEXO I: Acerca de las deformaciones

del intervalo del espacio donde se definan estos. Por lo tanto, si comparamos cualquier término del tercer sumando con el primero y el segundo sumandos tendremos:

$$\frac{\frac{du_k}{dx_i} \frac{du_k}{dx_j}}{\frac{du_k}{dx_j}} \approx \frac{du_k}{dx_i} \ll 1 \quad (23)$$

Por lo tanto, y bajo la hipótesis de que los pequeños desplazamientos, el tensor anterior puede definirse como se muestra en (24), y lo denominaremos tensor de deformación infinitesimal:

$$\varepsilon_{ij} \cong \frac{1}{2} \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} \right) \quad (24)$$

La definición del tensor de deformación ε_{ij} será útil en el desarrollo que se propone ahora. Si volvemos sobre la Figura 136, definiremos el vector \bar{v} como dos sumas de vectores diferentes:

$$\bar{v} = d\bar{x} + \bar{u} + d\bar{u} \quad (25)$$

$$\bar{v} = d\bar{x}' + \bar{u} \quad (26)$$

A la vista de las dos expresiones anteriores, obtenemos la siguiente como diferencia de (25) y (26):

$$\bar{o} = d\bar{x}' - d\bar{x} - d\bar{u} \quad (27)$$

Trasladamos los dos términos de la derecha con signo negativo a la izquierda:

$$d\bar{x}' = d\bar{x} + d\bar{u} \quad (28)$$

Procedemos ahora a sustituir los términos vectoriales de la expresión (28) por la notación de sus correspondientes coordenadas covariantes.

$$dx'_i = dx_i + du_i \quad (29)$$

Descomponemos el diferencial de término de desplazamientos, du_i en las derivadas según los diferentes componentes dx_i .

$$dx'_i = dx_i + \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) dx_j \quad (30)$$

Sumamos y restamos a la derecha de la expresión el término $\frac{1}{2} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$.

$$dx'_i = dx_i + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dx_j + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dx_j \quad (31)$$

El segundo sumando de la expresión (31) es la definición de tensor de deformación que se dio en (24). En cuanto al tercer sumando de la expresión (31), lo definiremos a partir de ahora como el tensor de rotación, Ω_{ij} .

20.2. Sentido físico del tensor de deformación

En este apartado se muestra gráficamente el significado del tensor de deformación infinitesimal, así como una definición analítica del significado físico del tensor de deformación de Green: la variación del módulo y la distorsión angular.

Atendemos ahora a la Figura 137. Partimos de un elemento diferencial, perteneciente a la geometría de partida (intervalo definido en el espacio vectorial V), definido por dx_1 y por dx_2 . Le es aplicada una deformación genérica, definida por el campo vectorial de traslaciones $\bar{u} = \bar{u}(\bar{x})$. Este campo no tiene por qué ser constante en la región del subespacio V donde está definido, y por lo tanto sus términos diferenciales respecto de cada una de los vectores que definen la base son no nulos.

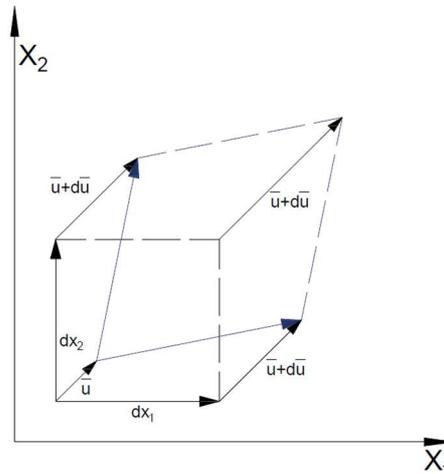


Figura 137: definición esquemática de la deformación elemental

Por lo tanto, el elemento diferencial original (cuadrado, en negro en la Figura 137) se transforma mediante la deformación en el elemento azul, como se muestra en la figura.

La variación del vector de desplazamiento \bar{u} , según una dirección genérica del espacio, se define mediante el gradiente del campo vectorial (se ejemplifica con un campo vectorial definido en \mathbb{R}^2):

$$\bar{u}' = \bar{u} + d\bar{u} = \bar{u} + \nabla \bar{u} \cdot d\bar{x} \quad (32)$$



Donde el término $\nabla \bar{u}$ es el gradiente del campo vectorial, descrito por:

$$\nabla \bar{u} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u_1}{\partial x_1} & \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \\ \frac{\partial u_2}{\partial x_1} & \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \end{pmatrix} \quad (33)$$

Obsérvese cómo, según la Figura 137, el gradiente del campo vectorial de desplazamientos tiene todos los términos constantes. No utilizaremos esta trivialidad en el desarrollo siguiente. Partimos de la definición del tensor de deformación infinitesimal, dado en (24), aplicado en un espacio vectorial \mathbb{R}^2 :

$$\varepsilon_{ij} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u_1}{\partial x_1} & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right) \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_1} + \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \right) & \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \end{pmatrix} \quad (34)$$

El tensor, tal y como se ha definido, es simétrico, y podemos descomponerlo como la suma de dos tensores, ε_{ij}^D y ε_{ij}^d , cuyos términos son, también en forma matricial:

$$\varepsilon_{ij}^D = \begin{pmatrix} \frac{\partial u_1}{\partial x_1} & 0 \\ 0 & \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \end{pmatrix} \quad (35)$$

$$\varepsilon_{ij}^d = \begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right) \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right) & 0 \end{pmatrix} \quad (36)$$

A estos dos tensores los denominaremos como la parte dilatadora (ε_{ij}^D) y la parte distorsionadora (ε_{ij}^d) del tensor de deformación infinitesimal.

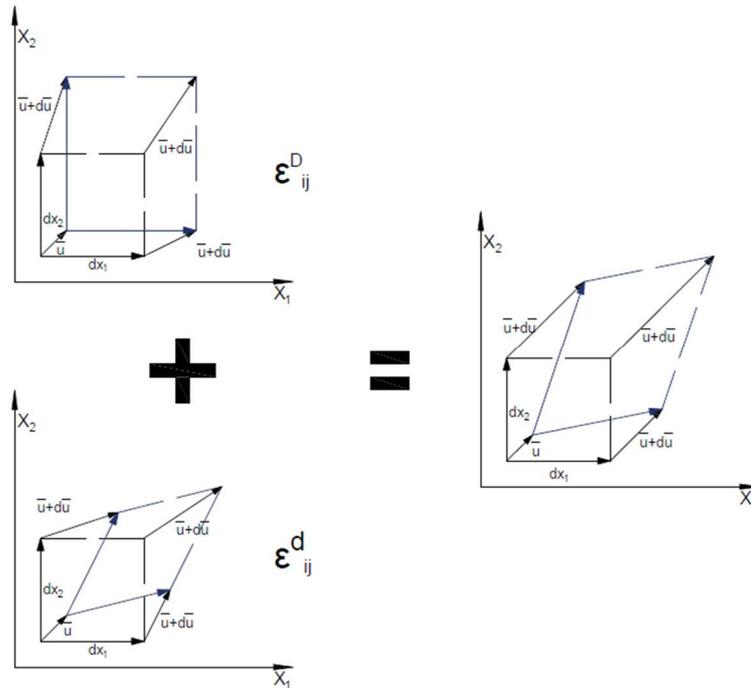


Figura 138: esquema de la descomposición de la deformación en dilatación y distorsión.

A la vista del esquema representado en la Figura 138 y a tenor de los términos del tensor de deformación infinitesimal, podemos asociar los términos de dicho tensor con las operaciones siguientes:

- **Términos de la diagonal principal** ($\frac{\partial u_1}{\partial x_1}, \frac{\partial u_2}{\partial x_2}, \dots$): Estos elementos se relacionan con alargamiento/acortamiento del elemento diferencial según cada vector de la base elegida para definir el espacio vectorial V .
- **Términos no nulos del tensor ϵ_{ij}^d** : estas componentes se asocian con el promedio de los ángulos que forman las nuevas componentes del elemento diferencial transformado con las componentes del elemento diferencial original, según se puede observar en la Figura 139.

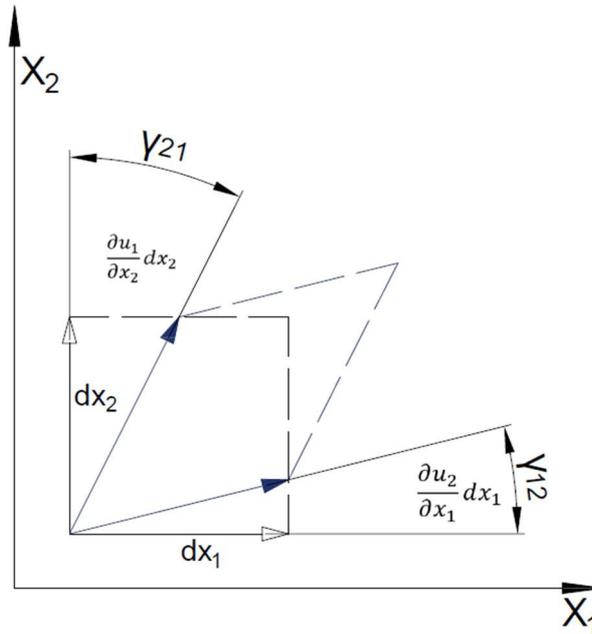


Figura 139: esquema de la distorsión angular definida por los términos no nulos del tensor de distorsión.

De ahora en adelante, en este apartado, trataremos sobre el tensor de deformación de Green. En primer lugar, recordemos que el tensor se obtuvo al definir el módulo del vector diferencial transformado, ds' . Utilizamos la expresión (19), dejando el término ds'^2 en el lado izquierdo de la expresión, y el resto de término en el lado derecho:

$$ds'^2 = ds^2 + 2 \cdot dx_i \varepsilon_{ij} dx^j \quad (37)$$

Antes de continuar, hacemos la siguiente reflexión en torno a la definición del vector \bar{x} :

$$\bar{x} = x^i \bar{e}_i \quad (38)$$

Recordemos que la base en la que hemos elegido trabajar es ortonormal, lo cual tiene la siguiente implicación:

$$\bar{e}_i \cdot \bar{e}_j = \delta_i^j \quad (39)$$

En consecuencia, el producto escalar de un vector sobre sí mismo resultará:

$$\bar{x} \cdot \bar{x} = (x^i \bar{e}_i)(x^i \bar{e}_i) = |\bar{x}| \quad (40)$$

$$\bar{x} \cdot \bar{x} = x^i \cdot x^i = s^2 \quad (41)$$

Finalmente, un vector \bar{x} cualquiera puede definirse como el producto de su módulo por el vector unitario que coincide con su dirección, y tiene por módulo la unidad:



$$\bar{x} = |\bar{x}| \cdot \bar{n} \quad (42)$$

Volvemos ahora sobre la expresión (37), agrupando los términos de la derecha en torno a ds^2 :

$$ds'^2 = ds^2(1 + 2 \cdot dn_i \varepsilon_{ij} dn^j) \quad (43)$$

Por lo tanto, el cociente entre el módulo del vector transformado y el módulo del vector original queda definido mediante el tensor de deformación de Green de la siguiente manera:

$$\frac{ds'}{ds} = \sqrt{1 + 2 \cdot dn_i \varepsilon_{ij} dn^j} \quad (44)$$

Si dentro del intervalo del espacio vectorial V donde aplicamos la deformación definimos una curva, caracterizada por una longitud de arco, s , podemos obtener la nueva longitud de arco por medio de:

$$ds' = \int_s \sqrt{1 + 2 \cdot dn_i \varepsilon_{ij} dn^j} ds \quad (45)$$

Para acabar este apartado, obtendremos la dilatación angular de dos vectores por medio del tensor de deformación de Green.

Partimos de dos vectores \bar{u} y \bar{v} , definidos dentro del intervalo del espacio vectorial V donde se aplica un campo de desplazamientos a partir del cual se obtiene el tensor de deformación de Green en cada punto del intervalo.

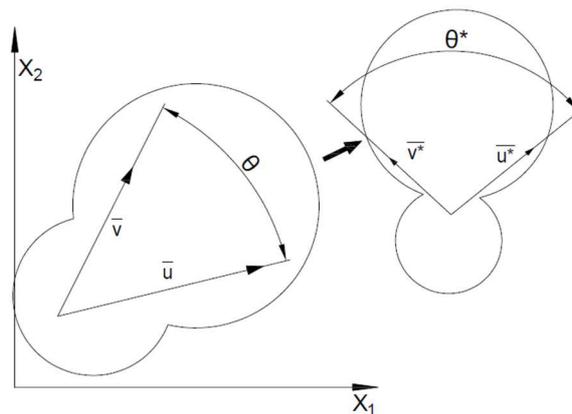


Figura 140: esquema de la variación angular entre dos vectores

Recordamos que el coseno del ángulo que forman los dos vectores transformados puede definirse mediante el producto escalar de ambos vectores y el módulo de dichos vectores:



$$|\bar{u}^*| |\bar{v}^*| \cos \theta^* = \bar{u}^* \cdot \bar{v}^* \quad (46)$$

Hacemos uso de (44) para definir los respectivos módulos de \bar{u}^* y \bar{v}^* a partir de los módulos de \bar{u} y \bar{v} :

$$|\bar{u}| |\bar{v}| \cdot \sqrt{1 + 2 \cdot dn_i \varepsilon_{ij} dn^j} \sqrt{1 + 2 \cdot dm_i \varepsilon_{ij} dm^j} \cdot \cos \theta^* = \bar{u}^* \cdot \bar{v}^* \quad (47)$$

En la expresión anterior, utilizamos \bar{n} y \bar{m} como los versores (vectores de módulo unidad) de \bar{u} y \bar{v} , respectivamente.

Para obtener la definición del producto escalar de los dos vectores transformados a partir de los vectores sin transformar hacemos uso de (11) aplicado a los vectores \bar{u} y \bar{v} :

$$u_i^* = F_{ij} u_j \quad (48)$$

$$v_i^* = F_{ij} v_j \quad (49)$$

Por lo tanto, su producto escalar se podría obtener mediante la relación:

$$u_i^* \cdot v_i^* = F_{ki} u_i \cdot F_{kj} v_j \quad (50)$$

Y si recordamos cómo usábamos (20) para definir el tensor de deformación de Green, podemos transformar (50):

$$u_i^* \cdot v_i^* = u_i (\varepsilon_{ij} + \delta_i^j) v_j = u_i \varepsilon_{ij} \cdot v_j + u_i v_j = |\bar{u}| |\bar{v}| (n_i \varepsilon_{ij} m_j + 1) \quad (51)$$

Igualamos finalmente las expresiones (47) y (51) para obtener la definición del coseno del ángulo transformado:

$$|\bar{u}| |\bar{v}| \sqrt{1 + 2 \cdot dn_i \varepsilon_{ij} dn^j} \sqrt{1 + 2 \cdot dm_i \varepsilon_{ij} dm^j} \cdot \cos \theta^* = |\bar{u}| |\bar{v}| (n_i \varepsilon_{ij} m_j + 1) \quad (52)$$

$$\cos \theta^* = \frac{(n_i \varepsilon_{ij} m_j + 1)}{\sqrt{1 + 2 \cdot dn_i \varepsilon_{ij} dn^j} \sqrt{1 + 2 \cdot dm_i \varepsilon_{ij} dm^j}} \quad (53)$$

20.3. Reflexión sobre el problema inverso.

Determinar la deformación en un punto de un sistema continuo puede realizarse si se dispone del campo de desplazamiento en el entorno de dicho punto, utilizando (34). Desde el punto de vista práctico o desde el punto de vista de obtener la deformación a partir de una medición, el cálculo es directo, pero no está exento de errores de precisión: calcular los desplazamientos, por un lado, la distancia entre los puntos del entorno, y la pérdida de precisión relacionada con el método numérico de cálculo de las derivadas presentes en (34).



El problema inverso, obtener los desplazamientos a partir de las deformaciones tiene interés en casos como el cálculo de estructuras. Intentar obtenerlos a partir de (34) requiere de conocer una condición de contorno de cada desplazamiento, y además la solución está limitada al desplazamiento relativo utilizando un punto de medio como origen de desplazamientos, ya que no se pueden determinar los desplazamientos del conjunto como sólido rígido.

Además, la medición tanto de deformaciones como del cálculo de desplazamientos está limitada a la superficie del medio, ya que no se pueden obtener mediciones a partir de cierta profundidad de la superficie. Cualquier simulación que pretenda aproximar la solución del problema elastoplástico sólo puede corresponderse con mediciones reales aplicadas en la superficie de la pieza, o piezas que se simulen. Por lo tanto, presentar resultados de deformaciones en el interior de la pieza es un buen ejercicio orientativo, pero deben aceptarse con cierta cautela. Es sabido que hay técnicas como el *hole-drilling* o la difracción de rayos X que pueden ayudar a conocer las deformaciones hasta cierta profundidad por debajo de la superficie. En el caso del *hole-drilling* es necesario arrancar material para extraer las deformaciones bajo la superficie. Con la difracción de rayos X es necesario preparar muestras de geometría muy específica, por lo que no es posible aplicar esta técnica a cualquier pieza.

20.4. Reflexión sobre los resultados en tensiones

En el capítulo dedicado a las Declaraciones iniciales, se hace una breve nota acerca del error cometido en la medición de las tensiones. Resulta oportuno, llegados a este punto de la tesis y como sección del Anexo I, reflexionar sobre dos puntos: qué son las tensiones y por qué no es práctico indagar o realizar simulaciones con resultados en tensiones muy precisos.

El concepto de tensión normal se entiende como el cociente entre la fuerza normal aplicada sobre una superficie y el área de esta superficie. Este planteamiento, llevado a conceptos diferenciales, se define como el cociente entre la fuerza aplicada sobre un elemento diferencial de área, y el valor del área de ese elemento diferencial. Si profundizamos un poco más, llegamos al concepto del tensor de esfuerzos que, en el espacio tridimensional, consta de nueve elementos, de los cuales por simetría sólo 6 son distintos entre ellos. Este tensor tiene en cuenta tanto las tensiones normales, como las tensiones tangenciales aplicadas sobre las diferentes caras del elemento de volumen diferencial.

Si nos trasladamos al plano real, si queremos medir la tensión aplicada sobre un elemento superficial, podemos medir (con su correspondiente error) la fuerza aplicada sobre el elemento de área (también esta medida tiene su error). Con estos resultados se



CAPÍTULO 20 ANEXO I: Acerca de las deformaciones

suele realizar una suposición arriesgada y poco afortunada: suponer que la fuerza se aplica de manera homogénea sobre la superficie del elemento.⁵⁰

Plantear el problema de las tensiones a través de las ecuaciones de equilibrio (ecuaciones heredadas de las ecuaciones de la estática de Newton) lleva a una serie de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, cuya solución puede dar una idea inicial sobre la distribución del campo tensorial de tensiones en el volumen planteado. ¿Cómo medir estas tensiones para corresponder simulación y realidad? En este momento aparece la Ley de Hooke.

La ley de Hooke relaciona las tensiones y deformaciones (ambos campos tensoriales) a través de la siguiente expresión:

$$\sigma_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij} + \lambda\varepsilon_{kk}\delta_i^j \quad 20-1$$

En la anterior expresión, μ y λ se definen por:

$$\mu = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad 20-2$$

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad 20-3$$

En donde E y ν son el módulo de Young y el módulo de Poisson, respectivamente. Sin embargo, por definición de tensor, ambos tensores deberían relacionarse por un tensor D de 81 componentes.

$$\sigma_{ij} = D_{ij}^{kl} \varepsilon_{kl} \quad 20-4$$

Un tensor de 81 componentes pasa a tener sólo 12 (20-1). ¿Cómo se llega a esta simplificación? A partir del ensayo de tracción lineal se pueden extraer el módulo de Young y el módulo de Poisson, y gracias a la suposición de que las propiedades del material son isotrópicas (no dependen del sistema de coordenadas) y observando que los componentes de índices desiguales no se afectan mutuamente, se llega a la simplificación anterior. Esto no tiene por qué ser cierto. Sólo teniendo en cuenta las ecuaciones de equilibrio, la ley de Hooke y la definición de deformación a partir de los desplazamiento se puede resolver completamente el problema elástico, y obtener una solución analítica o aproximada en tensiones, deformaciones o desplazamientos. Pero sólo las deformaciones se pueden medir de manera experimental, con galgas muy precisas, pero limitándonos a la superficie de la pieza. El error de estas medidas se propaga a través del error en la ley de Hooke hasta las

⁵⁰ Podríamos incluso plantearnos la naturaleza de las fuerzas, y cómo las medimos también a través de métodos indirectos.



CAPÍTULO 20 ANEXO I: Acerca de las deformaciones

tensiones. Este error provoca una incertidumbre tan grande en el resultado en tensiones, que invertir excesivos recursos en calcular o simular el problema para obtener campos de tensiones muy precisos no es práctico, ya que no se puede medir ese resultado en la realidad.



21. ANEXO II: Tabla de figuras

Figura 1: árbol estructural de esta tesis, representando los fundamentos y ciencia que sostienen el producto de este estudio.....	20
Figura 2: dos volúmenes fluidos disjuntos, separados por una barrera.....	24
Figura 3: dos volúmenes fluidos conexos por arcos, conectados a por la apertura de la barrera.....	24
Figura 4: barrera sometida a la acción de la presión de dos volúmenes fluidos.....	26
Figura 5: esquema general de presiones que actúan sobre una junta en “V”.....	28
Figura 6: esquema conceptual del triángulo de fuga.....	29
Figura 7 esquema general de un qanat.[13].....	30
Figura 8: esquema de presiones ejercidas por el fluido contra la pared de un casco hueco.....	32
Figura 9: a la izquierda barco de Keops (Mosed 2017) y a la derecha Drakar extraído de la bahía de Roskilde (Laura Simkins, 2014).....	32
Figura 10: ilustración del aelópilo de Herón poner la referencia bien.....	34
Figura 11: esquema de funcionamiento de una bomba tipo Ctesibio.....	35
Figura 12: bomba de paletas deslizantes. [35].....	37
Figura 13: estructura del motor de Newcomen (Henry Beighton 1717).....	38
Figura 14: modelo funcional de máquina de vapor.....	39
Figura 15: diagrama de flujo del fluido de trabajo en un sistema de corte por waterjet.....	43
Figura 16: esquema general de componentes y recorrido del fluido en una máquina HPP.....	47
Figura 17 sistema de amortiguación mediante fluido.....	50
Figura 18 función de la velocidad adimensional respecto del tiempo adimensional.....	55
Figura 19 función de la velocidad adimensional respecto del tiempo adimensional, entre los tiempos 3 y 5.....	56
Figura 20 función de la velocidad con la relación de áreas y con la presión límite del sistema.....	58
Figura 21: esquema general del muelle hidráulico.....	61
Figura 22 relación entre la velocidad y la posición adimensionales, en función del parámetro gamma.....	66



CAPÍTULO 21 ANEXO II: Tabla de figuras

Figura 23 esquema iterativo de resolución de la ecuación (11-69)	68
Figura 24: ejemplos de diagramas p-V y p-T de una sustancia pura.....	69
Figura 25: diagrama p-V para una sustancia pura. Se indica con detalle la región de aplicación de la ley de los gases ideales. [13].....	70
Figura 26: representación de la superficie P-v-T de una sustancia pura, que contrae al solidificar.[12].....	71
Figura 27: esquema de muelle hidráulico con efecto de gravedad y masa acoplada a la pieza móvil.....	72
Figura 28: Esquema de presiones y retención de una junta. La banda de elementos cuadrados pertenece a la junta, y se esquematizan como elementos diferenciales de material.....	78
Figura 29: esquema de detalle de los elementos cercanos a la superficie de salida (ver Figura 28). Se muestran las tensiones normales y cortantes que actúan entre elementos.	79
Figura 30 junta tórica de FKM (fluorocarbono) degradada después de trabajar con CO2 (Hiperbaric 2021).....	81
Figura 31: evolución de la temperatura media global desde 1880 hasta 2020 [58]	84
Figura 32: evolución medida (azul), esperada (línea discontinua) y alternativa (rojo) si se toman medidas como la transformación del modelo energético. [59].....	85
Figura 33: cadena de transformación de energía centrada en el hidrógeno	86
Figura 34: esquema de piezas que componen una junta dinámica para waterjet. [61].....	88
Figura 35: esquema de disposición de la empaquetadura de vástago embozado.....	89
Figura 36: esquema de la disposición de la junta montada en vástago	90
Figura 37: esquema de la distribución de piezas en una junta encapsulada	91
Figura 38 Esquema geométrico y presiones que actúan sobre vástago y émbolo hidráulico	92
Figura 39: esquema de flujo de agua en un intensificador en fase de admisión.	93
Figura 40: esquema de flujo de agua en un intensificador en fase de admisión.	93
Figura 41 desplazamiento de vástago hasta apertura como función de la presión de la vasija.	95
Figura 42: 	
 FIGURA NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA.....	97



CAPÍTULO 21 ANEXO II: Tabla de figuras

FIGURA NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA	98
FIGURA NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA	98
FIGURA NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA.....	99
FIGURA NO DISPONIBLE EN LA VERSIÓN REDUCIDA.....	99
Figura 47: descomposición de la fuerza que ejerce (6) sobre (5) sobre el plano y en la dirección normal a la superficie cónica de la pieza (5).....	100
Figura 48: esquema de presiones que ejerce la pieza (8) contra la camisa, y la pieza (7) contra el vástago.	100
Figura 49: esquema de durabilidad en ciclos con fuentes de error	105
Figura 50: metodología de iteración análisis-diseño con camino de escape para completar el proyecto global.....	107
Figura 51: tanda de prototipos de JDAP preparado para ser enviada a pruebas.....	109
Figura 52: muestra de juntas prototipo con número unitario grabado	109
Figura 53: resumen de promedio y desviación de duración de los prototipos.....	109
Figura 54: número de datos contabilizados por cada prototipo.....	109
Figura 55: promedio de duración por cada prototipo, separado por clientes.	109
Figura 56: desviación estándar de cada prototipo, separado por clientes	109
Figura 57: piezas 2 que han regresado de los clientes A y C.....	109
Figura 58: piezas 2 que han regresado de los clientes B y D.	109
Figura 59: piezas 5 que han regresado del cliente A y C.....	109
Figura 60: piezas 7 y 8 que han regresado de los clientes A y C	109
Figura 61: pieza 2 y restos de material polimérico en pieza 1. Ambas regresadas del cliente C	109
Figura 62: piezas 7 regresadas del cliente C.....	109
Figura 63: piezas 2 regresadas del cliente A.	109
Figura 64: pieza 5 y piezas 4 y 6 regresadas del cliente A.....	109
Figura 65: piezas 7 regresadas del cliente C.....	109
Figura 66: pieza 8 regresada del cliente A.....	109



CAPÍTULO 21 ANEXO II: Tabla de figuras

Figura 67 Vista isométrica del mallado de la pieza 1.....	110
Figura 68 vista isométrica del mallado de la pieza 2.....	110
Figura 69: vista isométrica del mallado de la pieza 3.....	110
Figura 70 vista isométrica del mallado de la pieza 4.....	110
Figura 71: vista isométrica del mallado de la pieza 5.....	110
Figura 72: vista isométrica del mallado de la pieza 6.....	110
Figura 73: vista lateral de la sección transversal, del mallado de la pieza 7-opción 1.....	110
Figura 74: vista lateral de la sección transversal del mallado de la pieza 7-opción 2.....	110
Figura 75: vista lateral de la sección transversal del mallado de la pieza 7-opción 3.....	110
Figura 76: vista lateral de la sección transversal del mallado de la pieza 7-opción 4.....	110
Figura 77: Figura 78: vista lateral de la sección transversal del mallado de la pieza 7-opción 5.....	110
Figura 79: vista lateral de la sección transversal del mallado de la camisa de alta.	110
Figura 80: vista lateral del corte transversal del mallado del ensamblaje completo	110
Figura 81: superficies donde se aplica la condición de contorno Simetría.....	110
Figura 82: superficies donde se restringe el desplazamiento axial	110
Figura 83: superficies donde se aplica la simetría Y	110
Figura 84: superficies donde se aplica carga de presión, en sus diferentes valores.....	110
Figura 85: vista frontal de las tensión equivalente de Von Mises en todo el conjunto simulado estándar (con pieza 7 original) (Max 1020 MPa).....	110
Figura 86: Vista frontal en detalle de las tensiones equivalentes de Von Mises en zona próxima a la pieza 7. (Max 1020 MPa).....	110
Figura 87: vista isométrica en detalle de las tensiones equivalente de Von Mises aparecidas en la pieza 7. (Max 220 MPa)	110
Figura 88: vista isométrica en detalle de la deformación principal en la pieza 7 (Max 0.049)	110
Figura 89: vista isométrica en detalle de la deformación plástica principal y su orientación en la junta 7 estándar. (Max 00.49).....	110
Figura 90: vista isométrica de las tensiones longitudinales aparecidas en todo el modelo. (Max 120 MPa, Min -850 MPa).....	110



CAPÍTULO 21 ANEXO II: Tabla de figuras

Figura 91: vista isométrica de las tensiones cortantes al plano tangencial (sistema de coordenadas cilíndrico paralelo al eje del vástago) transmitidas por la empaquetadura a la camisa. (Max 50 MPa, min -140 MPa)	110
Figura 92: distribución de presiones aplicadas por la junta contra la camisa (Max 420 MPa)	110
Figura 93: Distribución de tensiones de cortadura aplicadas en la superficie interior de la camisa (Max 0 MPa, min -50 MPa)	110
Figura 94: distribución de tensiones normales aplicadas por la junta contra la superficie del vástago (Max 650 MPa, min -50 MPa).....	110
Figura 95: distribución de tensiones de cortadura aplicadas por la junta contra el vástago. (Max 30 MPa, min -80 MPa)	110
Figura 96: deformación plástica principal en la pieza 7-2 (Max 0,03)	110
Figura 97: vista isométrica en detalle del valor y dirección de las deformaciones plásticas principales en la pieza 7-2 (Max 0,03)	110
Figura 98 Vista isométrica en detalle de las tensiones equivalente de Von Mises aparecidas en la pieza 7.2 (Max 210 MPa)	110
Figura 99: vista lateral en detalle de las deformaciones plásticas principales que aparecen en la pieza 7-3 (Max 0.062)	110
Figura 100: vista isométrica en detalle de las deformaciones plásticas principales que aparecen en la pieza 7-3 (Max 0.062)	110
Figura 101: vista isométrica en detalle de las tensiones equivalente de Von Mises resultantes en la pieza 7-3 (Max 220 MPa).....	110
Figura 102: vista lateral en detalle de las deformaciones plásticas principales que aparecen en la pieza 7-3 (Max 0.032)	110
Figura 103: vista isométrica en detalle de las deformaciones plásticas principales que aparecen en la pieza 7-3 (Max 0.052)	110
Figura 104: vista isométrica en detalle de las tensiones equivalente de Von Mises resultantes en la pieza 7-3 (Max 220 MPa).....	110
Figura 105 vista lateral en detalle de las deformaciones plásticas principales que aparecen en la pieza 7-5 (Max 0.04).....	110
Figura 106: vista isométrica de las deformaciones plásticas máximas y sus direcciones principales aparecidas sobre la pieza 7-5 (Max 0.05).....	110
Figura 107 vista isométrica en detalle de las tensiones equivalentes de Von Mises resultantes en la pieza 7-5(Max 220 MPa).....	110



CAPÍTULO 21 ANEXO II: Tabla de figuras

Figura 108: evolución de la deformación máxima en el punto de iniciación de grieta en función del radio del alojamiento.	110
Figura 109: incorporación de la deformación producida en la superficie de alojamiento de la tórica, en el punto cercano al vástago.....	110
Figura 110: beaufighter en vuelo. (Umeyou, 2020).....	111
Figura 111: vista de la nueva junta prototipo.....	111
Figura 112: distribución en frecuencia de duración de la junta BF.....	111
Figura 113 distribución en frecuencia de duración de la junta BF.....	111
Figura 114: comparación de las frecuencias obtenidas en los dos modelos de junta.....	111
Figura 115: comparación entre la distribución de Weibull (azul) y la distribución normal (naranja) ajustadas para los datos de frecuencia obtenidos para la junta BF. ($k=4.5$, $\lambda=3.109$)	111
Figura 116: comparación entre la distribución de Weibull (azul) y la distribución normal (naranja) ajustadas para los datos de frecuencia obtenidos para la junta BF. ($k=2.29$, $\lambda=6.204$).....	111
Figura 117: comparación entre las distribuciones de Weibull de ambas juntas.....	111
Figura 118: curvas de fiabilidad de las juntas 6 y BF.....	111
Figura 119: piezas nº1 de diferentes muestras del prototipo BF.....	111
Figura 120: piezas nº3 de diferentes muestras del prototipo BF.....	111
Figura 121: piezas nº7 de diferentes muestras del prototipo BF.....	111
Figura 122: Alexander Borodin, autor del “Príncipe Ígor” donde se relata la gesta del príncipe Igor Svyatoslavich y sus druzhinas.....	112
Figura 123: vista de detalle de sección transversal de las piezas 1A y 1B que sustituyen a la pieza 1.....	112
Figura 124: distribución en frecuencia de duración de la junta BF.....	112
Figura 125: comparación de las frecuencias obtenidas en los dos modelos de junta.....	112
Figura 126: comparación entre la distribución de Weibull y la distribución normal ajustadas para los datos de frecuencia obtenidos para la junta BF. ($k=2.82$, $\lambda=3.62$).....	112
Figura 127: comparación entre las distribuciones de Weibull de ambas juntas.....	112
Figura 128: curvas de fiabilidad de las juntas DZ y BF.....	112
Figura 129: esquema de grietas aparecidas en la pieza, cuyo nacimiento se emplaza en la caja de alivio de presión.	112



CAPÍTULO 21 ANEXO II: Tabla de figuras

Figura 130: comparación entre los dos diseños de cajas modelizadas por FEM.....	112
Figura 131: resultados del análisis fractográfico, indicando el punto de iniciación de grieta.	112
Figura 132: resultados en tensiones equivalente de Von Mises encontrados en el detalle de la caja.	112
Figura 133: mapa que relaciona coeficiente de fricción, ángulo de propagación y estado tensional cortante.....	112
Figura 134: curvas de fiabilidad obtenidas en los tres modelos de junta protagonistas de esta tesis.	113
Figura 135: esquema geométrico de la aplicación deformación.....	117
Figura 136: esquema vectorial de la deformación.....	119
Figura 137: definición esquemática de la deformación elemental	122
Figura 138: esquema de la descomposición de la deformación en dilatación y distorsión.	124
Figura 139: esquema de la distorsión angular definida por lo términos no nulos del tensor de distorsión.	125
Figura 140: esquema de la variación angular entre dos vectores	126



22. BIBLIOGRAFÍA

- [1] D. A. Relman, “‘Til death do us part’: Coming to terms with symbiotic relationships,” *Nature Reviews Microbiology*, 2008.
- [2] H. A. de Bary, *Die Erscheinung der Symbiose : Vortrag*. Strassburg: Verlag von Karl J. Trübner, 1879.
- [3] F. J. C. Torres, *Matemática discreta*, 1st ed. Madrid: GRUPO ANAYA, 2004.
- [4] M. Heidegger, “¿Qué significa pensar?,” Nova, Ed. Buenos Aires, 1972, pp. 43–44.
- [5] REAL ACADEMIA ESPAÑOLA, *Diccionario de la lengua española*, 23rd ed. 2020.
- [6] C. Smith, *Collins diccionario español-inglés, inglés-español*, 5ª ed., re. Barcelona: Grijalbo, 1999.
- [7] C. U. Press, “Cambridge Dictionary,” 2020. [Online]. Available: dictionary.cambridge.org/dictionary/english/gasket%3E. [Accessed: 08-Jan-2019].
- [8] J. de Burgos Román, *Cálculo infinitesimal de una variable*, Segunda. McGraw-Hill, 2007.
- [9] J. de Burgos Román, *Cálculo infinitesimal de varias variables*. Madrid, 2007.
- [10] Q. Liu, Z. Wang, Y. Lou, and Z. Suo, “Elastic leak of a seal,” *Extrem. Mech. Lett.*, vol. 1, pp. 54–61, Dec. 2014.
- [11] L. O. Berrocal, *Resistencia de materiales*. McGraw-Hill Interamericana de España S.L., 2007.
- [12] L. Ansaloni, B. Alcock, and T. A. Peters, “Effects of CO₂ on polymeric materials in the CO₂ transport chain: A review,” *Int. J. Greenh. Gas Control*, vol. 94, p. 102930, 2020.
- [13] T. V Cech, *Principles of Water Resources: History, Development, Management, and Policy*. Wiley, 2009.
- [14] J. Diamond, *Armas, gérmenes y acero*. Debolsillo, 2007.
- [15] M. Boas, “Hero’s Pneumatica: A Study of Its Transmission and Influence,” *Isis*, vol. 40, no. 1, pp. 38–48, 1949.
- [16] D. Moñux Chércoles, “Historia de la automática,” Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad de Valladolid, 2001.
- [17] Hero, J. G. Greenwood, and B. Woodcroft, *The pneumatics of Hero of Alexandria, from the original Greek*. London: Taylor, Walton and Maberly, 1851.
- [18] A. Hart-Davis, *Engineers: From the Great Pyramids to Spacecraft*. Dorling Kindersley Limited, 2017.
- [19] M. J. T. Lewis, *Millstone and hammer : the origins of water power*. Hull: University of Hull, 1997.
- [20] Ö. Wikander, *Handbook of ancient water technology*. Leiden; Boston: Brill, 2000.
- [21] V. Pollio. and M. H. Morgan, *Vitruvius : the ten books on architecture*. New York: Dover Publications, 1960.



-
- [22] R. Macías Fortes, J. A. Pérez Macías, and F. Carnero Ortiz, "Minería antigua en Sotiel-Coronada (Calañas, Huelva)," *re Met. (Madrid)*, no. 26, pp. 27–41, 2016.
- [23] C. Rorres, "The Turn of the Screw: Optimal Design of an Archimedes Screw," *J. Hydraul. Eng.*, vol. 126, no. 1, pp. 72–80, 2000.
- [24] J. M. Luzón Nogué, "Los sistemas de desagüe en las minas romanas del suroeste peninsular," *Arch. Español Arqueol.*, vol. 41, pp. 101–120, 1968.
- [25] J. Rifkin, *La economía del hidrógeno: la creación de la red energética mundial y la redistribución del poder en la tierra*. Paidós, 2002.
- [26] F. Braudel, *Civilization and Capitalism, 15th-18th Century: The perspective of the world*. Collins, 1985.
- [27] A. Y. al-Hassan and D. R. Hill, *Islamic Technology: An Illustrated History*. Cambridge University Press, 1992.
- [28] A. R. Lucas, "Industrial Milling in the Ancient and Medieval Worlds: A survey of the evidence for an industrial Revolution in Medieval Europe," *Technol. Cult. Johns Hopkins Univ. Press*, vol. 46, no. 1, p. 2005, 2005.
- [29] C. J. Singer and T. I. Williams, *A History of Technology: The twentieth century, c. 1900 to c. 1950*. Clarendon Press, 1978.
- [30] K. Davids and C. A. Davids, *Religion, Technology, and the Great and Little Divergences: China and Europe Compared, C. 700-1800*. Brill, 2012.
- [31] D. Hill, *A History of Engineering in Classical and Medieval Times*. Taylor & Francis, 2013.
- [32] R. J. Magnusson, *Water Technology in the Middle Ages: Cities, Monasteries, and Waterworks after the Roman Empire*. Johns Hopkins University Press, 2003.
- [33] E. S. Ferguson, *Engineering and the Mind's Eye*. MIT Press, 1994.
- [34] I. S. Yannopoulos *et al.*, "Evolution of Water Lifting Devices (Pumps) over the Centuries Worldwide," *Water*, vol. 7, no. 9. 2015.
- [35] A. Ramelli, *Le diverse et artificiose machine del capitano Agostino Ramelli*. Gregg International, 1970.
- [36] T. Ewbank, *A descriptive and historical account of hydraulic and other machines for raising water, ancient and modern: with observations on various subjects connected with the mechanic arts: including the progressive development of the steam engine, etc. in five boo*. 1842.
- [37] R. S. Kirby, *Engineering in History*. Dover Publications, 1990.
- [38] A. Carnegie, *James Watt*. Outlook Verlag, 2011.
- [39] T. H. Marshall, *James Watt (1736-1819)*. L. Parsons, 1925.
- [40] Y. Zheng *et al.*, "A review on effect of hydrogen on rubber seals used in the high-pressure hydrogen infrastructure," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 43, pp. 23721–23738, Sep. 2020.
- [41] M. Weltshev, F. Heming, M. Haufe, and M. Heyer, "The influence of the age of biodiesel and heating oil with 10% biodiesel on the resistance of sealing materials at different temperatures," *Materwiss. Werksttech.*, vol. 48, no. 9, pp. 837–845, Sep. 2017.
-



-
- [42] A. F. C. Kanters, "On the calculation of leakage and friction of reciprocating elastomeric seals," Technische Universiteit Eindhoven, 1990.
- [43] A. Liñán Martínez, M. Rodríguez Fernández, and F. J. Higuera Antón, *MECÁNICA DE FLUIDOS*. Madrid: Publicaciones de la escuela tecnica superior de ingenieros aeronáuticos, 2006.
- [44] A. Karaszkiwicz, "Hydrodynamics of rubber seals for reciprocating motion, lubricating film thickness, and outleakage of O-seals," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 26, no. 11, pp. 2180–2185, 1987.
- [45] G. K. Nikas, "Eighty years of research on hydraulic reciprocating seals: Review of tribological studies and related topics since the 1930s," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 224, no. 1, pp. 1–23, 2010.
- [46] J. H. Swartz, "'O' and 'V' ring packings in industrial hydraulics.," in *Industrial Hydraulics*, 1950, vol. 4, no. 251–269.
- [47] G. Vernadsky, "Rise of Science in Russia 1700-1917," *Russ. Rev.*, vol. 28, no. 1, pp. 37–52, 1969.
- [48] M. Mckee, "Reciprocating Shaft Seals for High-Temperature and High-Pressure Applications : A Review," vol. 140, no. May, pp. 1–6, 2018.
- [49] B. S. Nau, "The State of the Art of Rubber-Seal Technology," *Rubber Chem. Technol.*, vol. 60, no. 3, pp. 381–416, Jul. 1987.
- [50] H. Ishiwata, Y. Kawahara, and Y. Ichikawa, "A study of the frictional characteristics of a U-seal in reciprocating motion," in *5th Int. Conf. on Fluid Sealing*, 1971, pp. 97–104.
- [51] S. Iwanami and N. Tikamori, "Oil leakage from an O-ring packing," in *1st Int. Conf. on Fluid Sealing*, 1961.
- [52] Y. Kawahara, H. Ishiwata, and Y. Ichikawa, "An experimental investigation of dynamical characteristics of U-seal in reciprocating motion," in *6th Int. Conf. on Fluid Sealing*, 1973, pp. 33–43.
- [53] H. L. Johannesson, "Piston rod seal and scraper ring interaction in hydraulic cylinders," *Wear*, vol. 130, no. 1, pp. 17–27, 1989.
- [54] H. L. Johannesson and E. Kassfeldt, "Calculation of the pressure distribution in an arbitrary elastomeric seal contact," *Wear*, vol. 130, no. 1, pp. 3–15, Mar. 1989.
- [55] G. Medri, E. Prati, and A. Strozzi, "Elastohydrodynamic lubrication in elastomeric reciprocating seals," in *Proceedings of the 9th International Conference on Fluid sealing*, 1981, pp. 55–71.
- [56] G. Medri and A. Strozzi, "Stress—Strain Fields in Compressed Elastomeric Seals and Their Extension to Fracture Mechanics," *Rubber Chem. Technol.*, vol. 59, no. 5, pp. 709–721, Nov. 1986.
- [57] A. F. George, A. Strozzi, and J. I. Rich, "Stress fields in a compressed unconstrained elastomeric O-ring seal and a comparison of computer predictions and experimental results," *Tribol. Int.*, vol. 20, no. 5, pp. 237–247, Oct. 1987.
- [58] J. Hansen, M. Sato, R. Ruedy, K. Lo, D. W. Lea, and M. Medina-Elizade, "Global temperature change," *Proc. Natl. Acad. Sci.*, vol. 103, no. 39, pp. 14288–14293, 2006.
- [59] J. Hansen, M. Sato, P. Kharecha, G. Russel, D. W. Lea, and M. Siddal, "Climate
-



-
- change and trace gases,” *Phil. Trans. R. Soc.*, vol. 365, pp. 1925–1954, 2007.
- [60] Y. Sawae, K. Nakashima, S. Doi, T. Murakami, and J. Sugimura, “Effects of High Pressure Hydrogen on Wear of PTFE and PTFE Composite,” 2009.
- [61] J. D. Stephens, “Back-up rings for high pressure seals, packing assembly, and pumps incorporating same.,” US 6769695 B2, 2004.
- [62] L. H. Adams, “Equilibrium in binary systems under pressure. I. An experimental and thermodynamic investigation of the system, NaCl-H₂O, at 25,” *J. Am. Chem. Soc.*, vol. 53, no. 10, pp. 3769–3813, 1931.
- [63] S. Chacko and D. C. Wands, “High Pressure Sealing Arrangement,” US20170016441.
- [64] D. Ballorca-Juez, P. M. Bravo Díez, M. Preciado Calzada, and J. Calaf-Chica, “High pressure seal failure: Analysis of the fatigue issue originated in pressure-leak relieving slots,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 100, 2019.
- [65] N. R. Bose, “1 - Thermal shock resistant and flame retardant ceramic nanocomposites,” in *Ceramic Nanocomposites*, R. Banerjee and I. Manna, Eds. Woodhead Publishing, 2013, pp. 3–50.
- [66] ASTM International, “ASTM G99-17 Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus,” 2017.
- [67] S. Zhang, B. Jiang, and W. Ding, “Dry sliding wear of Cu-15Ni-8Sn alloy,” *Tribol. Int.*, vol. 43, no. 1–2, pp. 64–68, 2010.
- [68] ASTM, “Standard Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness K_{Ic} of,” *Annu. B. ASTM Stand.*, pp. 1–33, 2011.
- [69] C. Tamayo, “La forma del rayo. La poética de Nietzsche en Así habló Zaratustra,” *Co-herencia*, vol. 3, pp. 167–186, Jan. 2006.
- [70] I. Asimov, *Prelude to Foundation*. New York: Doubleday, 1988.
- [71] T. B. Greenslade, “Hero’s Fountain.” [Online]. Available: http://physics.kenyon.edu/EarlyApparatus/Fluids/Heros_Fountain/Heros_Fountain.html.
-