



*Análisis de los esfuerzos generados en los frenos
de embutición y desarrollo de un modelo
semi-analítico de predicción de los esfuerzos de
enclavamiento*

*Entrega de una tesis para la evaluación de
Doctor
por Mondragon Unibertsitatea*

IMANOL GIL ACEDO

Supervisado por:
Dr. Eneko Sáenz de Argandoña
Dr. Lander Galdós

Mechanical and Manufacturing Department
Mondragon Unibertsitatea

NOVIEMBRE 2017

Prólogo

Declaración

Por la presente declaro que esta tesis es el resultado de mi propio trabajo y que, según mi conocimiento, ninguna parte de esta disertación ha sido presentada anteriormente para ninguna calificación o título similar.

Imanol Gil Acedo

(Noviembre 2017)

Derechos de autor y reproducción

Esta tesis es propiedad intelectual de Imanol Gil Acedo, 2017.

Autorizo a Mondragon Unibertsitatea a reproducir esta tesis, en parte o en su totalidad, a solicitud de otras instituciones o individuos con fines de investigación académica.

Ama, Aita, Iñigo, Aitona eta Amonari

Una vez le preguntaron a Buda qué es lo que a él más le sorprendía de la humanidad, y respondió: Los hombres, que pierden la salud para juntar dinero, y luego pierden el dinero para recuperar la salud y por pensar ansiosamente en el futuro, olvidan el presente de tal forma, que acaban por no vivir ni el presente ni el futuro, viven como si nunca fuesen a morir y mueren como si nunca hubiesen vivido.

Agradecimientos

*Al final, sólo se quedan los que deben de estar,
los que quieren estar, los que pueden estar, y
se van todos los demás.*

Han pasado 3 años desde que empecé con poco más que dudas este reto al que llaman tesis. Ahora estoy más que seguro de que tomé la decisión correcta y es así por todo lo que me llevo de este trayecto. No me refiero únicamente al conocimiento técnico que sin duda ha aumentado, sino también a los recuerdos que se quedarán ya grabados en mi mente para siempre.

En este momento, que esperaba con tantas ganas y que he llegado a pensar que no llegaría, toca agradecer a toda esa gente que ha hecho posible que disfrute de este periodo de mi vida tan importante. La participación de cada uno de ellos ha sido clave en el desarrollo de este trabajo.

En primer lugar, quiero agradecer a mi co-director Lander Galdós por mostrarme su pasión por la investigación y transmitirme la ilusión por enfrentar los nuevos desafíos que se plantean en este mundo lleno de incertidumbres.

Gracias, por supuesto, a mi director de tesis, Dr. Eneko Sáenz de Argandoña, que confió en mí para este trabajo cuando a lo mejor yo no lo hubiera hecho, por ser una referencia en la profesionalidad, la implicación y la ética de trabajo, y sobretodo por ser como un “aita” en la tesis para mí. Siento también haberle hecho perder tanto tiempo de su vida personal por, desinteresadamente, ayudarme con mi trabajo de tesis. Un placer haber trabajado con él.

Quiero agradecer también al Dr. Joseba Mendiguren por su total dedicación y apoyarme en todos los aspectos, desde la parte más técnica hasta, quizás lo más importante, en lo más personal. Desde que empecé a trabajar con él, ha sido mi guía en los problemas más técnicos y me ha mostrado la manera adecuada de enfocar los problemas y a saber llevar la presión y el trabajo del día a día con humor y positivismo. Me llevo un amigo con él.

Me gustaría también agradecer a Fernando Estalayo, Lorena del Amo y Ricardo Muguerza de Matrici S. Coop. por haber apostado por el desarrollo de esta tesis y por ayudarme con todo lo que han podido.

Gracias también a Larraitz, Gotzon, Arkaitz e Iñaki por toda la ayuda prestada y tener una paciencia infinita para soportar todas las dudas que me han venido en el laboratorio y taller y sufrir nuestras meteduras de pata. Y sobretodo a Rafa, que siempre ha estado dispuesto a echar una mano con planos, mecanizados, etc. que han sido fundamentales en esta tesis.

Gracias por todo Jon Ander, Julen y Endika. Ha sido un auténtico placer trabajar con ellos y conocerles laboralmente y personalmente porque da gusto venir a trabajar con compañeros que muestran tanta predisposición por ayudar en todo lo que se necesite y que hacen que el trabajo se enriquezca con su participación. Especialmente, gracias a Endika que, siendo mi ayudante de tesis, jamás ha mostrado una mínima queja por ninguna tarea y que se ha implicado como si fuera la suya propia. No me cabe ninguna duda de que Julen y Endika, que recogen el testigo ahora, nos mejorarán con creces.

Pero no todo es trabajo en la tesis. Han sido 3 años de trabajo duro y de fiestas varias. Lo hemos pasado pipa montando sagardotegis, haciendo quedadas y batiendo records de pintxopotes. Gracias a Estela, Leire, Maider, Arakama, Ion, Buru, Arrieta, Harry, Badiola, Aitor Ulibarri y Gorka porque una tesis es larga, pero se hace más fácil cuando tienes compañeros que te alegran de un modo u otro.

Thank you so much Rita, who has been an example of perseverance for all of PhD students. She has been a very important motivational factor so as if she has overcome the huge problems that she got to do the thesis, all of us should had to do the same having a significantly easier journey. I will really miss her and the time we spent together.

Y luego el piso. He tenido la suerte de estar con dos personas con las que he pasado tres de los mejores años de mi vida. Eskerrik asko Iker por ser el responsable con los temas de casa y el irresponsable para incitarnos a salir cada día, por aguantarnos hablando del curro cada día, por tomarte con humor siempre lo molestos que podemos llegar a ser y por estar siempre disponible para ayudar en todo. Eskerrik asko también Unai que, además de compañero de piso, ha sido también mi inseparable compañero de trabajo y de algún que otro viaje y siempre ha conseguido combinar las risas con largas horas en el taller, o delante del ordenador simulando, etc. Eskerrik asko bioi por haberme dejado conocer a dos personas con un corazón enorme y que serán ya para siempre dos grandes amigos.

Cuanto agradezco también la cuadrilla que tengo, incluido Ceci, como no. Inmejorable. En las buenas y en las malas han sido siempre un apoyo incondicional. Pero sobretodo en los momentos malos en los que no te dejan venirte abajo y hacen piña para empujarte. Grabado en la retina mantendré el momento en el que salieron detrás de las cortinas 18 salvajes a 2 horas de distancia de Gasteiz para felicitarme la finalización de esta tesis. En fin, mil gracias desde lo más profundo de mi.

Y como no podía ser de otra manera, eskerrik asko Irune! Por organizarme la sorpresa con los amigos, por quedarte hasta las mil conmigo en la uni, por traerme siempre un café o algo para comer, por tener paciencia y esperar a que salga a horas

intempestivas para verme y así podría seguir hasta el infinito. En definitiva por aguantar lo malo y devolverlo con alegría, cuidados, positividad y cariño. Mila esker benetan.

Finalmente, **ESKERRIK ASKO FAMILIA!** Porque han sacrificado de todo para que yo esté en la situación en la que me encuentro. Eskerrik asko Iñigo porque siempre fuiste una referencia para mi y porque verte orgulloso de mi me hace avanzar con más fuerza. Eskerrik asko Ama por estar pendiente de todo y ser el faro de la familia sobre la que se descargan todos los problemas. Eskerrik asko Aita por inculcarme que hay que trabajar duro y por dar tu vida solo por aumentar la felicidad de los que te rodean. Con lágrimas en los ojos, me gustaría también agradecer a mi Aitona y a mi Amona que son las personas que más he echado en falta en este trayecto y porque saber que estarían felices me llena de una inmensa alegría. Porque no puedo estar más orgulloso de mi familia y del esfuerzo que cada uno ha hecho por mí.

Porque los que salen en esta carta son los que **ESTUVIERON**, los que **ESTÁN** y lo que **ESTARÁN**.

IRRIFARRE EGIN, BIZIRIK SENTITU

Laburpena

Embutizio frenoak automobil konponenteen embutizio prozesua kontrolatzeko eta prozesu egokia lortzeko elementu funtsezkoenatariko bat da. Fabrikazio prozesu simulazioaren konputazio denboraren murrizketa beharra dela eta, frenoaren implementazio fisikoa sahiesten duten modelo analitikoak sortzen dira. Hauek freno fisikoa ordezkatzen dituzte sortutako indarrak aurreikusten eta horien bidez pasatzen den txapari aplikatuz. Ordea, trokelgintza industrietatik jasotako informazioaren arabera, modelo horien zehaztasun ez da egokia.

Nine-k, 1978-an, frenoari zuzendutako lehenengo lana publikatu zuen. Lan hau oso esangurutsua izan zen lan hortan lortutako emaitz esperimentalak, geroztik garatutako modelo analitikoak balioztatzeke erabili zirelako. Hala ere, tesi hontan egiaztatzen da Nine garatutako entsegu esperimentalak ez duela ordezkatzen embutizio freno baten itxiera indarra era egoki baten eta beraz emaitz horiekin balioztatutako modeluen zehaztasunak eztabaidagarriak dira. Aurretik azaldutako guztiagaitik, zehaztasun altuz frenoan sortutako indarrak aurreikusten duen modelo semi-analitiko bat garatzea erabakitzen da.

Lan honetarako, bi altzairu, DX54D eta DP780, hautatzen dira. Bi altzairu hauen artean automobil konponenteetako embutizio prozesuetan erabilitako altzairu sorta zabala barne hartzen da eta beraien ezaugarri mekaniko garrantzitsuenak eta portaera tribologikoa karakterizatzen da.

Baita, embutizio freno adierazgarri baten indarrak modu fidagarri eta zehaztasunez neurtu ahal izateko freno entsegu bat garatzen da. Jasotako esfortzuak simulazio software komertzial baten ezarritako bi modelo analitiko kalkulatu dituzten esfortzuekin alderatuz, gehiegizko desberdintasunak erakusten dira itxiera indarretan eta diferentzia askoz altuagoak erretentzio indarretan baino. Beraz, trokelgintza

industriatik jasotako baieztapenak berretsi dira eta itxiera esfortzuak kalkulatu ahal izateko modelo semi-analitiko bat egitea erabakitzen da.

Horretarako, 2D simulazio modelo numerikoa “Plane Strain” egoeran garatzen da itxiera prozesuko analisi sakona egiteko eta beharrezko informazioa jasotzeko. Analisi hontan, itxiera esfortzua azkenengo uneetan handiera nabarmena jasaten duela eta handiera hau aurpegi lauetan kontzentratzen dela behatu da. Txapan sortzen den kixkur moduko forma, azkeen uneetan zapaldu behar da guztiz eta honen ondorioz esfortzuaren handiera aurkitu daiteke. Azterlan honetatik, aurretik aipatutako emaitzen desberditasunak ulertu eta modelo semi-analitikoaren garapenaren oinarriak ezartzen dira.

Lan hontan garatutako modelo semi-analitikoa tolesketa hutsa teorian oinarrituta dago eta bere erabilgarritasuna frogatuta dago, lortutako emaitzetan erreparatuz. Simulazio numeriko modeloen emaitzekin alderatuz 5,2%-ko diferentziak lortzen dira eta 6,4%-koak emaitza esperimentalekin. Gainera, garatutako modeloak, harraminta zona ezberdinetako esfortzuen distribuzioa eta itxiera esfortzuaren eboluzioa kalkulatzeko ahal izaten du.

Emaitz hauek itxiera esfortzua kalkulatzeko ahalmena baieztatzen dute, aldiz, modeloa era egokian funtzionatzeko, txapa geometriaren bilakaera itxiera prozesuaren zehar behar du. Orain arte, txapa geometriaren informazioa simulazio modelo numerikoetatik atera da. Simulazio modelo numerikoen erabiltze beharra sahiesteko, lan honek geometriaren bilakaera iragartzeko gai den modelo baten garapena proposatzen du eta hau lortzeko beharrezkoak diren zereginak definitu dira.

Resumen

Los frenos de embutición son uno de los elementos fundamentales a la hora de controlar el proceso de embutición de componentes de automóvil y obtener un proceso satisfactorio. Debido a la necesidad de reducir el tiempo computacional de las simulaciones del proceso de embutición, surgen los modelos analíticos que tratan de sustituir la implementación física del freno, prediciendo y aplicando los esfuerzos generados por los frenos a la chapa que pasa por ellos. Sin embargo, según la información recibida por la industria troquelera, la precisión de estos modelos no es la adecuada.

El primer trabajo sobre frenos se publicaba en el año 1978 por Nine. Este trabajo fue muy relevante ya que los resultados experimentales que se obtuvieron fueron utilizados para la validación de la mayoría de modelos desarrollados posteriormente. No obstante, en esta tesis se confirma que el ensayo desarrollado por Nine no representaba adecuadamente el esfuerzo de enclavamiento de un freno de embutición y, por tanto, las precisiones observadas por los modelos, que se comparaban con los resultados de Nine, son discutibles. Por todo lo que se ha explicado previamente, se decide desarrollar un modelo semi-analítico capaz de predecir con precisión los esfuerzos de enclavamiento y de retención generados en el freno.

Para este trabajo, se seleccionan dos aceros, un DX54D y un DP780, que cubren un amplio rango de los aceros que se utilizan en procesos de embutición de componentes de automóvil y se caracterizan sus aspectos mecánicos más relevantes y el comportamiento tribológico.

También se desarrolla un utillaje de frenos que permite obtener los esfuerzos de enclavamiento y retención de una manera fiable y representativa de un freno de embutición industrial. Al comparar estos esfuerzos obtenidos experimentalmente con los valores calculados por los dos únicos modelos que se han implementado en un

software de simulación comercial, se observa que las diferencias de los esfuerzos de enclavamiento son excesivas y altamente superiores a las diferencias de los esfuerzos de retención. Por tanto, se confirman las afirmaciones recibidas por la industria troquelera y se decide desarrollar un modelo semi-analítico capaz de predecir los esfuerzos de enclavamiento.

Para ello, se realiza un análisis exhaustivo por medio de un modelo de simulación numérica que aporte la información necesaria para comprender el fenómeno de enclavamiento. En este análisis se observa que el esfuerzo de cierre aumenta de manera drástica en las últimas décimas de milímetro previas al cierre completo y que este aumento se localiza sobre las caras planas del macho. Esto se debe a que, se genera un rizo en la chapa que se aplanan en los últimos instantes del cierre. De este estudio se entienden las diferencias encontradas entre el modelo de simulación numérica y los resultados experimentales y se sientan las bases para el desarrollo del modelo semi-analítico.

El modelo semi-analítico desarrollado en este trabajo, que está basado en la teoría de doblado puro, es una herramienta muy útil para la predicción de los esfuerzos de enclavamiento ya que los resultados muestran diferencias del 5,2% con respecto al modelo de simulación numérica y del 6,4% respecto a los esfuerzos obtenidos experimentalmente. Además, el modelo es capaz de ofrecer la distribución de los esfuerzos sobre las diferentes zonas de las herramientas y la evolución del esfuerzo de cierre.

Estos resultados confirman la validez del modelo para el cálculo de los esfuerzos de enclavamiento, sin embargo, el modelo requiere la evolución de las geometrías de la chapa a lo largo del enclavamiento. En este trabajo se plantea una línea de trabajo que finaliza en el desarrollo de un modelo capaz de predecir la evolución de la geometría a lo largo del cierre del freno.

Abstract

Drawbeads are one of the key elements to control the deep drawing process and to get the required results on the formed part. Due to the necessity to reduce the computational time of the simulations of the deep drawing process, analytical models have been developed. These models try to replace the physical implementation of the drawbead, predicting and applying the efforts generated by the drawbeads to the sheet passing through them. However, according to the information transmitted by the die manufacturing industry, the accuracy of these models is not adequate enough.

The first work focused on drawbeads was published in 1978 by Nine. This work was very relevant since, the experimental results that were obtained, were used for the validation of most models developed afterwards. However, in this thesis it is confirmed that the test developed by Nine did not adequately represent the uplift effort of a deep drawing drawbead and, therefore, there is an uncertain in the accuracies observed by the models that were compared with the experimental results presented in that work. For all that has been previously explained, it is decided to develop a semi-analytical model capable of accurately predict the uplift and restriction forces generated by the drawbeads.

In this work, a DX54D and a DP780 have been selected. These two steels, which cover a wide range of the steels used for the deep drawing of automotive components, are characterized and Strip Drawing tests have been carried out to obtain the tribological behavior of each material.

A drawbead tester that is representative of a deep drawing drawbead is also developed in order to obtain reliable uplift and restriction forces. It can be asserted that the differences between the predictions of the unique two analytical models that are implemented in a commercial simulation software and the experimentally obtained uplift forces are excessive and much higher than the differences in the restriction forces.

Therefore, the data obtained from the die manufacturing industry is confirmed and it is decided to develop a semi-analytical model able to predict the uplift forces of the drawbeads.

For that objective, first, an exhaustive analysis is carried out by means of a 2D numerical simulation model that provides the necessary information to understand the uplifting phenomenon. In this analysis, it is observed that the closing effort increases drastically in the last tenths of a millimeter prior to the complete closure and that this increment is located on the flat faces of the male tool. This is due to the fact that a curl is generated in the sheet that needs to be flattened in the last moments of the closure. From this study, the differences between the numerical simulation model and the experimental results are understood and the foundation for the subsequent development of the semi-analytical model are established.

The semi-analytical model developed in this paper that is based on the pure bending theory is a very useful tool for the prediction of the uplift efforts since the results show differences of around 5.2% with respect to the numerical simulation model and 6.4% compared to the efforts obtained experimentally. In addition, the model is able to offer the distribution of the efforts on the different zones of the tools and the evolution of the closing effort.

These results confirm the accuracy of the model for the calculation of the uplift efforts, however, the model requires the evolution of the sheet geometry during the closing. In this work a future line is proposed that ends in the development of a model capable of predicting the evolution of the geometry along the drawbead closure.

Contenido

| | |
|---|---------------|
| LISTA DE FIGURAS | XXVII |
| LISTA DE TABLAS | XXXIII |
| NOMENCLATURA | XXXV |
| 1. INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.1. PROBLEMÁTICA..... | 7 |
| 2. ESTADO DEL ARTE | 15 |
| 2.1. GEOMETRÍAS DE FRENOS | 16 |
| 2.2. MODELIZADO DE FRENOS..... | 18 |
| 2.2.1. Modelos analíticos..... | 18 |
| 2.2.2. Modelos de simulación numérica | 28 |
| 2.3. REVISIÓN CRÍTICA DEL ESTADO DEL ARTE | 32 |
| 3. OBJETIVOS..... | 35 |
| 4. CARACTERIZACIÓN DEL MATERIAL Y TRIBOLÓGICA..... | 37 |
| 4.1. CARACTERIZACIÓN DEL MATERIAL | 39 |
| 4.2. CARACTERIZACIÓN TRIBOLÓGICA | 44 |
| 4.3. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO | 48 |
| 5. CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LOS ESFUERZOS DE FRENOS..... | 51 |
| 5.1. CARACTERIZACIÓN DEL ESFUERZO DE ENCLAVAMIENTO | 56 |
| 5.2. CARACTERIZACIÓN DEL ESFUERZO DE RETENCIÓN | 59 |
| 5.3. ANÁLISIS CRÍTICO DE LOS MODELOS DE FRENOS IMPLEMENTADOS EN LA ACTUALIDAD..... | 63 |
| 5.4. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO | 66 |
| 6. ANÁLISIS NUMÉRICO DEL ENCLAVAMIENTO..... | 67 |
| 6.1. DEFINICIÓN DEL MODELO NUMÉRICO | 68 |
| 6.1.1. Definición de las geometrías..... | 68 |
| 6.1.2. Discretización de los cuerpos | 69 |
| 6.1.3. Definición de las propiedades del material..... | 70 |
| 6.1.4. Definición del contacto entre herramienta y chapa..... | 71 |
| 6.1.5. Definición de las condiciones de contorno..... | 71 |
| 6.2. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DEL FENÓMENO DEL ENCLAVAMIENTO..... | 72 |
| 6.2.1. Análisis de sensibilidad de los parámetros del material | 74 |
| 6.2.2. Análisis de sensibilidad de los parámetros del contacto..... | 79 |
| 6.2.3. Análisis de sensibilidad de los parámetros geométricos..... | 80 |
| 6.2.4. Resultados del análisis de sensibilidad | 82 |
| 6.3. VALIDACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO | 88 |
| 6.4. ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LA CHAPA DURANTE EL ENCLAVAMIENTO DE FRENO..... | 92 |
| 6.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO | 101 |

| | | |
|-----------|--|------------|
| 7. | DESARROLLO DEL MODELO SEMI-ANALÍTICO DE ENCLAVAMIENTO DE FRENOS | 103 |
| 7.1. | MODELO SEMI-ANALÍTICO BASADO EN LA TEORÍA DE DOBLADO PURO | 104 |
| 7.1.1. | <i>Modelo elastoplástico de cálculo de las tensiones</i> | 105 |
| 7.1.2. | <i>Obtención de la fuerza de enclavamiento</i> | 110 |
| 7.2. | VALIDACIÓN DEL MODELO SEMI-ANALÍTICO | 114 |
| 7.3. | OPTIMIZACIÓN DEL MODELO SEMI-ANALÍTICO | 120 |
| 7.4. | GENERACIÓN DE LA EVOLUCIÓN DE LAS CURVATURAS DURANTE EL ENCLAVAMIENTO | 123 |
| 7.5. | CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO | 129 |
| 8. | CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS | 133 |
| 8.1. | CONCLUSIONES GENERALES | 133 |
| 8.2. | LÍNEAS FUTURAS | 136 |
| | BIBLIOGRAFÍA | 140 |

Lista de figuras

| | |
|--|----|
| Fig. 1 Componentes de un coche en el que se distingue la estructura o chasis del cuerpo del coche y los componentes de piel que lo cubren que cumplen con una función estética (Audi 2017). ----- | 2 |
| Fig. 2 Línea de prensas en donde se puede observar el tamaño superior de la prensa de cabecera encargada de realizar la embutición profunda principal del proceso (Fagor Arrasate 2013).----- | 3 |
| Fig. 3 Esquema de un proceso de embutición (Autoform 2015).----- | 4 |
| Fig. 4 Fuerzas generadas en el material en el proceso de embutición (Schuler 1998) . ----- | 4 |
| Fig. 5 Disposición del freno en un troquel de embutición (Carleer 1997). ----- | 6 |
| Fig. 6 Diagrama de bloques de metodología para el diseño de frenos. ----- | 9 |
| Fig. 7 Comparativa entre la distribución de la fuerza de pisado total en simulación (Caso 1) y la distribución real (Caso 2). ----- | 11 |
| Fig. 8 Distribución de presiones de pisado sobre la chapa para el (a) Caso 1 y el (b) Caso 2.----- | 11 |
| Fig. 9 Nivel de deformaciones del componente al final de la embutición para (a) el Caso 1 y (b) el Caso 2. ----- | 12 |
| Fig. 10 Distribución de reducciones de espesor a lo largo de la chapa al final de la embutición para (a) el Caso 1 y (b) el Caso 2. ----- | 13 |
| Fig. 11 Distribución de los costes de un troquel de embutición de un panel lateral de un coche (Birkert et al. 2013).----- | 14 |
| Fig. 12 Representación esquemática del ensayo propuesto por Nine (1978) para el cálculo experimental de las fuerzas generadas por un freno. ----- | 19 |
| Fig. 13 (a) Fotografía donde se muestra el perfil que adopta la chapa al pasar por el freno. Representación gráfica del perfil que adopta la chapa cuando (a) el contacto es simétrico en cuanto al centro del freno y (b) una vez corregido la forma de la chapa (J. M. Yellup 1985). ----- | 20 |
| Fig. 14 Distribución de deformaciones en una chapa a lo largo de un freno en situación de enclavamiento (línea sólida) y de tiro (línea discontinua). ----- | 21 |
| Fig. 15 Ensayo de frenos desarrollado en el trabajo de (Maker et al. 1987): (a) cilindros hidráulicos, (b) células de carga, (c) LVDT, (d) postizos de frenos y (e) válvulas de control. ----- | 21 |
| Fig. 16 Representación gráfica de las zonas en las que el material pasa a ser doblado o desdoblado en un freno circular. ----- | 22 |

| | |
|--|----|
| Fig. 17 Cálculo del contacto entre chapa y freno no simétrico respecto al centro del freno siendo el coeficiente de fricción cero (Sanchez & Weinmann 1996).----- | 24 |
| Fig. 18 Diagrama del sólido libre de un freno circular (Keum et al. 2001). ----- | 24 |
| Fig. 19 Freno doble de freno circular más freno de escalón (Keum et al. 2001). ----- | 25 |
| Fig. 20 Evolución de b) la fuerza longitudinal del material en su paso por a) el freno en función del tipo de endurecimiento del material (Lee et al. 2008).----- | 27 |
| Fig. 21 Evolución de la fuerza de enclavamiento durante el cierre del freno (Kim et al. 1997). ----- | 28 |
| Fig. 22 Representación gráfica de (a) la implementación del freno equivalente y (b) la aplicación de la reducción de espesor al material que pasa por él. ----- | 29 |
| Fig. 23 Perfil de la chapa al (a) haber enclavado el freno y (b) en situación de tiro de la chapa (Ferran et al. 1998).----- | 30 |
| Fig. 24 Perfil de la chapa al pasar por un freno con a) coeficiente de fricción = 0 y b) coeficiente de fricción = 0,13 (Pereira et al. 2007). ----- | 30 |
| Fig. 25 División de superficies del freno para poder analizarlas el efecto de cada superficie (Larsson 2009). ----- | 31 |
| Fig. 26 Contacto entre chapa y herramienta según el endurecimiento del material a) puro isotrópico y b) puro cinemático (Larsson 2009).----- | 31 |
| Fig. 27 Fotografía microestructurales del (a) DX54D y (b) el DP780 donde se aprecia en oscuro la martensita y en color más claro la matriz ferrítica.----- | 38 |
| Fig. 28 Esquema de la configuración experimental de los ensayos de vibraciones forzadas con resonancias. ----- | 40 |
| Fig. 29 Dimensiones de las probetas de tracción uniaxial. ----- | 42 |
| Fig. 30 Resultados de las curvas de tensión-deformación del DX54D y el DP780 a 0, 45 y 90º con respecto a la dirección de laminación (RD).----- | 42 |
| Fig. 31 Colocación del utillaje de ensayo de Strip Drawing test sobre la máquina biaxial. ----- | 44 |
| Fig. 32 Representación esquemática de un ensayo Strip Drawing test.----- | 45 |
| Fig. 33 Representación gráfica de las señales de fuerza en un ensayo Strip Drawing test y evaluación de resultados. ----- | 45 |
| Fig. 34 Vista axonométrica de una medición representativa de la superficie del taco adquirida mediante perfilometría confocal (equipo: SensoFar S-Neox, objetivo: 50x, área: 2x2 mm).----- | 46 |
| Fig. 35 Distribución de presiones de contacto en un freno circular (Sriram 2006).----- | 47 |
| Fig. 36 Resultados de los ensayos experimentales Strip Drawing test del DX54D y el DP780 a diferentes presiones de contacto. ----- | 48 |
| Fig. 37 Descripción del utillaje de frenos.----- | 54 |
| Fig. 38 Detalle del diseño de las herramientas que forman el freno en contacto con la chapa. ----- | 55 |
| Fig. 39 Identificación de grietas en diferentes zonas de las probetas.----- | 56 |
| Fig. 40 Disposición de los topes sobre el útil de ensayo para medir el esfuerzo de enclavamiento.----- | 57 |

| | |
|---|----|
| Fig. 41 Evolución de la fuerza de enclavamiento a medida que se cierran las herramientas y detalle de las últimas 4 décimas de cierre. Con una flecha roja se representa el instante de cierre completo y en el cuál la fuerza aumenta bruscamente. ----- | 58 |
| Fig. 42 Resultados de los ensayos experimentales de enclavamiento de frenos del (a) DX54D y el (b) DP780. ----- | 58 |
| Fig. 43 Definición gráfica de las diferentes etapas del ensayo de retención de frenos ----- | 60 |
| Fig. 44 Evolución de las fuerzas de tiro y de cierre durante un ensayo de retención de frenos tipo. ---- | 60 |
| Fig. 45 Resultados experimentales de los esfuerzos de retención del (a) DX54D y (b) DP780. ----- | 61 |
| Fig. 46 Comparativa entre las fuerzas necesarias para enclavar los frenos y para mantener el freno cerrado durante el flujo del material a través de él del (a) DX54D y (b) DP780. ----- | 61 |
| Fig. 47 Fotos de la geometría que adopta la chapa en el freno en la situación de (a) enclavamiento y (b) tiro del material. ----- | 62 |
| Fig. 48 Comparativa entre los resultados de los esfuerzos de enclavamiento obtenidos experimentalmente y los resultados calculados mediante el modelo de Autoform original y Autoform modificado del (a) DX54D y (b) del DP780. ----- | 64 |
| Fig. 49 Comparativa entre los resultados de los esfuerzos de retención obtenidos experimentalmente y los resultados calculados mediante el modelo de Autoform original y Autoform modificado del (a) DX54D y (b) del DP780.----- | 65 |
| Fig. 50 Definición de los cuerpos que intervienen en la simulación. ----- | 69 |
| Fig. 51 Discretización de elementos en el espesor de la chapa----- | 69 |
| Fig. 52 Superficie de fluencia representada con el modelo isotrópico de Von Mises y el anisótropo de Hill 48 para (a) el DX54D y (b) el DP780. ----- | 70 |
| Fig. 53 Representación gráfica de las condiciones de contorno establecidas para cada herramienta en la etapa de enclavamiento. ----- | 71 |
| Fig. 54 Evolución de las fuerzas generadas en las herramientas a lo largo del cierre del freno. ----- | 74 |
| Fig. 55 (a) ensayo de tracción-relajación realizado para la obtención del pseudo-módulo de Young a diferentes valores de deformación plástica y (b) los valores obtenidos para un DP780 (Xue et al. 2016). ----- | 75 |
| Fig. 56 Curva de tensión-deformación del material base y el material al que se le ha aumentado un 10% el límite elástico. ----- | 76 |
| Fig. 57 Curva de tension-deformación del material base y el material al que se le ha variado el endurecimiento. ----- | 77 |
| Fig. 58 Ajuste del modelo de endurecimiento cinemático de Chaboche a los resultados experimentales de un DP780 (Sun & Wagoner 2013). ----- | 78 |
| Fig. 59: Fuerza de retención de un freno de circular en función del coeficiente de fricción (Lee et al. 2008). ----- | 79 |

| | |
|--|----|
| Fig. 60 Representación gráfica en líneas discontinuas de las desviaciones estipuladas en las herramientas definidas como (a) cierre asimétrico del freno I, (b) cierre asimétrico del freno II y (c) desviación paralela. ----- | 81 |
| Fig. 61 Comparativa con respecto al material base del esfuerzo de enclavamiento obtenido con la variación de cada parámetro analizado. ----- | 82 |
| Fig. 62 Representación gráfica en X de las zonas donde habría contacto y en sombreado de las zonas donde habría holguras en las herramientas definidas como (a) cierre asimétrico del freno I, (b) cierre asimétrico del freno II y (c) desviación paralela. ----- | 85 |
| Fig. 63 Distribución de la fuerza de enclavamiento sobre las herramientas del freno macho para el modelo base y los modelos con desviaciones geométricas.----- | 86 |
| Fig. 64 Identificación de las herramientas utilizadas en el modelo numérico implementado para obtener los resultados del esfuerzo de enclavamiento de una configuración similar al de los ensayos experimentales de Nine (1978). ----- | 87 |
| Fig. 65 Comparativa de la fuerza de enclavamiento obtenida mediante la simulación base frente a la simulación que representa el ensayo experimental de Nine (1978).----- | 87 |
| Fig. 66 Comparativa entre los resultados experimentales y numéricos de la evolución de la fuerza de enclavamiento a lo largo de su cierre para (a) el DX54D y (b) el DP780. ----- | 89 |
| Fig. 67 Huella dejada por las herramientas del freno sobre la pintura de azul Prusia tras el cierre completo.----- | 90 |
| Fig. 68 Comparativa entre los cálculos con el modelo de simulación numérica a 0,2 mm de distancia del cierre completo y los resultados experimentales obtenidos con el utillaje de frenos desarrollado en este trabajo para (a) el DX54D y (b) el DP780. ----- | 91 |
| Fig. 69 Evolución de la geometría de la fibra neutra en diferentes instantes a lo largo del proceso del enclavamiento de un freno de 3mm de altura de punzón. ----- | 92 |
| Fig. 70 Evolución de la geometría de la fibra neutral manteniendo el punto de contacto mínimo con el punzón fijo. ----- | 93 |
| Fig. 71 Detalle ampliado de la evolución de la geometría de la fibra neutra en la zona del radio de entrada de la hembra. ----- | 94 |
| Fig. 72 Representación gráfica del doblado en 3 puntos con el que se inicia el proceso de enclavamiento debido al contacto con el punzón y los radios de la hembra. ----- | 94 |
| Fig. 73 Representación gráfica del doblado en 5 puntos tras añadir al contacto con el punzón y los radios de la hembra, el contacto con las caras planas del macho.----- | 95 |
| Fig. 74 Representación gráfica del doblado en 7 puntos compuesto por el contacto con el punzón y los radios de la hembra, el contacto con las caras planas del macho y finalmente el contacto con las caras planas de la hembra del freno.----- | 95 |
| Fig. 75 Tensión equivalente de la chapa en el instante previo al cierre completo de la herramienta.-- | 96 |

| | |
|---|-----|
| Fig. 76 Curvatura de la fibra neutra a lo largo de la chapa en diferentes instantes durante el proceso de enclavamiento. ----- | 97 |
| Fig. 77 Distribución de deformaciones en el momento de cierre final del freno donde se aprecia el inverso patrón de deformaciones a lo largo del espesor de la chapa entre el radio de la hembra y el punzón. ----- | 98 |
| Fig. 78 Evolución de los valores de curvatura máxima y mínima a lo largo del proceso de enclavamiento. ----- | 99 |
| Fig. 79 Representación del cambio de geometría de la chapa desde la etapa inicial a la etapa final de cierre completo de herramientas. En recuadro se marca la zona de la chapa sobre las caras planas que no se ve alterada en este proceso. ----- | 100 |
| Fig. 80 Representación del cambio de geometría de la chapa desde la etapa inicial a la etapa final de cierre completo de herramientas contemplando etapas intermedias. En recuadro se marca la zona de la chapa sobre las caras planas que varía su curvatura durante el proceso de cierre. - | 100 |
| Fig. 81 Doblado puro de un punto curvo. ----- | 105 |
| Fig. 82 Representación de la dirección del vector director del flujo plástico con respecto a la superficie de fluencia.----- | 107 |
| Fig. 83 Discretización de la chapa en puntos y sistema de coordenadas del modelo semi-analítico. - | 108 |
| Fig. 84 Diagrama de bloques del esquema que sigue el modelo elastoplástico desarrollado en este trabajo. ----- | 109 |
| Fig. 85 Diagramas del momento flector a lo largo de la chapa en el instante previo al cierre completo del freno. ----- | 110 |
| Fig. 86 Diagrama del sólido libre de la mitad de la chapa y sus correspondientes diagramas del momento flector y de esfuerzos cortantes. ----- | 111 |
| Fig. 87 Diagrama de bloques del esquema seguido para el cálculo de la evolución del esfuerzo de enclavamiento durante el proceso de enclavamiento.----- | 113 |
| Fig. 88 Comparativa entre el cálculo del modelo de simulación numérica y el semi-analítico de la evolución de la fuerza de cierre en los últimos 0,3 mm previos al cierre final del freno. ----- | 114 |
| Fig. 89 Comparativa entre el cálculo del modelo de simulación numérica y el semi-analítico de la distribución de los esfuerzos sobre diferentes zonas de la herramienta del freno en situación de cierre completo de las herramientas. ----- | 115 |
| Fig. 90 Comparativa entre el modelo de simulación numérica y el semi-analítico de las fuerzas calculadas a diferentes distancias del cierre final para la chapa de DP780 y el freno con altura de punzón de (a) 2 mm, (b) 3 mm, (c) 4 mm y (d) 5 mm. ----- | 116 |
| Fig. 91 Comparativa entre el modelo de simulación numérica y el semi-analítico de las fuerzas calculadas a diferentes distancias del cierre final para la chapa de DX54D y el freno con altura de punzón de (a) 2 mm, (b) 3 mm, (c) 4 mm y (d) 5 mm. ----- | 117 |

| | |
|---|------------|
| <i>Fig. 92 Comparativa entre los esfuerzos de cierre calculados a 0,2 mm de distancia con respecto al cierre completo y los resultados de fuerza de enclavamiento obtenidos mediante el ensayo experimental para (a) el DX54D y (b) el DP780. -----</i> | <i>118</i> |
| <i>Fig. 93 Comparativa de los valores de enclavamiento calculados con los dos modelos analíticos implementados en Autoform®, el modelo semi-analítico y los resultados experimentales para (a) el DX54D y (b) el DP780. También se muestran las diferencias en porcentaje de cada modelo con respecto a los resultados experimentales del (a) DX54D y del (b)DP780. -----</i> | <i>119</i> |
| <i>Fig. 94 Comparativa del diagrama de momento flector obtenido usando diferentes números de puntos en el espesor de la chapa. -----</i> | <i>121</i> |
| <i>Fig. 95 Comparativa de los diagramas del momento flector obtenidos con diferentes incrementos de posición. -----</i> | <i>122</i> |
| <i>Fig. 96 Diagrama de bloques del esquema que seguiría el modelo semi-analítico con un modelo de predicción de la evolución de la geometría. -----</i> | <i>124</i> |
| <i>Fig. 97 Representación de los tramos de las zonas de las curvaturas que corresponden a las pendientes de las que se obtienen el valor del esfuerzo de cierre de la herramienta del freno. -----</i> | <i>126</i> |
| <i>Fig. 98 Evolución de las curvaturas correspondientes al (a) Tramo 1, (b) Tramo 2 y (c) Tramo 3.-----</i> | <i>128</i> |
| <i>Fig. 99 Diagrama de bloques del esquema que se va a seguir para el desarrollo del modelo de predicción de la evolución de la curvatura de la chapa a lo largo del enclavamiento. -----</i> | <i>129</i> |

Lista de tablas

| | |
|---|------------|
| <i>Tabla 1 Comparativa fuerzas de pisado para retención únicamente con frenos o únicamente con pisado. Valores obtenidos de Autoform® para un DP780 de 1,33mm de espesor. -----</i> | <i>6</i> |
| <i>Tabla 2 Comparativa de tiempos de simulación entre simulaciones con frenos físicos y con línea de frenos.-----</i> | <i>8</i> |
| <i>Tabla 3: Geometrías de freno y variables de diseño que pueden modificarse para aumentar o disminuir la fuerza de retención. -----</i> | <i>17</i> |
| <i>Tabla 4 Resultados experimentales de las mediciones del módulo de Young en cada una de las condiciones estudiadas para cada material. -----</i> | <i>41</i> |
| <i>Tabla 5 Resumen de las propiedades mecánicas del DX54D y el DP780. -----</i> | <i>43</i> |
| <i>Tabla 6 Valores de anisotropía del DX54D y el DP780 a 0, 45 y 90º con respecto a la dirección de laminación y la anisotropía media de cada material. -----</i> | <i>43</i> |
| <i>Tabla 7 Propiedades superficiales de los tacos usados en los ensayos de Strip Drawing test.-----</i> | <i>47</i> |
| <i>Tabla 8 Propiedades superficiales de las chapas usados en los ensayos de Strip Drawing test. -----</i> | <i>47</i> |
| <i>Tabla 9 Requerimientos definidos para el diseño del ensayo de frenos y soluciones adoptadas para cumplir con ellos.-----</i> | <i>53</i> |
| <i>Tabla 10 Configuraciones de frenos ensayados experimentalmente. -----</i> | <i>56</i> |
| <i>Tabla 11 Parámetros de material y fricción introducidos para el cálculo de los esfuerzos de los frenos por medio de los modelos implementados en Autoform®. -----</i> | <i>63</i> |
| <i>Tabla 12 Parámetros usados para definir el endurecimiento isotrópico del material mediante el modelo Swift-Hockett Sherby.-----</i> | <i>71</i> |
| <i>.Tabla 13 Parámetros seleccionados para el análisis de sensibilidad del enclavamiento del freno. ----</i> | <i>73</i> |
| <i>Tabla 14 Coeficientes del modelo de Chaboche ajustados a ensayos de tracción-compresión de un DP780 (Sun & Wagoner 2013). -----</i> | <i>78</i> |
| <i>Tabla 15 Valores de anisotropía usados para el análisis.-----</i> | <i>78</i> |
| <i>Tabla 16 Condiciones de contorno establecidas por las dos teorías de “Plane Strain” en un estado de doblado puro (Marciniak et al. 2002). -----</i> | <i>108</i> |
| <i>Tabla 17 Tiempos de cálculo consumidos por el modelo semi-analítico con diferentes discretizaciones de puntos en el espesor de la chapa. -----</i> | <i>121</i> |
| <i>Tabla 18 Tiempos de cálculo consumidos por el modelo semi-analítico con diferentes cantidades de etapas intermedias. -----</i> | <i>123</i> |

Nomenclatura

| | |
|-------------------------|---|
| G | Holgura |
| H | Altura de macho |
| $R1$ | Radio de entrada de hembra |
| $R2$ | Radio de punzón |
| $R3$ | Radio de salida de hembra |
| w | Apertura de la hembra |
| E | Módulo de Young |
| $F_{1,2,3,4,5,6}$ | Fuerzas de doblado y desdoblado de la chapa a su paso por el freno en el modelo de Stoughton |
| F_e | Fuerza elástica debido al enclavamiento inicial del macho del freno en el modelo de Stoughton |
| θ | Ángulo de contacto entre la chapa y los radios del freno en el modelo de Stoughton |
| μ | Coefficiente de fricción |
| $r_0 / r_{45} / r_{90}$ | Coefficiente de Lankford a 0 45 y 90° con respecto a la dirección de laminación |
| r_m | Coefficiente de anisotropía normal |
| t | Espesor de la chapa |
| ϵ | Deformación real |

| | |
|---|---|
| σ | Tensión |
| ρ | Densidad del material |
| L | Longitud libre de la probeta |
| K_n | Coefficiente del modo n para la configuración empotrado-libre |
| $R_{p0,2}$ | Límite elástico ingenieril |
| R_m | Tensión máxima |
| A_{s0} (%) | Alargamiento a rotura |
| F_t | Fuerza tangencial |
| F_N | Fuerza normal |
| Ra | Rugosidad |
| HV | Dureza Vickers |
| ν | Coefficiente de Poisson |
| $Q, \sigma_i, \sigma_{sat}, a, p, \alpha, \varepsilon_0, m$ | Parámetros del modelo Swift-Hockett Sherby |
| $\sigma_0, C_1, C_2, \gamma, Q, B$ | Parámetros del modelo de Chaboche |
| y | Distancia desde la fibra neutra |
| ρ | Valor de curvatura |
| $\boldsymbol{\varepsilon}^t$ | Deformación total |
| $\boldsymbol{\varepsilon}^e$ | Deformación elástica |
| $\boldsymbol{\varepsilon}^p$ | Deformación plástica |
| \mathbf{D}^e | Tensor isotrópico de elasticidad |
| Φ | Función de fluencia |
| σ_y | Tensión de límite elástico |
| σ_{eq} | Tensión equivalente |
| $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ | Tensiones principales |

| | |
|---------------------|---|
| $\bar{\epsilon}^p$ | Deformación plástica acumulada |
| $\dot{\gamma}$ | Multiplicador plástico |
| $\dot{\epsilon}^p$ | Evolución de la deformación plástica |
| N | Vector director del flujo plástico |
| M | Momento flector |
| T | Esfuerzos cortantes |
| m | Número de etapas |
| L | Avance completo de la herramienta macho |
| Δs | Incrementos de posición |
| $A_{1,3} / B_{1,3}$ | Coefficientes de ajuste de tramo de curvatura 1 y 3 |
| $C / D / E$ | Coefficientes de ajuste de tramo de curvatura 2 |

Introducción

“No podemos resolver problemas pensando de la misma manera que cuando los creamos”

Albert Einstein

Sinopsis

El proceso de embutición es un proceso ampliamente extendido para la fabricación de componentes de automóvil, gracias a la alta productividad del proceso y a la posibilidad de obtener piezas de geometrías complejas. Sin embargo, se deben controlar cuidadosamente los parámetros del proceso para que las piezas cumplan con los exigentes requisitos estipulados por la industria automovilística.

Entre los parámetros más importantes que se deben controlar se encuentran los frenos de embutición. El uso de estos frenos de embutición proporciona un alto control sobre el nivel de retención que se le ejerce a la chapa en el pisador puesto que, modificando las dimensiones de los frenos, se varía la retención ejercida.

El diseño de los frenos se realiza mediante un proceso iterativo, por medio de simulación numérica, en el que se evalúan los resultados del proceso de embutición en función de los frenos introducidos en el pisador. Además, los programas de simulación numérica hacen uso de modelos analíticos que calculan los esfuerzos de los frenos para reducir el tiempo computacional, pero la industria troquelera afirma que estos resultados no se ajustan a los esfuerzos reales.

El proceso de embutición es uno de los procesos de fabricación más destacados en la industria del automóvil. Tanto es así que la infraestructura de producción de componentes de chasis y las pieles que lo cubren y tienen una función estética, ver Fig. 1, se basa en gran medida en la tecnología necesaria para el proceso de embutición. Los principales beneficios para que sea un proceso tan utilizado en la industria son la posibilidad de conformar piezas con formas complejas y la alta productividad que se puede alcanzar.

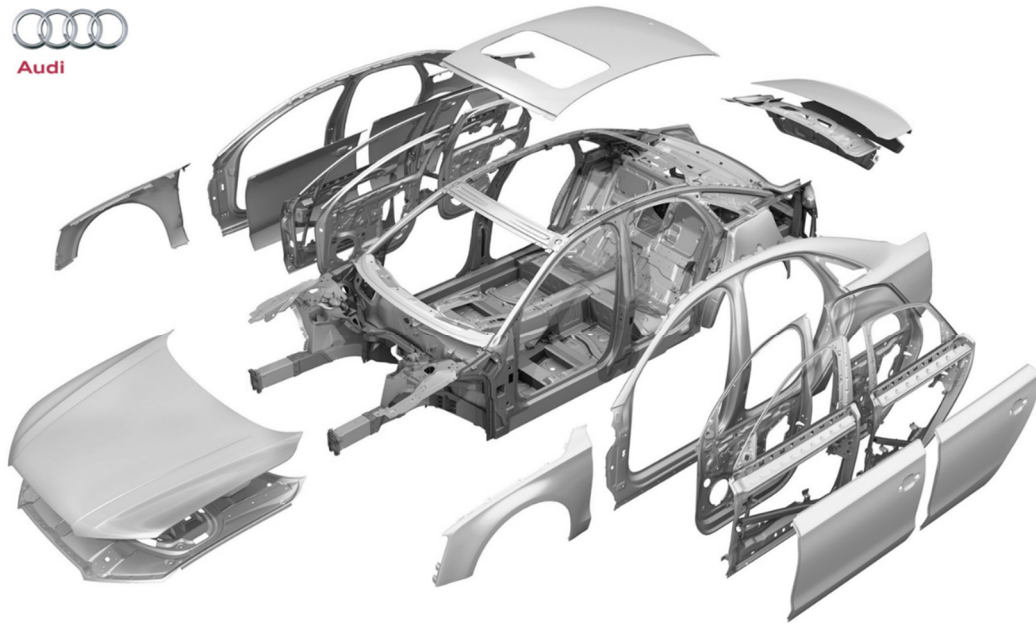


Fig. 1 Componentes de un coche en el que se distingue la estructura o chasis del cuerpo del coche y los componentes de piel que lo cubren que cumplen con una función estética (Audi 2017).

El proceso completo para la obtención de la pieza final pasa por un juego de troqueles en los cuales la chapa va transformándose hasta lograr las dimensiones y resistencia requerida para su posterior función. En este transcurso, la chapa va encadenando pasos de embutición, recorte de sobrante, conformado de pestañas y punzonado de agujeros necesarios para la unión con otras piezas. En su forma más simple, una línea de conformado de este tipo de piezas consiste en un número de prensas encadenadas (Fig. 2) las cuales son alimentadas por la chapa obtenida en la prensa previa.



Fig. 2 Línea de prensas en donde se puede observar el tamaño superior de la prensa de cabecera encargada de realizar la embutición profunda principal del proceso (Fagor Arrasate 2013).

El coste de un troquel de embutición de un lateral de un coche puede ser de entorno a 1,05 M€ por lo que, debido al alto coste de los troqueles que forman parte en este proceso, es necesario que los lotes de producción sean muy grandes para que el proceso sea económicamente beneficioso. Una línea de embutición para componentes de automoción de gran tamaño produce entre 6 y 8 piezas por minuto, traduciéndose en hasta 10000 piezas fabricadas en un día. Por tanto, a causa de la alta productividad a la que se va a ver expuesto, un troquel debe presentar unas altas prestaciones en cuanto a robustez de proceso que aseguren una repetitividad del producto final.

Es por ello que la industria troquelera, dedicada a la fabricación de los troqueles con los que se conforman una gran cantidad de componentes de automoción, es una pieza fundamental en la producción de los automóviles. Como proveedor de las marcas de automóviles más importantes a nivel global, debe cumplir con los exigentes requisitos definidos por la industria automovilística y, por tanto, tener un alto nivel de control sobre los parámetros influyentes en el proceso de embutición.

A pesar de que el conformado de la chapa se divide en una serie de pasos que se ordenan uno tras otro, el primero de los pasos se considera el proceso más relevante en el resultado final de la pieza. En esta primera embutición es cuando el material es deformado en mayor medida y la geometría de la chapa adquiere una forma cercana al producto final. Por eso, debido al gran efecto que tiene en el producto final, esta primera embutición exhibe una mayor complejidad que las posteriores operaciones de conformado.

En el troquel que se emplea para la primera embutición, principalmente intervienen tres herramientas: matriz, punzón y pisador. Como se puede ver en la Fig. 3, entre la matriz y el pisador se ejerce una presión de contacto en la chapa para restringir el flujo de la misma (evitando arrugas) mientras que el punzón conforma el material hasta

conseguir la geometría deseada. En los pasos posteriores se recortará el material sobrante de la pieza.

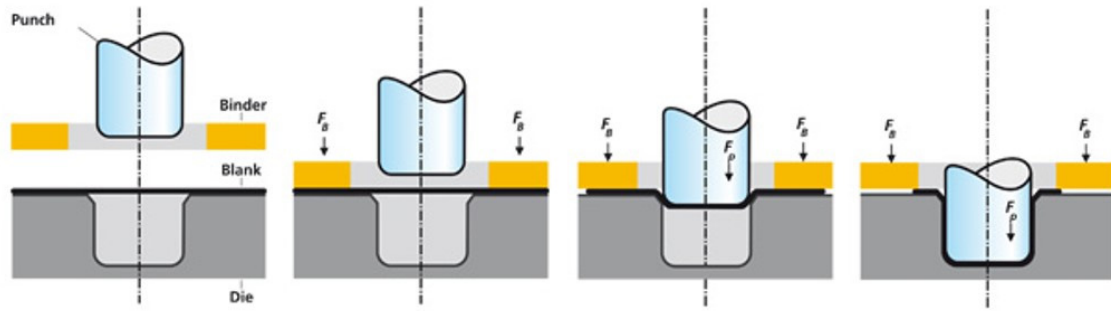


Fig. 3 Esquema de un proceso de embutición (Autoform 2015).

Hoy en día, los fabricantes de troqueles hacen uso de programas de simulación de elementos finitos para definir el proceso de embutición. En estos programas de simulación, los usuarios definen los parámetros de material y de proceso y predicen las deformaciones a las que se le somete al material durante su conformado. La precisión de los resultados predichos por el programa de simulación numérica está directamente ligada a los datos de entrada que se introducen, por lo que la incorrecta definición de los datos de entrada produce resultados imprecisos (Lee et al. 2015). Estos datos de entrada provienen de ensayos experimentales que alimentan modelos matemáticos que reproducen el comportamiento del material y del contacto entre la chapa y las herramientas.

Como se puede ver en la Fig. 4, debido al flujo del material hacia la cavidad de la matriz, se generan fuerzas de compresión en la chapa en la zona del pisador. Si el material fluye demasiado y no se deforma en el sentido del flujo de la chapa, el material tiende a aumentar su espesor con la posibilidad de generar arrugas. Para evitar este defecto, se debe restringir el flujo del material hacia el interior de la cavidad de la matriz y de esta manera estirar el material. Al contrario, en caso de que la retención al flujo sea demasiado alta, existe el riesgo de la aparición de grietas indeseadas ya que el material puede llegar al límite de su capacidad de deformación.

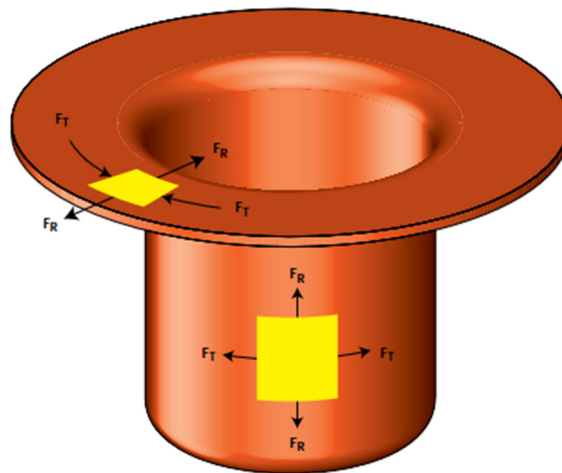


Fig. 4 Fuerzas generadas en el material en el proceso de embutición (Schuler 1998) .

Por tanto, los procesistas, que son los encargados de definir el proceso de conformado del componente, deben tener un control minucioso de la retención al flujo de la chapa adecuándolo a los requisitos del componente que debe embutir. Para controlar el nivel de retención que se le aplica a la chapa en cuestión, los procesistas hacen uso de dos tipos de soluciones técnicas:

- Fuerza de pisado.
- Frenos de embutición.

Las prensas que se usan en la industria troquelera permiten variar la fuerza de pisado que se va a emplear para cada troquel. Esta fuerza de pisado ejerce una presión de contacto sobre la superficie de chapa que se encuentra en la zona del pisador. Aumentando la fuerza de pisado, se incrementa a su vez la presión de contacto y, por consiguiente, se ejerce una mayor fuerza de retención al flujo de la chapa al aumentar la fuerza de rozamiento. La ley de Coulomb establece que la fuerza de rozamiento es directamente proporcional a la fuerza de contacto entre las dos caras en contacto. Por tanto, mediante el control de la fuerza de pisado se puede controlar la retención del flujo de la chapa por medio de la fuerza de rozamiento.

No obstante, en el proceso de embutición de piezas complejas en las que el nivel de retención al flujo del material puede variar entre las diferentes zonas del troquel, es necesario la implementación de soluciones tecnológicas capaces de restringir el flujo de material de manera heterogénea a lo largo del pisador. Generalmente, esta función se realiza mediante la inclusión de frenos de embutición como complemento a la fuerza de pisado. Los frenos son una protuberancia colocada en la zona del pisador que, como su propio nombre indica, tiene la función de retener, de una forma controlada y estable, el material que pase por él. Consiste en una geometría maciza que encaja en una cajera o ranura colocada en la cara opuesta del pisador, ver Fig. 5. El freno fuerza al material que pasa por él a uno o varios procesos de doblado y desdoblado mientras se tira del material por la penetración del punzón. Esta flexión añadida a la fricción que se opone a su deslizamiento genera la retención al flujo de la chapa. Una de las mayores ventajas que aporta la inclusión de los frenos de embutición es que se pueden ejercer diferentes retenciones en función de las necesidades que se requiere en cada zona del troquel modificando la tipología y/o dimensiones del freno. Por todo ello, los frenos son una herramienta muy utilizada por los procesistas para controlar el flujo y a su vez las deformaciones del material.

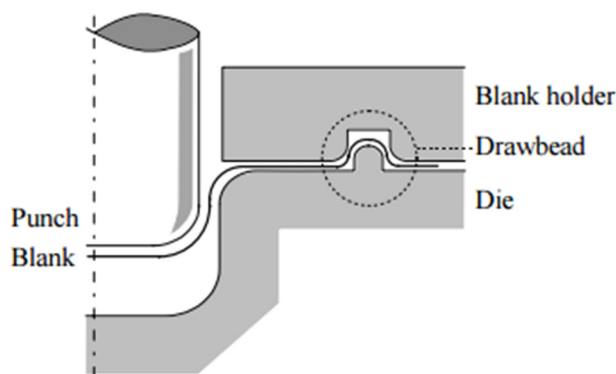


Fig. 5 Disposición del freno en un troquel de embutición (Carleer 1997).

Otro valor añadido asociado a la introducción de frenos de embutición respecto a la fuerza de pisado es la disminución de la fuerza de cierre del pisador necesaria para un nivel de retención concreto. Generalmente, la retención se suele ejercer mediante una combinación entre fuerza de pisado y frenos. Por otro lado, no existe un consenso en cuanto al criterio que se debe seguir a la hora de distribuir el porcentaje de retención ejercido por cada una de las soluciones técnicas. La embutición de la propia geometría del freno supone un aumento de la fuerza de pisado y además el material a su paso por el freno, debido a su resistencia a ser doblado, ejerce una fuerza vertical que debe ser contrarrestada por la fuerza de pisado. Sin embargo, como se muestra en la Tabla 1, se ha podido observar que para la misma fuerza de retención es necesaria menor fuerza de pisado usando únicamente frenos que únicamente presión de pisado. Por lo tanto, en el caso de restringir la chapa únicamente mediante el pisado, las fuerzas del pisador ascenderían hasta niveles de tonelaje ampliamente superiores a los de las líneas de prensas convencionales, como se puede ver en la Tabla 1. En esta tabla se muestra una comparativa de las fuerzas de pisado necesarias para conseguir diferentes fuerzas de retención mediante frenos o pisado.

Tabla 1 Comparativa fuerzas de pisado para retención únicamente con frenos o únicamente con pisado. Valores obtenidos de Autoform® para un DP780 de 1,33mm de espesor.

| Nivel de retención | Fuerza de retención (N/mm) | Fuerza de pisado | |
|--------------------|----------------------------|------------------|---------------|
| | | Pisado (N/mm) | Frenos (N/mm) |
| Débil | 193,5 | 1612,5 | 230,1 |
| Medio | 451,5 | 3762,5 | 399,5 |
| Fuerte | 1161,1 | 9679,2 | 1179,2 |

La Tabla 1 muestra como para un mismo nivel de retención, mediante únicamente presión de pisado, sería necesaria una fuerza de entre 7 y 9 veces mayor que con el uso de frenos. Por otro lado, debido a los adelgazamientos y a los aumentos del espesor de la chapa, en ocasiones el pisador no es capaz de aplicar la misma presión en toda la chapa.

Esto se debe a que el pisador contacta en las zonas donde la chapa tiene mayor espesor y concentra toda la fuerza en esas áreas aumentando de manera considerable la presión de contacto. Además, el flujo del material hacia el interior de la cavidad de la matriz hace que cada vez haya menos superficie de material en la zona del pisador. Y como es común, la fuerza de pisado se mantiene constante durante el proceso aumentando la presión de contacto sobre la chapa que se encuentra en la zona del pisador. En el trabajo de (Huh et al. 2004) se estudió la necesidad de los frenos para el conformado de una pieza con geometrías complejas y se concluyó que eran indispensables para lograr un proceso controlado y exitoso.

1.1. Problemática

El diseño de los frenos es parte del desarrollo de las herramientas en el proceso de embutición. Tanto la colocación y la geometría de los frenos como la altura, radios y holgura óptima puede proporcionar fuerzas restrictivas eficaces y, por tanto, controlar el flujo del material para los resultados deseados. El proceso de optimización de los frenos se lleva a cabo principalmente mediante software de simulación numérica gracias a los grandes avances en la predicción de estos simuladores (Sena & Piyasin 2014).

A día de hoy, existen dos vertientes a la hora de aplicar los frenos en la simulación del proceso de embutición. La primera manera es modelar la geometría exacta del freno sobre la herramienta del pisador y la matriz, a lo que en adelante denominaremos como freno físico. En este caso la chapa estará sometida a los doblados y desdoblados y a la fuerza de fricción generada cuando se desliza a través del freno. Esto implica una adecuación de la malla de la chapa que se traduce en un elevado coste en tiempo computacional.

Por el contrario, la segunda solución consiste en aplicar un modelo de freno equivalente, con el cual sustituir la geometría del freno por una línea proyectada sobre la herramienta del pisador y la matriz. A todos los nodos de la chapa que pasen por esta línea de freno equivalente se les ejerce tanto los esfuerzos de enclavamiento como los esfuerzos de retención que generarían los frenos físicos. El uso de estos modelos de frenos equivalentes evita la necesidad de utilizar una malla excesivamente fina para la chapa y, por consiguiente, se puede lograr un alto ahorro de tiempo computacional. En la Tabla 2 se muestra una comparativa de los tiempos de simulación para dos componentes diferentes con los dos tipos de freno descritos.

Tabla 2 Comparativa de tiempos de simulación entre simulaciones con frenos físicos y con línea de frenos.

| Componente | Tipo de freno | |
|------------------|-------------------|--------------|
| | Freno equivalente | Freno físico |
| Aleta de coche | 20 min | 150 min |
| Lateral de coche | 75 min | 560 min |

Se puede observar en los resultados de la Tabla 2 una reducción del tiempo computacional de en torno a 7-8 veces con el empleo de las líneas de freno reemplazando los frenos físicamente representados sobre la herramienta. Gracias al empleo de este tipo de solución técnica, los procesistas pueden reducir el tiempo necesario para establecer unas condiciones de proceso óptimas, siendo los plazos de entrega uno de los requisitos más exigentes en la industria del automóvil.

Normalmente, el proceso de diseño de frenos está dividido en dos pasos. En el primer paso se marcan unos objetivos en cuanto a estado final de la chapa y se trata de dar con las fuerzas de retención óptimas para el proceso. Para ello, se realiza un proceso de iteración en el cuál se calculan una batería de simulaciones en las que se van variando las fuerzas de retención y se analiza su efecto en el estado final de la chapa. El proceso de iteración varía en función de la habilidad o experiencia del procesista que está dedicado a la simulación del proceso. Esta metodología se puede apreciar en la Fig. 6.

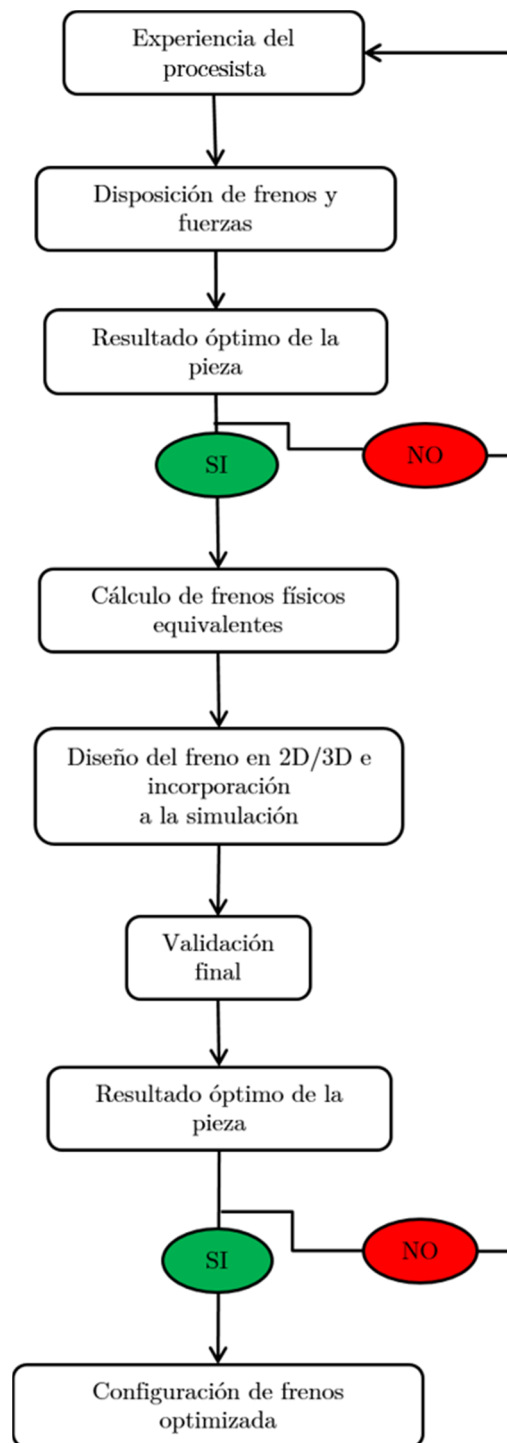


Fig. 6 Diagrama de bloques de metodología para el diseño de frenos.

Una vez obtenidas las fuerzas necesarias y su colocación en el pisador, se procede al segundo paso. En este paso se deben definir las geometrías de los frenos que generan las fuerzas de retención óptimas. Para ello, existen diferentes modelos que son capaces de predecir las fuerzas que se generan en un freno además de la reducción de espesor del material debido al paso por el freno. En base a estos modelos los procesistas son capaces de diseñar las geometrías de los frenos reales. Finalmente, la baja confianza que estos modelos ofrece a los procesistas hace que realicen una validación final en el que esta vez

sí implementan los frenos físicos sobre las herramientas de la simulación y analizan el resultado del proceso con lo que esto implica a nivel de tiempo computacional de la simulación. Esta fase también puede ser un proceso iterativo ya que, según los resultados observados, se deben modificar las dimensiones de los frenos o variar los parámetros del proceso hasta obtener un proceso satisfactorio.

Posteriormente, en pasos posteriores de puesta a punto se observa que las fuerzas de enclavamiento generadas por los frenos difieren de las predichas por los modelos de frenos equivalentes. Se pueden encontrar **diferencias de hasta un 30%** (dato proporcionado por Matrici S.Coop.) en fuerzas de enclavamiento entre los calculados por los modelos de frenos equivalentes y los medidos experimentalmente en la prensa. Además, a pesar de que no haya datos cuantitativos, se ha observado que, al simular con los frenos físicamente representados sobre las geometrías de las herramientas, los valores de fuerzas de enclavamiento son altamente superiores a los que se observan en la realidad. Con lo que, en ninguno de los casos, se advierte una precisión adecuada para el cálculo de los esfuerzos de enclavamiento.

Un efecto adverso de la falta de predicción en el cálculo de la fuerza de enclavamiento es el que a continuación se detalla. Como bien se ha comentado anteriormente, la retención al flujo de la chapa se realiza mediante una combinación de fuerza de pisado y del empleo de frenos. Una vez definidas las geometrías de los frenos, el procesista calcula la fuerza de pisado necesaria para mantener cerrado el pisador contra la matriz y una fuerza de pisado extra para repartir una presión de contacto sobre el material que se encuentra entre el pisador y la matriz. Por lo tanto, la fuerza del pisador se reparte entre el consumo de los frenos para mantener cerradas las herramientas y la fuerza extra encargada de ejercer una presión de contacto adecuada sobre la chapa. En este escenario una mala predicción de los esfuerzos de enclavamiento hace que las fuerzas repartidas sobre el pisador difieran, en gran medida en algunos casos, de la realidad.

Para una mayor comprensión del efecto de estas diferencias sobre el proceso de embutición de un componente industrial, a continuación, se analiza un lateral de coche en el que se han integrado los frenos físicos sobre las herramientas del modelo numérico.

Caso 1: Para este componente se utiliza una fuerza de pisado total de 230 t de pisado que la simulación calcula que 160 t son necesarios para el cierre de los frenos y los 70 restantes se reparten como presión de pisado sobre la chapa. Esto hace que además de cerrar los frenos a lo largo del pisador, se ejerce una presión de pisado inicial de alrededor de 0,5 - 1,5 MPa.

Caso 2: Sin embargo, tomando como referencia los datos proporcionados por la empresa troquelera Matrici S. Coop., el consumo de los frenos real puede ser de entorno a un 60% menor que los esfuerzos predichos por la simulación con los frenos físicos representados geoméricamente. Tomando como base estos datos, serían 96 t los esfuerzos que los frenos consumirían en la realidad y 134 t la fuerza de pisado restante que equivaldría a una presión inicial de 2 - 3 MPa. La comparativa de la distribución de la fuerza de pisado total entre los frenos y la restante para la presión de pisado en cada caso se muestra en la Fig. 7.

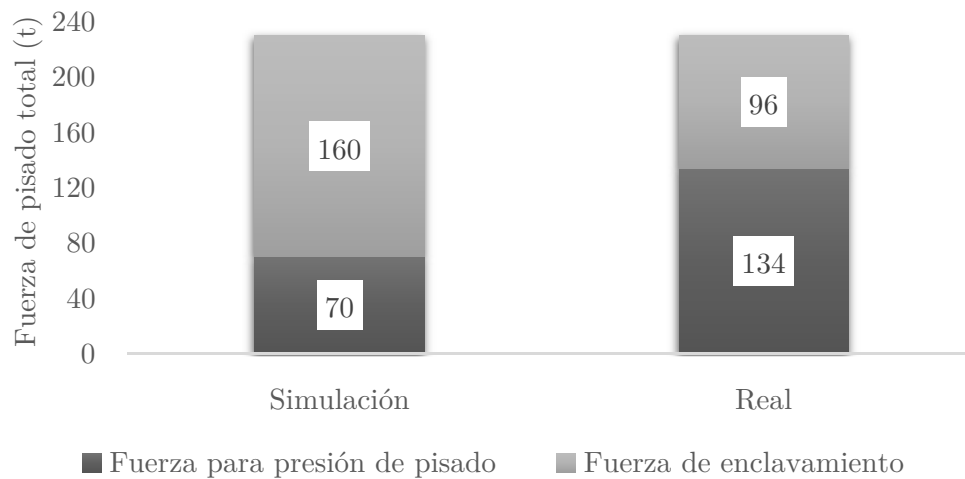


Fig. 7 Comparativa entre la distribución de la fuerza de pisado total en simulación (Caso 1) y la distribución real (Caso 2).

Las distribuciones de presiones sobre la chapa al inicio de la embutición difieren ampliamente y se pueden observar en la Fig. 8.

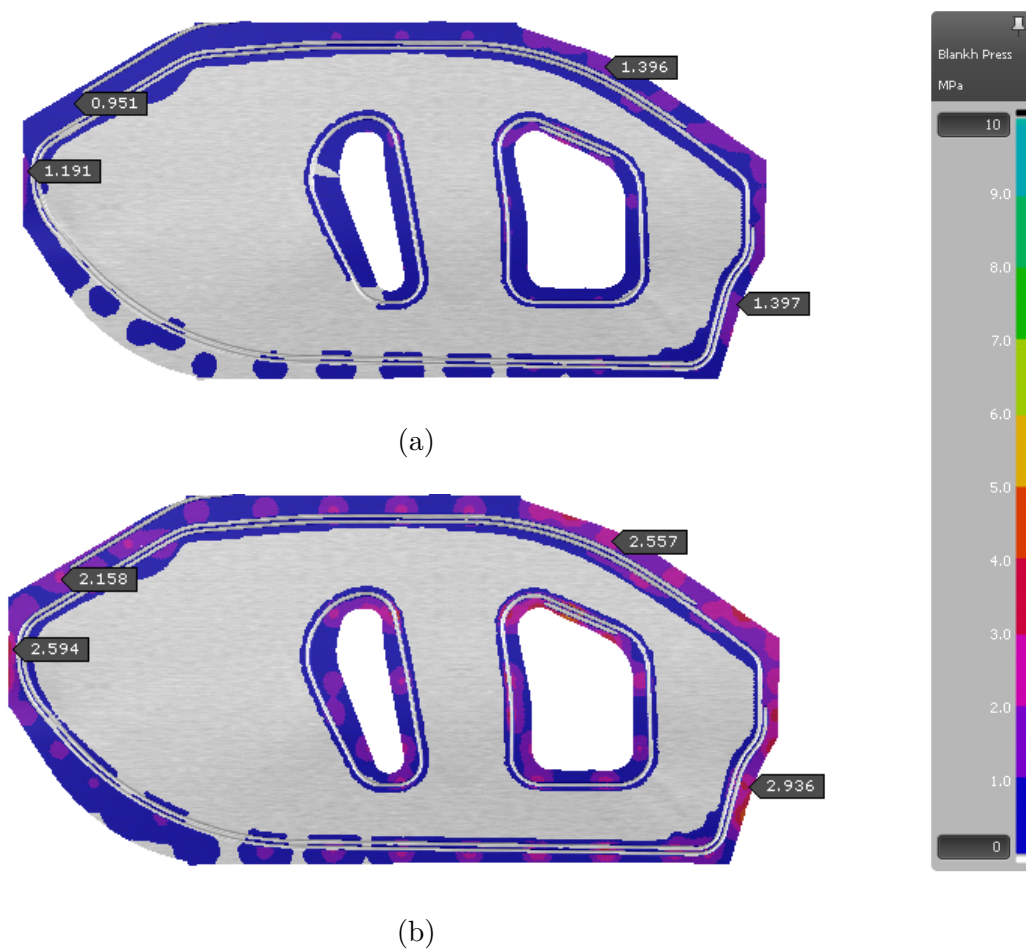


Fig. 8 Distribución de presiones de pisado sobre la chapa para el (a) Caso 1 y el (b) Caso 2.

Estas diferencias en la presión de pisado afectan al comportamiento del proceso de embutición ya que la fuerza de retención aplicada sobre la chapa influye directamente sobre sus deformaciones finales. Para poder analizar cualitativamente los efectos de esta incorrecta predicción de los esfuerzos de enclavamiento de los frenos, se ha analizado la distribución de deformaciones al final de la embutición para el Caso 1 y el Caso 2.

Uno de los criterios principales para los procesistas es que las deformaciones a lo largo de la chapa no superen el límite de deformaciones a los que el material se puede exponer sin que ocurra un fallo en el mismo. Este límite de deformaciones viene definido mediante la curva FLC (Forming Limit Curve) y sirve a los procesistas para observar si alguna zona del componente que están simulando supera el nivel de deformaciones (línea de las figuras) que puede soportar su material. La Fig. 9 muestra el nivel de deformaciones al final de la embutición para el Caso 1 y el Caso 2.

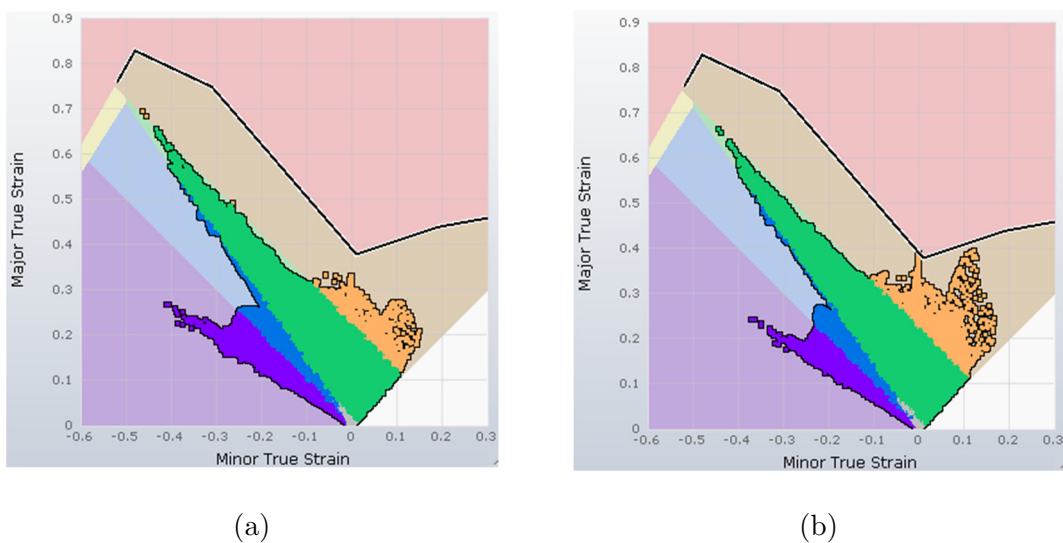


Fig. 9 Nivel de deformaciones del componente al final de la embutición para (a) el Caso 1 y (b) el Caso 2.

Se puede observar que mientras que en el Caso 1 todas las deformaciones de la chapa se encuentran por debajo de la curva FLC con cierto margen de seguridad, en el Caso 2 hay deformaciones que se acercan a la curva FLC e incluso superan esta curva, prediciendo roturas en la chapa. Los procesistas también suelen definir un criterio de reducción de espesor máximo durante el proceso de embutición que suele ser un 20%. Es por ello que también se han analizado las reducciones de espesor de la chapa para cada caso. Estas reducciones de espesor se representan en la Fig. 10.

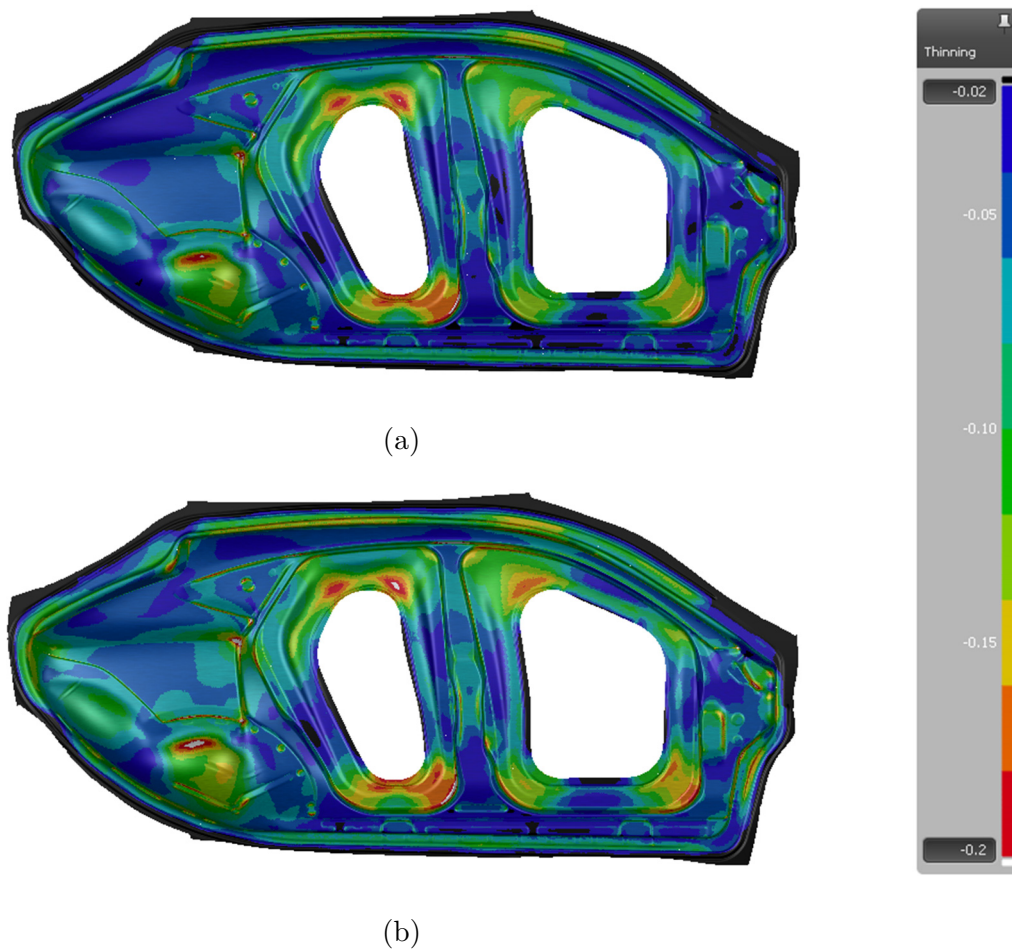


Fig. 10 Distribución de reducciones de espesor a lo largo de la chapa al final de la embutición para (a) el Caso 1 y (b) el Caso 2.

Se muestra que las distribuciones de reducción de espesores se diferencian entre sí y siendo un criterio importante para los procesistas, es una diferencia a tener en cuenta. Todas estas diferencias confirman que la inadecuada predicción de esfuerzos de enclavamiento de los frenos acaba afectando en importantes resultados de la embutición como son las distribuciones de las deformaciones a lo largo del componente. Además, el problema se acentúa ya que es difícil detectarlo antes de que el troquel esté fabricado y se comience con las pruebas iniciales de puesta a punto. En este punto, la capacidad de reacción es menor y el tiempo para las modificaciones es escaso. Aparte de la pérdida en tiempo, hay que tener en cuenta que las modificaciones, y en el peor de los casos el rediseño completo, de troqueles de gran tamaño dan lugar a altos costes monetarios ya que, como se puede apreciar en la Fig. 11, la puesta a punto supone el 31,8% del total del coste del troquel. Por lo que se concluye que estas modificaciones hacen que se reduzcan los márgenes de beneficio y que los plazos de entrega de los troqueles aumenten disminuyendo la competitividad de las empresas troqueleras.

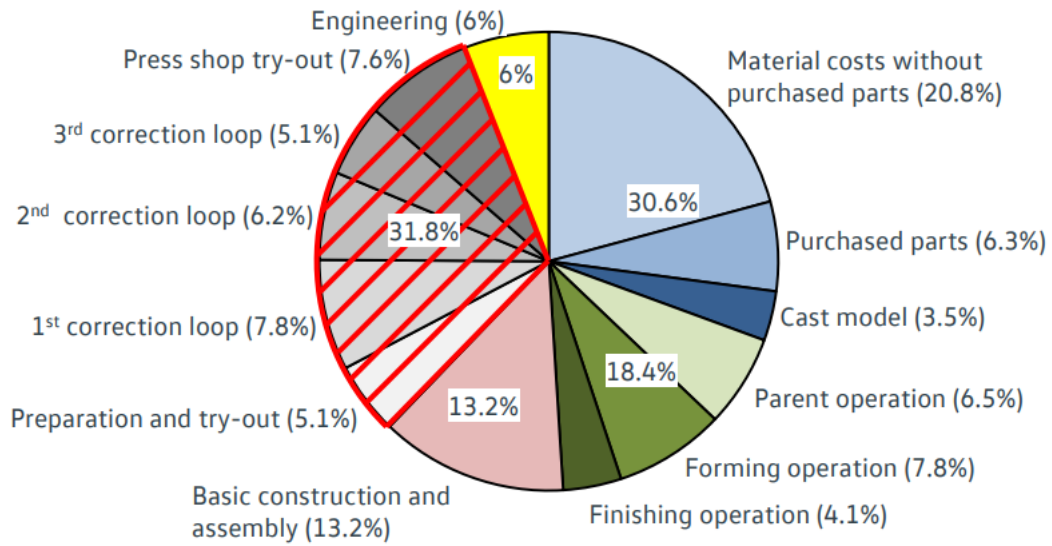


Fig. 11 Distribución de los costes de un troquel de embutición de un panel lateral de un coche (Birkert et al. 2013).

Estado del arte

“Lo importante en la ciencia no es tanto obtener nuevos datos, sino descubrir nuevas formas de pensar sobre ellos”

William Lawrence Bragg

Sinopsis

En 1978, Nine (1978) desarrollaba un ensayo en el que representaba la geometría de un freno por medio de rodillos con el objetivo de medir el coeficiente de fricción de diferentes lubricantes. Los esfuerzos calculados en ese trabajo sirvieron de base experimental para calcular la precisión de los modelos analíticos y numéricos que tenían como fin predecir los esfuerzos producidos por los frenos. Sin embargo, el ensayo experimental no es adecuado para la obtención de los esfuerzos de enclavamiento representativos de un freno de embutición.

La necesidad de hacer uso de modelos analíticos capaces de calcular los esfuerzos de retención y de enclavamiento ha generado que se encuentren en la actualidad numerosos trabajos en los que diferentes investigadores desarrollan modelos. A pesar de ello, la mayoría de los trabajos se centran en el cálculo del esfuerzo de retención, obviando los esfuerzos de enclavamiento. Cabe destacar que, hasta la fecha, únicamente el modelo propuesto por Stoughton (1988) se ha utilizado como base para la implementación en un software de simulación.

Los modelos de simulación numérica son herramientas interesantes para la comprensión del comportamiento de la chapa dentro del freno. Por el contrario, el tiempo computacional que requieren, les convierten en soluciones ineficientes para un uso industrial.

Hace casi 40 años, Nine (1978), publicaba el primer artículo en el que se desarrollaba un ensayo de frenos que tenía como objetivo la caracterización tribológica de varios tipos de lubricantes. Este trabajo, inició una línea de investigación acerca de los frenos que se ha extendido hasta la actualidad. Desde entonces, se han realizado una gran cantidad de trabajos que tratan de explicar los fenómenos que le ocurren al material dentro del freno. En este apartado, se realizará un análisis de los tipos de frenos existentes a día de hoy y los diferentes estudios que se han ido desarrollando hasta la fecha en relación a los frenos de embutición.

2.1. Geometrías de frenos

La necesidad de controlar las deformaciones del material mediante una retención del flujo del mismo está comprobada. Existen diferentes geometrías de freno dedicadas a la función de la retención del flujo. La capacidad de retención de cada una de las geometrías se debe a la cantidad de doblados y desdoblados que se obliga a realizar al material para atravesar toda la sección del freno. En la Tabla 3, se ven las geometrías de frenos utilizadas en los procesos de embutición.

Además de la cantidad de doblados y desdoblados a los que se le somete al material, dentro de cada tipo de freno los procesistas pueden cambiar las dimensiones del freno para aumentar o disminuir la brusquedad del doblado que se le ejerce al material y, por consiguiente, la retención que se aplica al flujo de mismo. Radios grandes suavizan el nivel de doblado al que se le somete al material y se consigue una reducción del nivel de retención. Por el contrario, si se busca un nivel de retención mayor, se puede reducir el radio, R (ver tabla 3), reducir la holgura entre las herramientas, G , y/o aumentar la altura del macho del freno, H , con el objetivo de que el material se vea sometido a doblados más severos. En la Tabla 3 se presentan los diferentes parámetros de cada geometría de freno y su efecto en la fuerza de retención.

Tabla 3: Geometrías de freno y variables de diseño que pueden modificarse para aumentar o disminuir la fuerza de retención.

| Tipo de freno | Geometría de freno | Variables del freno |
|---|--------------------|--|
| <p>Escalón Nivel de retención bajo</p> | | <p>$R1/R2$: radio de entrada/salida $H1$: altura de macho $H2$: altura de hembra G: holgura</p> |
| <p>Circular Nivel de retención medio</p> | | <p>$R1/R3$: radio de entrada/salida $R2$: radio de macho H: altura de macho w: anchura de hembra G: holgura</p> |
| <p>Cuadrado Nivel de retención alto</p> | | <p>$R1/R4$: radio de entrada/salida $R2/R3$: radio de macho H: altura de macho $w1$: anchura de macho $w2$: anchura de hembra G: holgura</p> |

En el caso de un proceso de embutición, se definen diferentes objetivos en función del tipo de pieza que se quiere fabricar. A nivel de piezas de carrocería, uno de los requerimientos clave es obtener un nivel de deformaciones alto para que la pieza tenga una rigidez mínima. Por ello, en este tipo de piezas se suelen introducir frenos de un alto nivel de retención e incluso dos líneas de frenos consecutivas para restringir totalmente el flujo del material y que se consigan deformaciones altas. A la hora de introducir dos líneas de frenos, se pueden combinar frenos de distintas geometrías.

Por el contrario, en piezas estructurales existen dos objetivos contrapuestos. Por un lado, los materiales utilizados con esta función no suelen soportar altos niveles de

deformación por lo que dejar que fluya el material es necesario para que no aparezcan grietas no deseadas. Sin embargo, estos materiales ofrecen una recuperación elástica alta y para poder evitarla se debe deformar el material hasta un mínimo nivel de deformación. En general, para este tipo de piezas los frenos utilizados no suelen ser tan restrictivos, aunque sí indispensables.

Otro aspecto a tener en cuenta a la hora de diseñar los frenos de embutición es la posibilidad de que el material se pueda conformar a la geometría que el freno le requiere sin generar roturas. En ocasiones en las que el material no sea capaz de conformarse a la forma que las dimensiones del freno requieren, se suele considerar el uso de dos líneas de freno que combinadas ejerzan la misma fuerza de retención sin arriesgar la rotura del material por el conformado del freno.

2.2. Modelizado de frenos

En el **Capítulo 1** se ha presentado la necesidad del uso de modelos de freno (denominados frenos equivalentes en dicho capítulo) con el objetivo de disminuir el tiempo computacional que supone la inserción de los frenos físicos en la simulación del proceso de embutición. Para este objetivo, los modelos analíticos son la mejor solución técnica, puesto que el tiempo computacional que necesitan para el cálculo de los esfuerzos es muy reducido en comparación con los modelos numéricos. Paralelamente, también se han publicado numerosos trabajos en los que se desarrollaron modelos numéricos que servían como herramienta para comprender cuál es el comportamiento del material dentro del freno.

En este apartado se van a presentar las aportaciones científicas más relevantes que se han realizado entorno al desarrollo de modelos analíticos y numéricos de frenos.

2.2.1. Modelos analíticos

El comportamiento del material en su paso por los frenos se empezó a analizar experimentalmente en el trabajo realizado por Nine (1978). El objetivo primordial de este trabajo era conocer el coeficiente de fricción de diferentes tipos de lubricantes para aceros y aluminios. La Fig. 12 muestra el ensayo desarrollado en ese trabajo que supuso una nueva metodología para la obtención del coeficiente de fricción. En este ensayo se tiraba de la chapa haciéndola fluir entre las superficies de una geometría de freno con herramientas fijas y luego se intercambiaban las herramientas por rodillos giratorios. Posteriormente, se comparaban los resultados de las fuerzas obtenidas con las herramientas fijas y las de los rodillos y, asumiendo que las diferencias venían dadas por la fricción, se calculaba el coeficiente de fricción. Más adelante se observará que el ensayo experimental desarrollado por Nine, no es adecuado para la obtención del esfuerzo de enclavamiento ya que la parte del macho del freno solo cuenta con un rodillo que hace la función del punzón del freno. Sin embargo, se observará que el uso de las caras planas del macho contiguas al punzón es indispensable para la correcta medición de los esfuerzos de enclavamiento. A pesar de ello, los resultados experimentales obtenidos en este trabajo

sirvieron también como referencia para posteriores análisis de la precisión de diferentes modelos de frenos equivalentes.

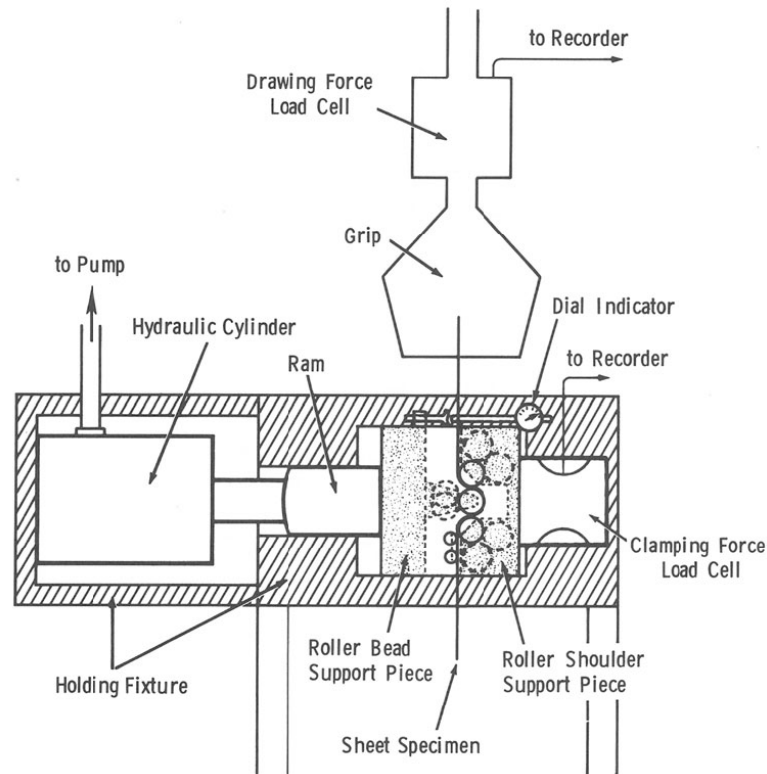


Fig. 12 Representación esquemática del ensayo propuesto por Nine (1978) para el cálculo experimental de las fuerzas generadas por un freno.

El primero en usar los datos de Nine para comparar los resultados de un modelo de frenos equivalentes con datos experimentales fue Wang (1982). En este trabajo, se desarrolló un modelo de frenos equivalente dividiendo la longitud de la chapa entera en pequeños segmentos en los que se tenían que cumplir las ecuaciones de equilibrio de momentos y esfuerzos. Las fuerzas de retención obtenidas por este modelo diferían en un 15% para los aceros y en un 20% en el caso de los aluminios con respecto a los resultados experimentales de Nine. Wang (1982) explicaba que estos errores se debían a que no se habían considerado parámetros del material tales como la velocidad de deformación, sobre todo para el caso de los aceros, y el efecto Bauschinger y la deformación por cortadura en los doblados. En este trabajo no se calcularon los esfuerzos de enclavamiento.

En ese mismo año, Nine (1982) extendió la base de datos experimentales ensayando más materiales y calculó las fuerzas de retención mediante el modelo de Wang (1982) para comprobar si la ley de Coulomb era aplicable en la zona de los frenos. Al comparar los resultados, concluyó que la ley de Coulomb no es aplicable cuando se producen presiones de contacto altas debido al doblado de materiales de espesor elevado sobre radios pequeños.

Más adelante, basándose en el principio de los trabajos virtuales, Levy (1983) desarrolló un modelo en el que incluyó el efecto de la velocidad de deformación y la anisotropía del material. Además, se añadieron unos factores correctores que se ajustaban

a los resultados experimentales obtenidos por Nine (1978). La introducción de los efectos de la velocidad de deformación y la anisotropía del material aumentaban la precisión del modelo, puesto que representaban mejor las condiciones del material. Sin embargo, el trabajo estaba dirigido al aumento de precisión de los cálculos del esfuerzo de retención y no se obtuvieron resultados en base a los esfuerzos de enclavamiento.

En 1985, J. M. Yellup (1985) observó experimentalmente que la forma que adoptaba la chapa en la sección del freno no era simétrica con respecto al centro del freno. Además, mencionaba que esta asimetría se evidenciaba en mayor medida en los frenos de alturas de punzón bajas y en los que se usaban separadores para evitar el cierre completo del freno. Por ello, desarrolló un modelo en el que corregía la forma de la chapa para hacerla coincidir con lo visto experimentalmente, como se puede apreciar en la Fig. 13. De esta manera aumentaba la precisión en cuanto a la predicción de esfuerzos de retención en comparación con resultados experimentales, sobretodo, para las alturas de freno reducidas. Durante estos ensayos experimentales, no se realizaba un cierre completo del freno, sino que se dejaba una apertura de 0,1 mm entre las caras planas (el gap es visible en la Fig. 2). En este estudio no se incluyeron cálculos del esfuerzo de enclavamiento.

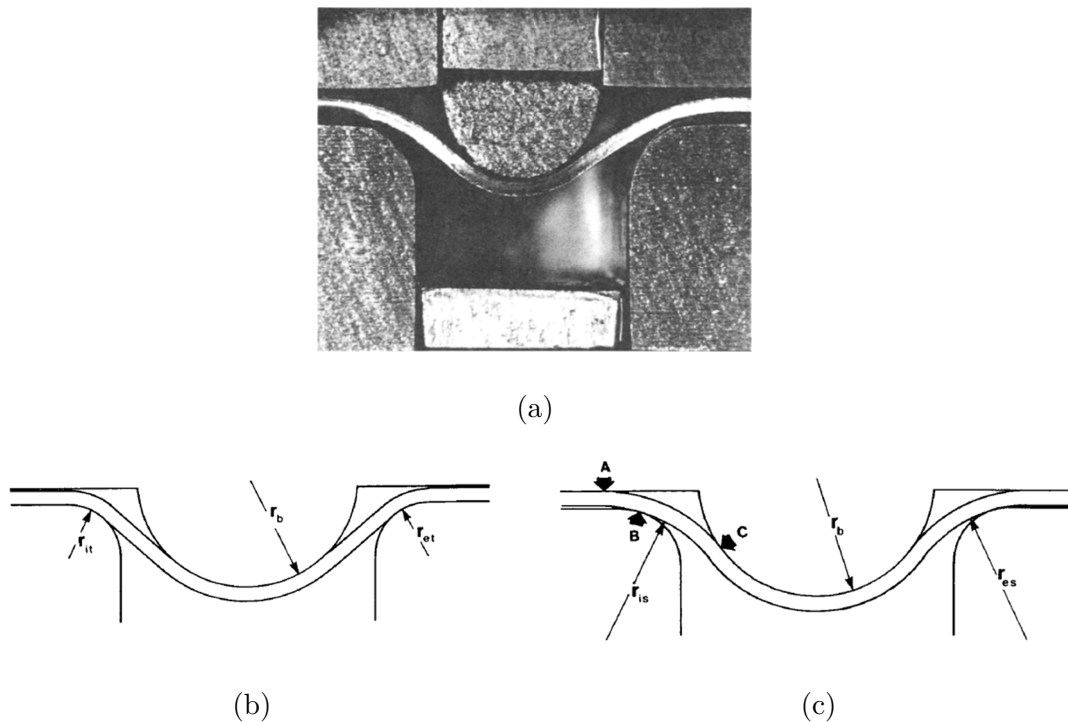


Fig. 13 (a) Fotografía donde se muestra el perfil que adopta la chapa al pasar por el freno. Representación gráfica del perfil que adopta la chapa cuando (a) el contacto es simétrico en cuanto al centro del freno y (b) una vez corregido la forma de la chapa (J. M. Yellup 1985).

Triantafyllidis et al. (1986) desarrollaron un modelo para que, paso a paso, se pudieran calcular las deformaciones y tensiones de cada punto del material a lo largo de su paso por el freno. De esta manera, además de poder calcular las fuerzas de retención y de enclavamiento, también podía analizar la distribución de deformaciones que se generaba en la chapa y así poder predecir posibles roturas del material dentro del propio

freno. Así mismo, se analizó la diferencia que había en la distribución de las deformaciones entre la situación de enclavamiento y la situación de tiro de la chapa, como se puede observar en la Fig. 14. También mencionó que, así como en el caso de la fuerza de retención el coeficiente de fricción es muy importante, tiene un papel despreciable en el esfuerzo de enclavamiento.

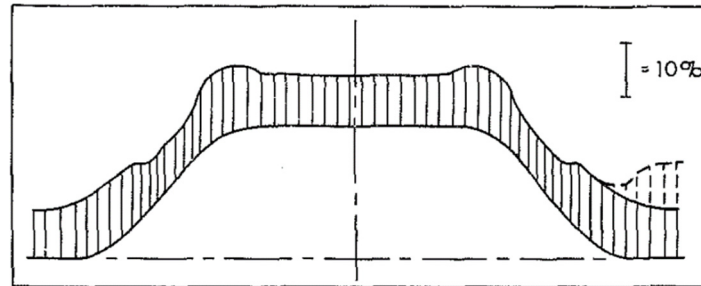


Fig. 14 Distribución de deformaciones en una chapa a lo largo de un freno en situación de enclavamiento (línea sólida) y de tiro (línea discontinua).

En la continuación de este trabajo (Maker et al. 1987), se validó el modelo mediante ensayos experimentales obtenidos por un ensayo de frenos desarrollado en sus laboratorios. Así como en el ensayo desarrollado por Nine (1978) el utillaje se colocaba sobre una máquina de tracción convencional, como se aprecia en la Fig. 15, en este trabajo no se hacía uso de ninguna máquina de tracción y tanto el actuador de la fuerza vertical como la horizontal se realizaba por cilindros hidráulicos independientes.

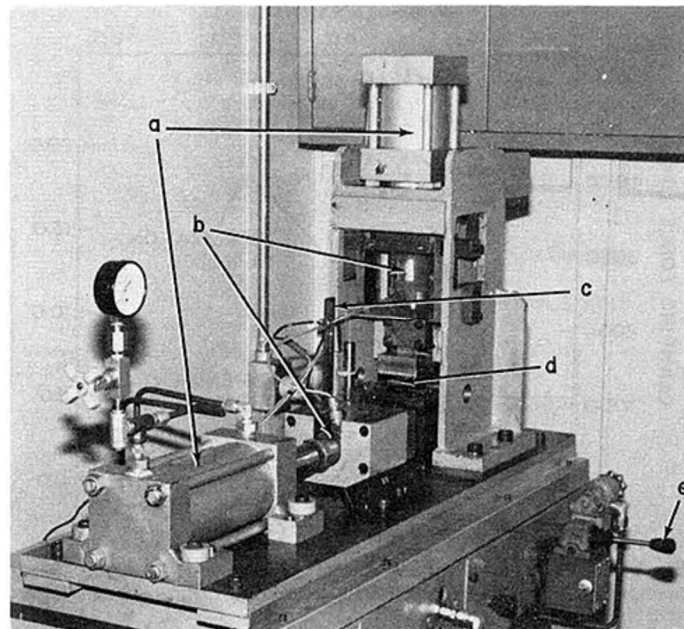


Fig. 15 Ensayo de frenos desarrollado en el trabajo de (Maker et al. 1987): (a) cilindros hidráulicos, (b) células de carga, (c) LVDT, (d) postizos de frenos y (e) válvulas de control.

A nivel de los esfuerzos de retención, mientras que para algunas condiciones estudiadas las predicciones eran de alta precisión, en algunos casos se apreciaron errores de entorno al 18%. Analizando los valores de enclavamiento, a pesar de que en el ensayo experimental el cierre del freno se interrumpió a falta del 10% del espesor de la chapa para cerrar completamente las herramientas, se encontraron diferencias del 45-50% entre el modelo y el experimental. Como en el trabajo de Nine (1982), los errores fueron atribuidos a que la ley de Coulomb no era aplicable en los frenos y se proponía mejorar el modelo con otra ley diferente de fricción.

Posteriormente, Stoughton (1988) desarrolló el modelo más utilizado hasta la fecha como modelo de frenos equivalentes. Eso se debe en gran medida a que el software de simulación comercial Autoform® lo implementó en su código. Este modelo se construyó en base a que la retención del freno debe igualar al trabajo necesario para los doblados a los que se le somete al material y los esfuerzos de fricción que se oponen al flujo del material. En él, se dividieron diferentes zonas del freno en los que el material se verá sometido a un doblado o desdoblado y al contacto entre chapa y herramienta. En la Fig. 16 se muestran las 6 zonas en las que el material en su paso por el freno se ve sometido a un doblado y desdoblado de manera alternativa.

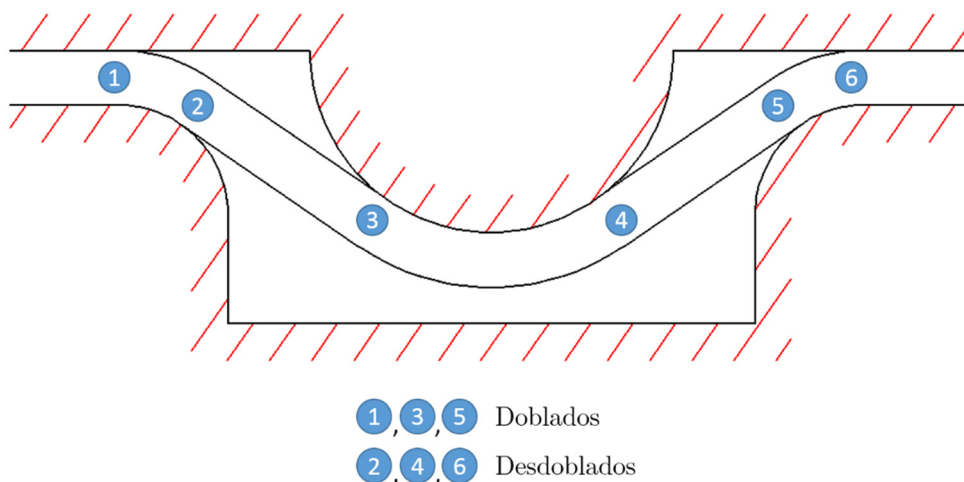


Fig. 16 Representación gráfica de las zonas en las que el material pasa a ser doblado o desdoblado en un freno circular.

La forma que la chapa produce en su paso por el freno se consideró simétrica respecto al centro del macho. El ángulo del contacto entre la chapa y las herramientas se calculó considerando que el material no abraza completamente a los radios y que se traslada hasta el siguiente radio formando una tangencia entre ambos radios. Estos ángulos variaban en función de la altura del macho, H , la holgura entre el macho y las paredes de la hembra, G , y, finalmente, el espesor de la chapa. La fuerza de retención, DBRF, se calculó mediante la siguiente ecuación,

$$DBRF = \left((F_1 e^{\mu\theta} + \mu F_e + F_2 + F_3) e^{2\mu\theta} + \mu F_e + F_4 + F_5 \right) e^{\mu\theta} + F_6 \quad (1)$$

dónde $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$ son las fuerzas de doblado y desdoblado de la chapa, F_e es la fuerza elástica debido al enclavamiento inicial del macho del freno, μ es el coeficiente de fricción existente entre la chapa y las herramientas y θ es el ángulo de contacto entre la chapa y los radios del freno. Este modelo es extensible a diferentes materiales y dimensiones de freno, puesto que, las fuerzas dependen de las propiedades del material y los ángulos de contacto dependen de la geometría del freno y del espesor de la chapa.

Para calcular la fuerza de enclavamiento, se obtienen las componentes verticales de cada esfuerzo que se produce entre la chapa y la herramienta y se suman para obtener la fuerza necesaria para mantener cerrado el freno. Al comparar los resultados experimentales obtenidos por Nine (1982) con el modelo que se propuso en este trabajo se observan resultados precisos en el caso de la fuerza de retención aunque había diferencias de aproximadamente un 10% en el cálculo de la fuerza de enclavamiento. Sin embargo, como se ha mencionado anteriormente, los resultados experimentales de las fuerzas de enclavamiento obtenidas por Nine (1982) se cuestionarán por el autor de esta tesis más adelante, por lo que las diferencias observadas por Stoughton podrían variar en comparación con los esfuerzos de frenos de embutición reales.

En el trabajo de Sanchez y Weinmann (1996) se desarrolló un modelo en el que el contacto entre chapa y freno no era simétrico respecto al centro del freno, como se muestra en la Fig. 17. Basado en el modelo de Wang (1982), utilizó un enfoque de plasticidad incremental paso a paso con el que era capaz de obtener el histórico de deformaciones de cada fibra a lo largo del espesor del material. Además, también se podían calcular los esfuerzos y momentos internos y externos que actuaban a lo largo de la chapa, la curvatura y perfil que adoptaba la chapa en el freno y las tensiones a las que estaba sometido el material en cada punto. En comparación con los resultados experimentales obtenidos con el utillaje de ensayo de frenos desarrollado por Nine (1978), las fuerzas de retención diferían en algunos casos en un 9%, mientras que para las fuerzas de enclavamiento ascendían hasta el 15%. Como se ha mencionado con anterioridad, en este trabajo se pondrán en cuestión los resultados obtenidos con ensayos como el de Nine (1978) o similares, por lo que estas diferencias no se consideran representativas con respecto a los esfuerzos de enclavamiento de un freno de embutición. Sin embargo, las diferencias que observaba las relacionaba con que la velocidad de deformación no se tenía en cuenta y que los resultados experimentales no eran completamente fiables. Además, también concluyó que para casos en los que el problema se pudiera considerar como flexión pura, el modelo se simplificaba bastante ya que se podía hacer una relación directa entre la curvatura y el momento flector.

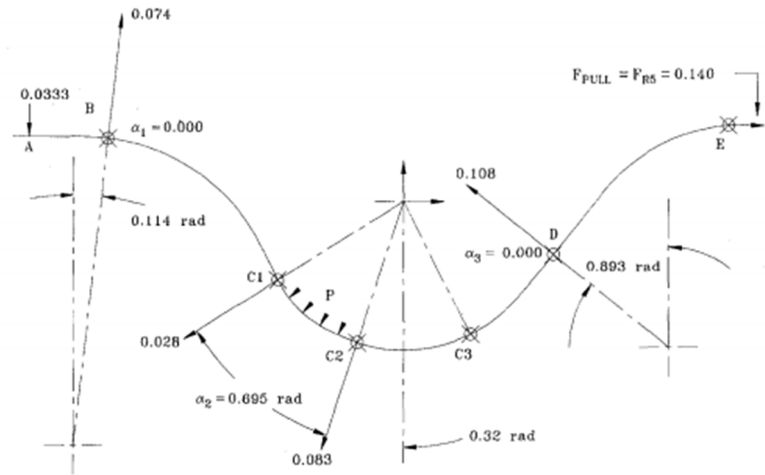


Fig. 17 Cálculo del contacto entre chapa y freno no simétrico respecto al centro del freno siendo el coeficiente de fricción cero (Sanchez & Weinmann 1996).

Keum et al. (2001) se basaron en el modelo de Stoughton para desarrollar un modelo de frenos equivalente en el cuál las fuerzas y deformaciones que se generaban en el material se calculaban en función de la dirección relativa del flujo del material respecto al freno. Como se puede observar en la Fig. 18, a diferencia del modelo de Stoughton, también se aplicaba una diferencia en el cálculo de fuerzas al tener en cuenta los esfuerzos correspondientes a las caras planas contiguas a los radios de entrada y salida del freno.

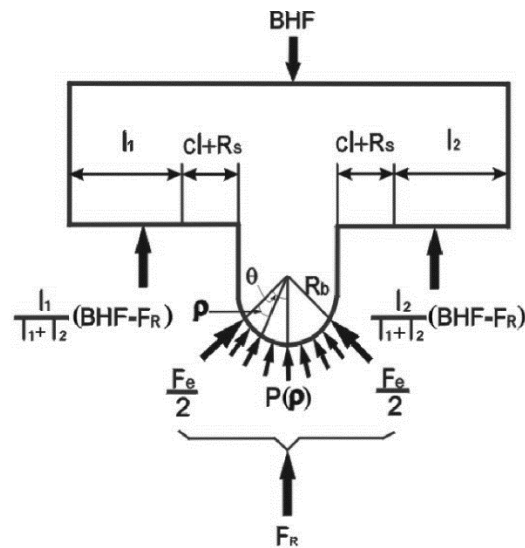


Fig. 18 Diagrama del sólido libre de un freno circular (Keum et al. 2001).

En este modelo, además de calcular diferentes geometrías como freno circular y escalón, también se podían calcular frenos dobles que los combinaron sumando los efectos de cada freno de manera independiente, ver Fig. 19. La predicción de este modelo, en cuanto a esfuerzos de retención y las deformaciones con las que el material sale del freno, se comparó con resultados experimentales. Estos resultados experimentales se obtuvieron por un ensayo de frenos que estaba basado en el ensayo desarrollado por Nine (1978) y que se modificó posteriormente en el trabajo de Kim y Kim (1991). Las diferencias de los esfuerzos de retención y de las deformaciones del material eran reducidas aunque debido

al modo en el que se muestran los resultados, no se ha logrado obtener una diferencia cuantitativa clara. Tampoco se mostraron diferencias entre el modelo propuesto en este trabajo y resultados experimentales de esfuerzos de enclavamiento.

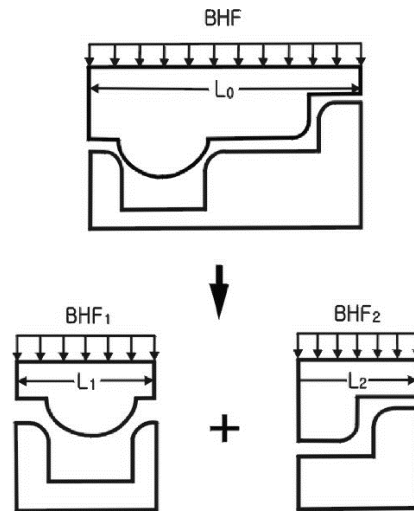


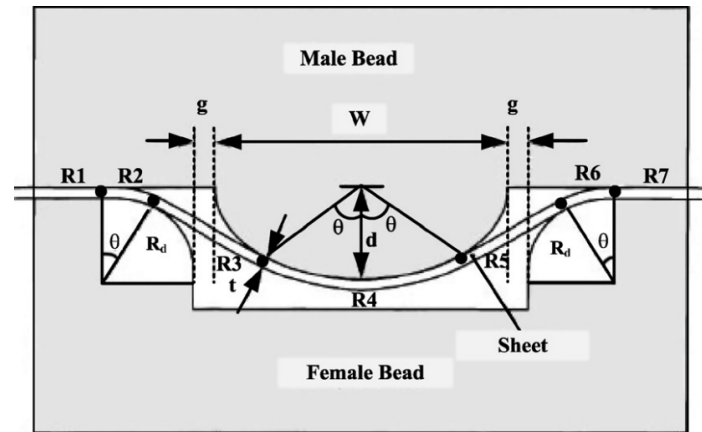
Fig. 19 Freno doble de freno circular más freno de escalón (Keum et al. 2001).

Courvoisier et al. (2003) desarrollaron un modelo analítico en el que además de calcular las fuerzas por el efecto de doblado y desdoblado, también introducía el estiramiento del material. De manera iterativa y paso a paso se podían obtener las deformaciones y tensiones de cada zona de la chapa y se calculaban los esfuerzos internos y el momento flector. A pesar de que los cálculos se realizaron considerando un endurecimiento isotrópico del material, en el modelo se podían implementar endurecimientos cinemáticos. Para cuantificar la precisión de este modelo en la predicción de deformaciones y fuerzas generadas en el freno, se comparó con los resultados de un modelo de elementos finitos 2D desarrollado en este mismo trabajo. A nivel de fuerzas, se podían encontrar desviaciones máximas de entorno al 15% para tanto las fuerzas de enclavamiento como de retención. Los resultados también fueron analizados con respecto a los esfuerzos de retención obtenidos experimentalmente por Nine (1978) y se encontraron diferencias máximas de hasta un 15%. Del mismo modo, también se hizo uso de la simulación para, variando diferentes parámetros de fricción, material y geométricos en los frenos, analizar su efecto sobre el comportamiento de la chapa en su paso por el freno. En este estudio se observó que, así como el endurecimiento del material, la fricción y la altura del freno tenían un alto impacto en la fuerza de retención, el módulo de Young no afectaba en gran medida al valor de retención.

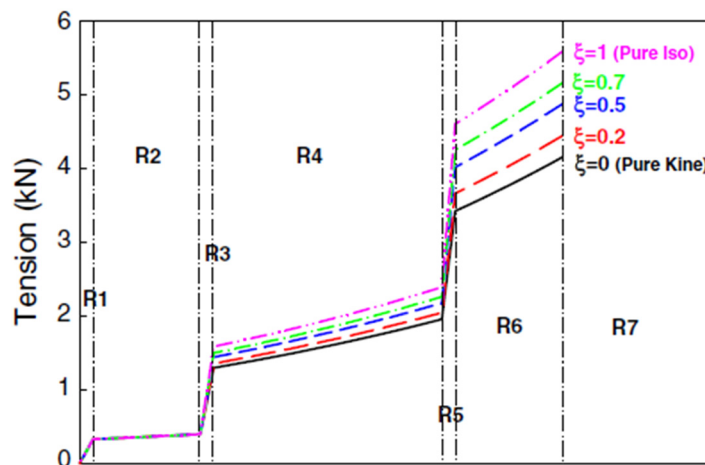
Firat et al. (2008) modificaron el modelo de Stoughton (1988) para tener en cuenta la dirección en la que estaba fluyendo el material con respecto a la dirección de laminación de la chapa. Posteriormente, calcularon los resultados de su modelo con resultados experimentales obtenidos por Green (2005) en el cuál se usaban separadores del espesor de la chapa utilizada más un 0,4 mm extra para evitar un cierre completo del freno y se podían observar diferencias en fuerzas de retención de hasta el 38% para aceros de alta resistencia. En este trabajo no incluyeron cálculos de los esfuerzos de enclavamiento.

Un año después, Firat et al.(2009) publicaron un modelo analítico en el que además de ser capaz de calcular la fuerza de retención y de enclavamiento y la reducción de espesor, también se podía calcular el consumo de material debido al enclavamiento del freno. Al comparar este modelo con un modelo que únicamente tiene en cuenta las fuerzas que se generan en el freno se pueden apreciar grandes diferencias en cuanto a consumo de material. Comparando con mediciones experimentales del consumo de chapa en el proceso de embutición de una pieza real, se aprecia que el modelo desarrollado en este trabajo era más preciso. Sin embargo, en este trabajo no se compararon los resultados de los cálculos para el esfuerzo de enclavamiento y retención, por lo que se desconoce la precisión del modelo propuesto.

Lee et al.(2008) propusieron un modelo semi-analítico en el que incluyeron un criterio de fluencia anisotrópico, Yld2000-2d, y el modelo de endurecimiento mixto de Chaboche (1986). En el trabajo se analizó el efecto del endurecimiento del material en la fuerza de retención durante el paso por el freno. En ese análisis, además de observar que había una gran diferencia de la tensión longitudinal al salir del freno entre diferentes endurecimientos del material, se pudo observar que las diferencias se originaban cuando el material pasaba de estar doblado en un sentido a invertirle su curvatura, ver Fig. 20. Esto se debía a que el modelo de endurecimiento tiene un alto impacto en las tensiones cuando el material se ve sometido a una inversión en la deformación (Chun et al. 2002; Silvestre Soriano et al. 2014). Las diferencias en el cálculo del esfuerzo de retención entre el modelo de endurecimiento puramente cinemático y puramente isotrópico eran de entorno al 25%. La influencia del criterio de fluencia también fue analizada, aunque en este caso no se pudo apreciar una gran influencia entre los resultados de fuerza de retención. Usaron los datos experimentales del trabajo de Keum et al. (2001) para analizar la precisión de su modelo y los compararon aplicando un material puramente cinemático, puramente isotrópico, mixto y el modelo de Stoughton (1988). En esta comparativa se observó que tanto el modelo puramente isotrópico como el modelo de Stoughton sobrestimaban los esfuerzos de retención hasta en un 20%. El modelo mixto es el que ofrecía resultados más precisos cometiendo errores de menos del 1%. Este trabajo no mostraba ningún resultado ni comparativa en cuanto a los esfuerzos de enclavamiento.



(a)



(b)

Fig. 20 Evolución de b) la fuerza longitudinal del material en su paso por a) el freno en función del tipo de endurecimiento del material (Lee et al. 2008).

Moon et al. (2010) modificaron el modelo propuesto por Keum et al. (2001) incluyendo un criterio de fluencia anisotrópico propuesto por Barlat et al. (2003) y el modelo de endurecimiento cinemático desarrollado por Chaboche (1986). En este trabajo se estudiaron frenos de tipo circular, escalón y cuadrado y se validó la precisión del modelo analítico con un modelo 2D de simulación. Al comparar los resultados obtenidos por el modelo analítico con resultados obtenidos mediante un modelo numérico de elementos finitos, se observó que a pesar de que las diferencias en fuerzas de retención se encontraban por debajo de un 5% en todos los casos, para las fuerzas de enclavamiento existían diferencias de hasta el 17%.

2.2.2. Modelos de simulación numérica

Los programas de elementos finitos han sido una herramienta muy efectiva para la comprensión del comportamiento del material a su paso por el freno (Xu et al. 1997). Huh et al. (1997) estudiaron el consumo de material debido al enclavamiento de un freno de 6 mm de altura de punzón. Además, se analizó numéricamente la evolución de la fuerza de enclavamiento a medida que el freno se adentraba en la ranura y se veía que el 40% del valor de la fuerza se producía en las últimas 5 décimas de milímetro.

Kim et al. (1997) también estudiaron el enclavamiento del freno numéricamente y validaron su modelo con ensayos experimentales. Como se puede apreciar en los resultados de la Fig. 21, a pesar de dejar una separación de 1 décima de milímetro hasta el cierre completo del freno, se veía que la fuerza de enclavamiento se incrementaba exponencialmente en las últimas décimas de milímetro. Además, se pudo observar una gran discrepancia en los valores de la fuerza a partir del último milímetro previo al cierre completo entre las herramientas.

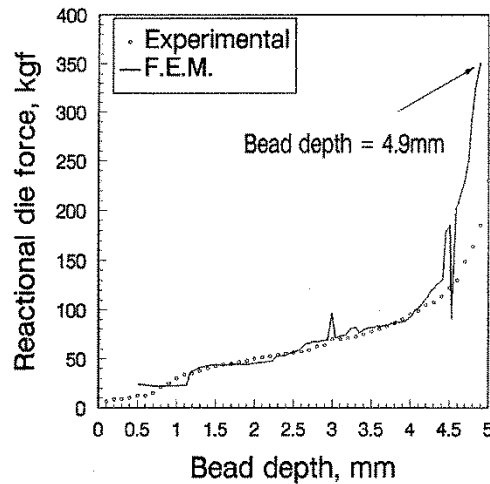


Fig. 21 Evolución de la fuerza de enclavamiento durante el cierre del freno (Kim et al. 1997).

En el trabajo de Yang et al. (2002), se desarrolló un modelo 2D en el que se estudiaba la influencia de las dimensiones del freno en la fuerza de pisado. En este caso también se comparaban los resultados del modelo de elementos finitos con resultados experimentales y se veían valores muy similares. Sin embargo, como en el caso del trabajo de Kim et al. (1997), no se llegó al cierre completo de las herramientas.

Carleer et al. (1994) estudiaron el comportamiento del material al pasar por el freno en una simulación 2D y añadió que además de calcular las fuerzas, también era necesario calcular el adelgazamiento del material. En 1998, basándose en los estudios anteriores de Carleer, Meinders et al. (1998) implementaron su modelo de freno equivalente donde se podía calcular la deformación del espesor de la chapa en un modelo de simulación numérica 3D. Como se puede observar en la Fig. 22, un freno se sustituía por una línea de freno equivalente en una simulación 3D de un proceso de embutición en la que el

material se veía sometido a unos esfuerzos de enclavamiento y retención y a una reducción del espesor.

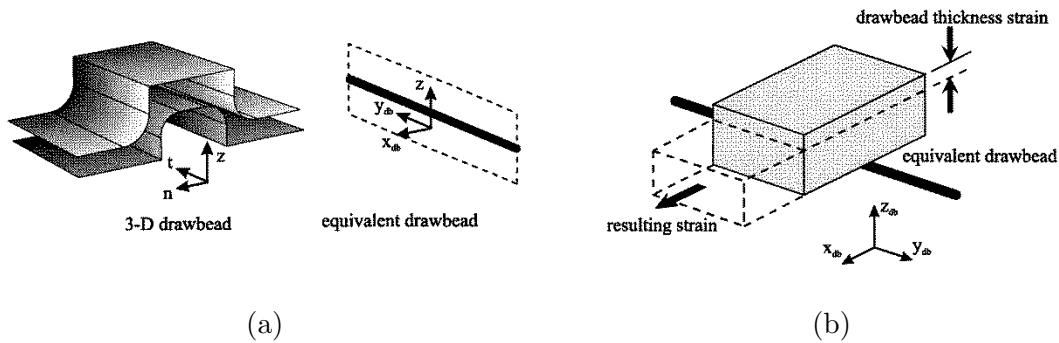


Fig. 22 Representación gráfica de (a) la implementación del freno equivalente y (b) la aplicación de la reducción de espesor al material que pasa por él.

You (1998) introdujo el efecto Bauschinger en un modelo de frenos 2D y comparó sus resultados a los obtenidos por Nine (1978) experimentalmente. Los resultados provenientes del modelo numérico con la ley de endurecimiento cinemático ofrecían errores menores al 3% con respecto a los resultados de los esfuerzos de retención experimentales de Nine. En cuanto al esfuerzo de enclavamiento, no se mostraron resultados del modelo.

Ferran et al. (1998) analizaron numéricamente el paso del material por un freno a partir de un modelo 3D y elementos shell mediante la herramienta LS-DYNA-3D[®] y otro modelo 2D en el software de simulación Abaqus[®], como se puede apreciar en la Fig. 23. En el trabajo se varió el radio de los frenos para analizar su influencia en las deformaciones longitudinales que se generan. Se pudo observar que el perfil que adoptaba la chapa en el freno difería entre el proceso de enclavamiento y en el que se tira de la chapa, ver Fig. 23. También se aprecia el rizo de material que se forma en el radio de salida de la hembra del freno. Además, comparó las predicciones numéricas de las deformaciones generadas en la chapa y los esfuerzos de retención con resultados obtenidos experimentalmente mediante un ensayo desarrollado en el trabajo de Barboza (1997) y concluyó que los elementos sólidos implementados en la simulación 2D proporcionaban mayor precisión que los elementos shell en el modelo 3D. No se incluyeron resultados sobre los esfuerzos de enclavamiento.

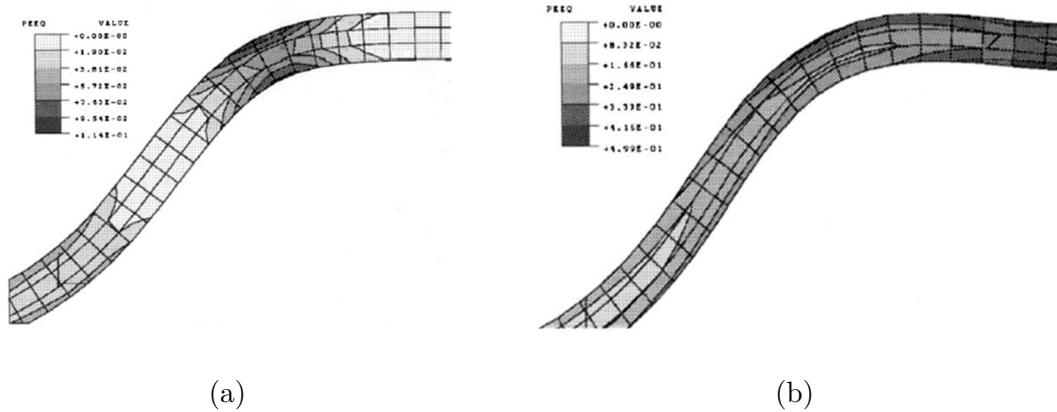


Fig. 23 Perfil de la chapa al (a) haber enclavado el freno y (b) en situación de tiro de la chapa (Ferran et al. 1998).

En la zona de frenos, la chapa además de doblar y desdoblarse, también debe deslizarse superando la fuerza de fricción que se genera entre las superficies de contacto. Se puede presumir que, con el aumento del coeficiente de fricción, las fuerzas de fricción que se generan en el contacto entre chapa y herramienta aumentan, incrementando la fuerza de retención global del freno. Sin embargo, el coeficiente de fricción no afecta en la fuerza de retención únicamente mediante la fuerza de fricción, sino que a pesar de que se suele asumir que en los frenos la chapa abraza perfectamente la geometría de la herramienta, se ha podido observar que la geometría que adopta la chapa a su paso por el freno está influenciada por la fricción. Este efecto se puede observar en el trabajo de Pereira et al. (2007), en el que se podía apreciar la geometría que tomaba la chapa al pasar por un freno cuadrado con dos coeficientes de fricción diferentes, ver Fig. 24. Esto hace que las deformaciones en la chapa cambien y a su vez las tensiones y esfuerzos que se producen.

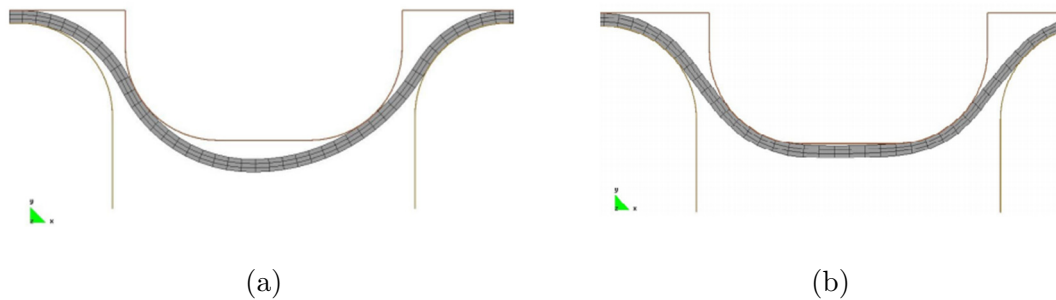


Fig. 24 Perfil de la chapa al pasar por un freno con a) coeficiente de fricción = 0 y b) coeficiente de fricción = 0,13 (Pereira et al. 2007).

En el trabajo de (Larsson 2009) se estudió la influencia de diferentes parámetros en los resultados de una simulación 3D con elementos shell y un freno de tipo circular. Se dividió el freno en diferentes superficies para analizar el efecto de cada una independientemente. La Fig. 25 muestra las superficies del freno diferenciadas. Gracias a ese estudio se pudo demostrar que la superficie que gobierna la cantidad de fuerza necesaria para enclavar el freno se trata de la superficie plana encima del radio de salida

del freno (superficies 1 y 3). Se podía observar que alrededor del 90% de la fuerza de enclavamiento estaba impuesta por las caras planas, superficies 1 y 3 en la Fig. 25. Éste es un dato muy relevante ya que en muchos ensayos experimentales como el de Nine (1978), que ha sido usado a modo de comparativa de modelos de frenos equivalentes analíticos, no se empleaban esas caras planas contiguas a la entrada y salida del freno para el cierre del macho del freno contra la hembra. También se demostró que las superficies del freno macho, superficie 2, y el radio de salida, superficie 6, son las responsables de las fuerzas de retención.

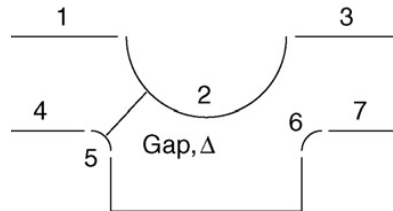


Fig. 25 División de superficies del freno para poder analizarlas el efecto de cada superficie (Larsson 2009).

En cuanto al tamaño de malla se pudo observar que la variación del tamaño de malla, desde 0,25 mm hasta 1,5 mm, tenía una gran influencia en la fuerza de enclavamiento y las tensiones longitudinales de las superficies de la chapa exteriores, mientras que no se apreció que fueran muy influyentes en las fuerzas de retención. Se compararon mallas con diferentes cantidades de puntos de integración y se concluyó que a partir de 7 puntos de integración los resultados eran muy similares entre sí. En referencia a los modelos de endurecimiento, se compararon materiales con diferentes niveles de efecto Bauschinger mediante un parámetro α que variaba de 0 (puro cinemático) a 1 (puro isotrópico). Se pudo observar que el contacto entre chapa y herramienta variaba en función del tipo de endurecimiento que se aplicaba en el modelo, como se puede apreciar en la Fig. 26. Esto lleva a considerar que el modelo de endurecimiento no afecta únicamente en el nivel de tensiones y deformaciones por las que el material va a pasar en su paso por el freno, sino que la forma que va a adoptar la chapa también se ve afectada por el modelo de endurecimiento. También analizó la influencia de la holgura y los radios de entrada y salida del freno en la fuerza de enclavamiento. En este análisis se vio que la holgura no tiene un gran efecto en la fuerza de enclavamiento mientras que los radios del freno hembra tienen una mayor influencia.

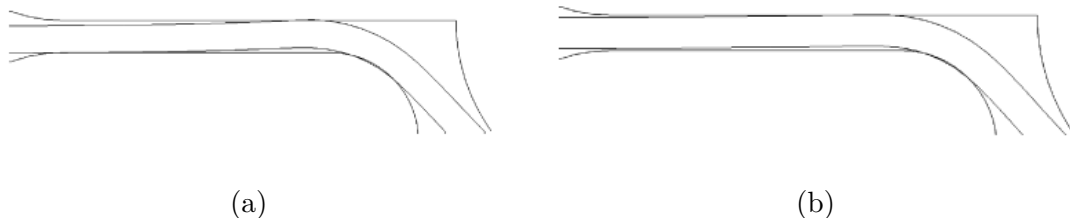


Fig. 26 Contacto entre chapa y herramienta según el endurecimiento del material a) puro isotrópico y b) puro cinemático (Larsson 2009).

2.3. Revisión crítica del estado del arte

Se ha podido concluir que el freno es un elemento muy importante en el proceso de embutición y que su modelización influye en el grado de éxito del diseño de un troquel. Sin embargo, los modelos de frenos equivalentes que sustituyen al freno físico en la simulación no ofrecen garantías de un resultado preciso.

Siendo los frenos de embutición uno de los elementos fundamentales en el proceso de embutición, no existe un ensayo de frenos que esté normalizado y validado en común por la comunidad investigadora. Esto hace que se hayan puesto en duda los resultados obtenidos experimentalmente en diferentes laboratorios (Sanchez & Weinmann 1996). También se ha podido observar que gran parte de los modelos comparaban sus resultados con los medidos experimentalmente mediante el ensayo de Nine (1978; 1982). Sin embargo, se ha observado que el 90% de la fuerza de enclavamiento se concentra en las caras planas contiguas a los radios de entrada y salida del freno (Larsson 2009). Esto hace que los resultados expuestos por Nine (1978; 1982) puedan tener errores considerables en cuanto a los esfuerzos de enclavamiento ya que no representa de manera realista la situación de cierre del freno sobre un troquel industrial. En ensayos en los que sí hacían uso de estas caras en la herramienta (J. M. Yellup 1985; Kim et al. 1997; Yang et al. 2002; Firat 2008), no se han llegado a mostrar los valores de enclavamiento en situación de cierre completo, por lo que se puede decir que no existen valores definitivos de fuerzas de enclavamiento en una situación representativa del proceso de embutición real. Por tanto, se observa la necesidad de desarrollar un ensayo capaz de representar las condiciones existentes en un freno de troquel de embutición real.

El desarrollo de modelos de frenos analíticos proporciona una ventaja a nivel de tiempo computacional respecto a los modelos de elementos finitos muy importante. Moon et al. (2010) compararon el tiempo de cálculo de fuerzas de su modelo analítico (60 s) con el tiempo de cálculo de su modelo numérico de frenos y vieron que la diferencia rondaba entre 6 y 12 veces menos tiempo con el modelo analítico. Por otro lado, como se ha explicado en el **Capítulo 1**, a pesar de que la función principal de los frenos sea controlar el flujo del material mediante una retención controlada, la predicción del esfuerzo de enclavamiento es también de gran importancia. Tras haber realizado la revisión del estado del arte, se puede concluir que se ha invertido un esfuerzo mayor en la predicción de las fuerzas de retención que en las fuerzas de enclavamiento. De entre los 15 trabajos en los que se desarrolla un modelo analítico de frenos, únicamente en 8 se muestran los resultados de las predicciones de los esfuerzos de enclavamiento. De estos 8 trabajos, 2 de ellos comparan los resultados con modelos de simulación numérica y otros 4 comparan la precisión de los resultados con los resultados experimentales obtenidos por Nine (1978; 1982) los cuales se ha discutido la validez. En los otros dos trabajos correspondientes al trabajo de Triantafyllidis et al. (1986) y su continuación en el trabajo de Maker et al. (1987) se hacía uso de las caras planas contiguas al punzón del freno en los ensayos experimentales, sin embargo, no se llegaba a cerrar completamente el freno y además se observaban diferencias entre el modelo y los resultados experimentales de hasta

un 45-50%. Estos errores se pueden deber a que este modelo analítico no incluye fuerzas verticales en las zonas de las caras planas contiguas al macho donde autores como Larsson (2009) han demostrado que se concentra el mayor porcentaje de los esfuerzos de enclavamiento. Por ello, modelos como el de Keum et al. (2001) y Moon et al. (2010) pueden ser más adecuados ya que contemplan los esfuerzos en esas zonas de las herramientas. Por todo ello, se concluye que se ha apreciado una falta en cuanto modelos analíticos capaces de capturar todos los fenómenos presentes durante el cierre del freno y por ello se observa la posibilidad de mejorarlos.

Finalmente, y con respecto al estudio bibliográfico con respecto a los modelos numéricos, se ha verificado que las simulaciones numéricas son una herramienta precisa para el estudio del comportamiento del material en el freno. Además, de poder obtener las fuerzas generadas, se puede analizar el comportamiento del material durante su paso por el freno, así como el estado del material a la salida del freno. Se ha podido observar que se han implementado modelos de material con diferentes criterios de fluencia y endurecimientos. A nivel de estudio de influencia de parámetros de simulación, se ha podido observar que los elementos shell son válidos para el análisis numérico, aunque el tamaño de malla y los puntos de integración en el espesor de la chapa pueden variar los resultados. Sin embargo, se ha comprobado que los elementos sólidos en simulaciones 2D ofrecen mayor precisión que el uso de elementos shell en simulaciones 3D.

Se puede afirmar que la capacidad de predicción de los modelos numéricos, con una implementación del modelo de material y tribológica adecuada, es muy alta. Gracias a ellos se puede estudiar la evolución de parámetros importantes como el esfuerzo de enclavamiento a medida que el freno va conformando el material en su ciclo de cierre (Huh et al. 1997; Kim et al. 1997; Yang et al. 2002). Además, se ha mostrado que la forma adoptada por la chapa a su paso por el freno difiere de la forma propuesta por gran parte de los modelos analíticos de frenos equivalentes (Larsson 2009; Ferran et al. 1998; Pereira et al. 2007). Por el contrario, el tiempo computacional que necesitan para el cálculo es una gran limitación para que el uso sea extendido industrialmente.

Objetivos

“Si no sabes dónde vas, acabarás en otra parte”

Laurence J. Peter

En base a la problemática y a los trabajos realizados hasta el momento, se ha visto que los modelos de frenos equivalentes actuales no son lo suficientemente eficientes para el uso extendido en la industria troquelera. Este trabajo tiene como objetivo principal desarrollar un modelo semi-analítico de frenos capaz de predecir con precisión los esfuerzos de enclavamiento y de retención generados en el freno.

Para ello, se han establecido unos objetivos parciales que culminarán con el objetivo principal. Estos objetivos parciales se listan a continuación:

1. Obtener resultados experimentales de los esfuerzos de retención y enclavamiento para diferentes frenos.
2. Analizar el comportamiento de la chapa en el freno y obtener la información necesaria para definir las hipótesis del modelo semi-analítico.
3. Desarrollar un modelo semi-analítico capaz de predecir los esfuerzos de los frenos estudiados.

El trabajo está dividido en 8 capítulos que describen el trabajo realizado y se presentan los resultados y conclusiones más significativas. Previo a este capítulo, se ha mostrado la motivación del trabajo y el estado del arte de la problemática que se va a analizar a lo largo del trabajo.

Capítulo 4

En el cuarto capítulo se presenta la caracterización de material y tribológica. En este trabajo, se van a estudiar los esfuerzos resultantes en el freno para dos aceros, un acero de alta resistencia DP780 y un acero de embutición DX54D. La caracterización del material tiene como fin conocer las propiedades mecánicas más relevantes en el comportamiento de cada material dentro del freno. Del mismo modo, se realizará una caracterización tribológica que muestre el comportamiento existente en el contacto entre

la chapa y la herramienta para cada material y en diferentes condiciones de presiones de contacto. Estos datos servirán para una precisa definición de los parámetros de material y de fricción del modelo numérico y semi-analítico.

Capítulo 5

En este capítulo se presentará la metodología llevada a cabo para obtener los valores de enclavamiento y retención para cada material con diferentes alturas de freno. Puesto que de la revisión bibliográfica se desprende que existen ciertas discrepancias en cuanto a la precisa medición de los esfuerzos de los frenos, en este trabajo se ha diseñado un ensayo de frenos que ofrezca resultados representativos de los frenos de embutición industriales. Se definirá el método del ensayo y las diferentes condiciones que se han estudiado y, posteriormente, se presentarán los resultados obtenidos en cada condición. Finalmente se compararán los resultados experimentales con resultados de modelos analíticos implementados en la actualidad en softwares de simulación de procesos de embutición. En este apartado se observará que el esfuerzo de enclavamiento calculado por los modelos analíticos implementados difiere respecto a los valores obtenidos experimentalmente y por lo tanto se concluye que se precisa de un modelo nuevo capaz de predecir los esfuerzos de enclavamiento con mayor exactitud.

Capítulo 6

Para buscar las razones por las cuáles los modelos existentes hoy en día no son capaces de calcular de manera precisa los esfuerzos de enclavamiento del freno, se estudiará el comportamiento de la chapa durante el enclavamiento mediante un modelo numérico en 2D. En este capítulo, se explicará en profundidad la evolución del comportamiento de la chapa a lo largo del cierre del freno y se extraerán las conclusiones necesarias para sentar las bases para el desarrollo de un modelo semi-analítico que ofrezca resultados precisos de enclavamiento.

Capítulo 7

En este capítulo se expondrá el desarrollo del nuevo modelo semi-analítico para el cálculo de esfuerzos de enclavamiento en los frenos. En él se explicarán las hipótesis que se han realizado para el desarrollo del modelo y las limitaciones del propio modelo. Además, los resultados obtenidos se compararán con los esfuerzos calculados por los modelos analíticos implementados en la actualidad, el modelo numérico 2D y los resultados experimentales.

Capítulo 8

Finalmente, se planteará la contribución científica que aporta este trabajo y las propuestas de mejora que se aprecian de cara a extender el trabajo.

Caracterización del material y tribológica

“Son vanas y están plagadas de errores las ciencias que no han nacido del experimento, madre de toda incertidumbre”

Leonardo Da Vinci

Sinopsis

En este trabajo se van a usar dos aceros, un acero de embutición DX54D y un acero de alta resistencia DP780. La caracterización del material y tribológica del contacto entre la chapa y las herramientas es fundamental para poder predecir los esfuerzos producidos por los frenos. En esta caracterización se observa que el comportamiento de los materiales es completamente diferente, mientras que el DX54D es un acero de una resistencia limitada y tiene un nivel de conformabilidad alto, el DP780 presenta una alta resistencia y una menor conformabilidad que el DX54D. Por tanto, se puede apreciar que, con estos dos materiales seleccionados, se cubre un amplio rango de los aceros que se usan en procesos de embutición de componentes de automóviles.

Además, también se han realizado ensayos Strip Drawing test para obtener el comportamiento tribológico de las chapas seleccionadas. Como se había afirmado en trabajos anteriores, el coeficiente de fricción varía en función de la presión de contacto.

Los resultados obtenidos por la caracterización realizada en este capítulo, se usarán como datos de entrada para los modelos analíticos y numéricos que se presentarán en capítulos posteriores.

Para este trabajo se han seleccionado dos aceros usados en procesos de embutición de componentes industriales. Por un lado, se ha optado por un acero de embutición DX54D de 0,6 mm de espesor común para componentes de la carrocería del automóvil como puertas, laterales o techos. Este tipo de aceros son muy utilizados en automoción debido a las altas prestaciones que ofrecen en cuanto a relación de resistencia y conformabilidad. En este caso, prima por encima de las demás propiedades mecánicas la gran conformabilidad que se le atribuye a este material. Los componentes para los que suele estar destinado presentan unas formas complejas y necesitan llegar hasta unos niveles de deformación altos sin apariciones de grietas en la chapa. Al no ser componentes estructurales, estos materiales no requieren una gran resistencia y suelen tener espesores inferiores a 1 mm. En la Fig. 27 a se puede observar la microestructura de este acero de embutición.

El segundo material seleccionado es un acero de alta resistencia DP780 de 1,49 mm de espesor. El nombre DP “*Dual Phase*” proviene de su condición dual en cuanto a fases microestructurales. Con este material, gracias a la dualidad en las fases que se encuentran en su microestructura, la matriz ferrítica y la fase martensítica, se puede lograr un acero de alta resistencia y con capacidad de conformarse hasta formas geométricas de cierta complejidad. El grado de resistencia de estos materiales “*Dual Phase*” aumenta con el incremento del porcentaje de fase martensítica que se encuentra en su microestructura, siendo de alrededor de un 54,5% en el caso de un DP780 (Hu 2016). En la Fig. 27 b, se muestra el aspecto de dualidad microestructural de un DP780.

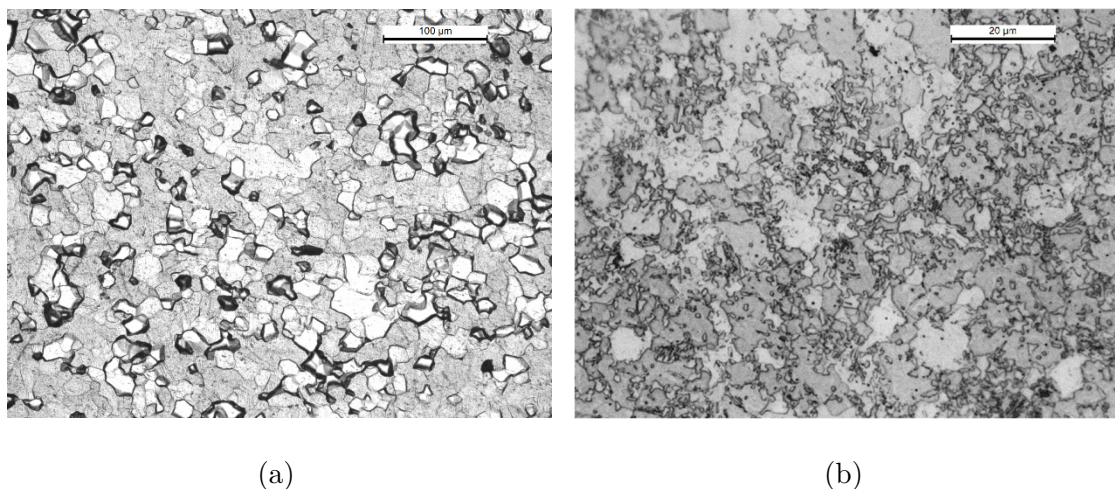


Fig. 27 Fotografía microestructurales del (a) DX54D y (b) el DP780 donde se aprecia en oscuro la martensita y en color más claro la matriz ferrítica.

Con los dos materiales seleccionados se trata de cubrir un amplio rango de los aceros utilizados en los procesos de embutición de componentes de automoción. En este capítulo se mostrarán los resultados de la caracterización del material y de la caracterización tribológica realizadas.

4.1. Caracterización del material

En este apartado se mostrará la metodología llevada a cabo para la caracterización del material y los resultados de la misma. El objetivo de este apartado es conocer las propiedades mecánicas más relevantes del material para posteriormente modelarlo y predecir su comportamiento en el freno. Para ello, es necesario conocer tanto su comportamiento en el régimen elástico como una vez que supere el límite elástico.

El comportamiento elástico de un material viene definido por el módulo de Young, E , que representa el alargamiento unitario que experimenta un material al verse expuesto a una tensión concreta. Esta relación es lineal en el rango elástico y viene relacionada por la ley de Hooke,

$$\sigma = E \cdot \epsilon, \quad (1)$$

donde ϵ es la deformación real y σ es la tensión. A pesar de que históricamente este parámetro ha sido obtenido mediante ensayos de tracción uniaxial, diferentes técnicas para la correcta caracterización de este parámetro han sido discutidas en los últimos años (Ulibarri et al. 2016; Eggertsen et al. 2011). En este trabajo, el módulo de Young ha sido obtenido mediante dos técnicas, ensayos no destructivos por vibración forzada con resonancias y ensayos de tracción uniaxiales.

Los ensayos por vibración forzada con resonancias se han llevado a cabo bajo la norma ASTM E 756-05 (2005) y la modificación propuesta por Cortes y Elejabarrieta (2007) en un ancho de banda de 0-1 kHz. En los ensayos experimentales se midieron las funciones de transmisibilidad de todas las probetas con dos longitudes libres, 200 y 220 mm. La Fig. 28 muestra el esquema del ensayo experimental. El movimiento base fue generado por un excitador electrodinámico y consistió en un ruido blanco en el rango de frecuencia de 0 a 1 kHz. La aceleración de la base se midió mediante un acelerómetro piezoeléctrico con un amplificador de acondicionamiento de carga y controlado en lazo cerrado por un controlador de vibraciones. La velocidad del haz se midió a 5 mm desde el extremo libre mediante un vibrómetro láser. El uso de esta metodología de ensayos está ampliamente extendido y validado para la obtención del módulo de Young de chapas de acero y de sándwiches compuestos (Irazu y Elejabarrieta 2015).

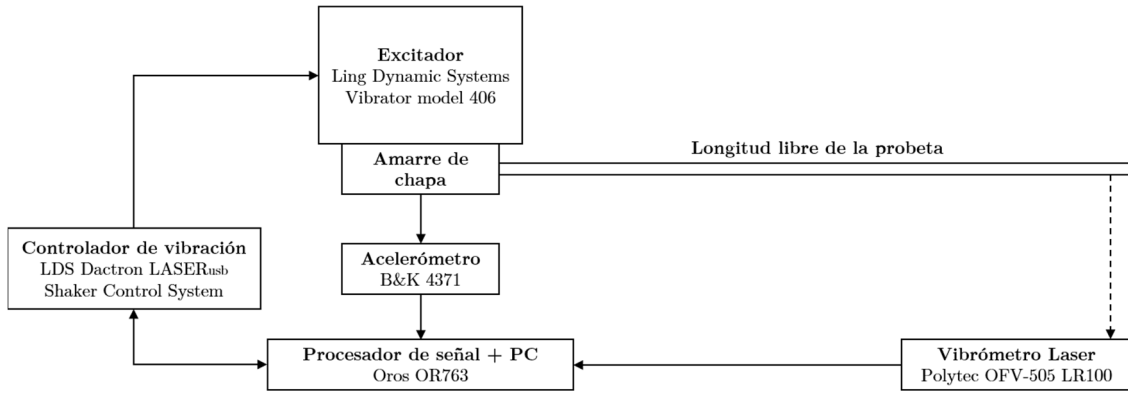


Fig. 28 Esquema de la configuración experimental de los ensayos de vibraciones forzadas con resonancias.

Tras la experimentación, se extraen las frecuencias naturales, f_n , de la función de transmisibilidad modal encontrando las frecuencias en las cuales la parte real de la función es cero y la parte imaginaria un máximo o mínimo. Posteriormente, en base a las hipótesis de Euler-Bernoulli se deduce que la frecuencia natural depende del módulo de Young, por lo que el módulo de Young se puede obtener mediante la siguiente ecuación,

$$E = \frac{12\rho L^4 f_n}{t^2 K_n^2}, \quad (2)$$

donde ρ es la densidad del material, t es el espesor de la chapa, L es la longitud libre de la probeta, K es el coeficiente del modo n para la configuración empotrado-libre, definido en la norma estándar ASTM E 756-05 (2005). Los resultados de la Tabla 4 muestran el promedio y la desviación estándar entre 4 probetas ensayadas para cada una de las condiciones. Para cada material y condición se han extraído las frecuencias naturales de 3 modos y como se puede apreciar en la Tabla 4, se han evitado los modos 2 y 3 para el DX54D y el modo 2 para el DP780 por la complejidad de la identificación del valor de la frecuencia natural en esos casos. Todos los resultados corresponden a probetas cortadas en la dirección de laminación.

Tabla 4 Resultados experimentales de las mediciones del módulo de Young en cada una de las condiciones estudiadas para cada material.

| Material | Nº Modo | L (mm) | E (GPa) |
|----------|---------|----------|-------------------|
| DX54D | 1 | 200 | $202,99 \pm 5,54$ |
| | 4 | 200 | $204,88 \pm 5,48$ |
| | 5 | 200 | $207,90 \pm 2,41$ |
| | 1 | 220 | $205,49 \pm 4,32$ |
| | 4 | 220 | $205,22 \pm 3,90$ |
| | 5 | 220 | $207,36 \pm 2,85$ |
| Material | Nº Modo | L (mm) | E (GPa) |
| DP780 | 1 | 200 | $194,45 \pm 2,44$ |
| | 3 | 200 | $196,07 \pm 2,35$ |
| | 4 | 200 | $197,16 \pm 2,47$ |
| | 1 | 220 | $195,01 \pm 2,28$ |
| | 3 | 220 | $196,45 \pm 1,64$ |
| | 4 | 220 | $197,41 \pm 1,53$ |

Se puede concluir que esta metodología ha ofrecido una alta repetitividad en la obtención del módulo de Young, ya que las desviaciones máximas calculadas para cada condición de ensayo son de entorno al 2,7% para el DX54D y del 1,2% para el DP780. El promedio de todos los ensayos realizados es de 205,7 GPa para el DX54D y de 196,1 GPa en el caso del DP780.

Además de la técnica de vibraciones forzadas con resonancia, se han realizado ensayos de tracción uniaxiales para además de obtener el módulo de Young, conocer también las propiedades mecánicas del material. Los ensayos se han realizado bajo la norma estándar ASTM E 8 – 04 (2010) y se han ensayado 3 repeticiones a 0, 45 y 90º con respecto a la dirección de laminación. Todas las probetas han sido cortadas por electroerosión por hilo (EDM) para minimizar el efecto del corte sobre la microestructura y las dimensiones de las probetas se pueden ver en la Fig. 29.

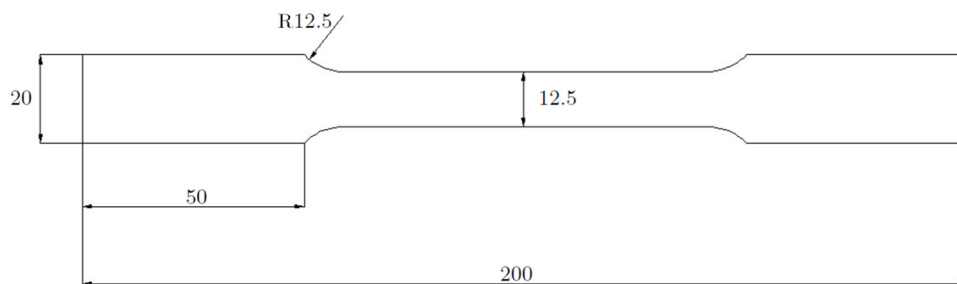


Fig. 29 Dimensiones de las probetas de tracción uniaxial.

Los ensayos se realizaron en una máquina de tracción (Instron Zwick / Roell Zmart.PRO 50 kN) a una velocidad de deformación de $6,7 \cdot 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ y las deformaciones se obtuvieron mediante el sistema de Digital Image Correlation 5M GOM Aramis. Las curvas de tensión-deformación se muestran en la Fig. 30.

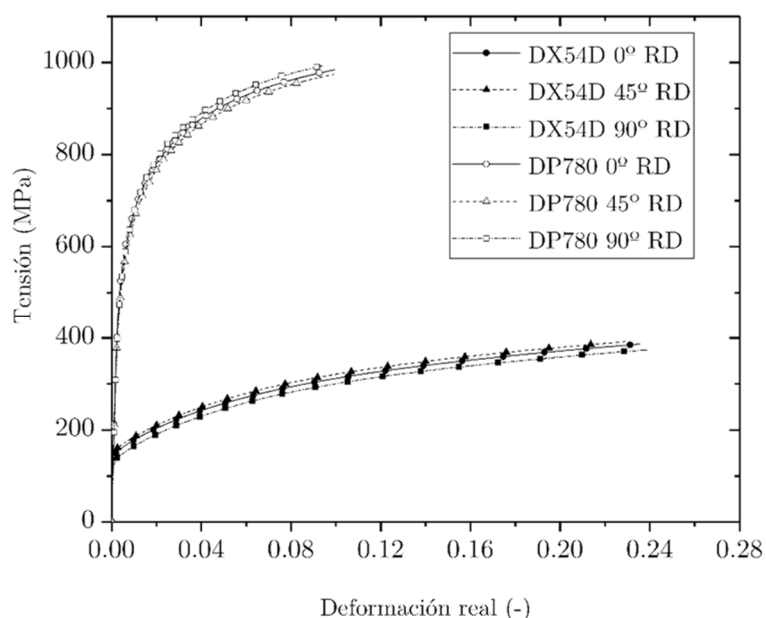


Fig. 30 Resultados de las curvas de tensión-deformación del DX54D y el DP780 a 0, 45 y 90° con respecto a la dirección de laminación (RD).

Se puede observar que, a nivel de resistencia, los materiales ofrecen un comportamiento muy similar entre las diferentes orientaciones a las que se han ensayado. Por el contrario, los comportamientos de ambos materiales difieren entre sí. Así como el DP780 tiene una resistencia altamente superior a la del DX54D, el alargamiento del DX54D hasta la aparición de la estricción o adelgazamiento localizado es más del doble que el del DP780. De esta manera, en este trabajo se abarcan desde aceros de embutición hasta materiales con vistas a cumplir con altas exigencias estructurales. La Tabla 5 resume las propiedades mecánicas de cada material.

Tabla 5 Resumen de las propiedades mecánicas del DX54D y el DP780.

| Material | Módulo de Young E (GPa) | Límite elástico $R_{p0,2}$ (MPa) | Tensión máxima R_m (MPa) | Alargamiento a rotura A_{s0} (%) |
|----------|---------------------------|----------------------------------|----------------------------|------------------------------------|
| DX54D | $175,4 \pm 13,5$ | $150,9 \pm 10,0$ | $308,3 \pm 7,2$ | $23,3 \pm 2,5$ |
| DP780 | $198,1 \pm 4,9$ | $540,0 \pm 9,0$ | $892,8 \pm 7,2$ | $10,0 \pm 0,9$ |

El módulo de Young se ha obtenido mediante un ajuste lineal de los tramos delimitados entre 25 MPa como límite inferior y 200 y 80 MPa como límite superior para el DP780 y el DX54D respectivamente. Especialmente en el caso del DX54D, se ven algunas diferencias en comparación con los valores del módulo de Young obtenidos por los ensayos de vibraciones forzadas con resonancias. El valor obtenido es un 15% menor en el caso de los ensayos de tracción uniaxiales y también se aprecia una desviación mayor en los resultados. En trabajos anteriores se ha observado que el valor del módulo de Young es muy sensible al tramo en el cual se realiza el ajuste lineal (Ulibarri et al. 2016; Chen et al. 2016). Sin embargo, no se ha definido un criterio que sirva como norma general para el cálculo de este parámetro. Es por ello que, para las modelizaciones de los materiales que se van a llevar a cabo en los siguientes capítulos, los valores de módulo de Young de referencia se van a recoger de los ensayos de vibraciones forzadas con resonancias. En el caso del DP780 hay una mínima diferencia de 1% de diferencia entre las dos metodologías para la obtención del módulo de Young.

En estos ensayos de tracción uniaxiales, también se han calculado los valores de anisotropía en cada dirección. Estos valores se expresan en la Tabla 6.

Tabla 6 Valores de anisotropía del DX54D y el DP780 a 0, 45 y 90° con respecto a la dirección de laminación y la anisotropía media de cada material.

| Material | r_0 | r_{45} | r_{90} | r_m |
|----------|-------------------|-------------------|-------------------|-------|
| DX54D | $1,875 \pm 0,064$ | $1,755 \pm 0,049$ | $1,560 \pm 0,028$ | 1,736 |
| DP780 | $0,715 \pm 0,049$ | $0,935 \pm 0,007$ | $0,890 \pm 0,000$ | 0,869 |

Así como el DP780 no muestra una anisotropía muy significativa, el DX54D presenta un comportamiento muy anisótropo. Esto hace indicar que, si bien para ambos materiales se suelen utilizar modelos de material anisótropos, en el caso del DX54D se ve una mayor necesidad que en el del DP780.

4.2. Caracterización tribológica

En la revisión bibliográfica del **Capítulo 2** se ha visto que la definición del contacto entre la chapa y las herramientas del freno es clave para la predicción de los esfuerzos del freno, llegando a aumentar la fuerza de retención de un freno un 15% con el aumento de 0,05 el valor del coeficiente de fricción (Lee et al. 2008). Siendo tal la importancia del coeficiente de fricción, en este trabajo se han realizado ensayos tribológicos para conocer el coeficiente de fricción existente entre las herramientas y las chapas.

Estos ensayos tribológicos se han realizado mediante ensayos Strip Drawing test y han sido previamente validados en otros trabajos de investigación (Gil et al. 2016). En estos ensayos se usa una máquina biaxial compuesta por 4 cilindros hidráulicos independientes de 25 t cada uno. Sobre esta máquina se coloca un utillaje que sirve de base para colocar unos tacos que tienen como función ejercer la presión de contacto sobre la chapa, simulando las herramientas del troquel. La Fig. 31 muestra la colocación del utillaje de ensayo sobre la máquina biaxial.

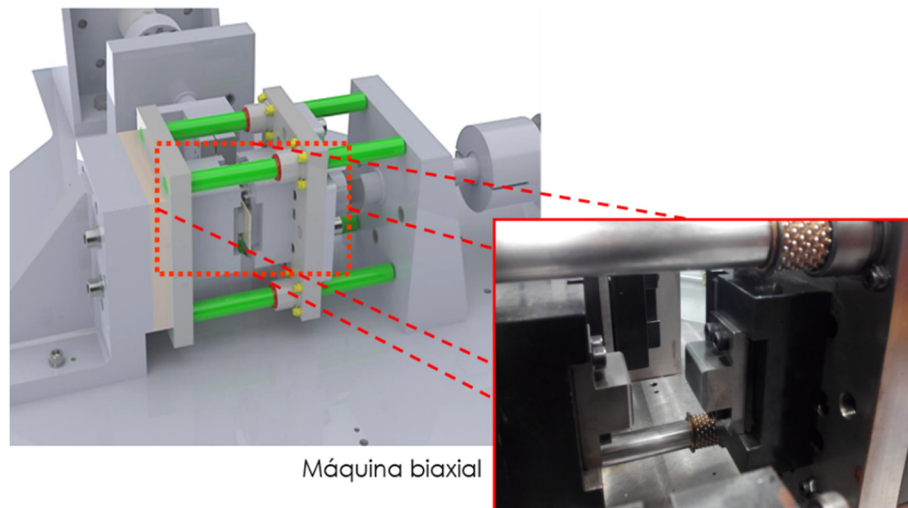


Fig. 31 Colocación del utillaje de ensayo de Strip Drawing test sobre la máquina biaxial.

Como se muestra de manera esquemática en la Fig. 32, uno de los cilindros ejerce la presión de contacto sobre la chapa mientras que otro cilindro tira de la chapa en dirección tangencial a las superficies de los tacos de ensayo. A los tacos se les mecanizaron unos radios a la entrada y salida para evitar que, durante el tiro, se genere un desgaste sobre la chapa.

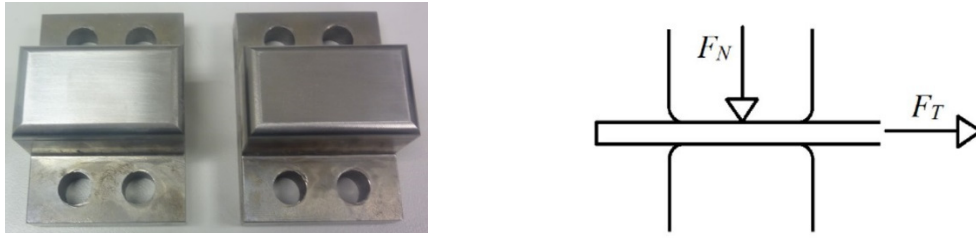


Fig. 32 Representación esquemática de un ensayo Strip Drawing test.

El ensayo se divide en dos etapas, la etapa de contacto y presión normal y la etapa de tiro de la chapa. El cilindro que realiza el contacto es comandado a una fuerza concreta para ejercer la presión de contacto que se va a ejercer sobre la chapa. Debido al control de la máquina, el cilindro tarda un breve tiempo para estabilizarse en la presión requerida. Una vez alcanzada la presión deseada, el cilindro transversal tira de la chapa a la velocidad de tiro que se requiera en el ensayo. En cada uno de los cilindros se han colocado células de carga con las que se mide la señal de fuerza que están haciendo en cada momento. Estas señales de fuerza se evalúan tras el ensayo y se distingue el tramo en el cuál las fuerzas de tiro (tangencial) y de contacto (normal) están estabilizadas. La Fig. 33 muestra las señales de fuerza tangencial y normal de un ensayo tipo de Strip Drawing test.

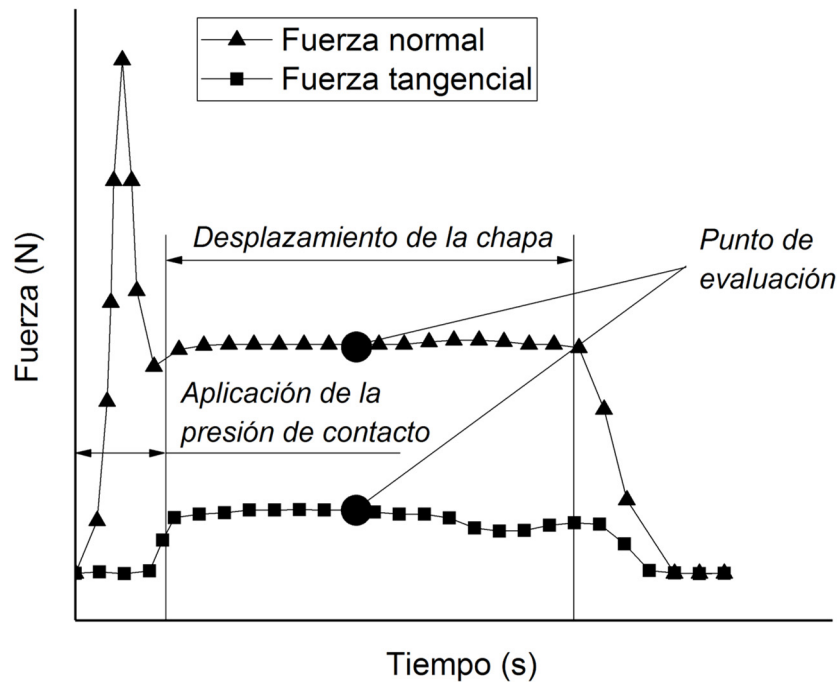


Fig. 33 Representación gráfica de las señales de fuerza en un ensayo Strip Drawing test y evaluación de resultados.

Con la medición de las señales de fuerza y haciendo uso de la ley de Coulomb, se obtiene el coeficiente de fricción, μ , por medio de la siguiente ecuación,

$$\mu = \frac{F_t}{2F_N}, \quad (3)$$

donde F_t es la fuerza tangencial y F_N es la fuerza normal que se aplica sobre las dos caras de la chapa. Con el objetivo de reproducir las condiciones de contacto existentes en los troqueles industriales, los tacos utilizados para los ensayos Strip Drawing test se han fabricado siguiendo los estándares de la industria troquelera, en este caso de la empresa Matrici S. Coop. Se han fabricado con el mismo material de fundición que con los que fabrican sus propios troqueles y bajo las mismas condiciones de mecanizado. Los tacos han sido pulidos manualmente, en la propia empresa troquelera, reproduciendo las condiciones de acabado superficial del troquel de embutición. El acabado superficial se verificó mediante la inspección por perfilometría confocal, donde se analizó que el acabado superficial era homogéneo y reproducía la rugosidad de los troqueles en planta (R_a 0,4). La siguiente Fig. 34 muestra una medida topográfica 3D del acabado de los tacos utilizados en los ensayos experimentales, donde se pueden observar marcas direccionales típicas del pulido.

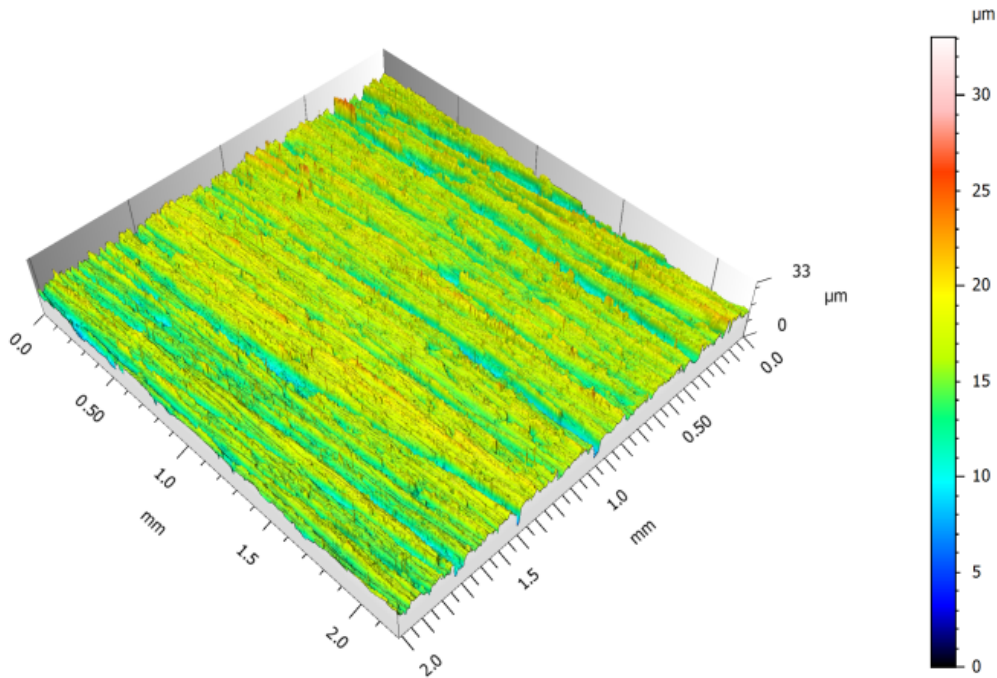


Fig. 34 Vista axonométrica de una medición representativa de la superficie del taco adquirida mediante perfilometría confocal (equipo: SensoFar S-Neox, objetivo: 50x, área: 2x2 mm).

Las chapas llevan consigo un proceso de lubricación previo, por lo que, siguiendo el mismo criterio utilizado por la industria troquelera, no se ha utilizado lubricación extra en los ensayos. Las condiciones superficiales de tacos y chapas y de lubricación se muestran en la Tabla 7 y

Tabla 8.

Tabla 7 Propiedades superficiales de los tacos usados en los ensayos de Strip Drawing test.

| Material | R _a (μm) | Acabado superficial | Dureza (HV) |
|----------|---------------------|---------------------|-------------|
| GGG70L | 0,4 | Pulido Manual | 260,3 |

Tabla 8 Propiedades superficiales de las chapas usados en los ensayos de Strip Drawing test.

| Material | R _a (μm) | Recubrimiento | Dureza (HV) | Cantidad de lubricante (g/m ²) |
|----------|---------------------|---------------------------------------|-------------|--|
| DP780 | 0,7 | Galvanizado por inmersión en caliente | 195,5 | 0,373 |
| DX54D | 1,6 | Galvanizado por inmersión en caliente | 81,1 | 0,471 |

Las condiciones de ensayos se han definido según las condiciones existentes dentro de la zona del freno y para ello es necesario conocer de manera precisa el contacto entre la chapa y las herramientas. Por el contrario, conocer con precisión las áreas de contacto existentes de la chapa con los radios del freno por los que fluye el material es complejo ya que está afectado por varios parámetros tanto del material como de las dimensiones del propio freno. El material fluye en un sentido del freno y cuando se encuentra con un radio de la herramienta por el cual se ve obligado a un doblado, la presión de contacto aumenta puntualmente en la zona de encuentro entre la chapa y el freno, siendo el punzón del macho donde se concentra la mayor presión de contacto (Sriram 2006). Esto se puede observar en la Fig. 35, donde se analizaban las presiones de contacto dentro del freno y se llegaron a observar presiones máximas de contacto en zonas muy puntuales de alrededor de 500 MPa con una chapa de DP500 y espesor de 0,7 mm. Exceptuando estas zonas específicas de grandes presiones de contacto, las demás zonas de contacto mostraban presiones de contacto de entre 1-15 MPa.

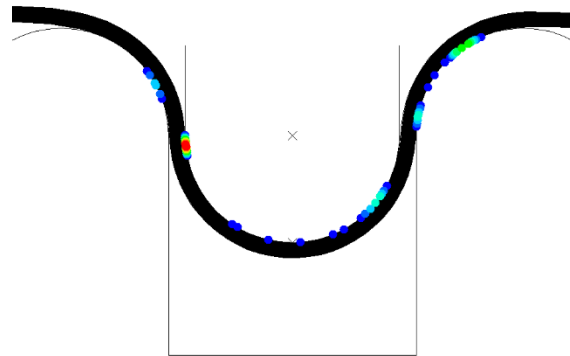


Fig. 35 Distribución de presiones de contacto en un freno circular (Sriram 2006).

Por otro lado, se ha podido observar que el coeficiente de fricción varía en función de la presión de contacto (Gil et al. 2016). Por consiguiente, en este trabajo se han realizado ensayos Strip Drawing test a diferentes presiones de contacto para conocer la sensibilidad del coeficiente de fricción a este parámetro que varía según la zona del freno que se observe.

Se han realizado ensayos de Strip Drawing test dentro de un rango de presiones de 1 a 16 MPa y a una velocidad de tiro de la chapa de 10 mm/s. En la Fig. 36 se muestran los resultados de los ensayos Strip Drawing test en el rango de presiones de 1 a 16 MPa. La repetitividad de estos ensayos es muy alta ya que, tras realizar 30 ensayos en las mismas condiciones, se pudo observar una desviación estándar de $\pm 0,006$ en el coeficiente de fricción.

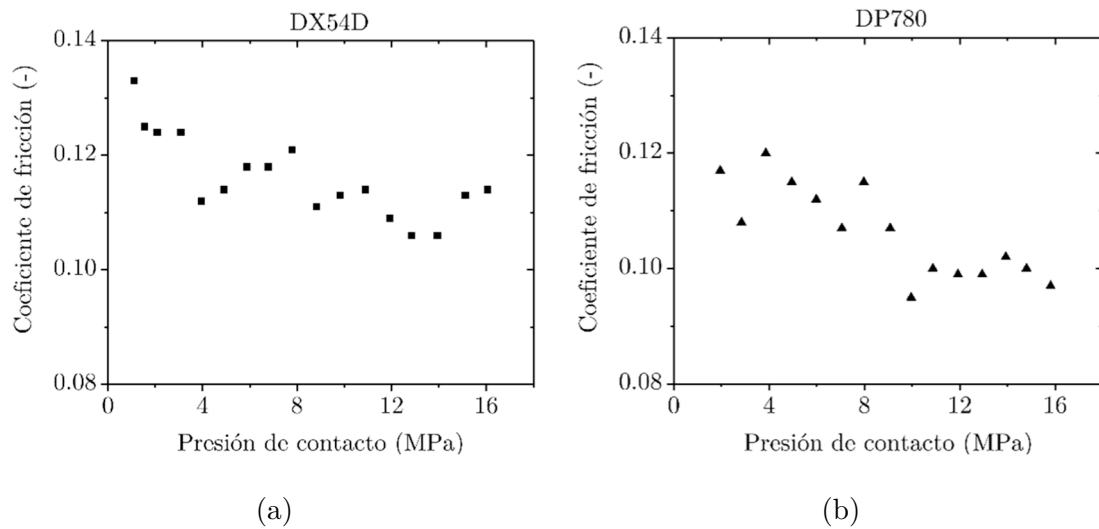


Fig. 36 Resultados de los ensayos experimentales Strip Drawing test del DX54D y el DP780 a diferentes presiones de contacto.

En los resultados se aprecia que el coeficiente de fricción en ambos materiales se comporta de una manera similar. Sí que se aprecia que para las mismas presiones el DP780 presenta unos valores de coeficiente de fricción algo más bajos. Para ambos materiales, la tendencia de disminución del valor del coeficiente de fricción con el aumento de la presión de contacto es similar, encontrándose una disminución de entorno al 15-20% cuando la presión de contacto pasa de 1 a 16 MPa.

4.3. Conclusiones del capítulo

A lo largo de este capítulo se ha mostrado la caracterización del material y tribológica que se ha realizado en este trabajo. Los dos materiales de estudio seleccionados muestran comportamientos diferentes debido a las propias microestructuras que contienen.

Se han realizado ensayos de vibración forzada por resonancia y de tracción uniaxiales para obtener las propiedades mecánicas de cada material. Se ha comprobado que el

alargamiento del acero de embutición DX54D es altamente superior al del DP780. Por el contrario, el DP780 es un material más resistente que el DX54D. También se ha podido observar que los valores de anisotropía del DX54D son mayores que los del DP780.

Para conocer el comportamiento tribológico que presentan los dos materiales seleccionados para este estudio, se han realizado ensayos Strip Drawing test. Los tacos que se usan en los ensayos Strip Drawing test han sido fabricados con el mismo material con los que se fabrican los troqueles industriales y se han mecanizado y pulido siguiendo los estándares de la empresa troquelera Matrici S. Coop. Además, puesto que las presiones de contacto de la chapa se ven alteradas durante el paso por el freno, se han realizado ensayos Strip Drawing test en diferentes presiones de contacto. De los resultados experimentales se desprende que ambos materiales presentan coeficientes de fricción similares y que al aumentar la presión de contacto el coeficiente de fricción disminuye.

Caracterización experimental de los esfuerzos de frenos

“La teoría es algo bueno, pero un buen experimento queda para siempre”

Kapitsa

Sinopsis

Se ha podido observar en el Estado del arte que existen discrepancias sobre los resultados experimentales obtenidos de los esfuerzos producidos por los frenos. Entre otros factores, se ha presumido que se debe a la falta del uso de las caras planas del macho. Por tanto, en este trabajo se desarrolla un utillaje capaz de medir los esfuerzos de enclavamiento y retención representando de manera fiel las condiciones existentes en un freno de embutición. Se han definido diferentes alturas de punzón para tener una mayor base de datos y se han obtenido los esfuerzos de enclavamiento y retención en cada caso estudiado.

Posteriormente, se comparan estos resultados con los esfuerzos calculados por los dos únicos modelos que están implementados en un software de simulación, Autoform®. Se puede apreciar que las diferencias observadas en los esfuerzos de enclavamiento son altamente superiores a las que se pueden apreciar en el caso de los esfuerzos de retención. De hecho, exceptuando dos de todos los casos estudiados, el modelo analítico más avanzado muestra diferencias menores del 7,5% para todos los demás casos. Por tanto, en adelante, el trabajo se va a encaminar a la comprensión del fenómeno de enclavamiento y al desarrollo de un modelo semi-analítico capaz de predecir los esfuerzos de enclavamiento de manera precisa.

En el **Capítulo 2** se ha mostrado que existen varios tipos de ensayos de frenos capaces de medir los esfuerzos que genera la chapa a su paso. Sin embargo, como señalaban en su trabajo Sanchez y Weinmann (1996), existen discrepancias de resultados entre diferentes laboratorios que parecen indicar que los ensayos de frenos pueden ofrecer errores en la obtención de los resultados experimentales. Fuente de algunos de estos errores puede ser la representación de la geometría del freno en los ensayos de frenos. Como se ha podido observar, algunos de estos ensayos usan rodillos que, combinados entre sí, generan unas deformaciones en la chapa similares a las que ocurren en los frenos (Nine 1978). No obstante, en este tipo de ensayos no se hace uso de caras planas contiguas al macho del freno que, según algunos trabajos, dominan las fuerzas de enclavamiento (Larsson 2009). Además, estos resultados experimentales han servido de comparativa experimental para la validación de los modelos analítico y numéricos de frenos. Por lo que la referencia tomada para dar validez a estos modelos puede ser errónea.

Por ello, en este trabajo se ha diseñado y fabricado un ensayo de frenos capaz de medir experimentalmente tanto los esfuerzos de retención como los de enclavamiento. A la hora del diseño del sistema experimental, se han tenido en cuenta, por un lado, las especificaciones industriales (norma de clientes) para representar adecuadamente la situación real y por otro lado los requisitos de flexibilidad del sistema para poder ser utilizado en diferentes configuraciones. Los requisitos impuestos en el diseño y las soluciones tomadas se listan a continuación en la Tabla 9.

Tabla 9 Requerimientos definidos para el diseño del ensayo de frenos y soluciones adoptadas para cumplir con ellos.

| Requerimiento | Solución de diseño |
|--|---|
| Movimientos de enclavamiento y tiro independientes entre sí | <p style="text-align: center;">Se utilizan actuadores independientes en cada eje:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Enclavamiento → Máquina de tracción - Tiro → Motor SKF lineal MAX 30A con capacidad máxima de 6 kN |
| Fuerza de enclavamiento medible | Se usa la célula de carga de la máquina de tracción con capacidad de carga de 100 kN |
| Fuerza de retención medible | Se utiliza un sensor de carga de 10 kN de capacidad (KM30z) |
| Freno regulable para adaptarse a diferentes tipologías y dimensiones | Tanto el macho como la hembra son postizos que se insertan fácilmente en el utillaje y se pueden intercambiar por otros tipos y dimensiones de frenos |
| Rígido | Se han añadido rigidizadores sobre la base y 4 columnas guiadas con casquillos |

Una vez definidos los requerimientos que tiene que cumplir el ensayo y establecidas las soluciones de diseño para cada uno, se ha diseñado el utillaje. El utillaje global se muestra en la Fig. 37.

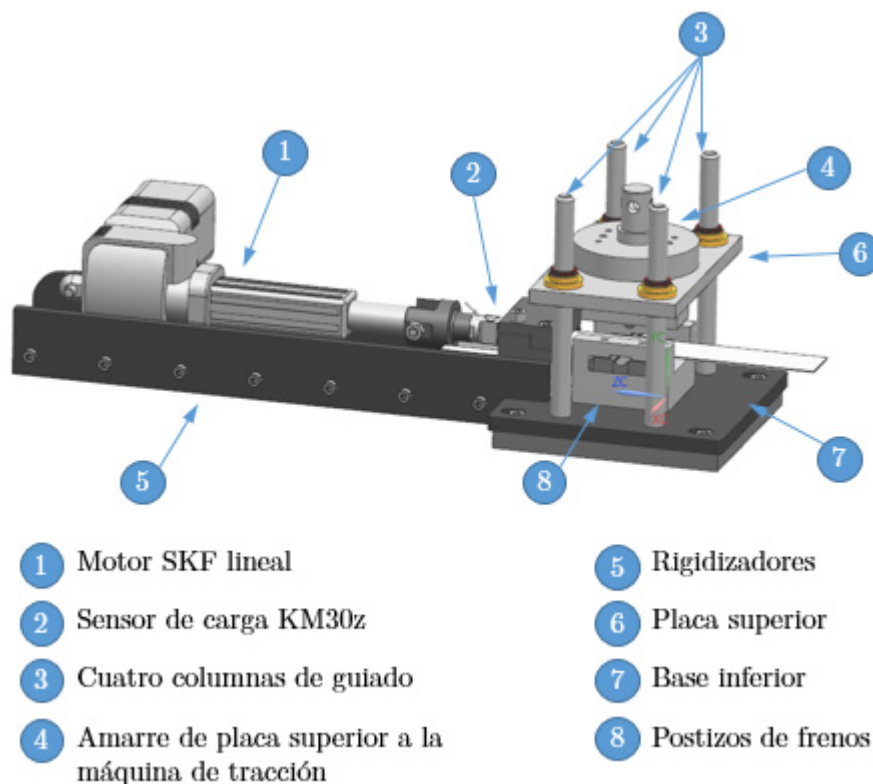


Fig. 37 Descripción del utillaje de frenos.

El utillaje cuenta con una parte fija que se fija al banco de la máquina de tracción y la parte superior, que es móvil, se acopla al travesaño de la máquina de tracción. Ambas partes del utillaje están guiadas entre sí mediante cuatro columnas que aseguran un desplazamiento vertical alineado al eje de enclavamiento y evitan el balanceo de toda la parte móvil debido a esfuerzos descompensados. La propia máquina de tracción se usa como accionador para realizar el desplazamiento vertical de la parte móvil y enclavar el freno macho sobre la hembra. Un motor eléctrico SKF lineal se encarga de realizar el tiro del material a través del freno. La medición de las fuerzas de enclavamiento se realiza mediante el sensor de carga de 100 kN, propio de la máquina de tracción, y para la fuerza de retención se ha introducido, en el mismo eje que el motor eléctrico, un sensor de carga de 10 kN.

Tanto la parte superior como la inferior se han diseñado de manera modular con el objetivo de que mediante la inserción de postizos se puedan modificar las diferentes dimensiones del freno. En la parte superior, con la colocación de calzos calibrados se puede modificar la altura del punzón del freno. En la parte inferior, se puede variar tanto la apertura de la hembra como los radios de entrada y salida del freno. La Fig. 38 muestra en detalle la zona del freno que está en contacto con la chapa.

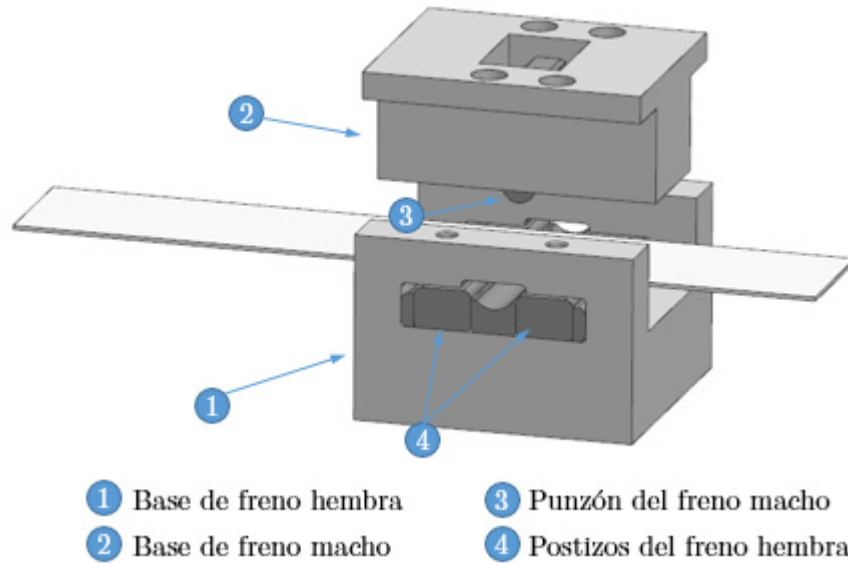


Fig. 38 Detalle del diseño de las herramientas que forman el freno en contacto con la chapa.

Como se puede apreciar, ambas partes del freno, la hembra y el macho, constan de una herramienta base y unos postizos que se pueden intercambiar y que dan la posibilidad de usar diferentes dimensiones y geometrías de freno. En la parte de la hembra también se usan unos toques que sirven para controlar con precisión la anchura de hembra, w . En cuanto a la parte superior donde está posicionada la parte del macho del freno, se colocan diferentes calzos para poder modificar la altura del punzón. Todas estas partes en contacto con la chapa, están fabricadas con el mismo material con el que se han realizado los ensayos tribológicos y con los que comúnmente se fabrican los troqueles de embutición, GGG70L. Además, se ha mecanizado una ventana por la cual se puede grabar con una cámara desde un lateral para poder analizar la evolución de la geometría que adopta la chapa en el freno.

Mediante este útil, se han realizado ensayos de frenos para medir la fuerza de enclavamiento y de retención con diferentes configuraciones de frenos. Todos los ensayos se han realizado con frenos de tipo circular de radio de punzón de 5 mm y radios de entrada y de salida de 3 mm. Para cada material, se ha modificado la altura del punzón, H , para analizar los resultados en diferentes condiciones. La anchura de la hembra, w , también se ha modificado de un material a otro para adecuarlo a los espesores de cada material. Las configuraciones de ensayos para cada material se muestran en la Tabla 10.

Tabla 10 Configuraciones de frenos ensayados experimentalmente.

| Material | Radios Hembra (mm) | Radio Macho (mm) | Anchura Hembra (mm) | Altura Punzón (mm) |
|----------|--------------------|------------------|---------------------|--------------------|
| DX54D | 3 | 5 | 11,8 | 2-3-4-5 |
| DP780 | 3 | 5 | 14,5 | 2-3-(4-5) |

En el caso del DP780, se han realizado ensayos de enclavamiento hasta una altura máxima de 5 mm. Sin embargo, a partir de 4 mm se generaban unas microgrietas en el borde de la probeta por las que durante la etapa de tiro se propagaban fracturando el material. En la Fig. 39 se muestran las microgrietas que se generan durante el enclavamiento del freno en los radios de entrada y salida del freno o en el centro del radio del punzón para combinaciones agresivas de geometrías.

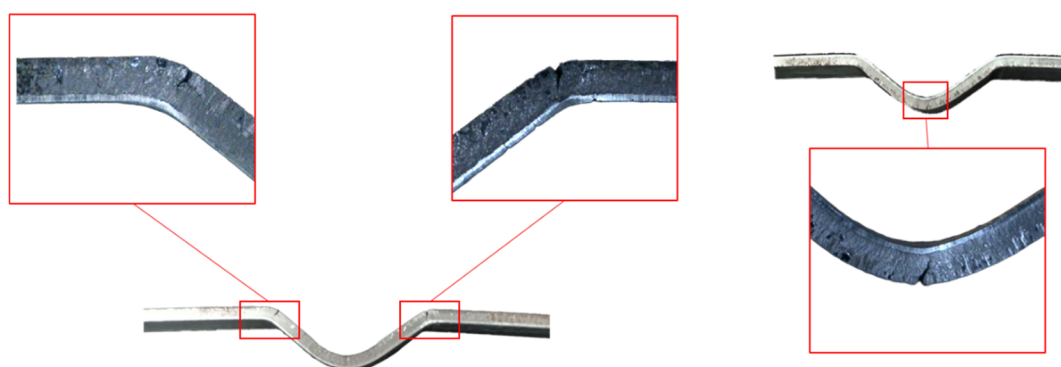


Fig. 39 Identificación de grietas en diferentes zonas de las probetas.

En este apartado, se va a mostrar el procedimiento llevado a cabo para la obtención de la caracterización del esfuerzo de enclavamiento y de retención de cada material en las condiciones anteriormente descritas. También se mostrarán los resultados obtenidos para cada una de las condiciones.

5.1. Caracterización del esfuerzo de enclavamiento

Como se ha visto en la revisión bibliográfica del **Capítulo 2**, no se han encontrado trabajos publicados en los que se haga uso de las caras planas contiguas a los radios de entrada y salida del freno y se muestren resultados experimentales de esfuerzos de enclavamiento con las herramientas cerradas por completo. Además, se puede intuir que se está perdiendo una gran cantidad de información puesto que en esas caras y en las últimas décimas se incrementa exponencialmente el valor del esfuerzo de enclavamiento. En este trabajo se van a realizar ensayos de frenos con el uso de estas caras planas y llegando al cierre completo de las herramientas.

Tal y como se ha explicado anteriormente, el utillaje está colocado sobre la máquina de tracción. Este hecho proporciona un alto nivel de control del ensayo en parámetros como el desplazamiento del travesaño, la velocidad a la que se desplaza y la fuerza que se requiera aplicar. En el ensayo de enclavamiento se coloca la chapa sobre las superficies del freno hembra, Fig. 38, y, mediante la máquina de tracción, se aplica una velocidad de desplazamiento en dirección al cierre del freno de 80 mm/s al travesaño que contiene el freno macho. A medida que el freno va cerrándose, las fuerzas recogidas en el sensor de carga de la máquina de compresión van aumentando hasta que ocurre un cambio brusco debido al impacto que se produce cuando las herramientas se cierran completamente.

La detección del punto de contacto (mediante el cambio crítico de tendencia de la fuerza) es una tarea compleja y muy determinada por la sensibilidad del operario. Por ello, con el objetivo de que el cambio de pendiente se pueda apreciar y la determinación del valor concreto del esfuerzo de enclavamiento sea precisa, se han añadido unos topes a los laterales de la chapa que dotan de mayor rigidez. Estos topes, incrementan notablemente el cambio de pendiente en el contacto y facilitan de esta manera la identificación del momento en el que ocurre el cierre completo. En la Fig. 40 se muestra de manera más clara la zona donde se colocan los topes, que se hacen con recortes de la propia chapa que se va a ensayar para que el contacto entre las herramientas y la chapa ocurra al mismo tiempo.

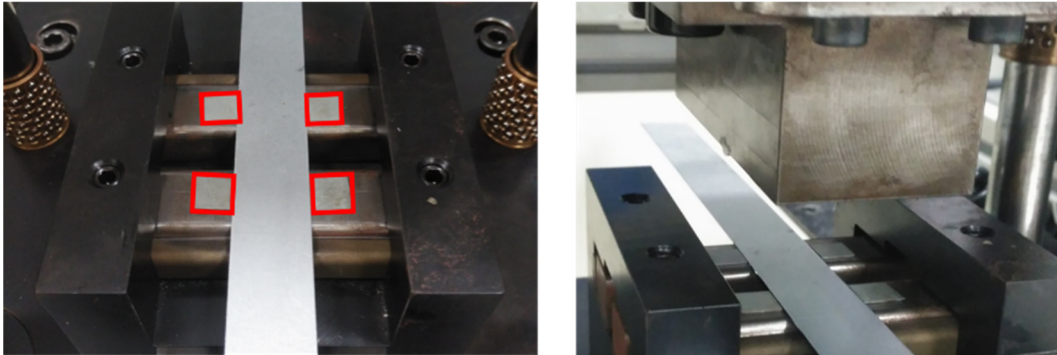


Fig. 40 Disposición de los topes sobre el útil de ensayo para medir el esfuerzo de enclavamiento.

El desplazamiento de la parte móvil se recoge mediante un sensor de desplazamiento lineal LVDT que se coloca en la placa superior. Tanto la señal de la fuerza recogida por el sensor de carga de la máquina de tracción como la señal del LVDT se recogen de manera simultánea gracias a un sistema de adquisición de señales comercial National Instruments. El uso de este sistema de adquisición ha posibilitado la captura de señales a 100 Hz para la correcta identificación del instante concreto de contacto. En la Fig. 41 se muestra un ensayo tipo de enclavamiento para una altura de punzón de 3 mm.

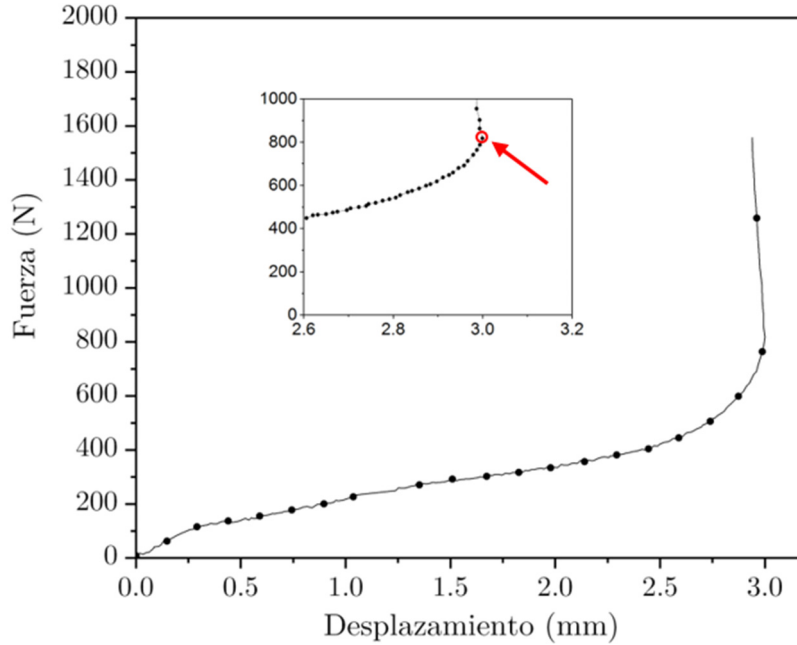


Fig. 41 Evolución de la fuerza de enclavamiento a medida que se cierran las herramientas y detalle de las últimas 4 décimas de cierre. Con una flecha roja se representa el instante de cierre completo y en el cuál la fuerza aumenta bruscamente.

Se puede apreciar que a medida que el cierre completo se aproxima, el incremento de fuerza por desplazamiento unitario es mayor, pero también se muestra un claro cambio brusco cuando repentinamente ocurre el impacto al cerrarse completamente el freno. En la Fig. 42 se muestran los valores de enclavamiento en las diferentes alturas de punzón ensayadas para cada material. Se han realizado 5 repeticiones en cada condición con el fin de obtener valores promedios fiables y reducir la desviación de los resultados.

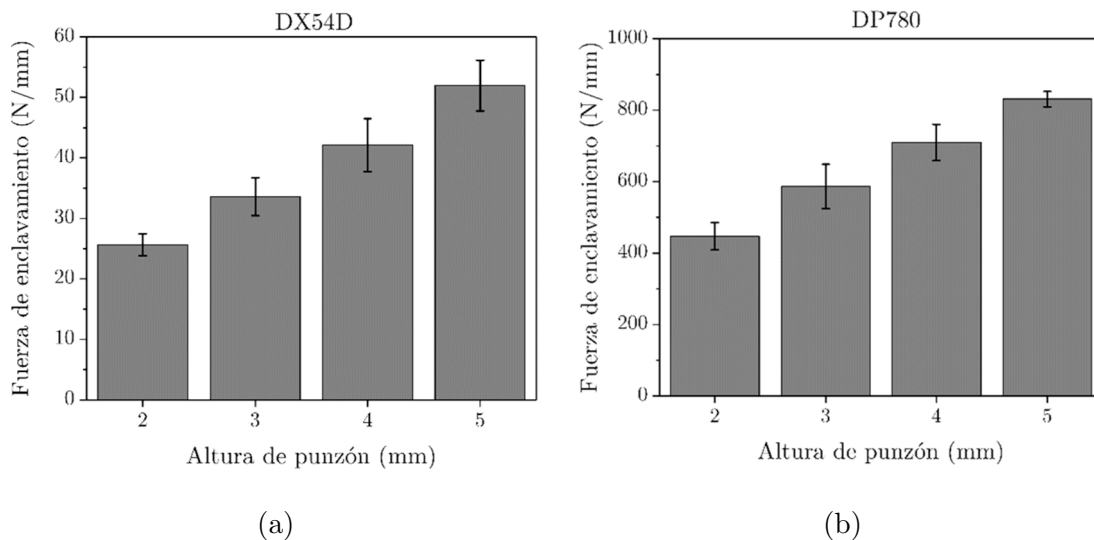


Fig. 42 Resultados de los ensayos experimentales de enclavamiento de frenos del (a) DX54D y el (b) DP780.

Los resultados muestran el incremento en la fuerza de enclavamiento que supone el aumento de cada milímetro en la altura de punzón para cada material. En el caso del DX54D se puede observar unos incrementos de entorno al 20-25% cada milímetro que se aumenta en la altura del punzón. Sin embargo, en el caso del DP780, a pesar de que al pasar de 2 a 3 mm de altura de punzón se observa también un aumento del 24%, se aprecia que el aumento de la altura del punzón va disminuyendo su efecto a mayores alturas de punzón, reduciéndose a un 15% de aumento en el cambio de 4 a 5 mm. Del mismo modo, existe una acusada diferencia entre ambos materiales. Para cada altura, los resultados del DP780 son de alrededor de 16-17 veces mayores que los esfuerzos de enclavamiento del DX54D. Las razones de estas diferencias se deducen de los diferentes espesores y resistencias de cada material.

5.2. Caracterización del esfuerzo de retención

Los ensayos de caracterización del esfuerzo de retención constan de tres etapas y se muestra una descripción gráfica en la Fig. 43:

- 1.** Primero, basándose en los resultados de los esfuerzos de enclavamiento, se comanda al travesaño, que porta la parte del macho del freno, a realizar la fuerza de enclavamiento que se ha observado que es necesaria para cerrar las herramientas.

- 2.** Se esperan unos segundos para que el control de la máquina estabilice esa posición y se comanda una apertura de 0,05mm. En el caso de los ensayos de enclavamiento, se buscaba que las herramientas se cerraran hasta que las caras planas de la parte del macho y la hembra formaran un sándwich cerrado con la chapa de por medio para asegurar un cierre completo. En esos ensayos el uso de esas caras es necesario ya que se ha demostrado que esas zonas dominan el 90% del esfuerzo de enclavamiento (Larsson 2009). Sin embargo, el objetivo del ensayo de retención es medir la retención que se ejerce en el material a su paso por el freno, comprendido entre el inicio del radio de entrada hasta el final del radio de salida. Por ello, el contacto entre la chapa y las superficies de la herramienta en esas zonas se debe evitar. La apertura es la mínima posible para evitar que la fricción existente en las zonas contiguas al freno afecte en el valor de retención.

- 3.** Posteriormente, el motor lineal tira de la probeta haciendo pasar al material a través del freno mientras que al travesaño se le comanda que mantenga la posición. Esto hace que, además de poder medir la fuerza de retención que produce la geometría del freno, también se pueda recoger la fuerza necesaria para mantener la herramienta a esa posición de cierre. Esta fuerza y la de retención se miden una vez que las fuerzas están estabilizadas. En la Fig. 44 se muestra un ejemplo de un ensayo en el que se pueden observar ambas señales de fuerza durante el ensayo.

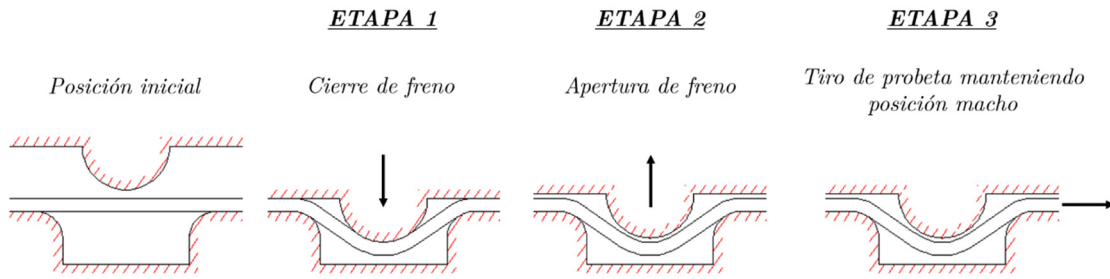


Fig. 43 Definición gráfica de las diferentes etapas del ensayo de retención de frenos

En la Fig. 44 se muestran los resultados de un ensayo tipo de retención. Entre cada una de las etapas se deja un periodo de tiempo para que las posiciones se estabilicen. También se aprecia que, durante el tiro, una vez superado el periodo de estabilización, las fuerzas de cierre y tiro se mantienen constantes.

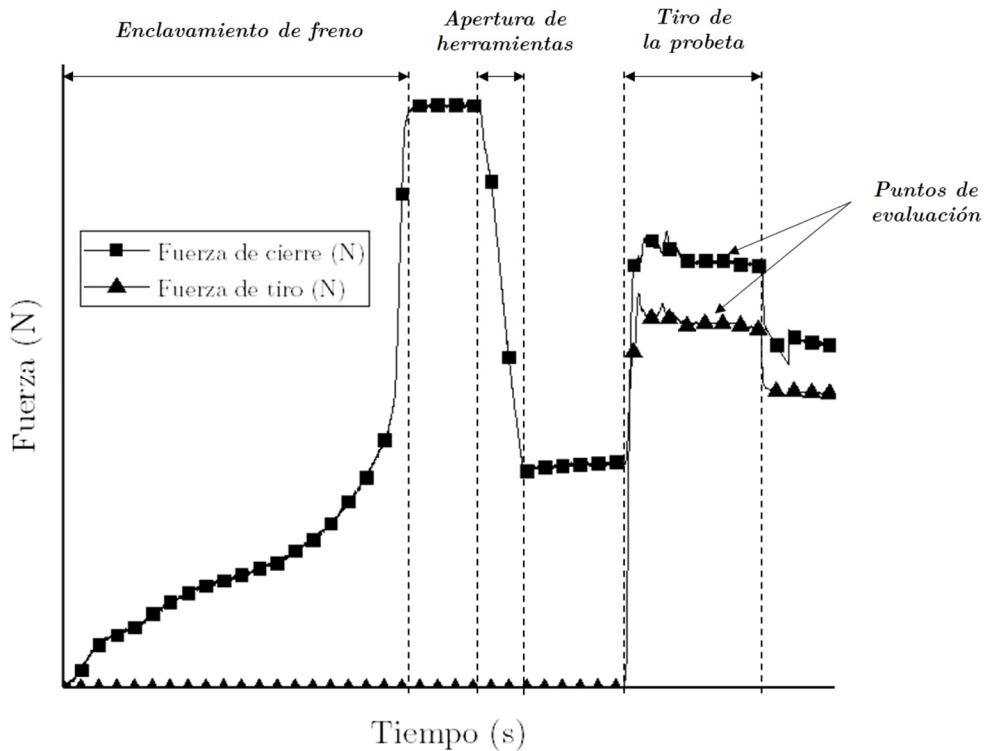


Fig. 44 Evolución de las fuerzas de tiro y de cierre durante un ensayo de retención de frenos tipo.

Los esfuerzos de retención obtenidos experimentalmente para cada material y configuración de freno se muestran en la Fig. 45. En este caso también se han realizado 5 repeticiones en cada condición. Debido a la menor conformabilidad del acero DP780, no se han podido obtener resultados a alturas mayores de 3 mm, ya que la probeta rompía al tratar de hacerla pasar por el freno de alturas de punzón tan severas. En cualquier caso, es importante recordar que para aceros de alta resistencia como el DP780, no se suelen usar frenos con fuerzas de retención excesivamente altas. Por lo tanto, las alturas

que se han podido caracterizar en este trabajo, son las habituales en procesos de embutición industriales para el DP780.

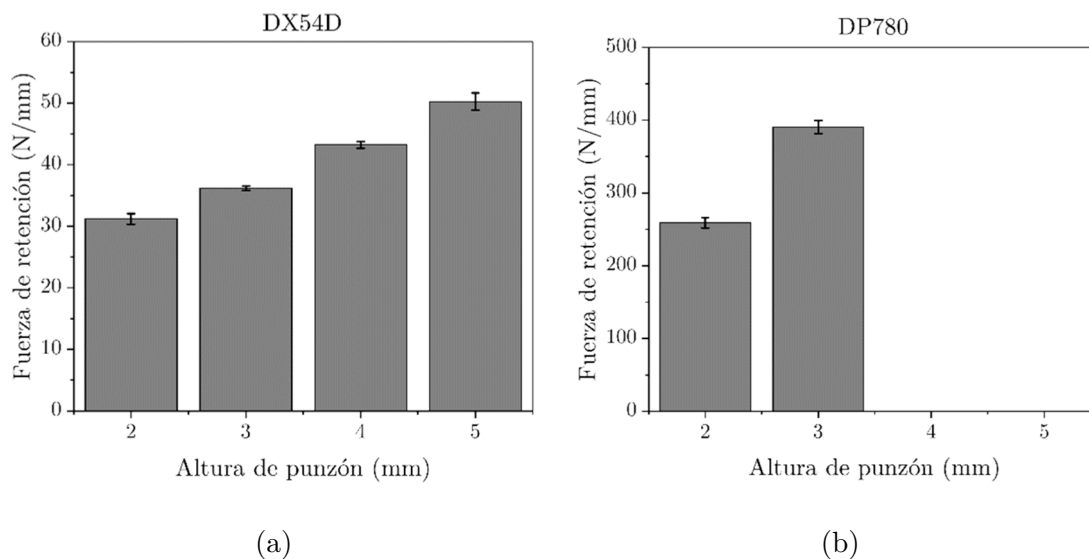


Fig. 45 Resultados experimentales de los esfuerzos de retención del (a) DX54D y (b) DP780.

Como se podía esperar, se puede apreciar el incremento que se da en los esfuerzos de retención a medida que se aumenta la altura del punzón. Es destacable la gran repetitividad de estos ensayos y clara muestra es que la mayor desviación de los ensayos realizados en las mismas condiciones es del 2,7%. El segundo dato recogido de estos ensayos es la fuerza para mantener el freno en la posición deseada mientras que se realiza el tiro de la probeta. Esta fuerza se ha comparado con la fuerza necesaria para cerrar el freno inicialmente. Se muestra la comparativa en la Fig. 46.

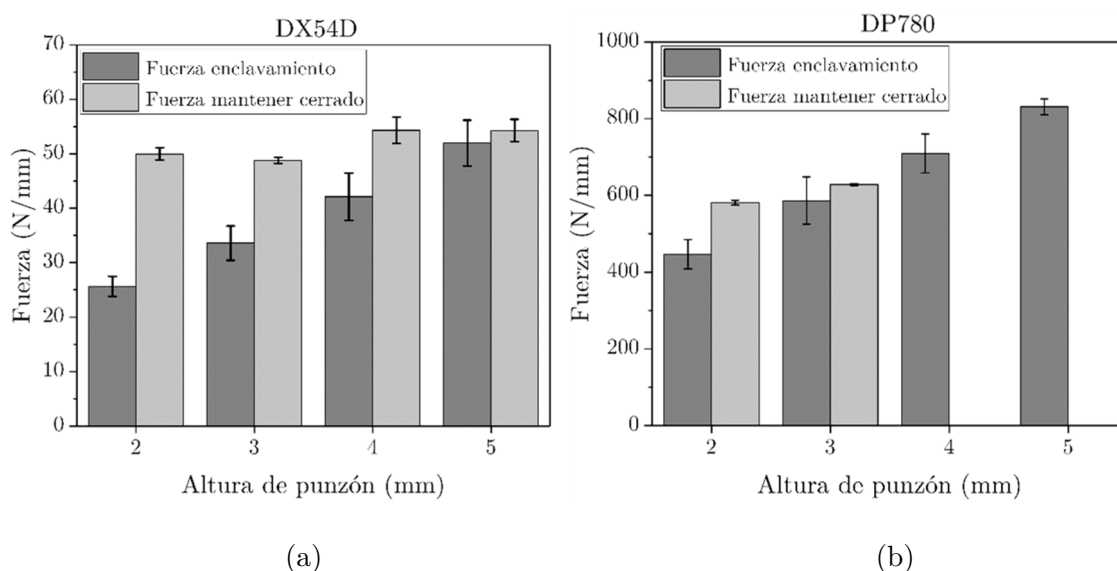


Fig. 46 Comparativa entre las fuerzas necesarias para enclavar los frenos y para mantener el freno cerrado durante el flujo del material a través de él del (a) DX54D y (b) DP780.

De estos resultados se desprende que las fuerzas necesarias para mantener el freno cerrado son mayores que las del cierre inicial del freno. Esto ocurre en todos los casos estudiados, sin embargo, las diferencias entre ambas fuerzas se disminuyen a medida que la altura del freno aumenta. Mientras que en las alturas de freno más bajas las diferencias son muy altas, llegando a doblarse el esfuerzo necesario con el freno de altura de 2 mm para el DX54D, a una altura de 5 mm la diferencia se reduce a un 5%. Este comportamiento también se muestra en los casos estudiados para el DP780, en el que se aprecia una diferencia entre los esfuerzos de un 23% para la altura de freno de 2 mm y únicamente entorno a un 7% para la altura de 3 mm. Estas diferencias explican que el comportamiento de la chapa durante el flujo por el freno difiere con respecto al comportamiento durante el proceso del enclavamiento inicial.

Por ello, en estos mismos ensayos, se grabó con una cámara digital la forma que adoptaba la chapa en el freno. Se observó una diferencia entre la geometría adoptada al enclavar el freno y cuando el material fluía tras él. En la Fig. 47, se muestra la geometría adoptada en las dos situaciones.



Fig. 47 Fotos de la geometría que adopta la chapa en el freno en la situación de (a) enclavamiento y (b) tiro del material.

Como se observa en la Fig. 47, la forma previa al flujo del material parece ser simétrica respecto al centro del freno. Una vez que se empieza a hacer el tiro de la probeta, la geometría del material va cambiando hasta que se estabiliza en la forma que se ve en la Fig. 47, b. La forma asimétrica que se observa en la Fig. 47, b se evidenciaba más claramente en los frenos de menor altura de freno, mientras que en los casos en los que la altura del punzón era mayor la chapa abrazaba el radio del punzón en mayor medida y su forma era más similar a la que se observa durante el enclavamiento final en la Fig. 47, a. Esta forma asimétrica que adopta la chapa había sido previamente mostrada en otros trabajos de investigación (J. M. Yellup 1985) y modelos como el de Sanchez y Weinmann (1996) intentan predecir esa forma para obtener cálculos precisos de los esfuerzos del freno.

5.3. Análisis crítico de los modelos de frenos implementados en la actualidad

Del **Capítulo 2** se ha extraído la conclusión de que los resultados experimentales mediante los cuales se han validado los modelos de frenos equivalentes pueden no ser representativos del comportamiento de los frenos reales de embutición. En este trabajo se ha desarrollado un ensayo en el que se pueden recoger de manera precisa los esfuerzos producidos por los frenos. Puesto que el objetivo de este trabajo es desarrollar un modelo que prediga adecuadamente los esfuerzos producidos por los frenos, previamente se han comparado los resultados que predicen los modelos que se usan actualmente con los resultados obtenidos experimentalmente.

A pesar de que en este trabajo se ha explicado la necesidad del uso de modelos de frenos equivalentes que predigan los esfuerzos producidos por los frenos, a día de hoy, el uso de estos modelos se limita a los modelos que han sido implementados por el software comercial Autoform® en su algoritmo. Los modelos implementados se basan en el modelo propuesto por Stoughton (1988) y ha sido modificado en la versión R7 tras un trabajo en colaboración con Mondragon Unibertsitatea (Sester et al. 2016). Esta modificación parte de unos resultados experimentales obtenidos mediante el ensayo de frenos desarrollado en esta tesis. En este trabajo se compararán los resultados experimentales con el modelo original, en adelante denominado como “Autoform original”, que ha sido utilizado en el software Autoform® hasta la fecha, y el modelo de Stoughton (1988) modificado que se puede usar a partir de la versión R7, denominado en este trabajo como “Autoform modificado”.

Para el cálculo de los modelos analíticos implementados en Autoform®, se han usado los datos provenientes de la caracterización del material y tribológica. Los parámetros del material y de fricción que se han usado en los modelos se resumen en la Tabla 11. El coeficiente de fricción es considerado constante en ambos modelos de frenos por lo que, a pesar de haberse caracterizado a diferentes presiones de contacto, solo se ha podido aplicar un valor. Para ambos casos, se ha determinado el valor de coeficiente de fricción proveniente de los ensayos a 10 MPa de presión de contacto.

Tabla 11 Parámetros de material y fricción introducidos para el cálculo de los esfuerzos de los frenos por medio de los modelos implementados en Autoform®.

| Material | Espesor (mm) | Módulo de Young (GPa) | Límite elástico (MPa) | K | n | r | μ |
|----------|--------------|-----------------------|-----------------------|--------|------|------|-------|
| DX54D | 0,6 | 205,7 | 150,9 | 542,5 | 0,23 | 1,74 | 0,11 |
| DP780 | 1,49 | 196,1 | 540,0 | 1148,5 | 0,07 | 0,87 | 0,10 |

La Fig. 48 muestra la comparativa entre las predicciones mediante el modelo de Autoform original y modificado y los resultados experimentales.

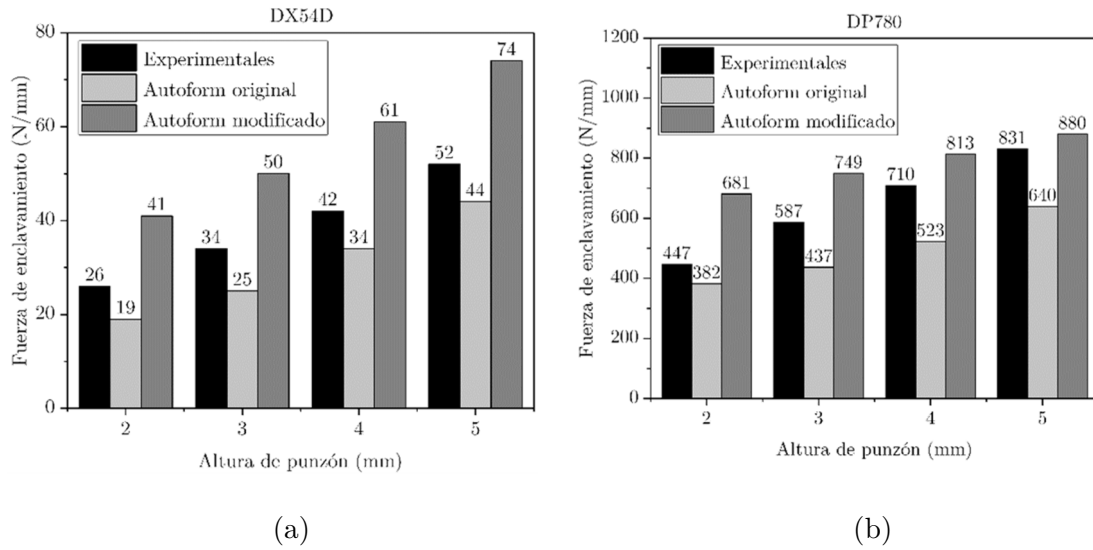


Fig. 48 Comparativa entre los resultados de los esfuerzos de enclavamiento obtenidos experimentalmente y los resultados calculados mediante el modelo de Autoform original y Autoform modificado del (a) DX54D y (b) del DP780.

Se puede apreciar que, en todos los casos analizados, el valor experimental se encuentra entre los valores calculados por el modelo de Autoform original y el modificado. La modificación del modelo de Stoughton propone la aplicación de unas fuerzas verticales sobre las superficies de las caras planas contiguas a los radios de entrada y salida del freno que hacen que el valor de enclavamiento calculado por este modelo supere ampliamente los valores calculados por el modelo original. Sin embargo, en comparación con los valores obtenidos experimentalmente, el modelo de Autoform modificado sobrestima los resultados. El modelo Autoform original subestima los esfuerzos de enclavamiento por un promedio de entorno a un 22% para ambos materiales. Por el contrario, las fuerzas de enclavamiento calculadas por el modelo Autoform modificado se sobrestiman por un promedio de un 49% para el DX54D y un 25% en el caso del DP780. Estos errores del cálculo en el esfuerzo de enclavamiento coinciden con la problemática que se plantea en el **Capítulo 1** y que había sido detectada por la industria troquelera.

También se van a comparar los resultados experimentales de los esfuerzos de retención con los calculados por los dos modelos implementados en Autoform®. En este caso el modelo de Autoform original también se ha modificado para aproximarse con mayor precisión a la forma adoptada por la chapa en su paso por el freno y por consiguiente aumentar la precisión de la predicción del esfuerzo de retención. Para ello tomaron como referencia el modelo propuesto por Sanchez y Weinmann (1996). En la Fig. 49 se muestran los resultados de la comparativa entre ambos modelos y los esfuerzos de retención obtenidos con el utillaje desarrollado en este trabajo.

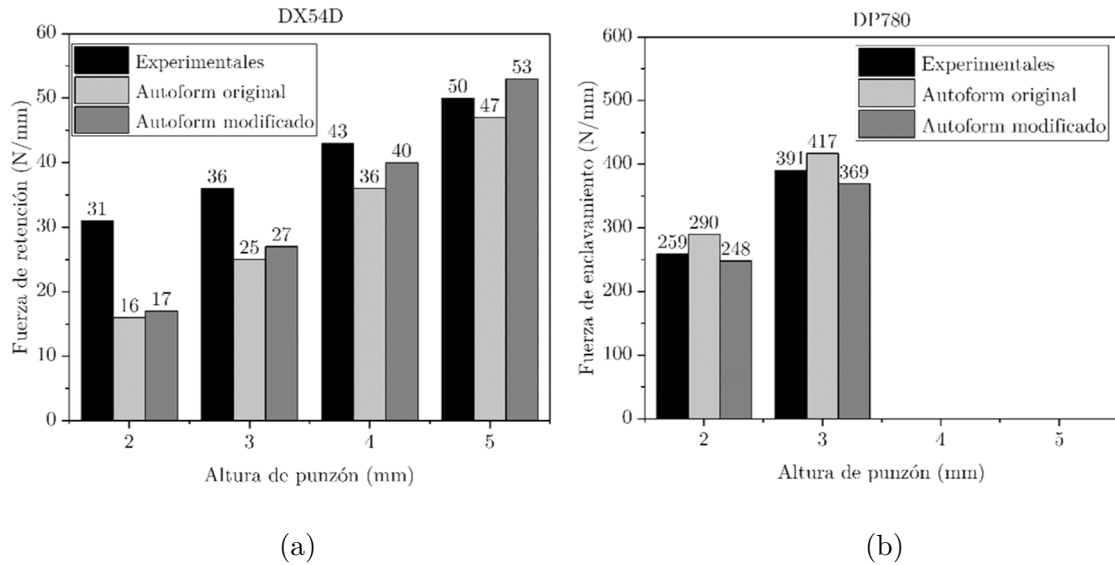


Fig. 49 Comparativa entre los resultados de los esfuerzos de retención obtenidos experimentalmente y los resultados calculados mediante el modelo de Autoform original y Autoform modificado del (a) DX54D y (b) del DP780.

Mientras que los cálculos de los esfuerzos de enclavamiento entre los dos modelos implementados en Autoform® diferían ampliamente entre sí, las diferencias entre los valores de retención calculados por cada modelo se asemejan más. Además, al contrario que en la comparativa de los esfuerzos de enclavamiento, se puede apreciar un nivel de predicción de los modelos implementados en Autoform® altamente superior en los esfuerzos de retención, exceptuando los casos de altura de punzón de 2 y 3 mm en los que se observan diferencias de entorno a un 45 y 28% respectivamente. Como se ha explicado anteriormente, en estas alturas de punzón reducidas la forma que adopta la chapa es más compleja y puede ser la razón por la cual los dos modelos predicen esfuerzos alejados de los valores obtenidos en los ensayos experimentales. Además, a pesar de que el coeficiente de fricción es un parámetro muy influyente sobre el esfuerzo de retención, los modelos implementados por Autoform® no tienen implementado un modelo de fricción variable con la presión de contacto y puede suponer uno de los orígenes de las diferencias observadas.

Es importante recalcar que para el acero DX54D, al ser un material para componentes de altos niveles de deformación, se suelen definir frenos de un nivel de retención alto. Por tanto, existe una mayor necesidad de precisión para los frenos de mayor altura de punzón.

En todos los casos estudiados el modelo Autoform modificado ofrece una predicción más cercana a los valores obtenidos experimentalmente. Exceptuando los dos casos mencionados en los que los esfuerzos de retención calculados difieren notablemente con los resultados experimentales, en todos los demás casos las diferencias observadas con el modelo Autoform modificado son menores del 7,5%. Por tanto, aunque existen casos en los que el modelo Autoform modificado no es capaz de ofrecer resultados fiables de esfuerzos de retención, se puede concluir que las diferencias entre las fuerzas calculadas

y las obtenidas experimentalmente son altamente inferiores a las observadas en la comparativa de los esfuerzos de enclavamiento.

5.4. Conclusiones del capítulo

En vista de que existen discrepancias de resultados experimentales de esfuerzos de frenos entre diferentes laboratorios, en este trabajo se ha desarrollado un utillaje para medir de manera precisa los esfuerzos producidos por los frenos de embutición.

Para ello, se ha diseñado y fabricado un utillaje que cumple con los requisitos necesarios para reproducir lo más fiel posible las condiciones reales de un freno de embutición. Además, se han acoplado sensores de medición capaces de medir los esfuerzos de enclavamiento y de retención con un alto nivel de precisión.

Posteriormente, se han comparado los resultados experimentales obtenidos con los esfuerzos calculados con los dos únicos modelos que están implementados en un software de simulación. Los dos modelos implementados en Autoform[®] están basados en el modelo de Stoughton (1988), aunque el modelo Autoform modificado se ha variado aplicando una fuerza extra vertical en la zona contigua a los radios de entrada y salida del freno. Esto hace que los esfuerzos de enclavamiento predichos por este modelo sean ampliamente superiores a los calculados por el modelo original. En comparación con los resultados obtenidos experimentalmente, se ha podido apreciar que el modelo Autoform original subestima los esfuerzos de enclavamiento con un error promedio de un 22% y el modelo Autoform modificado sobrestima los esfuerzos con un promedio del 49% para el DX54D y un 25% para el caso del DP780. Por tanto, se concluye que ninguno de los dos modelos es capaz de calcular de manera precisa el valor del esfuerzo de enclavamiento y, por consiguiente, en este trabajo se va a desarrollar un modelo de predicción del esfuerzo de enclavamiento que reduzca la diferencia con respecto a los esfuerzos de enclavamiento de los frenos.

El modelo Autoform modificado también se ha adaptado para tratar de calcular con mayor precisión los esfuerzos de retención, tomando como referencia el modelo desarrollado por Sanchez y Weinmann (1996). Sin embargo, no se han observado tales diferencias entre los esfuerzos calculados por los dos modelos implementados en Autoform[®] como las observadas en el cálculo de los esfuerzos de enclavamiento. No obstante, el modelo de Autoform modificado ha mostrado una mayor precisión del cálculo de los esfuerzos de retención. A excepción de las alturas de 2 y 3 mm para el DX54D, las diferencias observadas con respecto a los valores obtenidos experimentalmente en todos los demás casos han sido menores del 7,5%. Por ello, puesto que la precisión del modelo Autoform modificado es razonablemente alta, de aquí en adelante el trabajo se centrará en el desarrollo de un modelo semi-analítico para el cálculo de los esfuerzos de enclavamiento. En cualquier caso, el autor de esta tesis considera que sería interesante la implementación de un coeficiente de fricción variable con la presión de contacto en el modelo de predicción de los esfuerzos de retención.

Análisis numérico del enclavamiento

“El placer más noble es el júbilo de comprender”

Leonardo da Vinci

Sinopsis

Para tratar de mejorar la precisión de los cálculos de los esfuerzos de enclavamiento de los modelos analíticos actuales, es importante comprender en profundidad el comportamiento de la chapa durante el proceso de cierre del freno. Por ello, se ha desarrollado un modelo numérico que representa adecuadamente el proceso de enclavamiento.

Primero, se ha podido observar que como se había publicado en trabajos anteriores, el esfuerzo de cierre asciende exponencialmente en las últimas décimas previas al cierre final y se localiza sobre las caras planas del macho. Posteriormente, se ha realizado un estudio de sensibilidad variando una gran cantidad de parámetros de material, contacto y geométricos para conocer los parámetros que más afectan en el proceso de enclavamiento. En este estudio se ha podido observar que los parámetros más relevantes son los geométricos que evitan que el contacto en el cierre se dé en toda la superficie de las caras planas del macho. Esto se debe a que, de este modo, el rizo que se genera en la chapa durante el cierre de las herramientas no se aplane completamente. Por este mismo hecho, se ha podido concluir que los resultados a cierre completo del modelo numérico y los experimentales no se pueden correlar, ya que inevitablemente en el ensayo experimental hay errores geométricos. Sin embargo, se ha apreciado una alta correlación entre los resultados experimentales a cierre y los resultados del modelo numérico a 0,2 mm del cierre completo. Finalmente, se ha analizado el comportamiento de la chapa y se ha concluido se debe incluir la evolución de la geometría en el modelo semi-analítico para poder obtener resultados precisos.

En este trabajo se ha encontrado la necesidad de desarrollar un modelo que sea capaz de predecir el esfuerzo de enclavamiento que se produce en los frenos. Además, se ha observado que el fenómeno del enclavamiento del freno no está debidamente comprendido y su comprensión es de vital importancia para un desarrollo posterior de un modelo semi-analítico que prediga su comportamiento.

Los softwares de simulación numérica son herramientas muy útiles a la hora de analizar el comportamiento de un proceso o fenómeno concreto. Mediante la correcta definición del comportamiento de las herramientas o materiales que intervienen en el proceso y las condiciones de contorno del caso que se quiere estudiar, se puede simular un problema concreto y obtener conclusiones relevantes. Estas conclusiones pueden llegar a sentar las bases necesarias de modelos analíticos que sean capaces de predecir problemas de cierta complejidad.

Es por ello que en este trabajo se ha realizado un modelo numérico para tratar de aumentar el conocimiento sobre el fenómeno del enclavamiento de freno y analizar las causas del insuficiente nivel de predicción de los modelos actuales. Para ello, en este apartado, se presentará el modelo definido para realizar el análisis, la validación de este modelo con los resultados obtenidos experimentalmente y, finalmente, el análisis realizado y las conclusiones obtenidas del estudio.

6.1. Definición del modelo numérico

A la hora de definir un modelo de simulación numérica se tienen que tener en cuenta los objetivos que se quieren cumplir con el análisis. En este caso, el objetivo es comprender el fenómeno del enclavamiento de frenos y por ello, se tratará de definir de la manera más fiel posible las condiciones existentes durante el enclavamiento del freno. Para ello en este trabajo se ha desarrollado una simulación numérica 2D “Plane Strain” explícita en el programa de simulación Abaqus®.

6.1.1. Definición de las geometrías

Como se puede apreciar en la Fig. 50, en la simulación intervienen la chapa y 3 herramientas, la parte de la hembra del freno y el macho que ha sido dividido en dos herramientas, el punzón y las caras planas contiguas al punzón del freno. Esto se ha hecho con la intención de discernir el efecto que tiene cada una de estas partes en el fenómeno del enclavamiento.

Para validar el modelo, se compararán los resultados numéricos con los resultados obtenidos experimentalmente. Es por ello que se han realizado diferentes simulaciones ajustando tanto la altura del punzón como el espesor de la chapa a los ensayos experimentales.

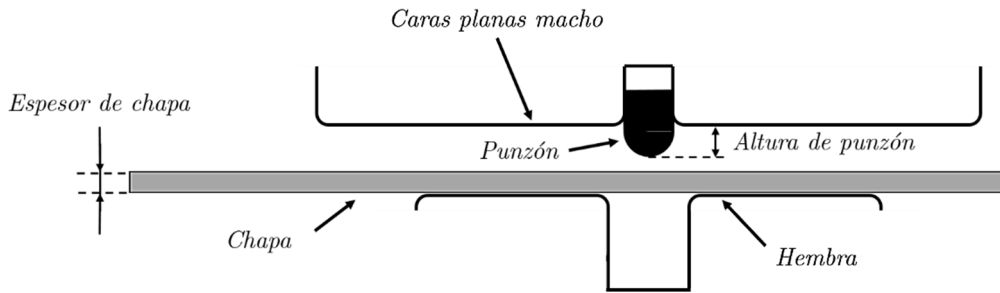


Fig. 50 Definición de los cuerpos que intervienen en la simulación.

6.1.2. Discretización de los cuerpos

Las herramientas se han considerado rígidas y se han definido mediante una geometría analítica. En el caso de la chapa, ésta se ha definido como deformable y con una malla de elementos sólidos cuadriláteros de deformación plana, “Plane Strain”, de 4 nodos e integración reducida, denominados en el software de Abaqus® como CPE4R. Las deformaciones longitudinales y en el espesor de la chapa superan ampliamente las deformaciones en la dirección de la anchura de la chapa, por lo que la hipótesis de “Plane Strain” representa en gran medida la situación real de deformación del material. Como se aprecia en la Fig. 51, ambos materiales, el DX54D y el DP780, han sido mallados con 11 elementos en la longitud del espesor que se consideran suficientes para una precisión alta en los resultados de un proceso de conformado de chapa (Li et al. 2002). Debido al diferente espesor de cada material, el tamaño de los elementos para el DP780 es de 0,135 mm y en el caso del DX54D de 0,054 mm. Por consiguiente, la chapa definida para el DP780 está formada por 14.762 elementos, mientras que la del DX54D contiene 36.663 elementos a lo largo de la chapa. Las dimensiones tanto de la chapa como de las herramientas han sido definidas acorde a los ensayos experimentales realizados.

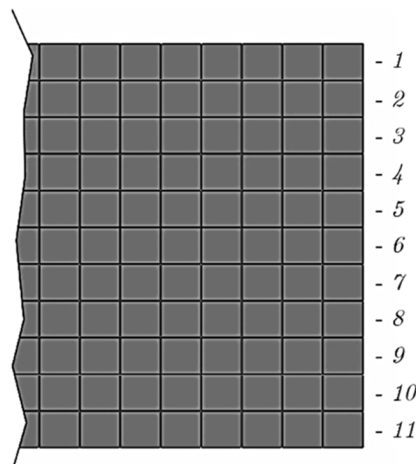


Fig. 51 Discretización de elementos en el espesor de la chapa

6.1.3. Definición de las propiedades del material

Se ha definido un modelo de material elasto-plástico. El comportamiento elástico del material se ha definido mediante el módulo de Young (E) y el coeficiente de Poisson (ν) que se ha definido con un valor de 0,3 típicamente utilizado para los aceros, para ambos materiales.

En cuanto al modelo de plasticidad, se ha comparado la distribución de tensiones calculadas mediante un modelo isotrópico y uno anisótropo para observar las diferencias entre ambas consideraciones. En la Fig. 52 se muestra la superficie de fluencia calculada con el modelo isotrópico Von Mises y el modelo anisótropo cuadrático Hill 48 para cada material. Puesto que se ha considerado una situación de Plane Strain, se han comparado los valores de las tensiones en estado de Plane Strain entre cada modelo. Se ha podido apreciar que considerando que el material se comporta de una manera isotrópica, se observa una diferencia del 3,9% para el DX54D y un 0,7% para el DP780 con respecto al modelo anisótropo Hill 48. La razón de la mayor diferencia encontrada en el DX54D se debe a que este material es más anisótropo que el DP780 y por lo tanto el efecto del modelo anisótropo de Hill 48 es mayor. Para el modelo de simulación numérica, se ha seleccionado el modelo isotrópico de Von Mises ya que reduce el tiempo computacional sin comprometer en gran medida ($<4\%$) los valores obtenidos.

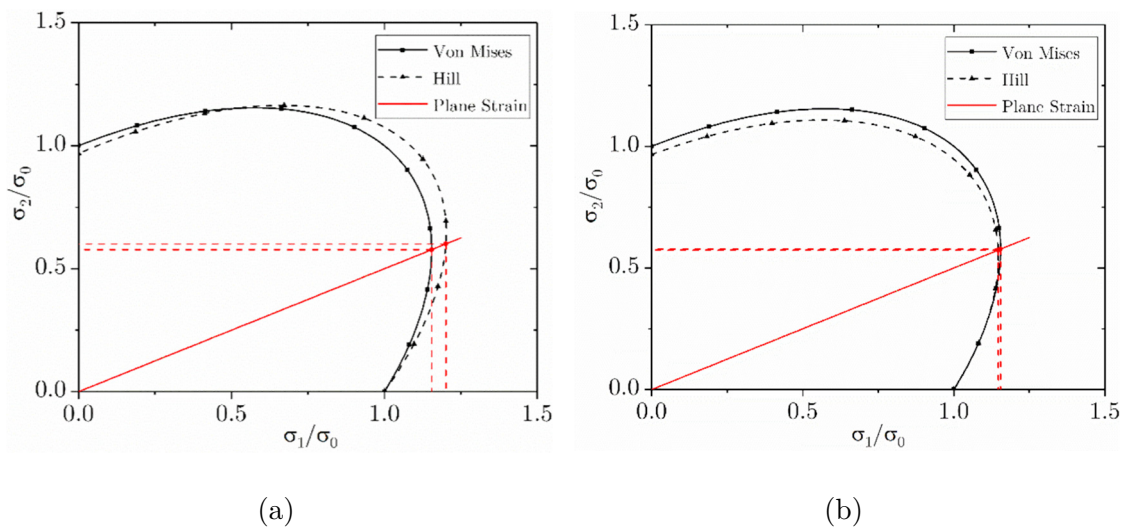


Fig. 52 Superficie de fluencia representada con el modelo isotrópico de Von Mises y el anisótropo de Hill 48 para (a) el DX54D y (b) el DP780.

Tras haber probado con el ajuste de varios modelos de endurecimiento, se ha seleccionado el modelo de endurecimiento Swift-Hockett Sherby para ambos materiales ya que se ajustaba de la manera más precisa. Los parámetros utilizados en cada material se presentan en la Tabla 12 y se han ajustado a la curva de tensión-deformación obtenida en los ensayos de tracción uniaxiales.

Tabla 12 Parámetros usados para definir el endurecimiento isotrópico del material mediante el modelo Swift-Hockett Sherby.

| Material | Q (MPa) | σ_i (MPa) | σ_{sat} (MPa) | a | p | α | ε_0 | m |
|----------|--------------|---------------------|-------------------------|------|-------|----------|-----------------|-------|
| DX54D | 558 | 152 | 519 | 2,6 | 0,652 | 0,250 | 0,006 | 0,255 |
| DP780 | 1174 | 551 | 1071 | 12,5 | 0,853 | 0,250 | 0,001 | 0,072 |

6.1.4. Definición del contacto entre herramienta y chapa

El contacto entre la chapa y las herramientas se diferencia entre el contacto normal y el tangencial. El contacto normal ha sido definido de manera que se evite la penetración entre las superficies en contacto. El contacto tangencial que repercute en la fricción impuesta al flujo de la chapa se ha definido mediante el valor del coeficiente de fricción que se ha visto que es variable con la presión de contacto. Por tanto, se han introducido los valores obtenidos por medio de la caracterización tribológica.

6.1.5. Definición de las condiciones de contorno

Las condiciones de contorno permiten representar numéricamente las condiciones reales en las cuales se han realizado los ensayos experimentales. En este caso se han aplicado condiciones de contorno a todos los cuerpos que intervienen en la simulación, la chapa y las herramientas. La Fig. 53 muestra de manera gráfica las condiciones de contorno impuestas a cada cuerpo en la simulación numérica.

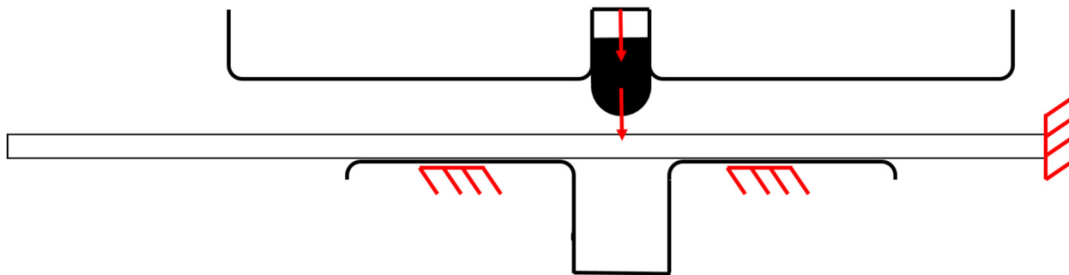


Fig. 53 Representación gráfica de las condiciones de contorno establecidas para cada herramienta en la etapa de enclavamiento.

En el ensayo experimental, durante el enclavamiento del freno, la chapa está amarrada a la garra con la cual posteriormente se tira de ella. Esta condición de contorno se ha definido bloqueando todos los grados de libertad del extremo de la chapa colocado en la dirección hacia la que, tras el enclavamiento, se hace fluir el material.

La parte de la herramienta hembra se encuentra fijada a la parte inferior del utillaje del freno. La herramienta del macho es la parte móvil del utillaje y se encarga de realizar el enclavamiento del freno.

6.2. Análisis de sensibilidad del fenómeno del enclavamiento

El objetivo del análisis de sensibilidad es definir los parámetros que más efecto tienen en el esfuerzo necesario para enclavar el freno. De esta manera, se puede observar qué parámetros son los más sensibles a la hora de obtener un valor de enclavamiento preciso y, por lo tanto, parámetros cuya caracterización debe ser más minuciosa. También se busca comprender qué parámetros del propio ensayo experimental de frenos pueden ser más relevantes y de esa manera explicar las desviaciones en los resultados experimentales.

Para todo ello, se han determinado unos parámetros de estudio que han sido variados y se ha evaluado cuantitativamente su efecto sobre el resultado del esfuerzo de enclavamiento. Estos parámetros de estudio y las variaciones que se han definido para sus valores se muestran en la Tabla 13. Se ha establecido el DP780 como material base menos en el caso de la anisotropía, puesto que, al ser un material altamente isotrópico, se han definido unos valores de anisotropía mayores para observar este efecto con mayor claridad. Las variaciones establecidas para cada parámetro analizado se justifican posteriormente en el sub-apartado **6.2.1 Análisis de sensibilidad de los parámetros del material** y también se mostrarán, una por una, las comparativas entre la simulación base y las simulaciones desarrolladas para el análisis de sensibilidad.

Tabla 13 Parámetros seleccionados para el análisis de sensibilidad del enclavamiento del freno.

| Parámetros de estudio | | Valores establecidos Base / Variación |
|-------------------------|-------------------------------|--|
| Parámetros del material | Módulo de Young (GPa) | 198 / 150 |
| | Límite elástico (MPa) | 540 / 594 |
| | Endurecimiento isotrópico | Normal / Bajo |
| | Endurecimiento cinemático | NO / SÍ |
| | Criterio de fluencia | Isotrópico / Anisótropo |
| | Espesor (mm) | 1,49 / 1,55 |
| Parámetros del contacto | Coefficiente de fricción | $\mu(\text{Presión de contacto}) / 0$ |
| Parámetros geométricos | Anchura de hembra (mm) | 14,5 / 14,0 |
| | Radios de entrada/salida (mm) | 3 / 3,3 |
| | Radio de punzón (mm) | 5 / 5,5 |
| | Altura de punzón (mm) | 3 / 3,3 |
| | Errores dimensionales I | NO / Cierre asimétrico del freno I |
| | Errores dimensionales II | NO / Cierre asimétrico del freno II |
| | Errores dimensionales III | NO / Desviación paralela |

En la Fig. 54 se muestran los resultados de la simulación con el material base. En esta figura se muestra la evolución de los esfuerzos generados sobre las herramientas macho divididas en la herramienta del punzón y las caras planas. Se aprecia el incremento exponencial que ocurre en los últimos 0,2 mm previos al cierre del freno de igual modo que en el trabajo de Kim et al. (1997). En este caso, el 70% de la fuerza de enclavamiento final se genera en estos últimos 0,2 mm. Además, se observa que las fuerzas generadas en las caras planas componen el 86% de la fuerza de enclavamiento total, muy similar a los resultados de Larsson (2009) que predecía que estas fuerzas eran el 90% de la fuerza total. Las razones del incremento brusco en las últimas décimas y la distribución de fuerzas en

las herramientas se estudiarán en el apartado **6.4 Análisis del comportamiento de la chapa durante el enclavamiento**.

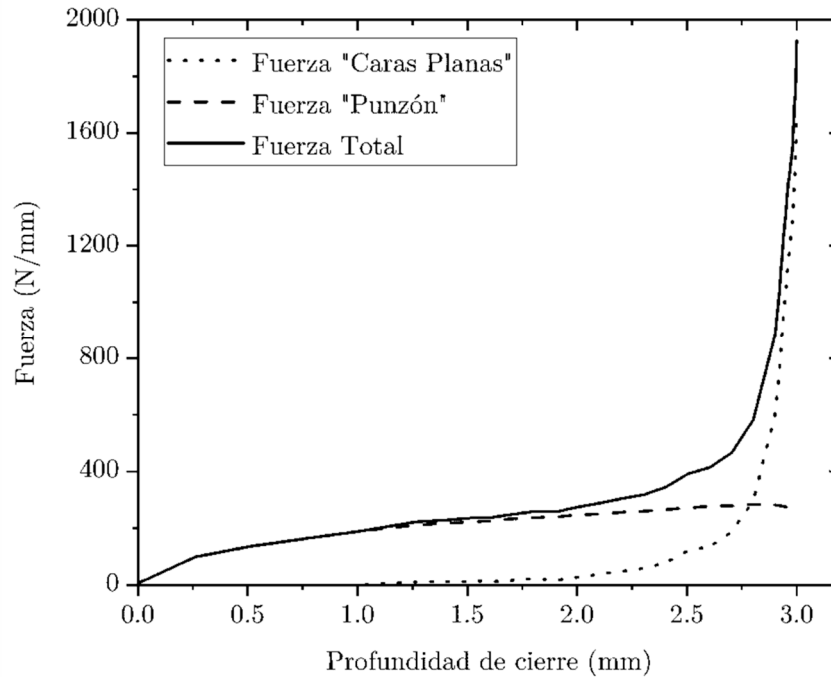


Fig. 54 Evolución de las fuerzas generadas en las herramientas a lo largo del cierre del freno.

6.2.1. Análisis de sensibilidad de los parámetros del material

El enclavamiento del freno produce unas deformaciones en la chapa que generan a su vez unas tensiones en el material. La respuesta del material a estas deformaciones a las que se ve sometido están directamente asociadas a las propiedades mecánicas del material. Estas propiedades mecánicas se deben caracterizar para poder predecir adecuadamente el comportamiento de la chapa en el proceso de enclavamiento. Sin embargo, no todas las propiedades mecánicas tienen el mismo efecto sobre el comportamiento de la chapa. En este apartado se va a cuantificar el efecto de cada uno de los parámetros del material definidos en la Tabla 13.

El primer parámetro del material estudiado es el módulo de Young. Como es sabido, el pseudo-módulo de Young decrece cuando el material se ve sometido a una deformación plástica (Mendiguren 2012). En el trabajo de Xue et al. (2016) se estudia esta degradación del pseudo-módulo de Young para un DP500, un DP600 y un DP780 por medio de tres tipos de técnicas de caracterización. En el caso de este último material, que coincide con el estudiado en este trabajo, la técnica con la que mayor degradación se observa es la del ensayo de tracción-relajación, "ULUL test". En la Fig. 55 se ve que el valor del pseudo-módulo de Young se ve reducido en un 24% hasta que se satura alrededor del 6% de deformación plástica.

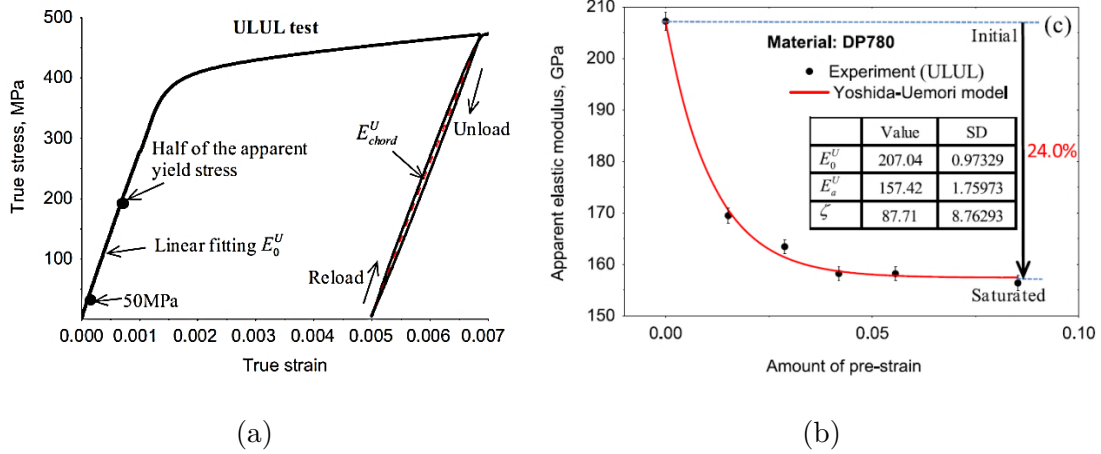


Fig. 55 (a) ensayo de tracción-relajación realizado para la obtención del pseudo-módulo de Young a diferentes valores de deformación plástica y (b) los valores obtenidos para un DP780 (Xue et al. 2016).

Por ello, en este trabajo se va a analizar el efecto de la degradación del pseudo-módulo de Young reduciendo el valor del módulo de Young inicial de 198 GPa en un 24% hasta un valor de 150 GPa.

El segundo de los parámetros analizados es el límite elástico. Los proveedores de aceros aseguran un error por debajo del $\pm 10\%$ en el valor del límite elástico. Para este análisis de sensibilidad se ha aumentado un 10% el valor del límite elástico y se ha analizado su efecto sobre la fuerza de enclavamiento. Manteniendo el endurecimiento y el módulo de Young del material base, la curva de tensión-deformación de los materiales comparados se muestra en la Fig. 56.

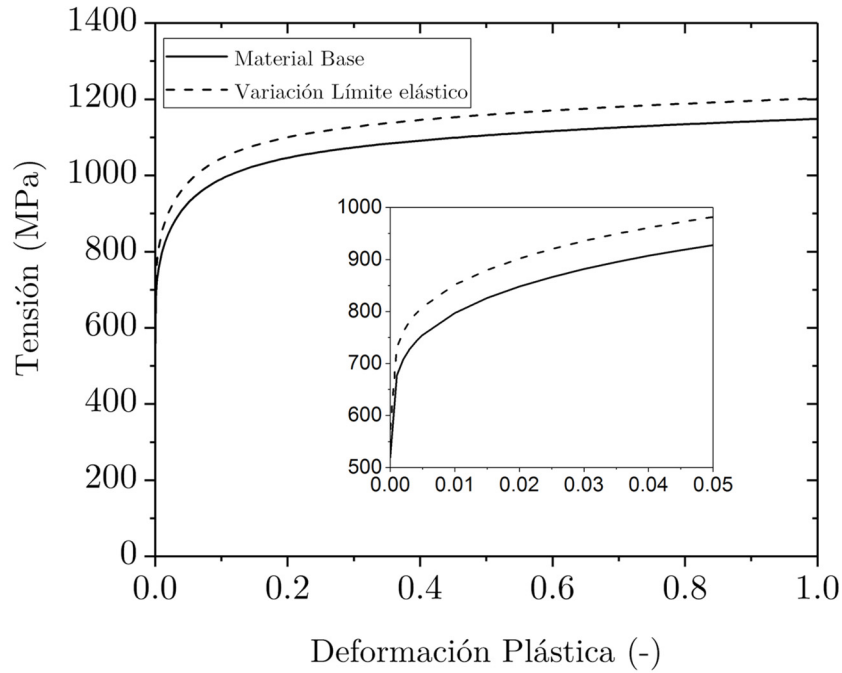


Fig. 56 Curva de tensión-deformación del material base y el material al que se le ha aumentado un 10% el límite elástico.

El endurecimiento isotrópico de este material se ha definido mediante el modelo de Swift-Hockett Sherby. En este modelo, el coeficiente α , varía la pendiente de endurecimiento del material y su valor puede variar de 0 a 1. Este parámetro determina la pendiente de la curva de tensión-deformación en el régimen plástico. Un valor bajo de α supone que el material aumenta su resistencia a medida que se ve sometido a una deformación plástica. Por el contrario, un valor alto de este parámetro supone que el material se satura y que ofrece la misma resistencia a pesar de verse sometido a un mayor nivel de deformación plástica. Puesto que el material base se ha definido con un valor de α de 0,25, valor generalmente utilizado para los aceros, se ha definido también un valor de 1 para ver el efecto del endurecimiento sobre el esfuerzo de enclavamiento. La Fig. 57 muestra la curva de tensión-deformación para el material base y el material definido con un valor de α de 1.

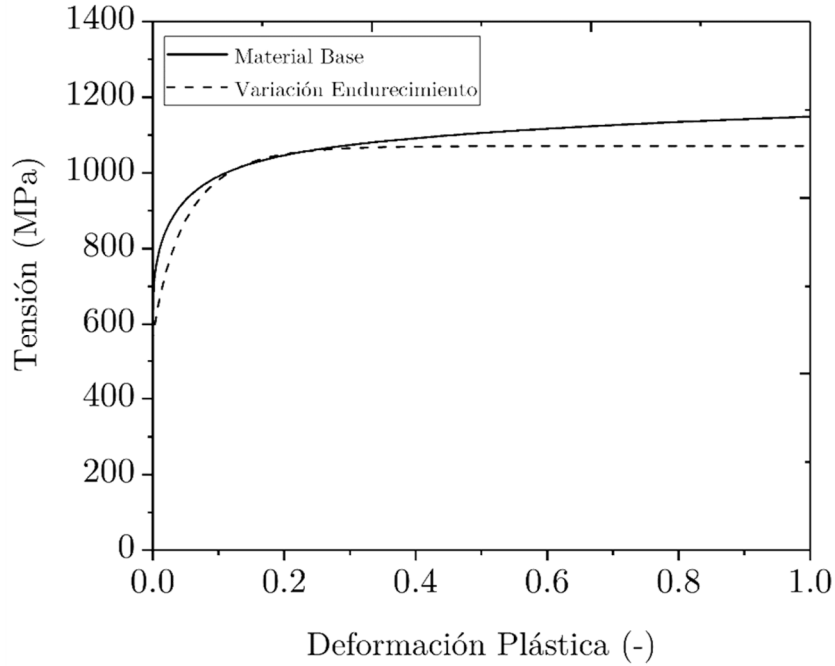


Fig. 57 Curva de tensión-deformación del material base y el material al que se le ha variado el endurecimiento.

Un parámetro destacado por los trabajos sobre los frenos ha sido el endurecimiento cinemático. En el trabajo de Lee et al. (2008) se encontraron unas diferencias del 25% en fuerzas de retención entre un modelo puramente isotrópico y otro puramente cinemático. Sin embargo, no se han encontrado trabajos donde se discuta el efecto del endurecimiento cinemático sobre el enclavamiento del freno. Por ello, en este trabajo se va a implementar un modelo cinemático en la simulación 2D para ver su efecto en el enclavamiento.

En el trabajo de Sun y Wagoner (2013) se analiza el comportamiento cinemático de un DP590, un DP780 y un DP980. Como se observa en la Fig. 58, tras realizar ensayos de tracción-compresión, se ajustó el modelo de endurecimiento cinemático de Chaboche a los resultados experimentales y se podía apreciar que el modelo se ajustaba adecuadamente al comportamiento cinemático del DP780.

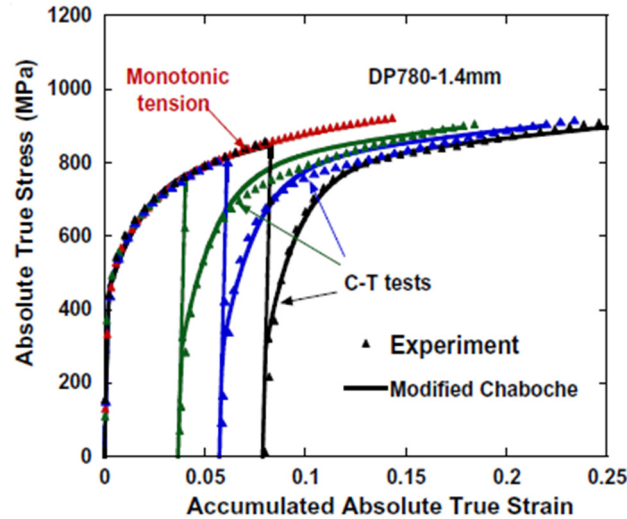


Fig. 58 Ajuste del modelo de endurecimiento cinemático de Chaboche a los resultados experimentales de un DP780 (Sun & Wagoner 2013).

Por consiguiente, en este estudio de sensibilidad se ha implementado el modelo de endurecimiento cinemático de Chaboche para analizar su efecto sobre el enclavamiento. Los valores para los parámetros utilizados por el modelo de Chaboche se han obtenido del trabajo de Sun y Wagoner (2013) y se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14 Coeficientes del modelo de Chaboche ajustados a ensayos de tracción-compresión de un DP780 (Sun & Wagoner 2013).

| σ_0 | C_1 | C_2 | γ | Q | B |
|------------|-------|-------|----------|-----|-----|
| 454 | 17062 | 517 | 72 | 163 | 16 |

El material base escogido para el análisis de sensibilidad es altamente isotrópico. Con el objetivo de evaluar el efecto de la anisotropía sobre el enclavamiento, se ha implementado el modelo anisótropo de Hill 48 con los coeficientes de anisotropía obtenidos para el material DX54D. A diferencia del DP780, el DX54D sí muestra un comportamiento anisótropo más evidente y por lo tanto se ha tomado como referencia para este análisis. Los coeficientes de Lankford utilizados para el modelo anisótropo se muestran en la Tabla 15. Este modelo anisótropo se comparará con el modelo isotrópico de Von Mises del material base.

Tabla 15 Valores de anisotropía usados para el análisis.

| r_0 | r_{45} | r_{90} | r_m |
|-------|----------|----------|-------|
| 1,875 | 1,755 | 1,560 | 1,736 |

Por último, se ha variado el espesor de la chapa para ver su efecto sobre el enclavamiento. Las normas de los proveedores definen un error máximo en el espesor de un $\pm 4\%$, por lo que se ha aumentado un 4% el espesor de la chapa del material base.

6.2.2. Análisis de sensibilidad de los parámetros del contacto

Otro aspecto a tener en cuenta en los frenos es la fricción que se genera en el contacto entre las dos superficies de la chapa y las diferentes superficies del freno. El comportamiento tribológico es a menudo simplificado adoptando la ley clásica de Coulomb en la cual se relaciona la fuerza de fricción tangencial con la fuerza normal. Sin embargo, se ha visto que influye de manera muy relevante en el comportamiento de la chapa durante el flujo por el freno. De igual modo que los frenos, la fricción entre las superficies en contacto tiene un importante efecto en el flujo de la chapa y por lo tanto en el estado tensional de la chapa al verse deformada. Definir correctamente el comportamiento tribológico es indispensable para predecir satisfactoriamente la reacción del material durante el proceso. A su vez esta tarea es complicada ya que son muchos los factores intervienen (Lee et al. 2015).

A pesar de la dificultad que supone definir correctamente el coeficiente de fricción entre la chapa y las herramientas, numerosos estudios han revelado la gran importancia que tiene la definición del coeficiente de fricción en los frenos. En el estudio de Lee et al. (2008) se comparaba la fuerza de retención de un freno con diferentes coeficientes de fricción y se estimaba que un aumento del coeficiente de fricción de 0,05 puede incrementar la fuerza de retención del freno en un 15%, ver Fig. 59.

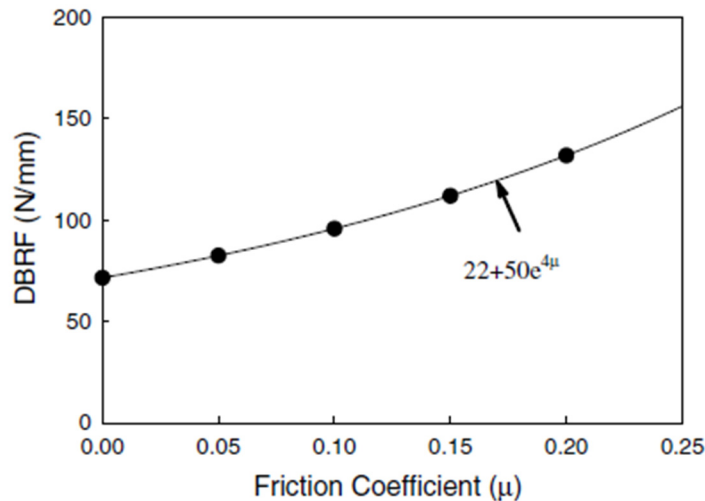


Fig. 59: Fuerza de retención de un freno de circular en función del coeficiente de fricción (Lee et al. 2008).

Chen y Tszeng (1998) mostraban que para un coeficiente de fricción de 0,1 la fuerza de fricción suponía alrededor de un 35% de la fuerza de retención total de un freno circular y un acero de embutición. En el estudio de (Larsson 2009) se compararon numéricamente las fuerzas de retención de un freno con diferentes coeficientes de fricción y se observó que aplicando un coeficiente de 0,1 la fricción suponía un 25% de la fuerza de retención total. Ferran et al.(1998) concluyeron que las diferencias que había entre sus resultados experimentales y sus predicciones en cuanto a fuerzas se debían a que la

ley de Coulomb no era adecuada para definir el comportamiento tribológico en la zona de los frenos. En trabajos anteriores, Maker et al.(1987) también concluyeron que la ley de Coulomb no representaba bien la fricción existente debido a las altas presiones que se generaban en el freno y remarcaba que los frenos que tenían unos radios más agudos eran los que mayores presiones y a la vez mayores errores mostraban respecto a los modelos de fricción con ley de Coulomb. Sin embargo, no se han encontrado trabajos que analicen el efecto de la fricción sobre el enclavamiento de los frenos.

En el **Capítulo 4** se ha mostrado la caracterización tribológica de los materiales de estudio. En esta caracterización se ha podido observar que la presión de contacto tiene un efecto considerable sobre el valor del coeficiente de fricción. Por tanto, en este estudio de sensibilidad se ha comparado el esfuerzo de enclavamiento con un coeficiente de fricción variable en función de la presión de contacto, obtenido de la caracterización tribológica del DP780, frente a un modelo sin fricción para cuantificar el efecto de la fricción sobre el esfuerzo de enclavamiento.

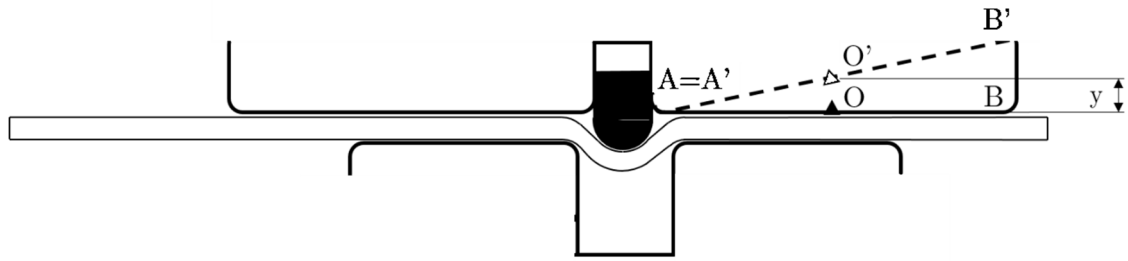
6.2.3. Análisis de sensibilidad de los parámetros geométricos

En este trabajo se ha desarrollado un ensayo experimental de frenos que sea capaz de ofrecer resultados representativos de las fuerzas producidas por los frenos de embutición. Para ello, se ha invertido un gran esfuerzo en reducir los errores dimensionales y geométricos que den pie a incertidumbres sobre los resultados obtenidos experimentalmente. En este apartado se va a realizar un análisis de qué parámetros son más sensibles para el enclavamiento del freno aplicando uno a uno variaciones geométricas para obtener el efecto de cada parámetro por separado. En un caso real, por mínimos que sean, se pueden encontrar, en mayor o menor medida, una combinación de los diferentes errores geométricos que se estudian en este apartado.

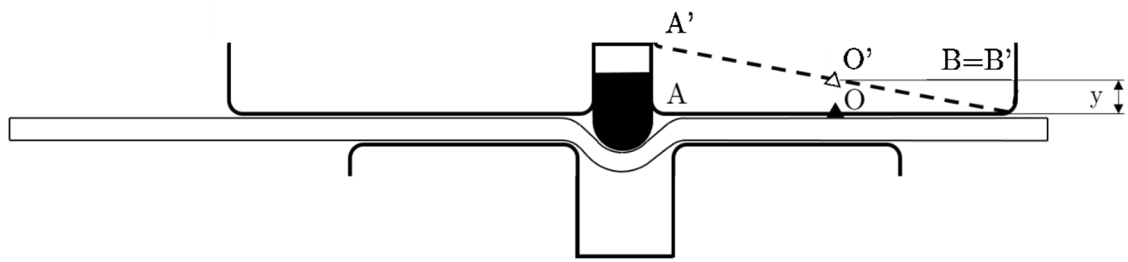
El primer parámetro analizado es el de la apertura horizontal de la hembra. En el utillaje del ensayo de frenos, los postizos de las hembras se colocan sobre unos separadores calibrados que controlan la apertura de la hembra con una precisión menor a 0,1 mm. Para el análisis de sensibilidad, la apertura de la hembra se ha reducido de su medida inicial, 14,5 mm a 14 mm. Estas hembras contienen los radios de entrada y salida del freno. Este parámetro se ha aumentado un 10% de 3 a 3,3 mm.

El punzón es también un postizo que se inserta sobre el utillaje de frenos. El radio de este punzón se ha variado un 10%, pasando de 5 mm iniciales a 5,5 mm. La altura del punzón se controla con unos calzos calibrados que se colocan bajo el postizo del punzón y de esa manera se regula la altura. Esta altura se ha aumentado un 10%, de 3 mm a 3,3 mm.

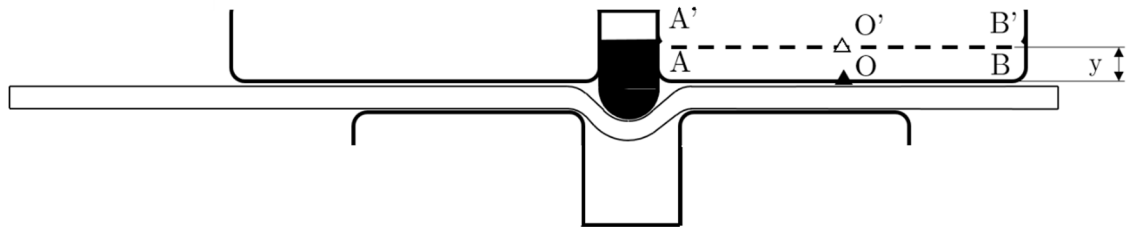
Se ha podido observar que el 86% de la fuerza de enclavamiento se produce en las caras planas contiguas al punzón del freno. Por ello, se han generado unas desviaciones virtuales en esas caras planas para observar su efecto sobre la fuerza de enclavamiento final. Estos errores se muestran gráficamente en la Fig. 60.



(a)



(b)



(c)

Fig. 60 Representación gráfica en líneas discontinuas de las desviaciones estipuladas en las herramientas definidas como (a) cierre asimétrico del freno I, (b) cierre asimétrico del freno II y (c) desviación paralela.

En las Fig. 60, (a) y Fig. 60, (b) se ha definido una pendiente en una de las caras planas del freno macho, \overline{AB} . El punto central de esa cara, O , se ha desviado 0,1 mm verticalmente y se ha trazado una superficie que une ese punto desviado con el punto del extremo contiguo al punzón del freno, A , en el caso del “cierre asimétrico del freno I” y con el extremo hacia el que fluye el material, B , en el caso del “cierre asimétrico del freno II”. Es importante comentar que la Fig. 60 está escalada para apreciar con mayor claridad las desviaciones propuestas en este trabajo, pero que las desviaciones propuestas son inapreciables en comparación con las dimensiones de las herramientas. De hecho, la

pendiente que forman las desviaciones de los cierres asimétricos es de únicamente 0,2°. En la Fig. 60, (c) se muestra la última de las desviaciones que se han definido. En ella se observa que se ha desviado una de las superficies de las caras planas, \overline{AB} , 0,1 mm manteniendo el paralelismo con respecto a la otra cara plana del freno macho. El objetivo es conocer si estas desviaciones que representan posibles errores de alineación, mecanizado o el propio montaje de las diferentes partes del utillaje pueden tener un efecto en los valores de los esfuerzos de enclavamiento.

6.2.4. Resultados del análisis de sensibilidad

En este apartado se muestran los resultados del análisis de sensibilidad realizado. Todos los resultados están comparados con respecto a los obtenidos con el material base para observar el efecto de cada uno de los parámetros sobre el esfuerzo de enclavamiento final. En la Fig. 61 se muestran los valores relativos al resultado del modelo base obtenidos con cada uno de los parámetros analizados.

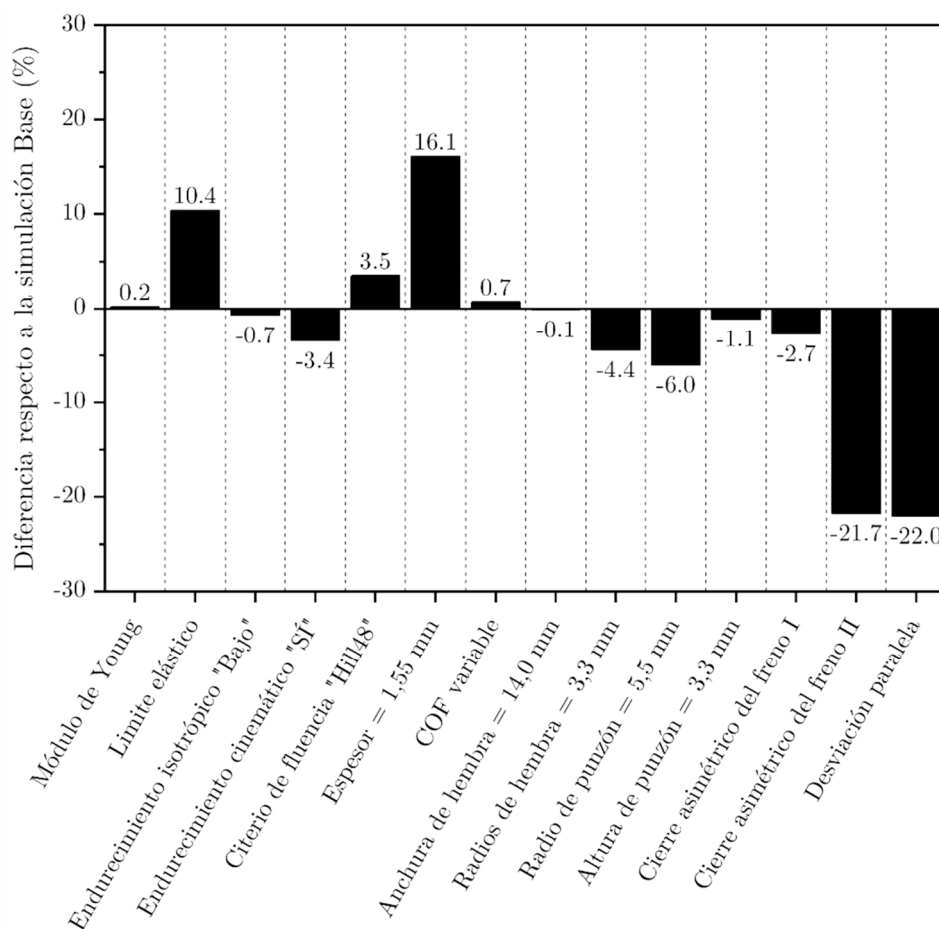


Fig. 61 Comparativa con respecto al material base del esfuerzo de enclavamiento obtenido con la variación de cada parámetro analizado.

En la Fig. 61 se puede observar con gran claridad que el efecto de algunos de los parámetros analizados destaca sobre los demás. A nivel de los parámetros de material, se

puede observar que las variaciones tanto en el módulo de Young como en el criterio de fluencia no afectan en gran medida sobre los resultados de los esfuerzos de enclavamiento. En este último caso, en el apartado **Definición de las propiedades del material** se ha podido observar que en un estado de deformación plana, la diferencia entre el modelo isotrópico y el modelo anisótropo era de únicamente un 3,9% y por consiguiente su efecto sobre el esfuerzo de enclavamiento no es demasiado pronunciado.

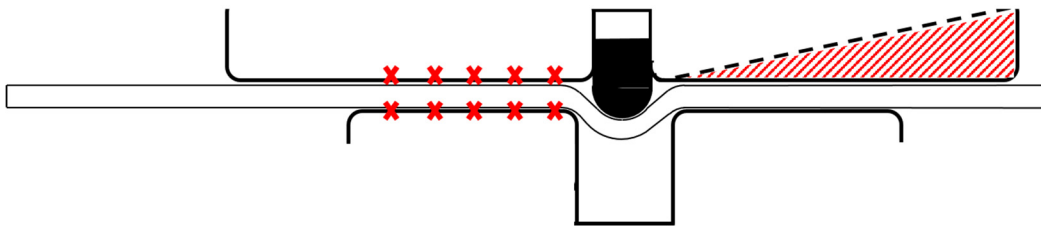
El endurecimiento isotrópico y la consideración del endurecimiento cinemático tampoco tienen una gran relevancia en el esfuerzo de enclavamiento. Las diferencias tensionales entre los modelos isotrópicos empiezan a ser más notables a niveles de deformación mayores al 50%, sin embargo, en el enclavamiento del freno analizado, los mayores valores de deformación observados son de alrededor del 15%. En cuanto al efecto del endurecimiento cinemático, a pesar de que el endurecimiento cinemático que presenta el material implementado es destacado, su efecto sobre el esfuerzo de enclavamiento es bajo. Esto se explica ya que la mayor parte del material sigue un camino lineal durante el enclavamiento del freno y por lo tanto el efecto de un modelo cinemático con respecto a uno isotrópico disminuye. Por el contrario, como ya ha sido contrastado en trabajos anteriores (Lee et al. 2008; Courvoisier et al. 2003; Moon et al. 2010; Larsson 2009; You 1998), durante el flujo del material por el freno y debido a los doblados y desdoblados a los que se ve sometido, la consideración de un modelo cinemático toma gran relevancia.

El límite elástico sí ha mostrado ser un parámetro relevante para el esfuerzo de enclavamiento. Por tanto, es importante incidir sobre la correcta caracterización de este parámetro para la posterior predicción del esfuerzo de enclavamiento. La variación del espesor del material ha aumentado un 16% el esfuerzo de enclavamiento. A pesar de ello, la experiencia del autor sugiere que la variación que expresa la norma como ventana de seguridad es altamente improbable. Por lo que a pesar de ser un parámetro que debe ser considerado para el preciso cálculo de los esfuerzos de enclavamiento, se entiende que la variación que se ha tomado para este estudio puede ser excesiva.

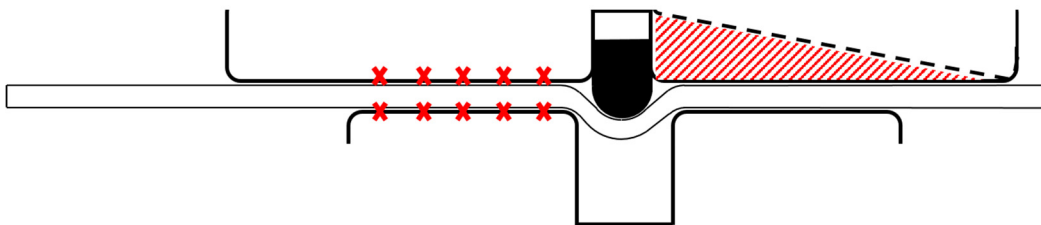
Confirmando conclusiones extraídas de trabajos anteriores (Triantafyllidis et al. 1986), el efecto del coeficiente de fricción sobre el esfuerzo de enclavamiento es despreciable. La variación definida en este estudio es alta, puesto que se ha comparado un modelo de simulación con un coeficiente de fricción variable entorno a un valor de 0,12 con un modelo sin fricción. A pesar de ello, su efecto es de apenas un 1% en el esfuerzo de enclavamiento. Esto se debe a que, durante el enclavamiento del freno, el flujo de material es mínimo y además las zonas de contacto entre chapa y herramienta ocurren en áreas muy reducidas. Este bajo efecto se demuestra también haciendo un análisis de la energía utilizada por el freno. Se ha podido observar que, de todo el trabajo externo realizado, únicamente el 3,7% es energía disipada por la fricción. Todo el trabajo restante se traduce en la suma de deformación plástica y elástica a la que se ve sometida toda la chapa. Del mismo modo que ocurre con el parámetro del endurecimiento cinemático, el coeficiente de fricción recobra mayor relevancia durante el flujo tangencial del material por el freno. Como se ha podido recoger de trabajos anteriores (Lee et al. 2008), durante el flujo del material, el aumento de un 0,05 del coeficiente de fricción puede suponer un incremento del 15% del esfuerzo de retención global del freno. Además,

la aplicación de un coeficiente de fricción variable en el modelo de simulación numérica puede incrementar la precisión del cálculo del esfuerzo de retención ya que las condiciones de presión de contacto son cambiantes durante el flujo de la chapa por las diferentes zonas el freno.

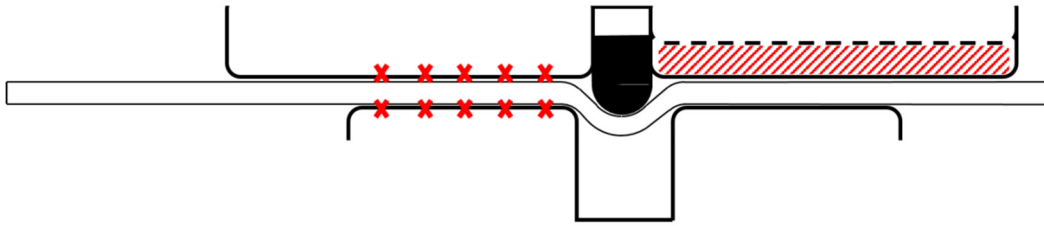
En cuanto a los aspectos geométricos y dimensionales del freno, existe una gran diferencia entre los efectos atisbados por las variaciones dimensionales de las diferentes partes de la herramienta y las variaciones interpuestas sobre las propias formas de las geometrías. A pesar de haber aplicado grandes variaciones a las dimensiones de los radios por los que el material se debe doblar e incluso la anchura de la hembra o la altura del punzón, no se ha observado un gran efecto sobre el valor del esfuerzo de enclavamiento. Por el contrario, esto se ve contrarrestado con el extraordinario efecto que han tenido variaciones en la geometría de las caras planas contiguas al punzón que físicamente serían imperceptibles. Se pueden observar diferencias del 22% cuando una de las caras planas está desalineada con respecto a la otra y no se logra un cierre completamente homogéneo a lo largo de la herramienta. En un cierre ideal de la herramienta, ambas superficies de la chapa contactan las caras planas contiguas a los radios de entrada y salida de la hembra del freno. Como se puede ver en la Fig. 62, cuando estas geometrías no son ideales y una o ambas caras dibujan una forma errónea, el contacto entre chapa y herramientas no es completo y se da un cierre con holguras.



(a)



(b)



(c)

Fig. 62 Representación gráfica en X de las zonas donde habría contacto y en sombreado de las zonas donde habría holguras en las herramientas definidas como (a) cierre asimétrico del freno I, (b) cierre asimétrico del freno II y (c) desviación paralela.

Analizando los resultados del análisis sensibilidad, se puede observar que el efecto de estas desviaciones geométricas es mayor cuando la holgura es mayor en la zona cercana al punzón del freno. De hecho, en el caso del cierre asimétrico del freno I en el que la holgura comienza ascendiendo desde el punzón del freno hacia fuera, el valor del enclavamiento del freno únicamente disminuye un 2,7%. Al profundizar en las diferencias, se puede observar que la razón de la gran disminución de las fuerzas de enclavamiento se origina en el decremento de las fuerzas producidas en las caras planas del macho. En la Fig. 63, se muestra como al realizar estas desviaciones geométricas se mantienen las fuerzas producidas por el punzón, pero no ocurre lo mismo en las caras planas que sí se ven disminuidas los esfuerzos generados en esas zonas. Sin embargo, sí que se observa una clara disminución de la fuerza generada en la zona de las caras planas debido al cierre con imperfecto y con holguras.

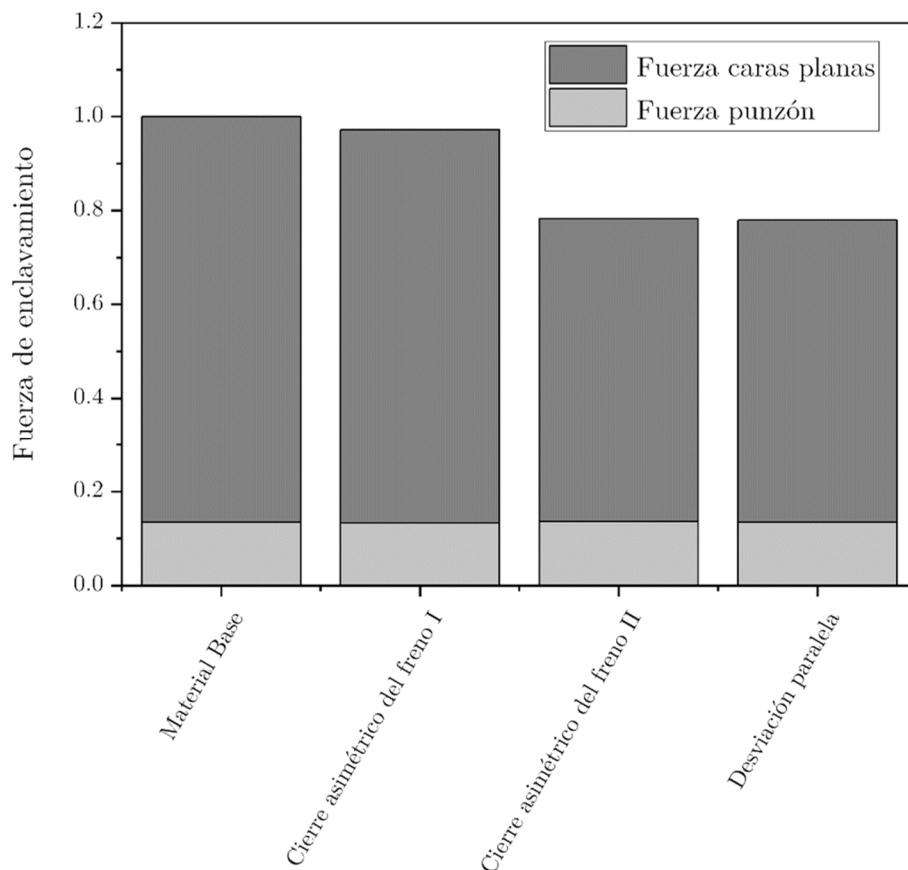


Fig. 63 Distribución de la fuerza de enclavamiento sobre las herramientas del freno macho para el modelo base y los modelos con desviaciones geométricas.

De este análisis se extrae que en un escenario en el que se da un cierre imperfecto y con más énfasis cuando existen holguras cercanas al punzón del freno, la fuerza de enclavamiento se ve enormemente afectada. Al hilo de esto y retomando una crítica realizada a lo largo del documento sobre los resultados experimentales utilizados como validación de modelos analíticos como los ensayos realizados por Nine (1978), se ha realizado una simulación compuesta por herramientas similares a las utilizadas por Nine en su trabajo para verificar la validez del ensayo desarrollado en sus laboratorios. Para ello, como se puede ver en la Fig. 64, se han sustituido las caras planas de la herramienta del macho del freno por dos rodillos circulares a uno de los laterales del punzón y se han mantenido las demás herramientas con la misma geometría.

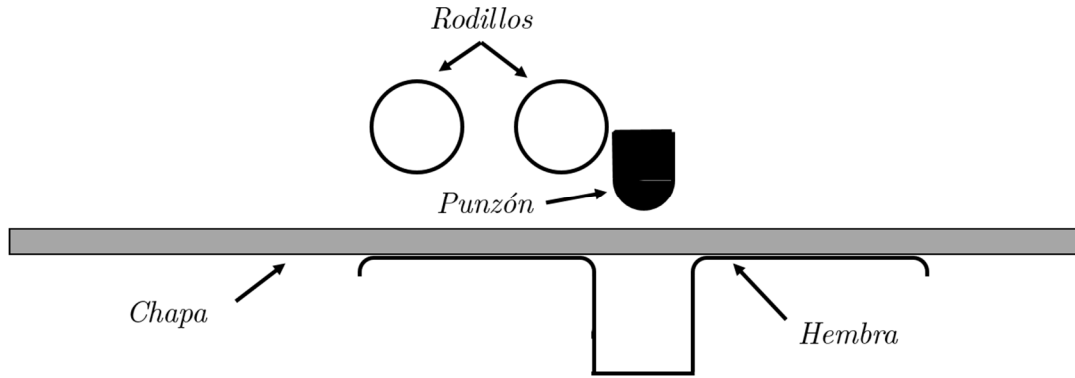


Fig. 64 Identificación de las herramientas utilizadas en el modelo numérico implementado para obtener los resultados del esfuerzo de enclavamiento de una configuración similar al de los ensayos experimentales de Nine (1978).

Los resultados obtenidos con esta geometría muestran un esfuerzo de enclavamiento del 56% menor con respecto al modelo base que se ha establecido en este análisis. Esta diferencia se muestra en la Fig. 65, donde se aprecia que la gran variación se observa en la fuerza producida por las caras planas.

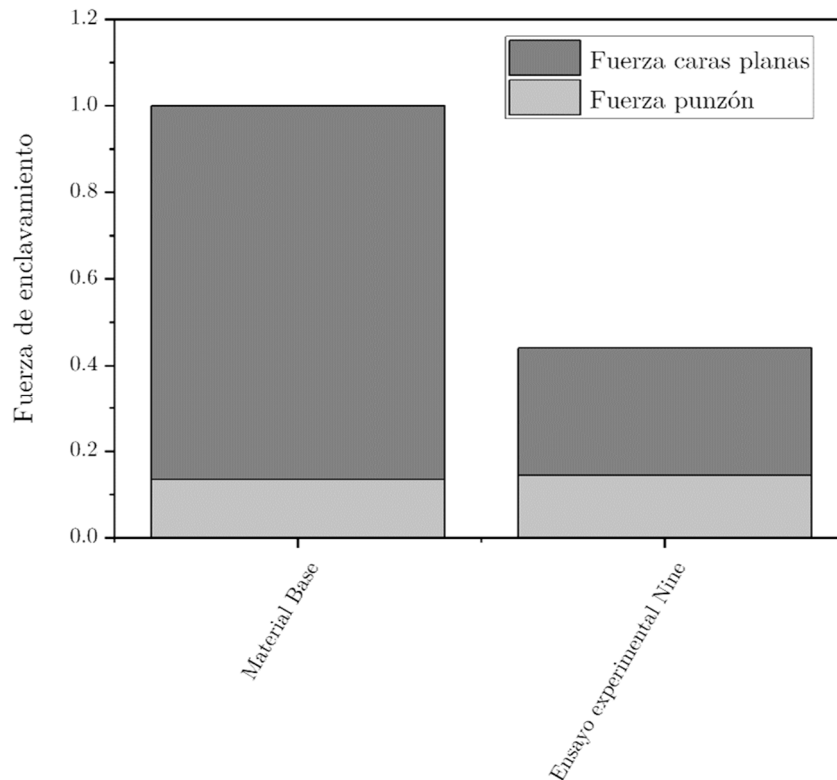


Fig. 65 Comparativa de la fuerza de enclavamiento obtenida mediante la simulación base frente a la simulación que representa el ensayo experimental de Nine (1978).

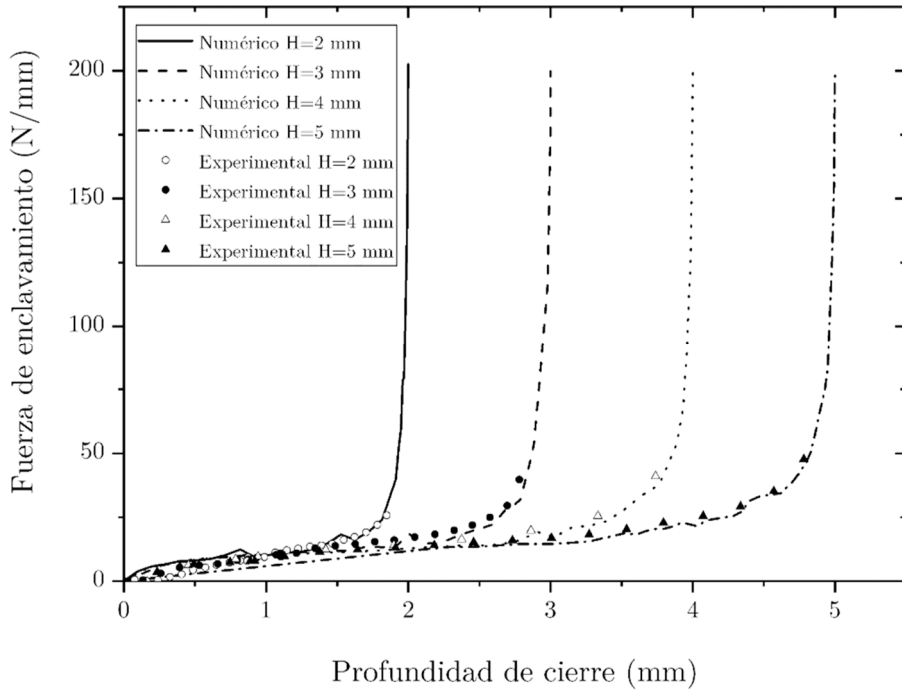
Como bien se ha explicado anteriormente, esta diferencia radica en el contacto existente a los lados de los radios de la hembra y que dominan el esfuerzo de

enclavamiento. De hecho, en este ensayo el contacto de cierre solo ocurría en uno de los laterales de las caras planas del freno macho. Si bien este ensayo puede ser válido para reproducir los esfuerzos de retención producidos por un freno, existen razones suficientes para concluir que ensayos experimentales basados en una configuración de rodillos similar al propuesto en el trabajo de Nine (1978) no son precisos a la hora de representar el esfuerzo de enclavamiento de un freno de embutición. Por tanto, los autores que han comparado la precisión de sus modelos con los resultados de los esfuerzos de enclavamiento obtenidos experimentalmente por los ensayos con configuraciones como las propuestas por Nine (1978) o similares, se desconoce la precisión real de sus modelos.

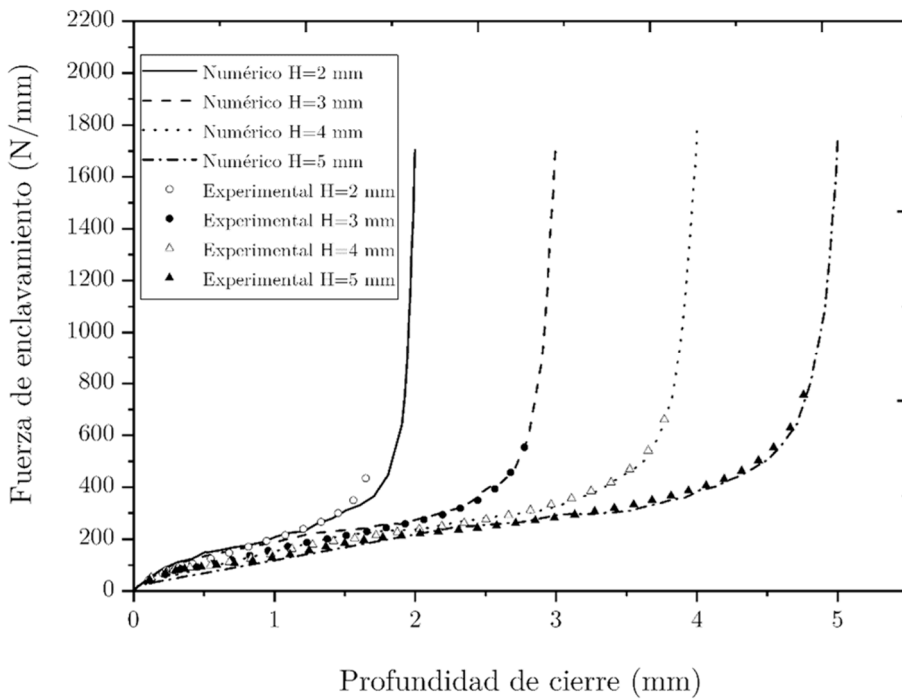
6.3. Validación del modelo numérico

El análisis de sensibilidad ha mostrado los parámetros más influyentes en el enclavamiento del freno. De este análisis se ha desprendido que errores mínimos geométricos tienen un efecto muy alto sobre los valores del esfuerzo de enclavamiento. Puesto que con en el modelo numérico se representa una situación ideal en la cual no existen errores geométricos, los valores de enclavamiento obtenidos numéricamente difieren con respecto a los resultados obtenidos experimentalmente. Sin embargo, estos errores geométricos inciden con mayor notoriedad sobre los esfuerzos de enclavamiento en las últimas décimas de milímetro previas al cierre completo de las herramientas. Por ello, y al igual que en trabajos anteriores (Kim et al. 1997; Yang et al. 2002), el modelo numérico será validado mediante la comparativa entre las evoluciones de las fuerzas del modelo numérico y las recogidas en los ensayos experimentales.

En la Fig. 66 se muestra una comparativa entre la evolución de los esfuerzos medidos en los ensayos experimentales y la evolución obtenida de los modelos numéricos para cada una de las diferentes alturas de freno.



(a)



(b)

Fig. 66 Comparativa entre los resultados experimentales y numéricos de la evolución de la fuerza de enclavamiento a lo largo de su cierre para (a) el DX54D y (b) el DP780.

Se puede ver que las curvas numéricas siguen con una gran similitud la evolución que se observa en los resultados experimentales. Sin embargo, en todos los casos se aprecia

que los resultados se desvían en las últimas décimas de milímetro previo al cierre completo del freno. Como se ha explicado anteriormente, mínimos errores dimensionales conllevan a que no se logre un cierre completo ideal y, por tanto, el esfuerzo de enclavamiento se reduce ampliamente. Para comprobar el contacto que ocurre entre las herramientas y la chapa, se ha impregnado la chapa con pintura de azul Prusia y se ha realizado un ensayo de enclavamiento. Esta pintura de azul Prusia es de uso común, entre otros casos, en la industria de la fabricación de troqueles ya que sirve para detectar zonas del troquel donde no existe el contacto entre la chapa y las herramientas. Tras el ensayo se han observado las zonas de la probeta donde la pintura ha reducido su tonalidad para analizar la cantidad de superficie de la chapa que contacta con las herramientas y de esta manera obtener un resultado cualitativo del cierre del freno. En la Fig. 67 se muestra la probeta y la huella dejada por las herramientas sobre la pintura de azul Prusia.

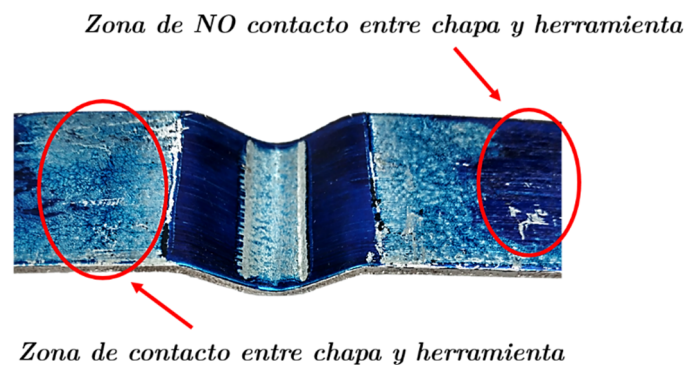


Fig. 67 Huella dejada por las herramientas del freno sobre la pintura de azul Prusia tras el cierre completo.

A pesar de que se observa que el contacto es bastante evidente en la mayor parte de la superficie, existen algunas zonas donde el contacto no es claro. Esto explica la razón de que los resultados de enclavamiento difieran entre los valores numéricos que consideran un cierre ideal y los valores experimentales, que evidentemente no representan un cierre completamente ideal.

Además de pequeños errores inevitables en la geometría de las herramientas, el modelo de simulación numérica considera las herramientas del freno como rígidas. A pesar de que la rigidez del bloque de las herramientas es ampliamente superior al de la chapa, tanto las herramientas como el propio travesaño en el que se acopla la parte del macho del utillaje del freno se deforman durante el proceso de enclavamiento. En especial en los instantes previos al cierre completo, en los que se observan los esfuerzos verticales de mayor magnitud. Por tanto, se desprende que para la validación experimental del modelo semi-analítico se deberán cuantificar los errores existentes en el propio ensayo de frenos que hacen que los resultados de enclavamiento difieran con respecto a los esfuerzos en una situación ideal.

Se ha observado que los resultados de enclavamiento en los ensayos experimentales se ajustan de manera adecuada a los resultados del modelo numérico a 0,2 mm antes del cierre completo de la herramienta en una situación ideal. La Fig. 68 muestra la

comparativa entre los cálculos del modelo numérico a 0,2 mm de distancia con respecto al cierre completo de la herramienta con los resultados obtenidos experimentalmente.

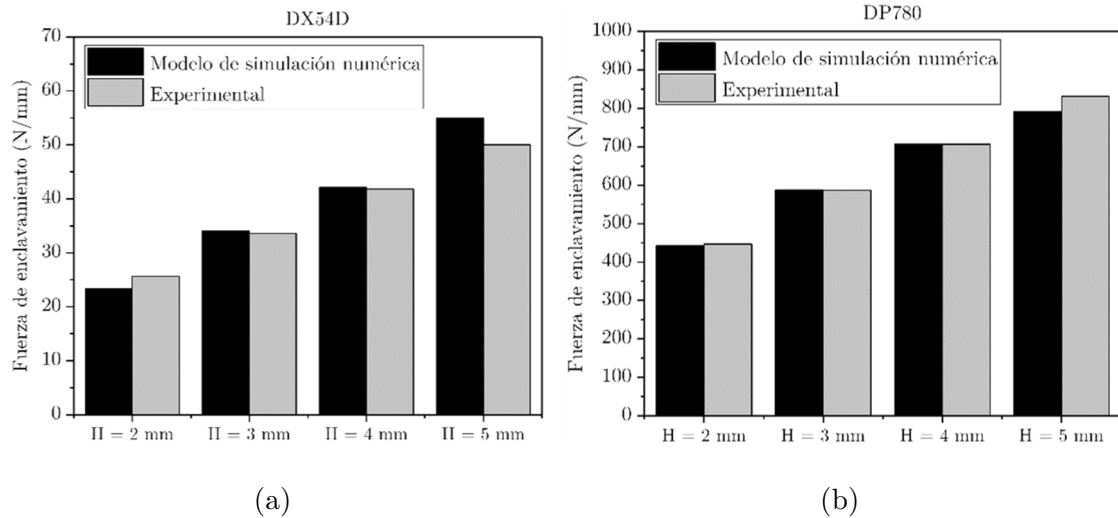


Fig. 68 Comparativa entre los cálculos con el modelo de simulación numérica a 0,2 mm de distancia del cierre completo y los resultados experimentales obtenidos con el utillaje de frenos desarrollado en este trabajo para (a) el DX54D y (b) el DP780.

En el caso del material DX54D, se puede observar que la similitud es bastante alta ya que en todos los casos estudiados los errores son menores del 10%. En concreto, la mayor diferencia se observa en el caso de altura de punzón de 2 mm, en el que se encuentran diferencias del 9,8%. Esto se debe a que los valores totales son bajos y, por lo tanto, pequeñas diferencias se traducen en altos porcentajes de error relativo. A pesar de estas diferencias, el promedio de diferencia para el material DX54D es del 4,4%.

La comparativa de la Fig. 68 (b) muestra los resultados para el material DP780. Las diferencias son menores del 5% para todos los casos y el promedio de error para los casos estudiados con este material es del 1,7%.

Se puede concluir que los errores existentes en el ensayo de frenos experimental, coincide con haber realizado, en un caso de freno ideal, el cierre de las herramientas hasta 0,2 mm del cierre completo. Esto se traduce en que el cómputo global de los errores que puede haber en el utillaje del freno, como pueden ser desalineaciones y/o deformaciones propias de las herramientas, decrecen el esfuerzo de enclavamiento hasta el valor que se observa a 0,2 mm del cierre completo para un freno ideal.

En este trabajo, se ha tratado de representar de la manera más fiable posible un freno de embutición de un troquel industrial. Sin embargo, puede haber diferencias en cuanto a, por ejemplo, rigidez con respecto a un freno de un troquel industrial y que supongan una mayor o menor disparidad si se compara con una situación de freno ideal. Por ello, se plantea como línea futura evaluar la diferencia existente entre un freno de un troquel industrial y un freno que se define de manera ideal. En un principio, en este trabajo se propone que, para que el modelo ofrezca resultados representativos de un freno

de embutición industrial, el esfuerzo de enclavamiento se calculará a 0,2 mm de distancia con respecto al cierre final de las herramientas.

6.4. Análisis del comportamiento de la chapa durante el enclavamiento de freno

En este apartado se realizará un análisis en profundidad del comportamiento de la chapa en el freno para clarificar las razones por las cuales los modelos actuales no son capaces de modelizar con gran precisión el esfuerzo de enclavamiento. Como se ha podido observar previamente documentado en trabajos de otros investigadores y ha sido verificado en el apartado del análisis de sensibilidad, el esfuerzo de enclavamiento sufre un incremento brusco en las últimas décimas previas al cierre completo del freno. Este incremento se debe al gran esfuerzo que se genera sobre las caras planas contiguas al punzón del freno.

Para analizar el comportamiento de la chapa durante el enclavamiento, se va a analizar la evolución de su geometría a lo largo del proceso del cierre de las herramientas. La Fig. 69 muestra la geometría de la fibra neutra de la chapa en diferentes instantes del proceso de enclavamiento.

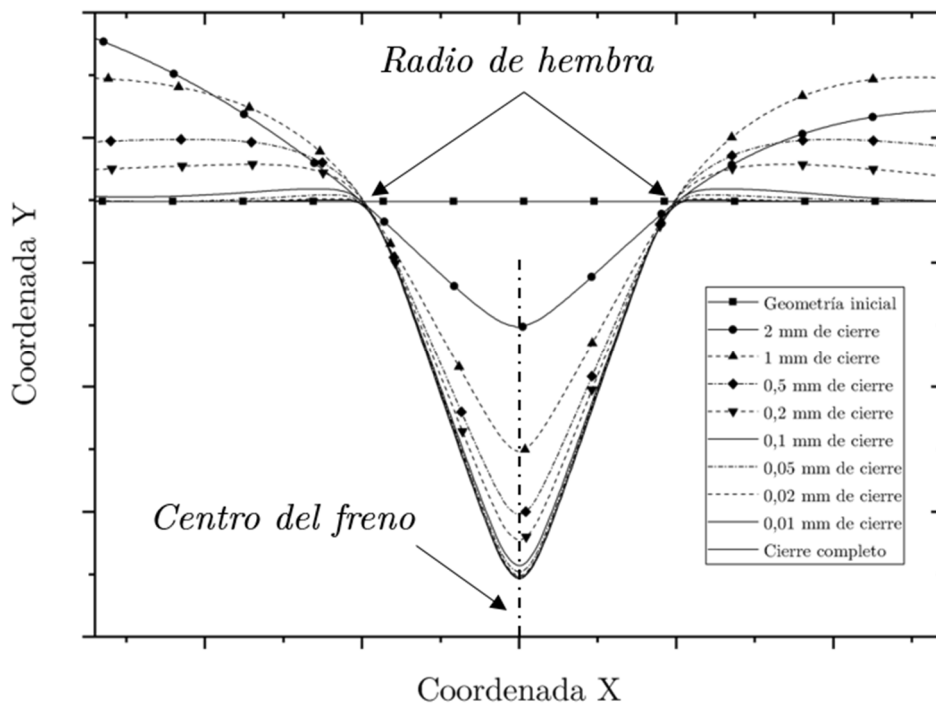


Fig. 69 Evolución de la geometría de la fibra neutra en diferentes instantes a lo largo del proceso del enclavamiento de un freno de 3mm de altura de punzón.

Lo primero que se observa es que, posterior a 1 mm de cierre, como se podía esperar, la chapa muestra una geometría simétrica respecto al centro del punzón. A 2 mm de

cierre la curva no muestra una simetría ya que, tratando de representar la condición de contorno del amarre de la chapa en la garra de tiro, el lateral derecho se encuentra fijado mientras que en el lateral izquierdo no se ha restringido ningún grado de libertad. Esto hace que, al inicio de la penetración del freno, la chapa no se comporte del mismo modo a cada lado del centro del freno. Sin embargo, a partir de ese punto la chapa se comporta de manera simétrica.

Si se analiza la evolución de la geometría de la sección transversal de la chapa a lo largo del cierre del freno, se puede observar la curva que va formando la chapa alrededor del punzón y cómo la chapa abraza el punzón. La Fig. 70 muestra la geometría de la chapa en los mismos instantes que en la figura anterior, pero en este caso se ha fijado el punto inferior de la chapa en contacto con el punzón para analizar el cambio de curvatura que se va observando en la chapa alrededor del punzón. Se aprecia como la chapa va curvándose respecto al centro del punzón abrazándolo a medida que el freno macho avanza hacia el cierre completo. Así como la forma que adopta la chapa a la salida y entrada de los radios de la hembra varían bastante en las últimas décimas de milímetro (ver Fig. 71), la curva de la chapa no se ve muy afectada entorno a la zona del punzón en los últimos instantes antes del cierre completo.

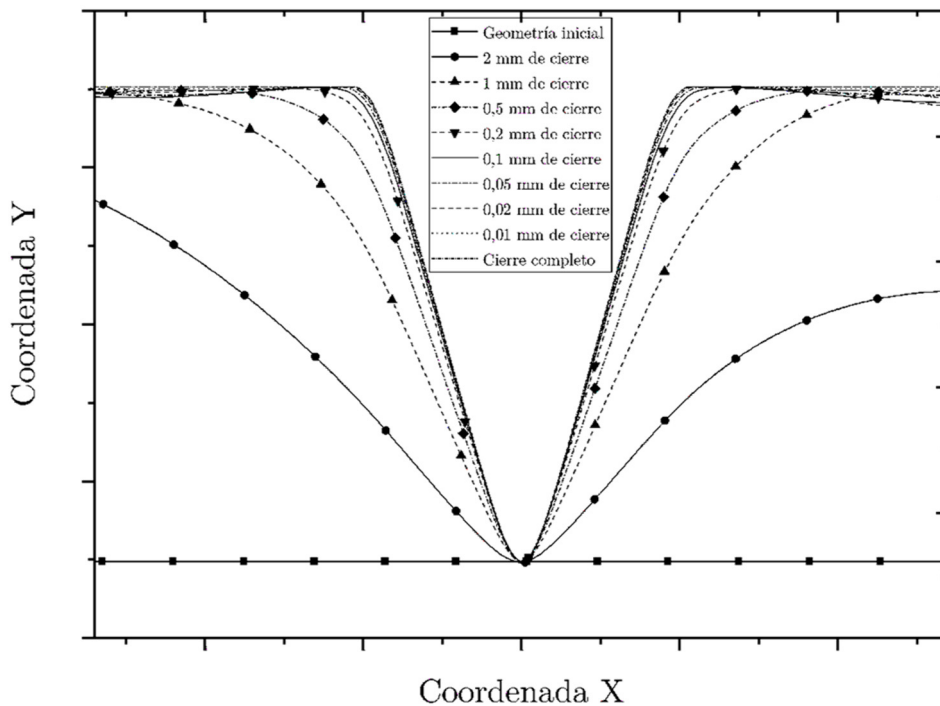


Fig. 70 Evolución de la geometría de la fibra neutra manteniendo el punto de contacto mínimo con el punzón fijo.

Analizando las zonas de entrada y salida de los radios de la hembra, se puede observar claramente la forma del rizo que se genera entre la herramienta hembra y la herramienta macho del freno. La Fig. 71 muestra un detalle ampliado de esa zona para que pueda ser evaluada con mayor claridad.

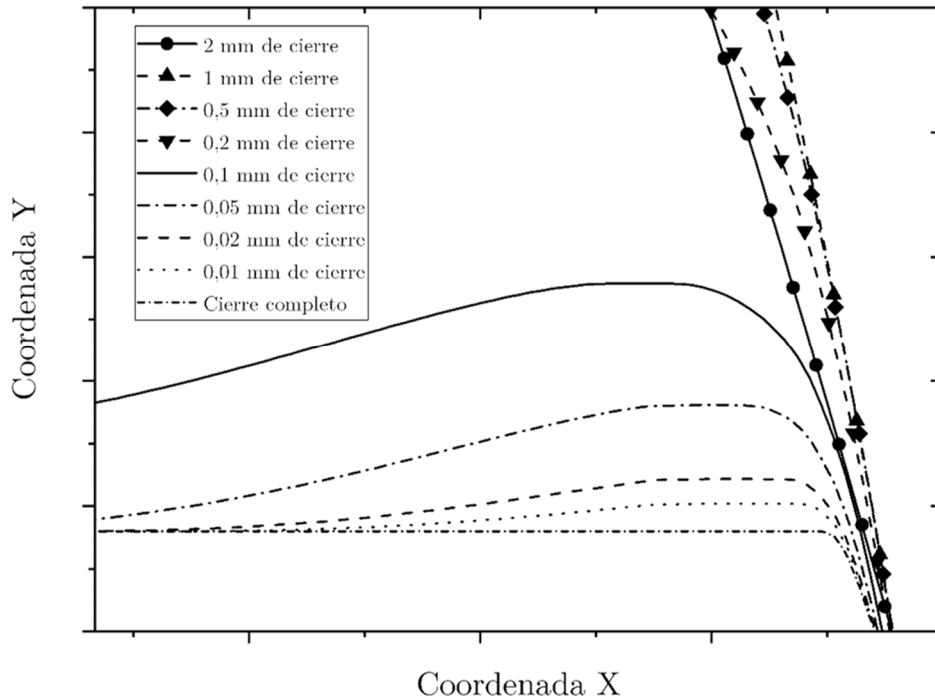


Fig. 71 Detalle ampliado de la evolución de la geometría de la fibra neutra en la zona del radio de entrada de la hembra.

En este detalle ampliado se aprecia con claridad cómo se va aplanando el rizo generado hasta su completa desaparición en el cierre final. Al comienzo de la penetración del freno, la chapa realiza un contacto muy puntual sobre los radios de las hembras y a medida que el freno avanza en su proceso de cierre, la chapa va conformándose entorno a los radios de la hembra. La razón de la generación de este rizo se debe a la consecución de contactos entre chapa y herramienta que van ocurriendo a lo largo del freno. Esta consecución de contactos va generando diferentes tipos de doblado que acaban formando este rizo que causa el alto incremento final en la fuerza de enclavamiento. Como se puede observar en la Fig. 72, inicialmente, cuando el punzón comienza a penetrar, el material se conforma entorno al punzón en un doblado en 3 puntos. Este tipo de doblado simple no ejerce una excesiva resistencia y por ello el punzón no necesita realizar una gran fuerza para conformar la chapa.

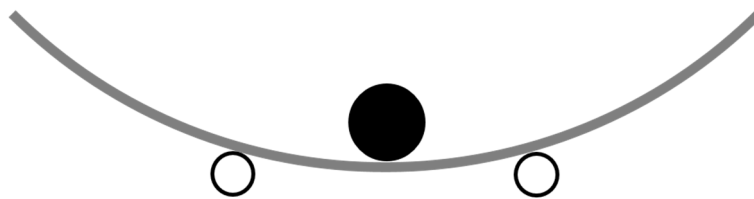


Fig. 72 Representación gráfica del doblado en 3 puntos con el que se inicia el proceso de enclavamiento debido al contacto con el punzón y los radios de la hembra.

A medida que la herramienta del macho prosigue el proceso de cierre, las alas de la chapa se levantan hasta que aparece un contacto en las caras planas del macho. Como

se observa en la Fig. 73, al introducir dos puntos más de contacto sobre el proceso de doblado, comienza un doblado en 5 puntos. En ese momento, las caras planas del macho comienzan a ejercer una fuerza debido al doblado de la chapa sobre esas superficies. Sin embargo, debido a que los puntos de contacto se encuentran todavía a una distancia considerable entre ellos, el doblado no supone una resistencia alta.

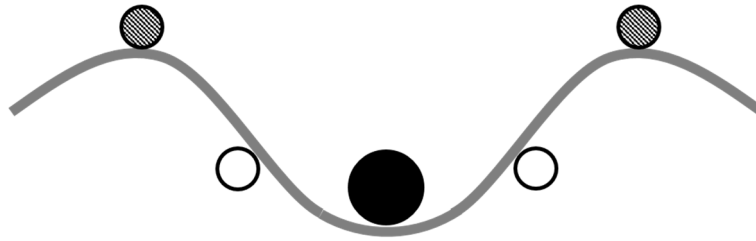


Fig. 73 Representación gráfica del doblado en 5 puntos tras añadir al contacto con el punzón y los radios de la hembra, el contacto con las caras planas del macho.

Posteriormente, cuando el macho continúa el cierre de la herramienta, surgen dos puntos de contacto más en la zona de las caras planas de la hembra. La Fig. 74 muestra la geometría que adopta la chapa entre los 7 puntos de contacto existentes entre las herramientas y la chapa. La complejidad del doblado debido a la gran cantidad de puntos, sumado a la reducción de la distancia entre los diferentes contactos, produce los valores de fuerzas tan altos que son necesarias para enclavar el freno.

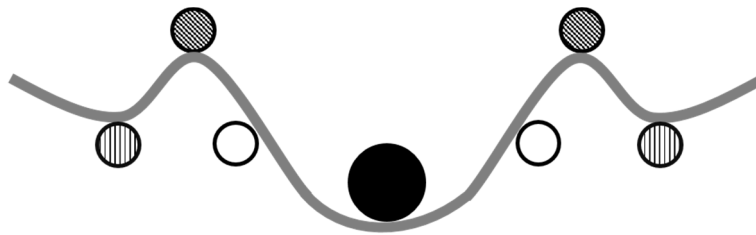


Fig. 74 Representación gráfica del doblado en 7 puntos compuesto por el contacto con el punzón y los radios de la hembra, el contacto con las caras planas del macho y finalmente el contacto con las caras planas de la hembra del freno.

Se puede observar que, mientras que al inicio del proceso de enclavamiento el material sale de los radios de entrada y salida del freno con cierta suavidad, a medida que se acerca el cierre completo del freno, el material sufre un cambio de sentido en muy poco espacio. Esto se debe a que el rizo va haciéndose más localizado y concentrándose en las zonas cercanas a los radios de la hembra a medida que el freno se cierra. En el último momento, previo al cierre, las paredes del rizo se encuentran con un grado de inclinación muy grande ocasionando una gran resistencia para el aplanado final. Al cierre completo de las herramientas, el material que se encuentra a los costados de los radios de entrada y salida de la hembra están planos. Por consiguiente, el rizo generado en el proceso de enclavamiento se aplanan en el último instante previo al cierre de las herramientas. Además, como se puede apreciar en la Fig. 75, debido al proceso de doblado que se genera en el proceso de enclavamiento, el material que compone el rizo está tensionado. Con lo

que este proceso de aplanado final realizado por las caras planas del macho supone un esfuerzo muy alto.

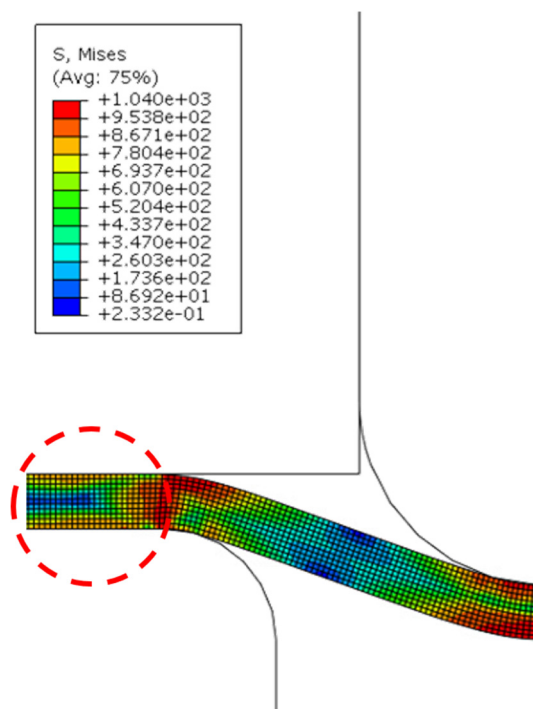


Fig. 75 Tensión equivalente de la chapa en el instante previo al cierre completo de la herramienta.

Como se puede apreciar en la Fig. 76, si se analizan las curvaturas a lo largo de la chapa durante el proceso de enclavamiento, se puede observar que las mayores curvaturas se concentran en las zonas de los radios de entrada y salida de la hembra y en el centro del punzón. Además, se puede observar que los valores, en la zona de los radios de las hembras, se incrementan en gran medida en los momentos cercanos al cierre de las herramientas. Sin embargo, al inicio del proceso de enclavamiento las curvaturas de la zona del punzón del macho se incrementan más notablemente hasta llegar a un nivel de curvatura en el que se saturan y apenas aumentan su valor. Por lo tanto, se puede concretar que al inicio del proceso del enclavamiento la chapa se conforma alrededor de la geometría del punzón hasta que obtiene una curvatura determinada y posteriormente, la curvatura entorno a la zona de los radios de la hembra es la que incrementa repentinamente.

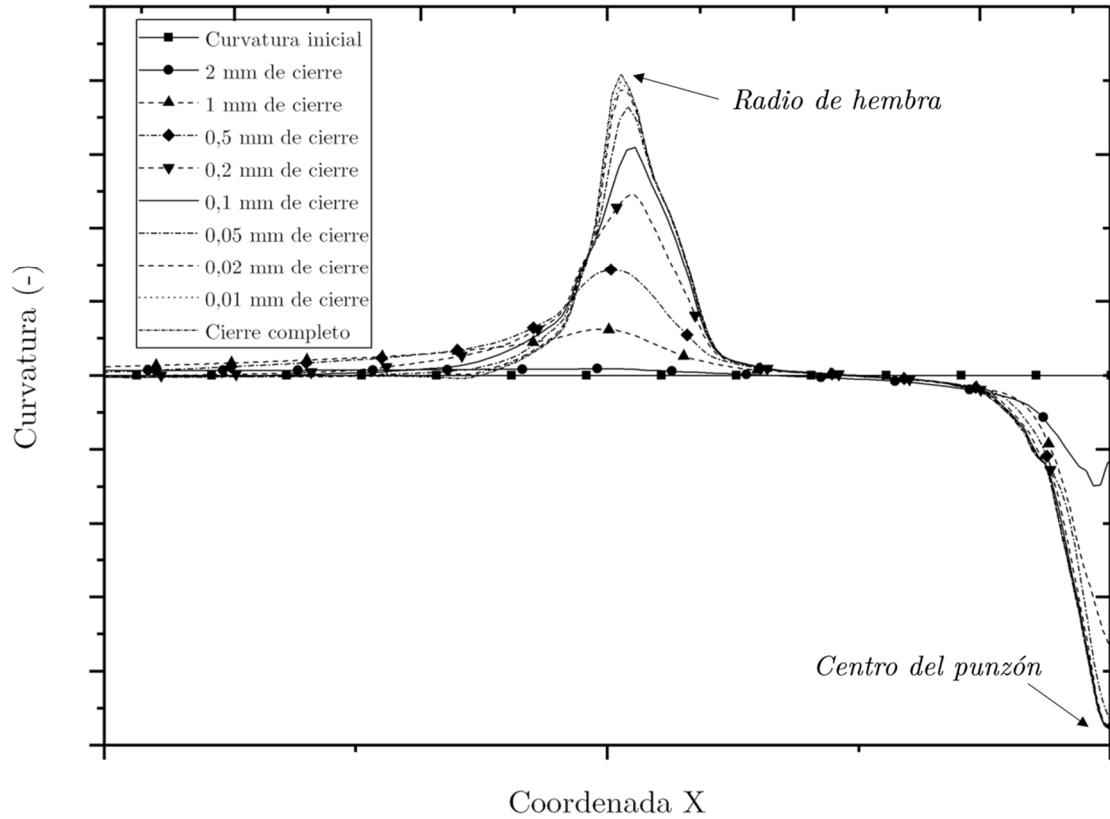


Fig. 76 Curvatura de la fibra neutra a lo largo de la chapa en diferentes instantes durante el proceso de enclavamiento.

La forma de la curvatura a lo largo de la chapa dibuja una onda alrededor del radio de la hembra y otra entorno al centro del punzón del freno. Partiendo del extremo de la chapa, el valor de curvatura aumenta con una tendencia ligeramente ascendente hasta incrementar exponencialmente en la zona del radio de la hembra. El valor de curvatura máxima se produce en el radio de la hembra y posteriormente disminuye de manera exponencial hasta llegar a invertirse el signo de su valor. Esta zona en la cual invierte el signo del valor de curvatura se encuentra en la transición entre el radio de la hembra y el punzón. La Fig. 77 muestra el valor de las deformaciones en el sentido longitudinal de la chapa y se aprecia la inversión del valor de las deformaciones de la zona del radio de la hembra con respecto a la zona del punzón.

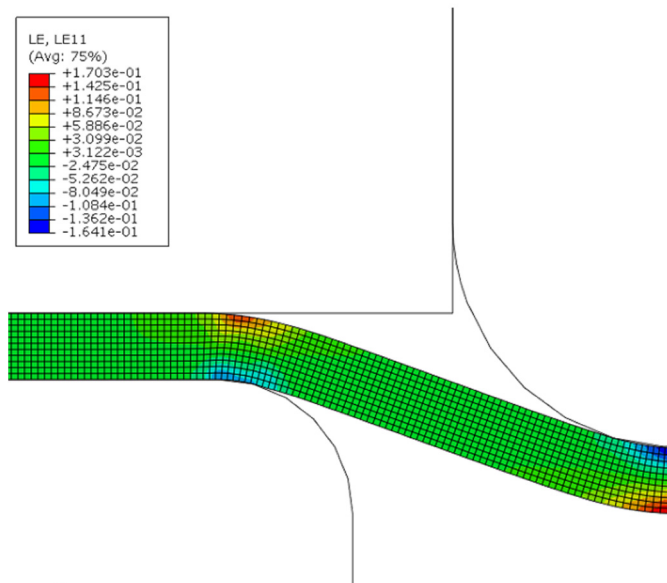


Fig. 77 Distribución de deformaciones en el momento de cierre final del freno donde se aprecia el inverso patrón de deformaciones a lo largo del espesor de la chapa entre el radio de la hembra y el punzón.

Las amplitudes de las ondas indicadas en la Fig. 76 que suponen el valor de curvatura máximo en la zona del radio de la hembra y en el punzón aumentan a medida que el freno va cerrándose. Sin embargo, las tendencias del incremento de estas ondas difieren entre sí. La Fig. 78 muestra la evolución del valor máximo de curvatura, referente al que se encuentra en el radio de la hembra, y el valor mínimo que se distingue en el centro del punzón. Para una mayor claridad de los resultados, el valor de la curvatura mínima referente al centro del punzón se muestra en valor absoluto.

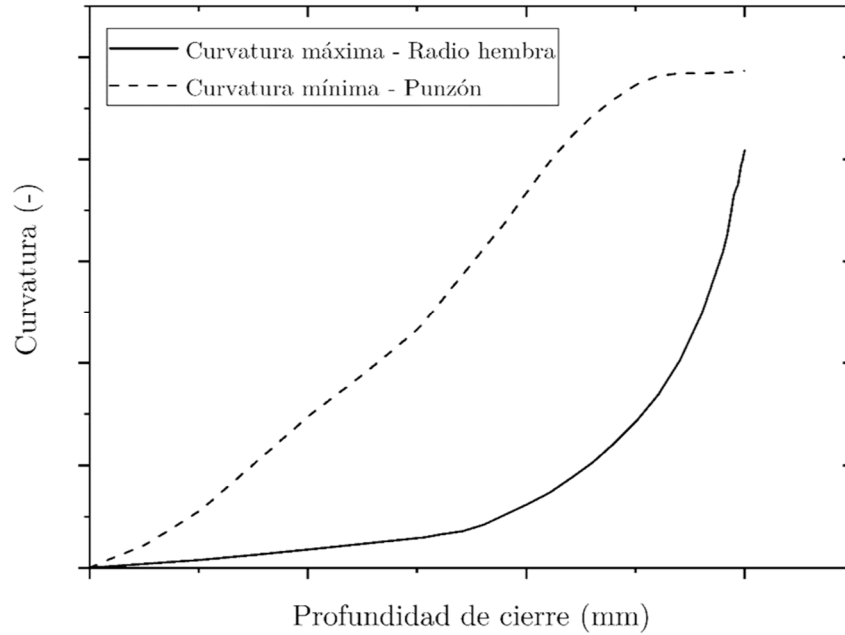


Fig. 78 Evolución de los valores de curvatura máxima y mínima a lo largo del proceso de enclavamiento.

En esta figura se aprecia claramente las diferentes tendencias que muestran las curvaturas en cada zona de la herramienta. La curvatura del punzón incrementa hasta un valor en el que se satura y se mantiene constante hasta el momento de cierre. Por el contrario, la curvatura máxima referente al radio de la hembra describe una forma exponencial, incrementándose de manera muy clara en los momentos previos al cierre del freno.

En los modelos analíticos basados en teorías de doblado puro, los valores del cambio de curvatura de la fibra neutra definen el nivel de deformación del material a lo largo del espesor. Estos valores de curvatura suelen ser un dato de entrada necesario para el posterior cálculo de tensiones del cuál derivan los esfuerzos externos que inciden sobre la chapa. En el caso concreto de los frenos, las deformaciones de cada punto de la chapa se extraen de la curvatura del perfil que adopta la chapa a su paso por el freno. A su vez, estas curvaturas se calculan por medio de la geometría de la chapa dentro del freno. Como se puede apreciar en la Fig. 79, la curvatura de la chapa en las zonas de las caras planas es idéntica al inicio y tras el cierre de las herramientas. Por consiguiente, los modelos que calculan las deformaciones por medio del cambio de curvatura que ocurre en cada zona de la chapa de la etapa inicial a la etapa final de cierre ideal, desprecian las deformaciones y, por consiguiente, las tensiones que se producen en esa zona de la chapa.

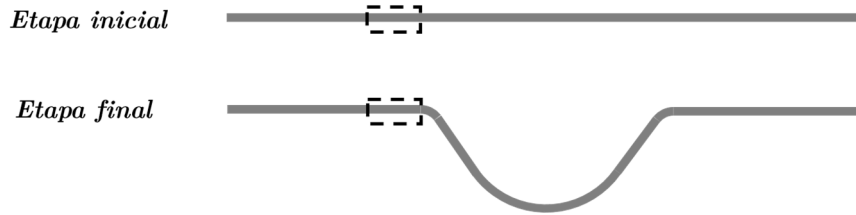


Fig. 79 Representación del cambio de geometría de la chapa desde la etapa inicial a la etapa final de cierre completo de herramientas. En recuadro se marca la zona de la chapa sobre las caras planas que no se ve alterada en este proceso.

Sin embargo y como se ha mostrado en la Fig. 75, el material se tensiona en esa zona durante el proceso de enclavamiento. Parte del trabajo realizado por las herramientas del freno ejerciendo una fuerza durante su desplazamiento vertical se traduce en la deformación producida en esas zonas de la chapa. De no considerar las deformaciones existentes en esa zona de la chapa, se comete un error en la distribución tensional del material de la chapa y, por tanto, se desprecia parte de la fuerza de enclavamiento necesaria para producir las tensiones en esa zona de la chapa. Para poder contemplar las deformaciones que se producen en esa zona de la chapa, se deben considerar los pasos intermedios del proceso de enclavamiento en el que esa zona del material se ve sometido a un doblado y posterior desdoblado. En la Fig. 80 se muestra la representación conceptual de la necesidad de contemplar estados del proceso intermedios entre la situación inicial y final del enclavamiento para ser capaz de calcular el estado de deformación y tensional de la zona contigua a los radios de la hembra.

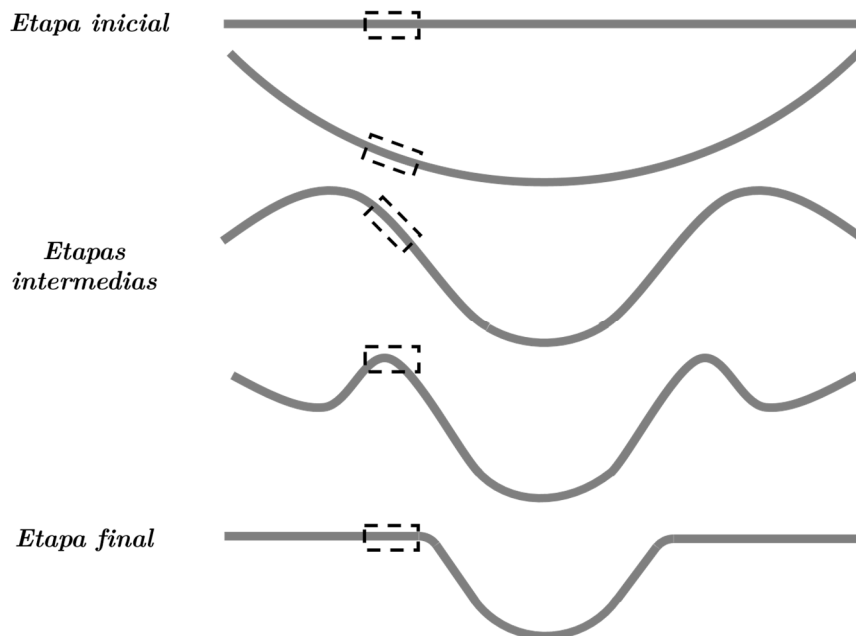


Fig. 80 Representación del cambio de geometría de la chapa desde la etapa inicial a la etapa final de cierre completo de herramientas contemplando etapas intermedias. En recuadro se marca la zona de la chapa sobre las caras planas que varía su curvatura durante el proceso de cierre.

Por tanto, cabe destacar que, para el correcto cálculo del estado de deformaciones y tensional de la chapa en el enclavamiento de frenos, se ve necesario considerar las geometrías que la chapa va adoptando en etapas intermedias. Estas etapas intermedias posibilitan que se pueda recopilar el histórico de deformaciones que se produce a lo largo del proceso de enclavamiento en zonas de la chapa donde la curvatura inicial y final son idénticas. Es importante recordar que estas zonas de la chapa se encuentran en las caras planas sobre las cuales recae el 86% de la fuerza de enclavamiento total.

6.5. Conclusiones del capítulo

En este capítulo, se ha analizado el proceso de enclavamiento en profundidad por medio de un modelo de simulación numérica 2D en estado de “Plane Strain”. Para ello, se han definido las condiciones de contorno que representan el estado de la chapa y las herramientas de los ensayos de frenos experimentales. Además, se ha dividido la geometría del macho en dos herramientas para observar la distribución de los esfuerzos sobre las diferentes zonas del freno.

Primeramente, se ha observado que como se había documentado en trabajos previos (Huh et al. 1997; Kim et al. 1997), el esfuerzo de enclavamiento aumenta de manera drástica en las últimas décimas de milímetros previos al cierre completo. También se ha observado que el mayor porcentaje del esfuerzo de enclavamiento se localiza sobre las caras planas contiguas al punzón. Esto es un dato importante ya que la mayor parte de los modelos analíticos de predicción de esfuerzos en los frenos no contemplan las fuerzas generadas en esa zona de la herramienta. La razón de que estos modelos ofrecieran diferencias reducidas con respecto a los resultados experimentales es que en el ensayo experimental, como el de Nine (1978; 1982), no se hacía uso de estas caras planas contiguas al macho y por ello las mediciones de los esfuerzos experimentales decrecían ampliamente. Pero como se ha explicado, en los frenos de embutición estas caras planas existen y por tanto no se puede despreciar el esfuerzo que se genera en esas zonas de las herramientas.

Posteriormente, se ha realizado un amplio análisis de sensibilidad con el fin de comprender los parámetros tanto de material y tribológicos como geométricos del freno que afectan sobre el esfuerzo de enclavamiento. De este estudio se destaca que el límite elástico del material y el espesor de la chapa tienen un efecto considerable sobre el esfuerzo de enclavamiento, mientras que parámetros como el coeficiente de fricción apenas influyen sobre el enclavamiento. A nivel de parámetros geométricos, se ha podido observar que mínimos errores de alineación de las herramientas decrecen extraordinariamente el esfuerzo de enclavamiento. Estos resultados son muy relevantes ya que hay que ser conscientes de que estos errores inevitablemente existen en los frenos de embutición y también en el ensayo desarrollado en este trabajo. Por lo que la correlación entre los esfuerzos de cierre de un modelo de simulación numérica y de un ensayo experimental o un freno de embutición real es altamente improbable.

Por ello, el modelo numérico implementado en este trabajo se ha validado con las evoluciones de los esfuerzos de enclavamiento de los ensayos realizados en las diferentes condiciones de altura de punzón estipuladas. La correlación entre los resultados del modelo numérico y los ensayos experimentales ha sido alta y además, se ha podido observar que los valores de enclavamiento obtenidos experimentalmente se ajustan a los valores de cierre a falta de 0,2 mm de los resultados de los modelos numéricos. Esto se debe a que los errores geométricos que inevitablemente existen en el utillaje desarrollado en este trabajo, coinciden con realizar un cierre hasta 0,2 mm previos a un cierre ideal de las herramientas. Considerando cierre ideal la situación de cierre que ocurre en el modelo de simulación numérica en el que las herramientas son completamente rígidas y no existe ningún tipo de error geométrico. Sin embargo, el ensayo de frenos desarrollado en este trabajo difiere, en cuanto a rigidez y dimensión, respecto a un freno de un troquel de embutición y por tanto los errores existentes con respecto a un cierre ideal de un freno de embutición pueden ser diferentes. Para ello, se propone medir los errores que puede haber en un troquel de embutición comparando las diferencias entre los esfuerzos de enclavamiento observados en un freno de embutición y en un modelo de simulación numérica que contempla un cierre ideal.

Finalmente, se ha realizado un análisis en profundidad del comportamiento de la chapa durante el proceso de enclavamiento de un freno. En este análisis se ha observado que la chapa va doblándose sobre diferentes puntos de contacto y que el tipo de doblado va variando a medida que las herramientas se acercan. Se comienza con un doblado en 3 puntos con el comienzo de la penetración del punzón y se finaliza con un doblado en 7 puntos de contacto que cada vez están más cercanos entre ellos. Esto hace que el esfuerzo para cerrar vaya aumentando a medida que la herramienta avanza hasta necesitar un mayor esfuerzo en la última fase del cierre. Esto se debe a que se genera un rizo a los lados de los radios de la hembra que se debe aplanar en los últimos instantes y añadido a que los puntos de contacto se encuentran a distancias muy reducidas, el esfuerzo necesario para cerrar las herramientas asciende bruscamente. Se ha podido observar también, que en esa zona de la chapa donde se genera el rizo, es necesario considerar el histórico de la deformación durante el enclavamiento. De lo contrario, si se analiza únicamente el estado inicial y el final del cierre de las herramientas, no se aprecia un cambio en la geometría de la chapa y por tanto se desprecia el estado tensional con el que finaliza el enclavamiento esa zona de la chapa. Por ello, el modelo semi-analítico que se va a desarrollar en este trabajo debe incluir la evolución de la geometría de esa zona de la chapa durante el proceso completo de enclavamiento, además de la zona que queda dentro de la apertura de la hembra.

Desarrollo del modelo semi-analítico de enclavamiento de frenos

*“Hay que demostrar nuestras equivocaciones lo más rápido posible, es la única
manera de avanzar”*

Richard Phillips Feynman

Sinopsis

En base a las conclusiones obtenidas del estudio realizado en el capítulo anterior, se ha desarrollado un modelo semi-analítico basado en la teoría de doblado puro. Al modelo se le deben introducir los parámetros del material y la evolución de la geometría de la chapa a lo largo del enclavamiento para que calcule el estado de deformación y tensional de cada punto de la chapa. Posteriormente, se obtiene el diagrama del momento flector y finalmente el esfuerzo que debe realizar la herramienta. Por el momento, la evolución de la geometría de la chapa se obtiene del modelo de simulación numérica.

Además del esfuerzo al cierre completo de las herramientas, el modelo es capaz de ofrecer la evolución del esfuerzo de enclavamiento. Esto es muy importante ya que, como se ha podido observar previamente, el esfuerzo de enclavamiento de un freno de embutición no corresponde exactamente al esfuerzo a cierre completo en un cierre ideal. Se ha podido observar que las diferencias con respecto a los cálculos por medio del modelo numérico son de entorno al 5,2% y de un 6,4% en cuanto a los valores experimentales.

Además, también se ha optimizado el modelo, en busca de la máxima eficiencia y se han definido los pasos necesarios para desarrollar un modelo capaz de predecir la evolución de la geometría de la chapa y evitar el uso de datos provenientes del modelo numérico.

A lo largo del documento se ha mostrado la necesidad de desarrollar un modelo semi-analítico que sea capaz de calcular los esfuerzos de enclavamiento de frenos en un tiempo razonable. Sin embargo, como se ha mostrado en el **Capítulo 6**, el fenómeno del enclavamiento es complejo y no ha sido previamente analizado en profundidad. El conocimiento generado en el **Capítulo 6** debe ser considerado a la hora de desarrollar un modelo semi-analítico capaz de predecir los esfuerzos de enclavamiento producidos por el freno. Por lo que ese conocimiento servirá de base para el desarrollo del modelo semi-analítico que tendrá que cumplir con los siguientes requerimientos:

- Alta precisión de los resultados de los esfuerzos de enclavamiento.
- Mínimo tiempo de cálculo de los esfuerzos.

Dada la complejidad del fenómeno del enclavamiento, para poder calcular los esfuerzos en un tiempo reducido, se deberán establecer unas hipótesis que simplifiquen el fenómeno físico sin que esto suponga una considerable disminución de la precisión del cálculo de los esfuerzos. Mediante estas hipótesis, el fenómeno físico debe ser fielmente representado matemáticamente.

En este capítulo se expondrá el modelo semi-analítico desarrollado que tiene como fin el cálculo de los esfuerzos de enclavamiento.

7.1. Modelo semi-analítico basado en la teoría de doblado puro

Previamente, se ha explicado que, durante el proceso de enclavamiento, el material se ve sometido a diferentes tipos de doblado. El proceso de enclavamiento se inicia mediante un doblado en 3 puntos y van generándose más puntos de contacto hasta finalizar en un doblado con 7 puntos de contacto. Es por ello que el modelo desarrollado se basa en la teoría de doblado puro de la chapa. Esta suposición establece que la longitud de la fibra neutra no varía su longitud y que no existen tensiones axiales ni de cortadura a lo largo de la chapa. En un estado de doblado puro, dividiendo el espesor de la chapa en diferentes fibras, se puede hacer una relación directa de las deformaciones de la chapa en cada fibra por medio de la curvatura de la fibra neutra. Como se puede ver en la línea discontinua de la Fig. 81, la fibra neutra es la superficie curva que mantiene la longitud y separa la zona en compresión de la zona en tracción.

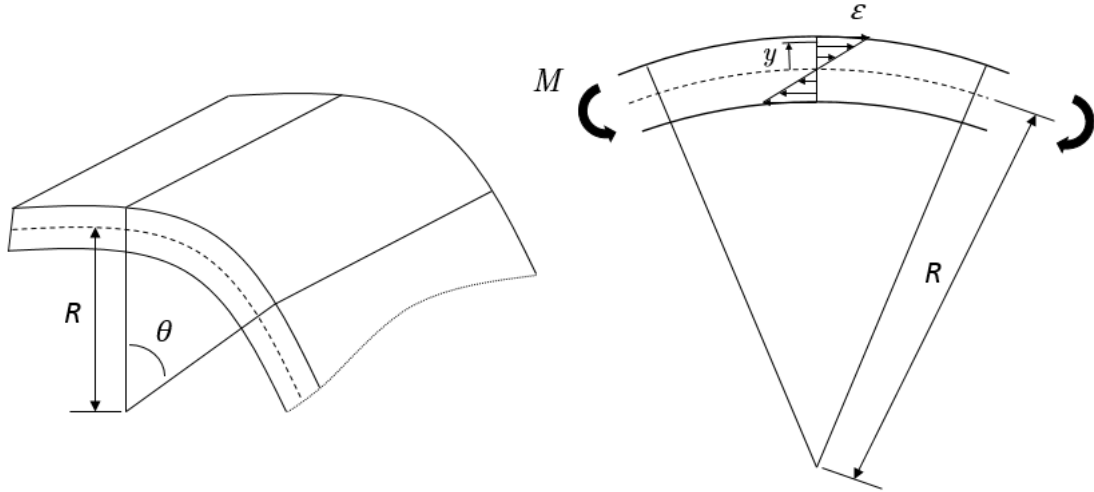


Fig. 81 Doblado puro de un punto curvo.

El cálculo de las deformaciones, ε , de cada fibra en el espesor de la chapa proviene de la siguiente ecuación,

$$\varepsilon = \ln \left(1 + \frac{y}{R} \right) \approx \frac{y}{R} = y \cdot \rho, \quad (1)$$

que describe la deformación de una fibra a una distancia y de la fibra neutra curvada a un valor de curvatura ρ . Como se puede observar en la Fig. 81, la distribución de la deformación es lineal y las tensiones generadas en el espesor del material producen un momento flector M sobre la fibra neutra.

7.1.1. Modelo elastoplástico de cálculo de las tensiones

Partiendo de la teoría de doblado puro, mediante la geometría o curvatura de la fibra neutra, se pueden calcular las deformaciones longitudinales en cada fibra a lo largo de la chapa. Sin embargo, para el cálculo de la distribución de tensiones, es necesario el uso de un modelo elastoplástico que, previo la definición de una serie de hipótesis, posibilita calcular el estado tensional de un punto relacionando las deformaciones con las tensiones. En este caso, como todo modelo elastoplástico, el modelo constitutivo se compone de los siguientes requisitos:

- La descomposición de la deformación elastoplástica.
- Una ley de elasticidad.
- Un criterio de fluencia asociada a una función de fluencia.
- Una ley de flujo plástica que define la evolución de la deformación plástica.
- Una ley de endurecimiento que describe la evolución del límite elástico.

La deformación total del material, $\boldsymbol{\varepsilon}^t$, se divide en la suma del tensor la deformación elástica o reversible, $\boldsymbol{\varepsilon}^e$, y el tensor de la deformación plástica o permanente, $\boldsymbol{\varepsilon}^p$, siendo

$$\boldsymbol{\varepsilon}^t = \boldsymbol{\varepsilon}^e + \boldsymbol{\varepsilon}^p. \quad (2)$$

Puesto que en el **Capítulo 6** se ha observado que el efecto de la variación del pseudo-módulo de Young, E , no tiene un efecto relevante sobre el cálculo del esfuerzo de enclavamiento, en este modelo se ha considerado un comportamiento elástico constante e isotrópico. La ley de Hooke establece que, en el rango elástico, la tensión, $\boldsymbol{\sigma}$, es directamente proporcional a la deformación elástica,

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}^e : \boldsymbol{\varepsilon}^e, \quad (2)$$

donde \mathbf{D}^e es el tensor isotrópico de elasticidad que depende del pseudo-módulo de Young, E , y del coeficiente de Poisson, ν .

El material fluye plásticamente cuando alcanza un valor crítico, denominado como el límite elástico, σ_y . La función de fluencia se expresa como,

$$\Phi = \sigma_{eq} - \sigma_y \leq 0, \quad (3)$$

donde σ_{eq} es la tensión equivalente. La función de fluencia da como resultado un valor negativo cuando las deformaciones se encuentran dentro del régimen elástico y un valor de 0 cuando la fluencia plástica comienza. El cálculo de la tensión equivalente se ha realizado mediante el modelo de fluencia isotrópico Von Mises, ya que en el **Capítulo 6** se ha podido observar que el uso de un modelo anisótropo no tiene un efecto sustancial en el cálculo de los esfuerzos de enclavamiento. El modelo de Von Mises se representa con la ecuación

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}, \quad (4)$$

donde σ_1 , σ_2 y σ_3 son las tensiones principales del punto. La evolución de la deformación plástica acumulada se expresa mediante la siguiente ecuación

$$\bar{\varepsilon}_n^p = \bar{\varepsilon}_{n-1}^p + \dot{\gamma}, \quad (5)$$

donde $\bar{\varepsilon}_n^p$ es la deformación plástica acumulada en el momento n y $\dot{\gamma}$ es el multiplicador plástico que establece el incremento de deformación plástica al deformar un punto. Se ha definido un modelo de fluencia plástica asociativo de donde se establece la evolución de la deformación plástica mediante la siguiente ecuación

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p = \dot{\gamma} \cdot \mathbf{N}, \quad (6)$$

Donde $\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p$ es la evolución de la deformación plástica y \mathbf{N} es el vector director del flujo plástico. Al definir un modelo de fluencia plástica asociativo, se considera que la dirección del vector director del flujo plástico es perpendicular a la superficie de fluencia que en este caso está definida por el modelo de Von Mises, ver Fig. 82.

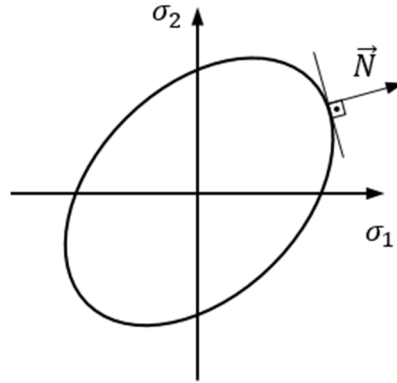


Fig. 82 Representación de la dirección del vector director del flujo plástico con respecto a la superficie de fluencia.

Por lo tanto, se deduce que el vector director del flujo plástico se obtiene de la siguiente ecuación

$$\mathbf{N} = \frac{\partial \Phi}{\partial \boldsymbol{\sigma}}. \quad (7)$$

Por último, se ha definido también una ley de endurecimiento isotrópica. Como se puede observar en el **Capítulo 6**, el componente cinemático del material no tiene un efecto considerable sobre el cálculo del esfuerzo de enclavamiento, entorno a un 3%, y por tanto, no se ha implementado en el modelo semi-analítico. La ley de endurecimiento isotrópico del material supone que, al plastificar el material, la superficie de fluencia inicial del material se expande sin translación. Esta expansión ocurre de igual manera en un estado de tracción o compresión durante la fluencia plástica y se expresa a continuación

$$\sigma_y = \sigma_y(\bar{\epsilon}^P). \quad (7)$$

El endurecimiento del material depende del nivel de deformación plástica acumulada y se obtiene, generalmente, mediante un ensayo de tracción uniaxial del material. Es por ello que el modelo deberá alimentarse con los datos de la curva de tensión-deformación obtenida experimentalmente en los ensayos de tracción uniaxiales.

Para poder calcular el estado tensional y de deformaciones de toda la chapa, ésta se discretiza en diferentes puntos a lo largo y espesor de la chapa. Como se puede observar en la Fig. 83, la dirección 1 es paralela a la curva de la chapa, la dirección 2 corresponde a la dirección del espesor y, por último, la dirección 3 se orienta en paralelo a la anchura de la chapa. Las direcciones x e y corresponden a la horizontal y vertical respectivamente del plano paralelo al espesor de la chapa.

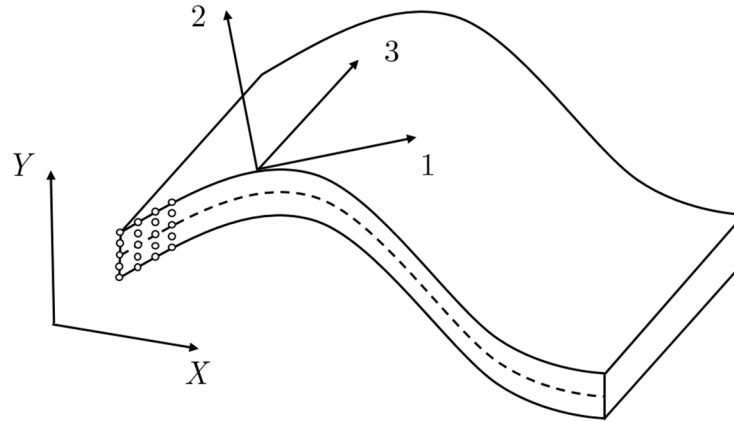


Fig. 83 Discretización de la chapa en puntos y sistema de coordenadas del modelo semi-analítico.

El modelo elastoplástico desarrollado en este trabajo inicia el cálculo del estado de deformaciones y tensional de la chapa con los valores de curvatura de la fibra neutra a lo largo de la chapa. Mediante la Ec. (1) se calculan las deformaciones totales en la dirección longitudinal, 1, y para poder calcular el estado tensional y de deformaciones en las tres direcciones de cada punto se deben establecer 2 relaciones entre las diferentes direcciones del punto. Por ello, de la misma manera que en el modelo numérico, se ha definido la hipótesis de “Plane Strain” que añade la condición por la cual la deformación en la dirección 3 es nula. En un estado de deformación de doblado, existen dos teorías que establecen una condición extra para la relación entre las tensiones en las diferentes direcciones según el tamaño del radio sobre el cual se dobla la chapa (Marciniak et al. 2002). En la Tabla 16 se muestran las hipótesis que establecen cada una de las teorías.

Tabla 16 Condiciones de contorno establecidas por las dos teorías de “Plane Strain” en un estado de doblado puro (Marciniak et al. 2002).

| “Plane Strain” en doblados | “Plane Strain” en doblados sobre radios pequeños |
|----------------------------|--|
| $\varepsilon_3 = 0$ | $\varepsilon_3 = 0$ |
| $\sigma_2 = 0$ | $\sigma_3 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$ |

Se han desarrollado ambas teorías para comprobar su efecto sobre el resultado final y se mostrarán más adelante. El cálculo del estado tensional de la chapa se representa en el diagrama de bloques de la Fig. 84. Este modelo comienza el cálculo partiendo de la deformación longitudinal que se obtiene de la curvatura de la fibra neutra de la chapa en cada etapa del proceso de enclavamiento. Como se ha explicado previamente, este modelo semi-analítico requiere la evolución de la geometría de la chapa a lo largo del proceso de enclavamiento. En esta fase de validación del modelo elastoplástico, la información sobre la evolución de la curvatura de la fibra neutra de la chapa a lo largo del proceso de enclavamiento se ha extraído de las simulaciones del modelo numérico. Con ello se

pretenden diferenciar los posibles errores de hipótesis de comportamiento de material y de predicción de geometría.

Para calcular el estado tensional y la distribución de las deformaciones, primero se calcula el incremento de deformación tangencial en la dirección 1 usando el cambio de curvatura con respecto al estado previo. Posteriormente, se sigue el esquema implícito de predicción elástica – corrección plástica para calcular, en caso de que hubiera, el incremento de deformación plástica y el estado tensional del punto por el método de aproximación de Newton-Raphson. El uso del esquema implícito de predicción elástica – corrección plástica está ampliamente extendido para la resolución de estados de elastoplasticidad tridimensionales (de Souza Neto et al. 2008).

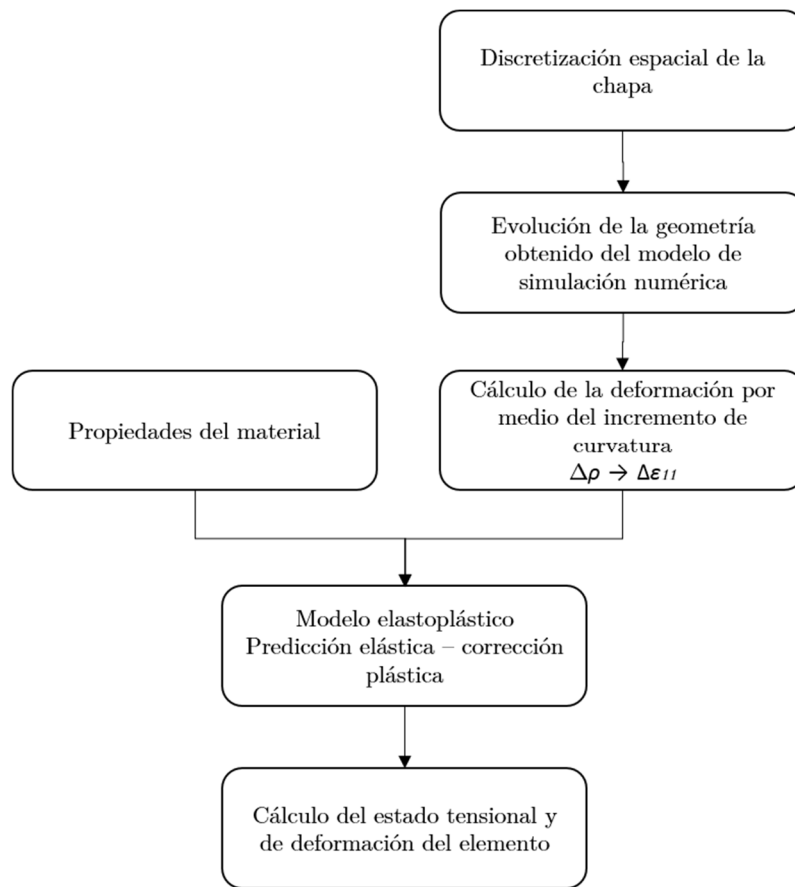


Fig. 84 Diagrama de bloques del esquema que sigue el modelo elastoplástico desarrollado en este trabajo.

Para comprobar la precisión del modelo elastoplástico, una vez calculado el estado tensional y de deformaciones de la chapa, se ha calculado el diagrama del momento flector a lo largo de la chapa y se ha comparado con respecto al calculado por medio de la simulación numérica. El momento flector, M , es el momento de fuerza resultante de la distribución de tensiones en el espesor de una sección transversal y se calcula por medio de la siguiente ecuación

$$M = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{11} \cdot y \, dy. \quad (8)$$

En la Fig. 85 se muestran los diagramas del momento flector obtenidos con el modelo semi-analítico propuesto en este trabajo, aplicando las dos teorías de “Plane Strain”, y el diagrama que se extrae del estado tensional del modelo de simulación numérica en el instante del cierre completo del freno. Para la comparación, se ha realizado la misma discretización en puntos a lo largo de la chapa y 11 puntos de integración en el espesor de la chapa. Además, se han introducido las curvaturas correspondientes a cada punto en 33 etapas diferentes durante el proceso del enclavamiento.

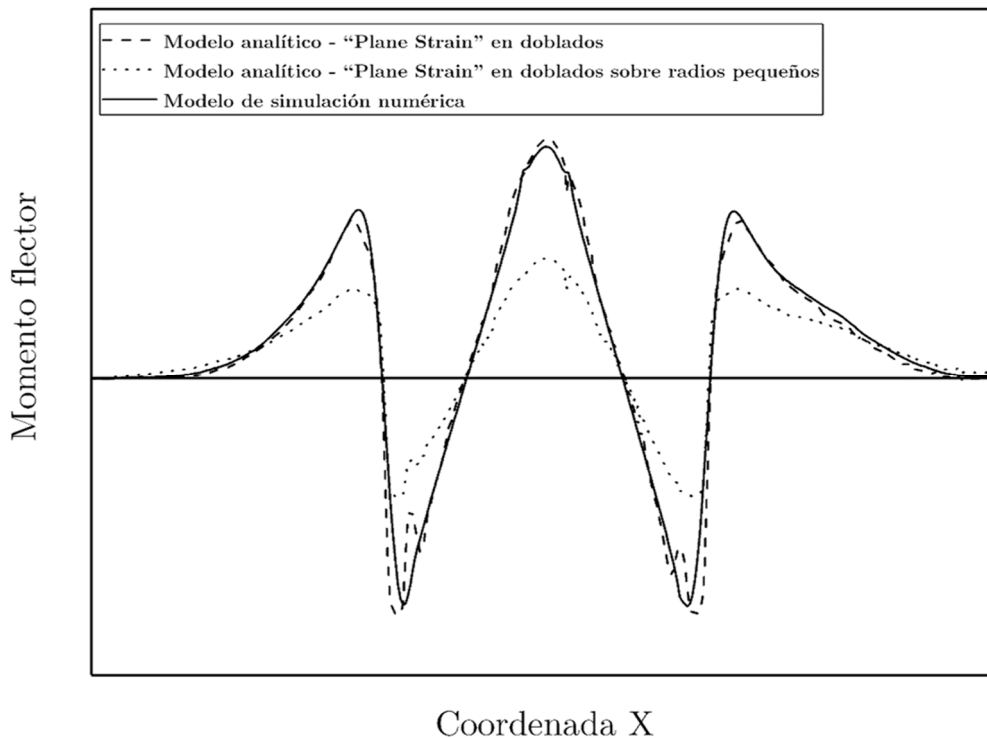


Fig. 85 Diagramas del momento flector a lo largo de la chapa en el instante previo al cierre completo del freno.

Se puede observar como el modelo semi-analítico basado en la hipótesis de “Plane Strain” en doblados representa adecuadamente el momento flector a lo largo de la chapa. Por consiguiente, se ha definido esa hipótesis como válida para el cálculo del estado tensional y de deformaciones de la chapa. Además, como se podía prever, el diagrama del momento flector muestra una simetría clara con respecto al centro del punzón.

7.1.2. Obtención de la fuerza de enclavamiento

El cálculo del esfuerzo de enclavamiento proviene del diagrama del momento flector. Como se muestra en la siguiente ecuación, la derivada del momento flector resulta en los esfuerzos cortantes, T ,

$$T = \frac{dM}{dx}. \quad (9)$$

Los cambios de las pendientes que se observan en el diagrama del momento flector se producen debido al contacto que se da entre la chapa y las herramientas en donde se localizan los esfuerzos puntuales de cada herramienta. En el diagrama del momento flector se pueden observar 6 pendientes. Conociendo que el diagrama del momento flector es simétrico respecto al centro del punzón, se ha realizado un esquema del diagrama del sólido libre de, únicamente, la mitad de la chapa. La Fig. 86 muestra el diagrama del sólido libre de la mitad de la chapa que va del extremo libre hasta el centro del punzón y los diagramas del momento flector y el esfuerzo cortante.

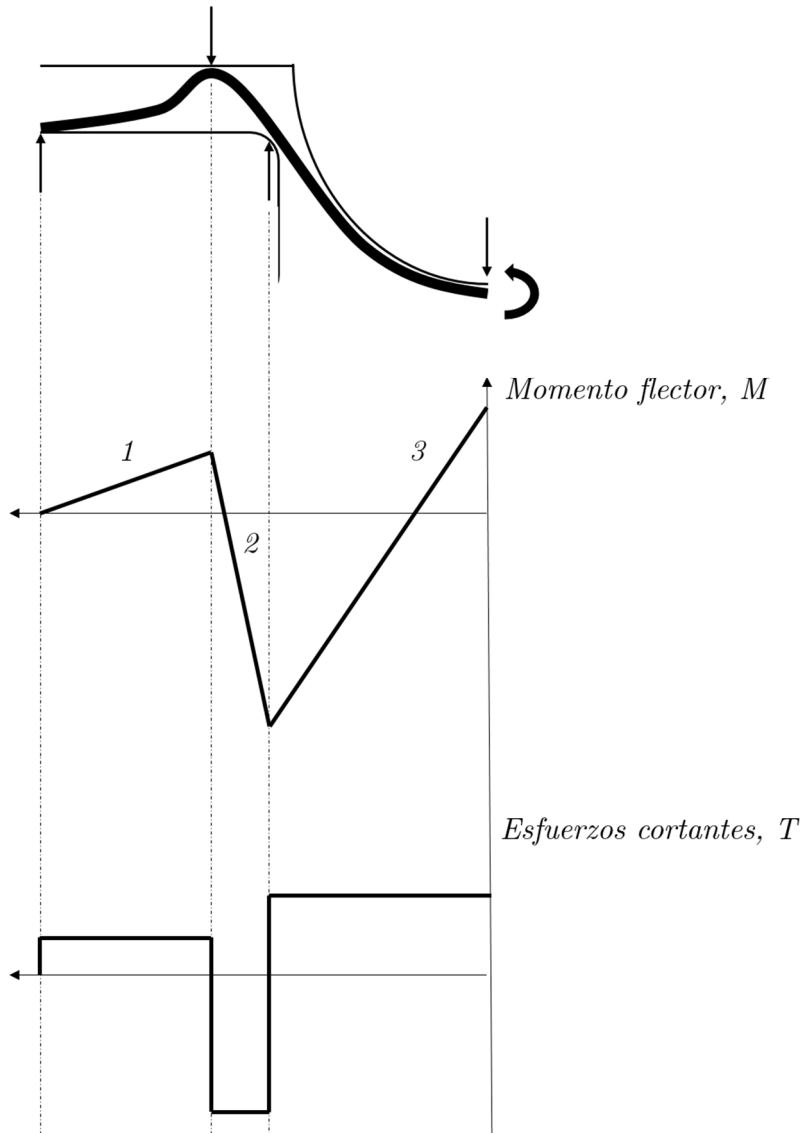


Fig. 86 Diagrama del sólido libre de la mitad de la chapa y sus correspondientes diagramas del momento flector y de esfuerzos cortantes.

Para calcular el esfuerzo de enclavamiento total, se obtienen los valores de las tres pendientes del diagrama del momento flector y se calculan los esfuerzos cortantes a lo largo de la chapa y, por consiguiente, los esfuerzos sobre las herramientas. Además, puesto que se ha observado que la fuerza se divide en la fuerza realizada por las caras planas del macho y el punzón, con este modelo se puede discernir entre los esfuerzos que se generan en cada zona de la herramienta. La fuerza producida por el punzón se calcula aplicando la hipótesis de la simetría mediante la siguiente ecuación,

$$F_p = 2 \cdot \frac{dM_3}{dx}, \quad (10)$$

donde M_3 , es el momento flector correspondiente a la pendiente número 3 de la Fig. 86. En el caso de la fuerza se genera en las caras planas del macho, el esfuerzo se calcula mediante la diferencia entre el momento flector de la pendiente número 1, M_1 , y la pendiente número 2, M_2 . Del mismo modo que en el caso del esfuerzo producido por el punzón, se aplica la hipótesis de la simetría y se calcula el esfuerzo en las caras planas del macho mediante ecuación que se muestra a continuación,

$$F_m = 2 \cdot \left(\frac{dM_1}{dx} - \frac{dM_2}{dx} \right). \quad (11)$$

También es importante recalcar que, puesto que el cierre completo del freno se divide en varias etapas, este modelo ofrece el esfuerzo necesario que se va requiriendo en el freno a medida que las herramientas se aproximan. La Fig. 87 muestra el esquema que se va siguiendo etapa a etapa y por la cuál es posible obtener la evolución del esfuerzo de cierre durante el enclavamiento del freno.

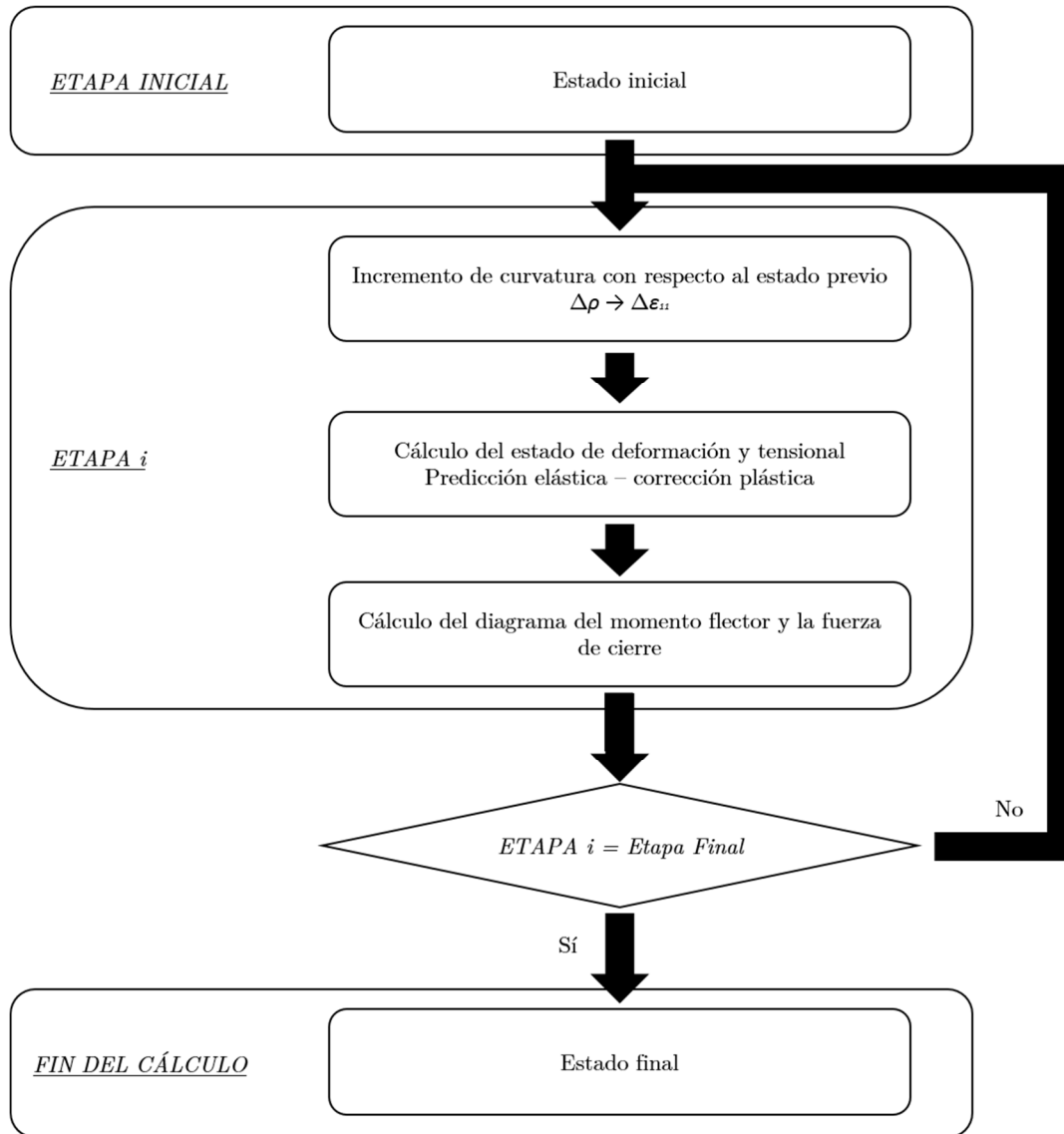


Fig. 87 Diagrama de bloques del esquema seguido para el cálculo de la evolución del esfuerzo de enclavamiento durante el proceso de enclavamiento.

El diagrama de bloques que se muestra en la Fig. 87 presenta el esquema que se lleva a cabo para la obtención de la evolución del esfuerzo de enclavamiento. Desde un estado inicial en el que la chapa está plana, se calcula el incremento de curvatura de cada punto a lo largo y espesor de la chapa. Este incremento de curvatura corresponderá a la diferencia de curvatura entre la etapa que se está evaluando y la etapa anterior. Posteriormente, se calcula el estado tensional y de deformación de cada punto de la chapa por medio del esquema implícito de predicción elástica – corrección plástica y, finalmente, se obtiene el diagrama del momento flector de toda la chapa. De los valores de las pendientes de este diagrama del momento flector se calculan los esfuerzos de cierre que ejercen las herramientas. Este bucle se repite hasta que la última etapa definida está calculada.

7.2. Validación del modelo semi-analítico

En este apartado se comprobará la precisión del modelo semi-analítico comparando los resultados del esfuerzo de enclavamiento provenientes del modelo semi-analítico con los obtenidos por medio del modelo de simulación numérica. Para calcular adecuadamente el estado tensional de la chapa en el momento del cierre, el modelo semi-analítico necesita el estado de la chapa, en cuanto a la geometría, en las etapas intermedias del proceso de enclavamiento. Esto permite mostrar los valores del esfuerzo de cierre calculados a determinadas distancias con respecto al cierre completo de la herramienta.

La validación del modelo semi-analítico se va a dividir en dos fases. En primer lugar, los resultados del modelo semi-analítico se van a comparar con los resultados obtenidos en el modelo numérico. En una segunda fase, se compararán los resultados del modelo semi-analítico a 0,2 mm del cierre final con respecto a los obtenidos experimentalmente.

Como se ha explicado previamente, ambos modelos son capaces de ofrecer la evolución del esfuerzo necesario a lo largo del cierre del freno. En la Fig. 88 se muestra la evolución de la fuerza del freno de altura de 3 mm para el DP780 en los 0,3 mm previos al cierre final de la herramienta calculada con el modelo numérico y el modelo semi-analítico.

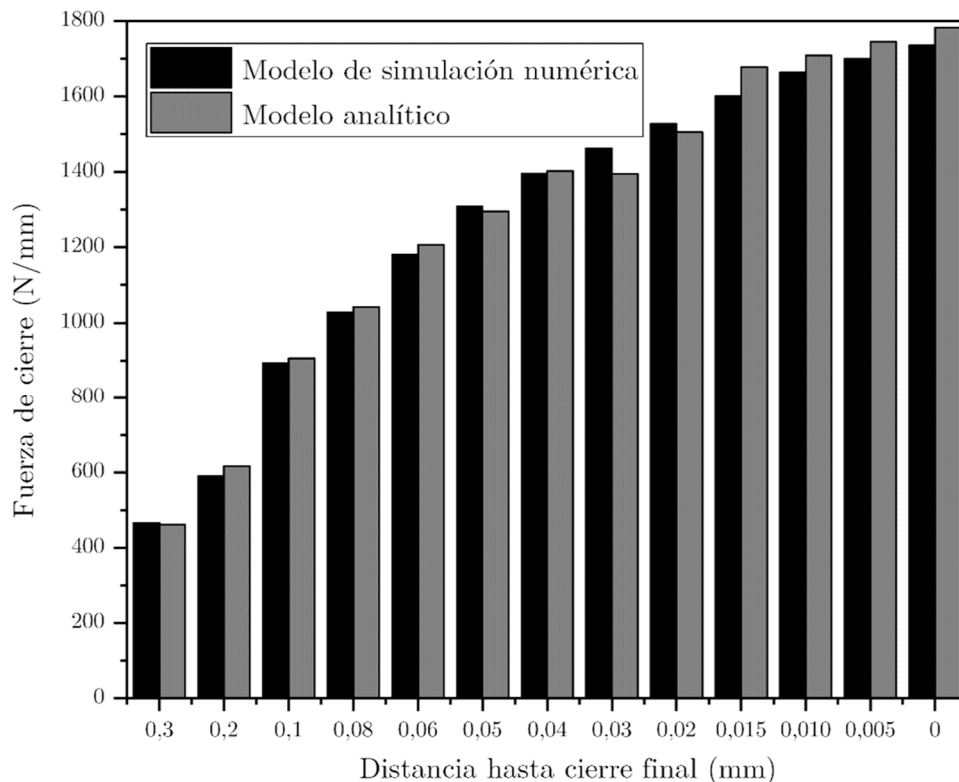


Fig. 88 Comparativa entre el cálculo del modelo de simulación numérica y el semi-analítico de la evolución de la fuerza de cierre en los últimos 0,3 mm previos al cierre final del freno.

En estos resultados se aprecia que el modelo semi-analítico representa correctamente la tendencia de la evolución del esfuerzo de enclavamiento. En este caso concreto, el error medio entre ambos modelos es de 1,13% y con un error máximo de 4,80% en el cálculo de la fuerza de cierre a 0,015 mm. En la Fig. 88 se muestra el esfuerzo total que la herramienta debe ejercer para cerrar el freno hasta una distancia concreta, sin embargo, en este modelo semi-analítico también se puede discernir las fuerzas que se localizan en cada zona de la herramienta. La Fig. 89 muestra la comparativa entre el modelo numérico y el modelo semi-analítico de los esfuerzos repartidos sobre diferentes zonas de la herramienta del freno.

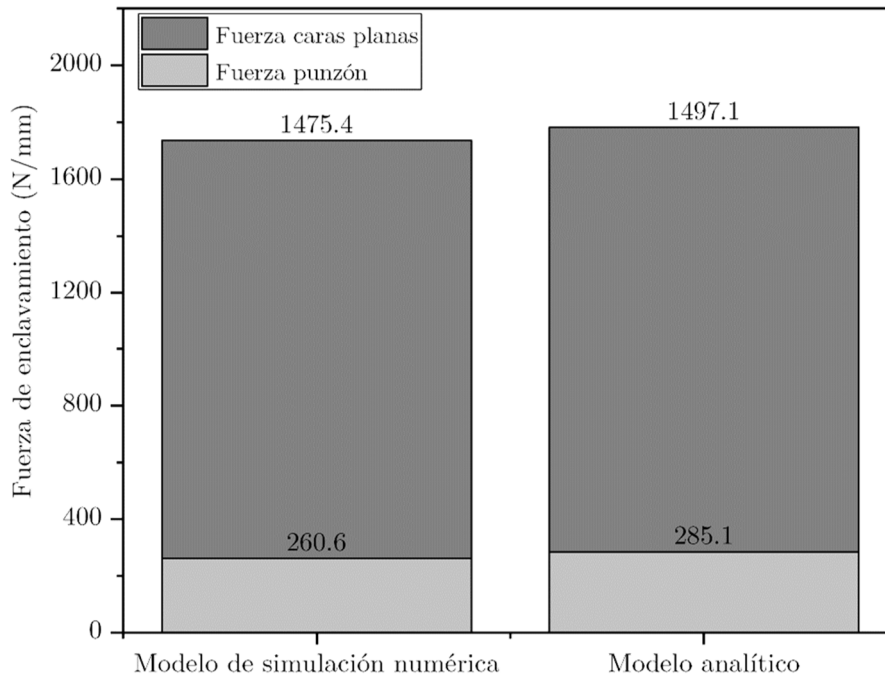


Fig. 89 Comparativa entre el cálculo del modelo de simulación numérica y el semi-analítico de la distribución de los esfuerzos sobre diferentes zonas de la herramienta del freno en situación de cierre completo de las herramientas.

La comparativa muestra una gran similitud entre los esfuerzos calculados en cada zona de la herramienta con los dos modelos. En este caso, para una diferencia del esfuerzo total de un 2,67%, se observa una diferencia del 9,40% en el esfuerzo producido en el punzón del freno y un 1,48% en la fuerza sobre las caras planas. Una vez más, se confirma que el mayor porcentaje del esfuerzo de cierre se concentra sobre las caras planas de la herramienta del macho.

Los resultados mostrados hasta el momento se centran en un caso concreto. En la Fig. 90 se muestran las comparativas entre los resultados de los esfuerzos de cierre de las diferentes alturas de punzón estudiadas para el material DP780 y a diferentes distancias de cierre obtenidas con el modelo de simulación numérica y el modelo semi-analítico.

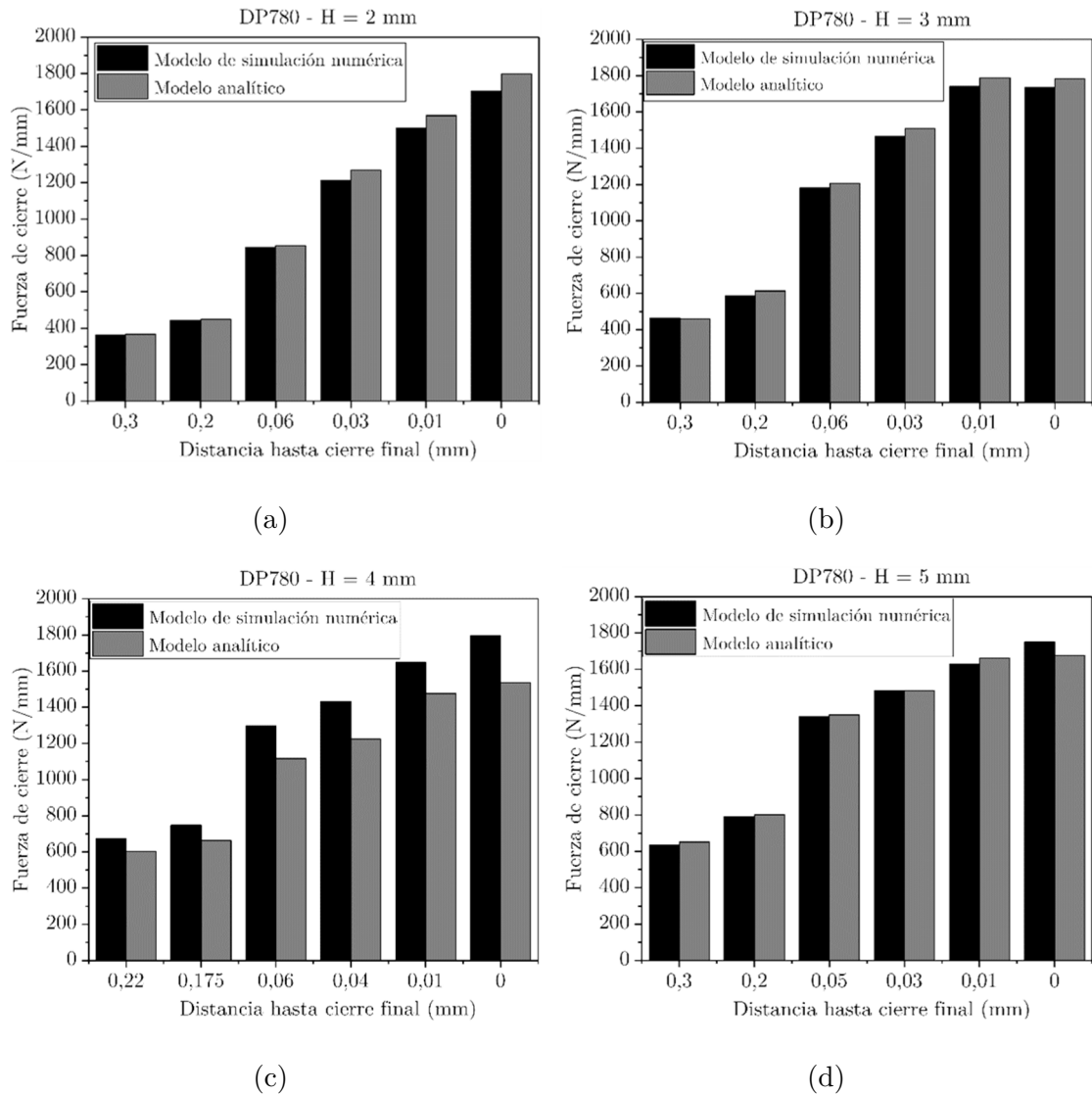


Fig. 90 Comparativa entre el modelo de simulación numérica y el semi-analítico de las fuerzas calculadas a diferentes distancias del cierre final para la chapa de DP780 y el freno con altura de punzón de (a) 2 mm, (b) 3 mm, (c) 4 mm y (d) 5 mm.

Las mayores diferencias entre los resultados de ambos modelos se encuentran en los esfuerzos del DP780 de altura de punzón de 4 mm, llegando a diferencias máximas del 14,5% a 0,04 mm de distancia hasta el cierre final. Por el contrario, sacando un promedio de error de todos los resultados que se han comparado, se alcanza un 2,1% de diferencia entre los dos modelos. En la Fig. 91 se muestra la misma comparativa, pero en este caso para el material DX54D.

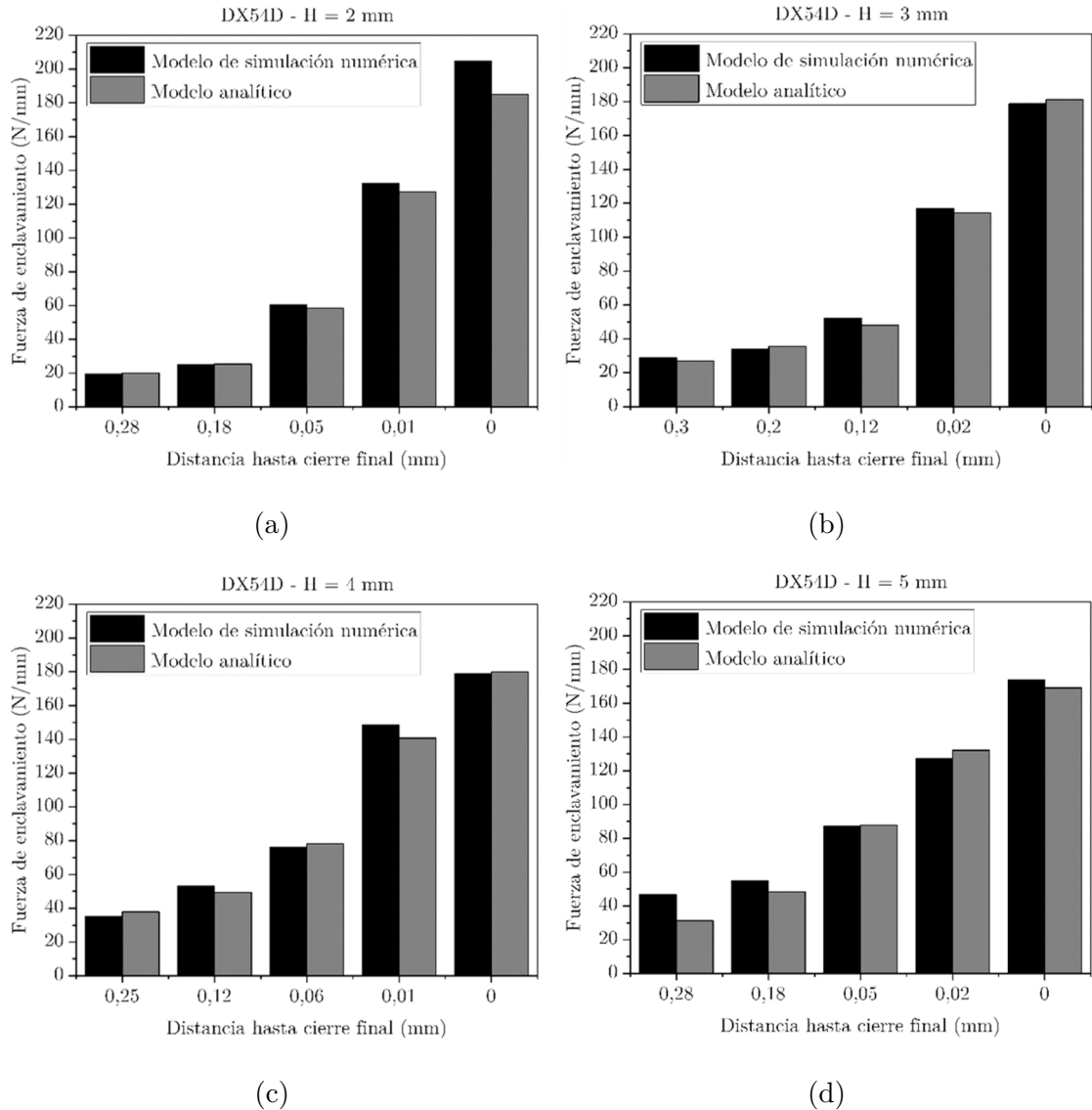


Fig. 91 Comparativa entre el modelo de simulación numérica y el semi-analítico de las fuerzas calculadas a diferentes distancias del cierre final para la chapa de DX54D y el freno con altura de punzón de (a) 2 mm, (b) 3 mm, (c) 4 mm y (d) 5 mm.

Los resultados muestran una coherencia alta entre la gran parte de los casos estudiados. Como excepción, se pueden observar mayores diferencias al resto en los casos del freno de altura de punzón de 5 mm a 0,28 y 0,18 mm de distancia hasta el cierre final, donde se observan diferencias del 31,6% y el 14,1% respectivamente. No se ha encontrado una razón por la cual el modelo semi-analítico predice esfuerzos menores en estos casos. Exceptuando esos dos casos concretos, la mayor diferencia que se observa entre todos los demás casos estudiados es del 8,9% en el cálculo realizado a 0,12 mm de distancia del cierre final en el freno de altura de punzón de 3 mm. A nivel global, para los casos estudiados con el material DX54D, se encuentra una diferencia del 6,8%.

La diferencia promedio calculada entre todos los casos estudiados, tanto del DX54D como del DP780, es del 5,2%. Por tanto, se puede concluir que el modelo semi-analítico es capaz de calcular los esfuerzos de enclavamiento con una precisión similar a los

esfuerzos calculados por el modelo de simulación numérica, pero en un tiempo de cálculo ampliamente inferior.

Una vez validado la precisión del modelo semi-analítico comparando los resultados con los obtenidos por medio del modelo de simulación numérica, se procede a la comparativa con los resultados experimentales de la caracterización de los esfuerzos de los frenos. Como se ha explicado en el **Capítulo 6**, las diferencias existentes entre el modelo numérico y las condiciones reales del ensayo suponen una disminución de la fuerza de enclavamiento de un freno ideal. Se ha comprobado que estas diferencias se reducen ampliamente considerando el enclavamiento final a 0,2 mm de distancia con respecto al cierre completo de un freno ideal. Por ello, y del mismo modo que se ha validado el modelo de simulación numérica, se compararán los resultados del modelo semi-analítico a 0,2 mm de distancia del cierre completo con los resultados de enclavamiento obtenidos experimentalmente. En la Fig. 92 se muestra la comparativa entre los resultados experimentales y los cálculos del esfuerzo de cierre del modelo semi-analítico a 0,2 mm de distancia del cierre completo.

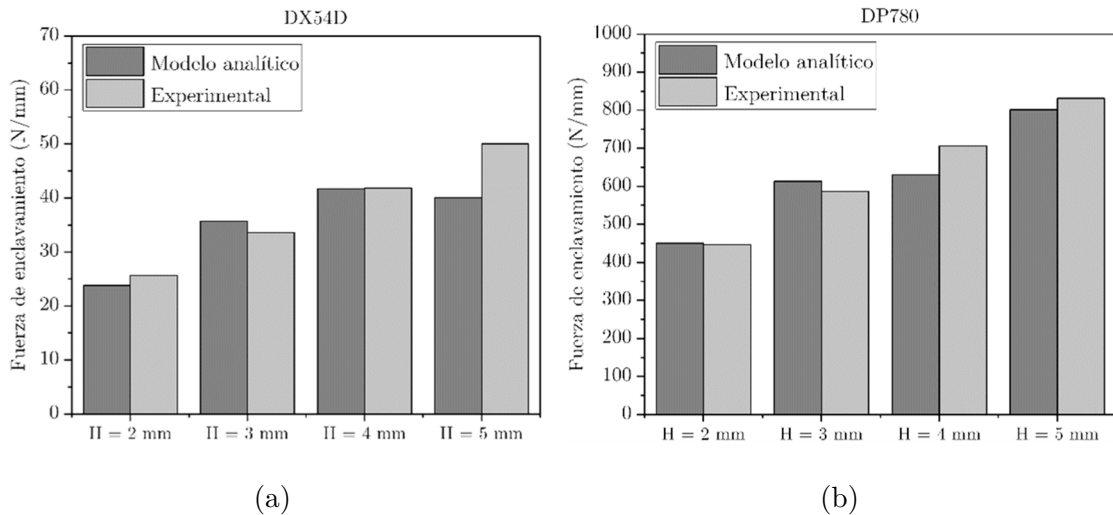


Fig. 92 Comparativa entre los esfuerzos de cierre calculados a 0,2 mm de distancia con respecto al cierre completo y los resultados de fuerza de enclavamiento obtenidos mediante el ensayo experimental para (a) el DX54D y (b) el DP780.

Los resultados muestran unas diferencias promedio del 7,5% en los casos estudiados para el DX54D y un 5,3% para el DP780. La máxima diferencia se observa en el caso del freno de altura de punzón de 5 mm y material DX54D, donde se aprecia una diferencia del 15,8%. Esta diferencia máxima va acorde a las diferencias observadas entre el modelo numérico y el modelo semi-analítico en esas mismas condiciones y en los esfuerzos calculados entorno a los 0,2 mm de distancia con respecto al cierre completo. No se ha encontrado una razón que justifique estas diferencias y obviando estos resultados, se puede concluir que el modelo semi-analítico es capaz de representar el esfuerzo de enclavamiento con una precisión de entorno a un 6,4%, teniendo en cuenta la diferencia promedio entre todos los casos estudiados.

En el **Capítulo 5** se ha mostrado la comparativa entre los modelos semi-analíticos implementados en softwares de simulación y los resultados de los ensayos experimentales de frenos. De esa comparativa se desprende la necesidad de desarrollar un modelo de predicción del esfuerzo de enclavamiento que redujera la diferencia entre los esfuerzos calculados por los modelos semi-analíticos y los resultados experimentales. En la Fig. 93 se muestran las comparativas entre los modelos implementados en el software de simulación Autoform®, el modelo semi-analítico desarrollado en este trabajo y los ensayos experimentales.

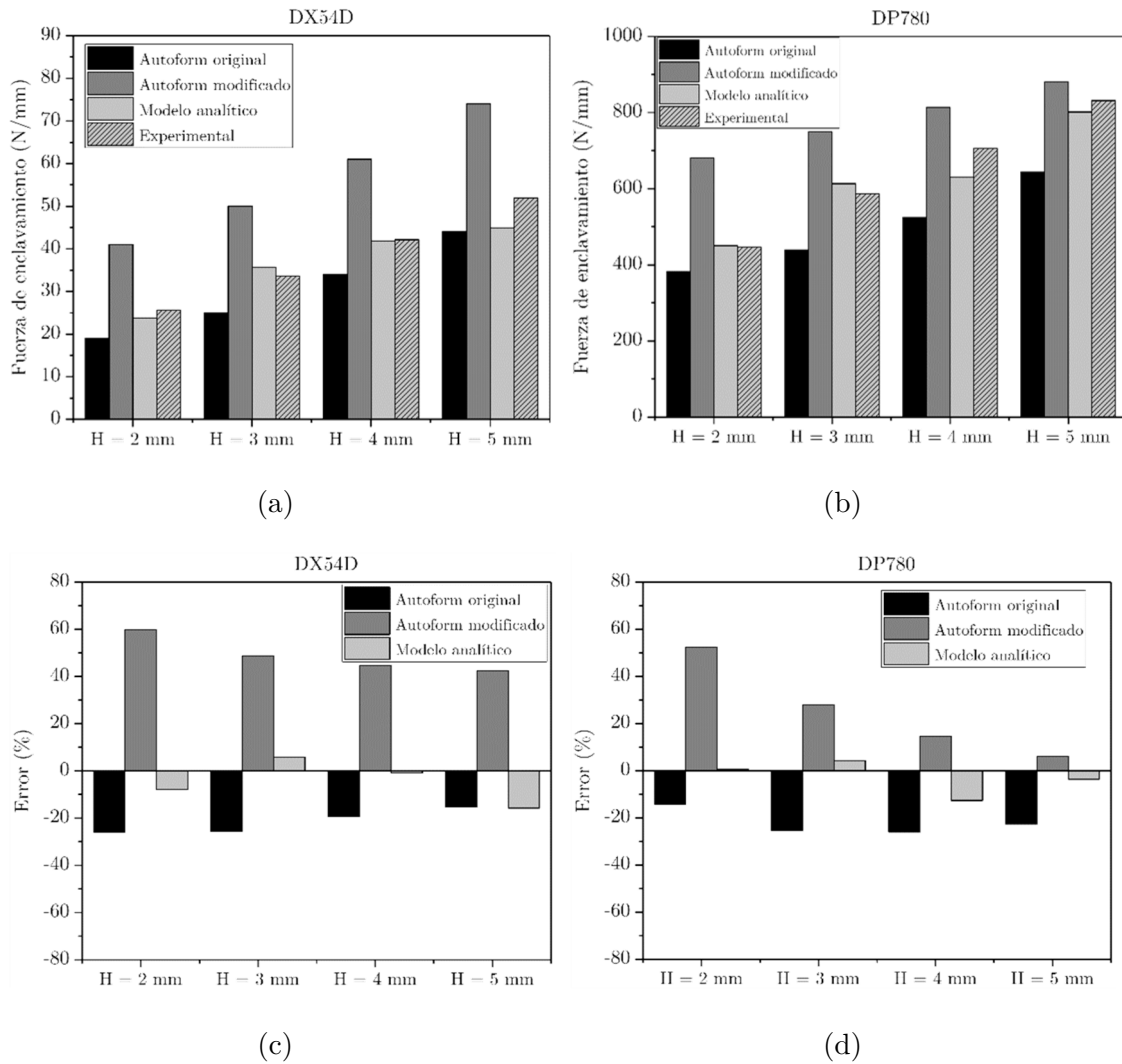


Fig. 93 Comparativa de los valores de enclavamiento calculados con los dos modelos analíticos implementados en Autoform®, el modelo semi-analítico y los resultados experimentales para (a) el DX54D y (b) el DP780. También se muestran las diferencias en porcentaje de cada modelo con respecto a los resultados experimentales del (a) DX54D y del (b) DP780.

Los resultados de la Fig. 93 muestran la mejora en precisión que se obtiene mediante el uso del modelo semi-analítico desarrollado en este trabajo. En todos los casos estudiados el modelo desarrollado en este trabajo reduce las diferencias entre los dos modelos implementados en Autoform® y los ensayos experimentales. Como se ha mencionado anteriormente, la diferencia promedio del modelo semi-analítico desarrollado

en este trabajo entre todos los casos estudiados es del 6,4%, mientras que el promedio de los modelos semi-analíticos implementados en Autoform y que se les ha designado con el nombre Autoform original y Autoform modificado es de un 21,8% y 31,7% respectivamente. Por tanto, se aprecia una mejora sustancial de la precisión de los resultados del 15,4% y del 25,3% con respecto a los esfuerzos calculados por los modelos analíticos definidos como Autoform original y Autoform modificado respectivamente.

Es importante recordar que como se ha explicado anteriormente, el utillaje desarrollado en este trabajo trata de representar las condiciones reales de trabajo de un freno de un troquel industrial. Sin embargo, las diferencias existentes de dimensiones, tolerancias y rigidez entre el utillaje de frenos y un troquel diseñado para el conformado de un componente de automoción pueden llevar a originar mayores o menores errores en cuanto a un freno ideal. Por ello, sería interesante comprobar las diferencias entre un freno de embutición de un troquel industrial y un modelo de freno ideal. Posteriormente, para contemplar esas diferencias, se debería definir la distancia respecto al cierre completo a la cual calcular el esfuerzo mediante el modelo semi-analítico ya que el modelo es capaz de ofrecer el esfuerzo de enclavamiento a una determinada distancia del cierre.

En base a los resultados mostrados en este apartado, se concluye que el modelo semi-analítico desarrollado en este trabajo aumenta la precisión del cálculo del esfuerzo de enclavamiento con respecto a los modelos analíticos implementados a día de hoy en los softwares de simulación numérica especializados en los procesos de embutición.

7.3. Optimización del modelo semi-analítico

Una vez validado el modelo semi-analítico, se debe optimizar desde un punto de vista de eficiencia de cálculo, entendiéndose eficiencia como la combinación óptima de precisión y tiempo de cálculo. No se debe olvidar que la función del modelo es reducir el tiempo de cálculo del proceso de simulación para agilizar el proceso de iteración para la optimización del proceso de embutición. Por lo tanto, además de cumplir con el requisito de la precisión del cálculo, también se debe hacer hincapié sobre el tiempo de cálculo del esfuerzo de enclavamiento.

La discretización que debe realizar el modelo, en cuanto a la división en etapas del proceso de enclavamiento y la propia discretización de la chapa, afecta en el tiempo de cálculo. En este apartado se analizará la discretización óptima que se debe realizar para obtener la máxima eficiencia. Por tanto, se evaluará el efecto sobre la precisión y el tiempo del cálculo de los siguientes parámetros:

- La discretización de la chapa.
- El número de etapas en las que se divide el proceso de enclavamiento.

En el modelo semi-analítico el espesor de la chapa se divide en diferentes puntos en el espesor. Para observar el efecto de la cantidad de puntos en el espesor se han calculado

los diagramas del momento flector con 2, 4, 10 y 1000 puntos en el espesor. La Fig. 94 muestra los resultados de esta comparativa.

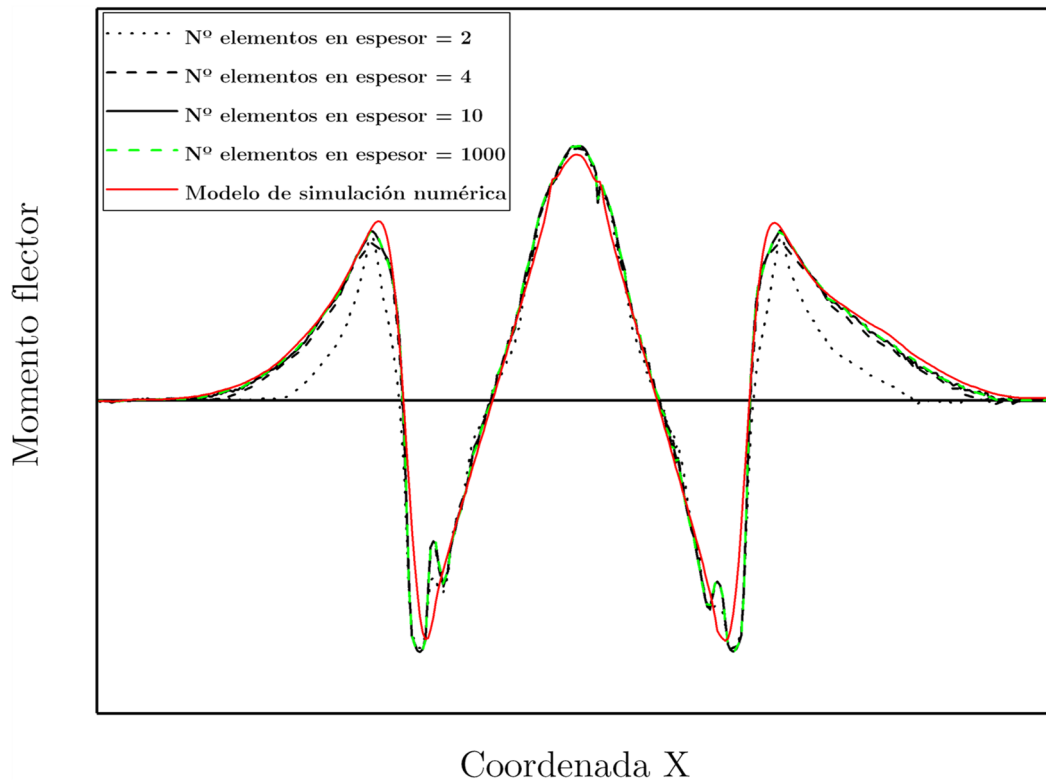


Fig. 94 Comparativa del diagrama de momento flector obtenido usando diferentes números de puntos en el espesor de la chapa.

Se ha podido observar que los resultados del diagrama del momento flector apenas se ven alterados al aumentar los puntos en el espesor de la chapa de 10 a 1000. Sin embargo, el tiempo de cálculo aumenta ampliamente al discretizar la chapa con 1000 puntos en el espesor. La Tabla 17 muestra los tiempos de cálculo que han sido necesarios para las tres discretizaciones.

Tabla 17 Tiempos de cálculo consumidos por el modelo semi-analítico con diferentes discretizaciones de puntos en el espesor de la chapa.

| Nº puntos en el espesor de la chapa | Tiempo de cálculo |
|-------------------------------------|-------------------|
| 2 | 1,73 s |
| 4 | 3,73 s |
| 10 | 5,34 s |
| 1000 | 467,42 s |

En base a la eficiencia del cálculo, se ha decidido usar 10 puntos en el espesor de la chapa. Mientras que las diferencias entre los resultados con el modelo de 10 y 1000 puntos

en el espesor son inapreciables, al aumentar el número de puntos en el espesor hasta 1000, se incrementa el tiempo de cálculo en torno a 85 veces con respecto al necesario con 10 puntos.

Otro de los parámetros importantes de este modelo es el número de etapas en las que se divide el proceso de enclavamiento. Se ha comprobado la necesidad de aplicar un histórico de la deformación de las diferentes zonas de la chapa para obtener una precisa distribución de tensiones en el material. Sin embargo, se debe esclarecer la cantidad de etapas intermedias necesarias para un cálculo óptimo del modelo. Por ello, se ha realizado el cálculo del diagrama del momento flector discretizando el proceso completo de enclavamiento en diferente número de etapas. Como se muestra en la siguiente ecuación, para calcular el número de etapas, m , se divide el avance completo de la herramienta macho, L , en determinados incrementos de posición, Δs , hasta cerrar completamente las herramientas del freno

$$m = \frac{L}{\Delta s}. \quad (12)$$

Con lo cual, cuanto mayores son los incrementos de posición, menores son las etapas en las que se divide el proceso de enclavamiento. Como se muestra en la Fig. 95, se ha comparado el diagrama del momento flector que se obtiene estableciendo diferentes incrementos de posición para un freno de altura de punzón de 3 mm.

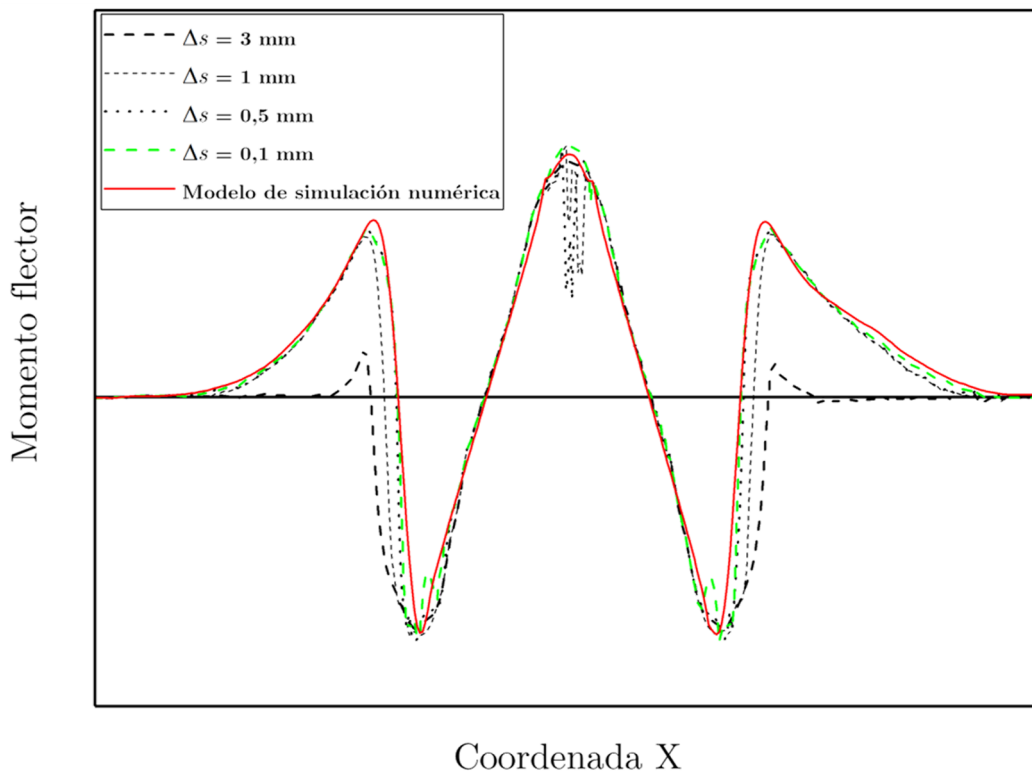


Fig. 95 Comparativa de los diagramas del momento flector obtenidos con diferentes incrementos de posición.

De la comparativa mostrada en la Fig. 95 se evidencia que, para obtener una distribución de tensiones que represente adecuadamente el estado de la chapa en el cierre del freno, existe la necesidad de establecer unas etapas intermedias durante el proceso de enclavamiento. Se puede observar como el diagrama del momento flector obtenido con un único incremento, el caso en el que $\Delta s = 3$ mm, aplicando únicamente las curvaturas correspondientes al inicio y al fin del enclavamiento, no se ajusta al diagrama obtenido por medio del modelo de simulación numérica. A medida que se incluyen más etapas, reduciendo el incremento de posición, el diagrama del momento flector se ajusta con mayor precisión al obtenido con el modelo de simulación numérica. No obstante, apenas se aprecia un cambio al reducir el incremento de posición de 0,5 a 0,1 mm, por lo que, en cuanto a precisión del cálculo, se considera suficiente un incremento de posición de 0,5 mm.

Como se puede observar en la Tabla 18, el aumento de la cantidad de etapas conlleva a su vez el incremento del tiempo de cálculo necesario por el modelo semi-analítico, sin embargo, no hay una gran diferencia entre los tiempos de cálculo de los casos definidos para esta comparativa.

Tabla 18 Tiempos de cálculo consumidos por el modelo semi-analítico con diferentes cantidades de etapas intermedias.

| Incrementos de posición, Δs (mm) | Tiempo de cálculo |
|--|-------------------|
| 3 | 0,94 s |
| 1 | 1,32 s |
| 0,5 | 1,78 s |
| 0,1 | 4,03 s |

Como en el caso de la discretización de los puntos en el espesor de la chapa, el objetivo de este modelo semi-analítico es la optimización de la precisión del cálculo en el menor tiempo de cálculo posible. Por ello, en este caso se han definido los incrementos de posición de 0,5 mm como los óptimos.

7.4. Generación de la evolución de las curvaturas durante el enclavamiento

El cálculo del esfuerzo de enclavamiento por medio del modelo semi-analítico requiere la implementación de la evolución de la geometría o curvatura de la fibra neutra de la chapa durante el proceso de cierre del freno. En este apartado se plantea la metodología con la cual se pueda desarrollar un modelo que sea capaz de predecir la evolución de la geometría o curvatura de la fibra neutra de la chapa en función de las dimensiones del

freno y del material de la chapa. Por tanto, el diagrama de bloques que definiría el funcionamiento del modelo quedaría representado según la Fig. 96. Se añade un bloque que representa el modelo de predicción de la evolución de la geometría y que, alimentado por las dimensiones del freno y las propiedades del material de la chapa, deberá ser capaz de calcular la evolución de la geometría para alimentar el modelo semi-analítico desarrollado en este trabajo.

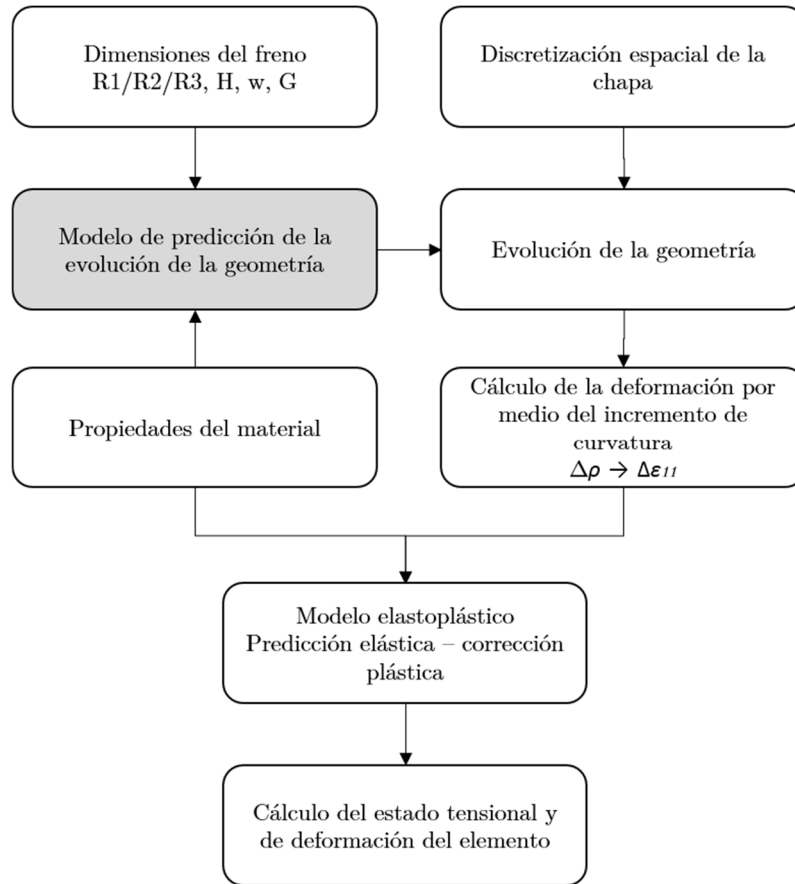


Fig. 96 Diagrama de bloques del esquema que seguiría el modelo semi-analítico con un modelo de predicción de la evolución de la geometría.

El objetivo de este modelo será la predicción de la evolución de la geometría en base a una serie de parámetros de entrada. Para poder evaluar qué parámetros afectan en la evolución de la geometría, se hará uso del modelo de simulación numérica. Del mismo modo que en el apartado **Capítulo 6**, es necesario conocer las variables que influyen en el comportamiento del fenómeno que se quiere modelizar y conocer, también, de qué manera afectan. Para ello, como se muestra en el diagrama de bloques de la Fig. 96, se definirán las variables de entrada que contienen la información sobre las dimensiones del propio freno y las propiedades del material. Partiendo de las conclusiones obtenidas del **Capítulo 6**, se presume que los parámetros del material que más pueden afectar sobre la evolución de la geometría de la chapa durante el enclavamiento debieran ser el límite elástico del material y el espesor de la chapa. En todo caso, se analizará el efecto de cada variable sobre el resultado de la geometría de la chapa y se tratarán de generar reglas para modelizar analíticamente la evolución de la geometría.

Tomando como ejemplo la simulación base que se ha definido en el **Capítulo 6**, se ha podido mostrar en la Fig. 69 la evolución de la curvatura de la chapa a lo largo del enclavamiento del freno. Desde un punto de vista de modelización analítica, resulta complejo representar la curvatura de la chapa completa mediante una única función. Sin embargo, si la curva que dibuja la curvatura a lo largo de la chapa se divide en diferentes tramos, las funciones que deben modelizar esas curvaturas se ven simplificadas.

Además, como se ha explicado en este capítulo, el cálculo del esfuerzo de enclavamiento proviene de las sumas y restas entre los valores de las diferentes pendientes del diagrama del momento flector de la chapa. Estas pendientes corresponden a ciertas zonas de la chapa que han sido identificadas y que pueden ser analizadas de manera independiente a las demás zonas. En la Fig. 97 se muestran las zonas de la chapa que corresponden a cada tramo de pendiente.

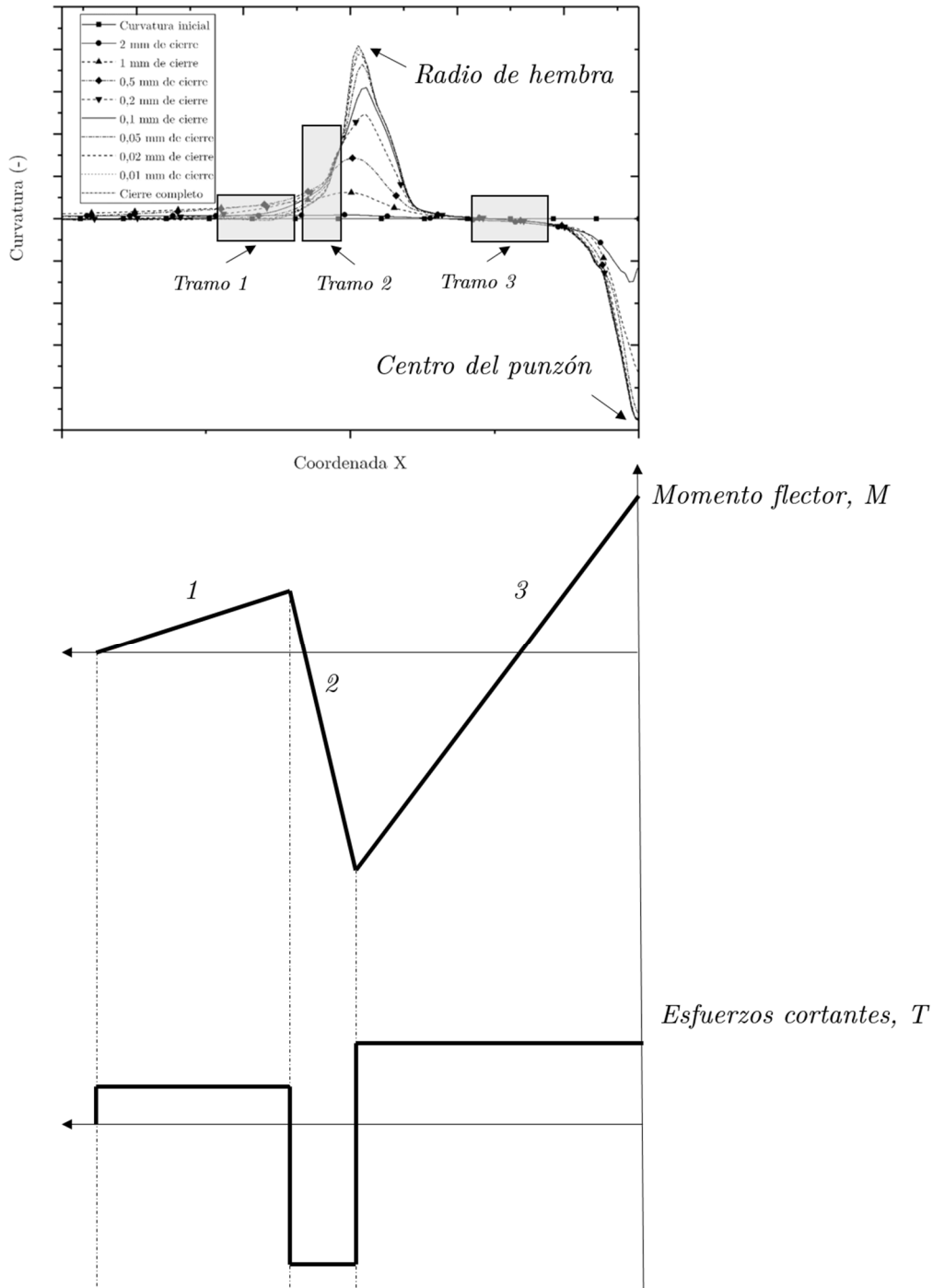
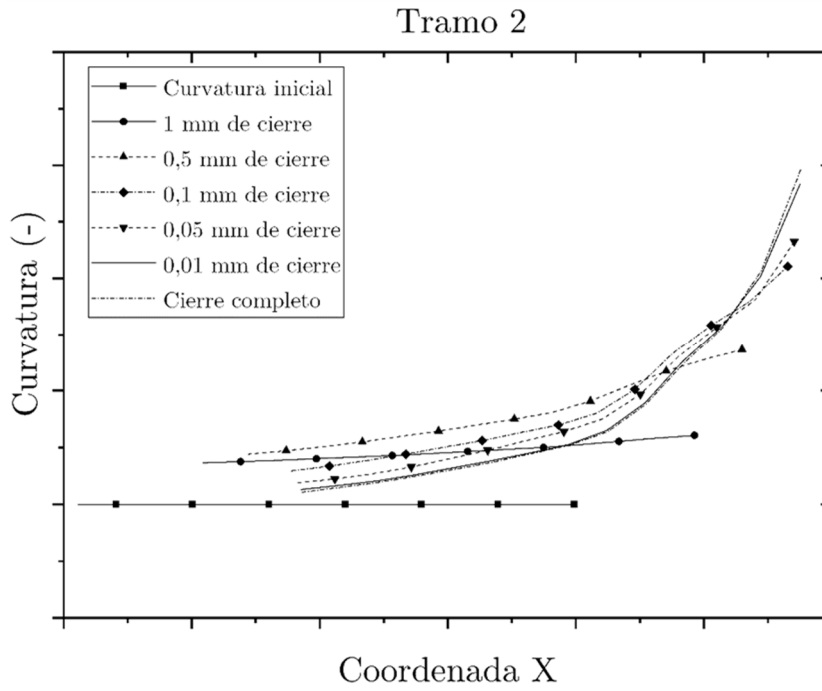
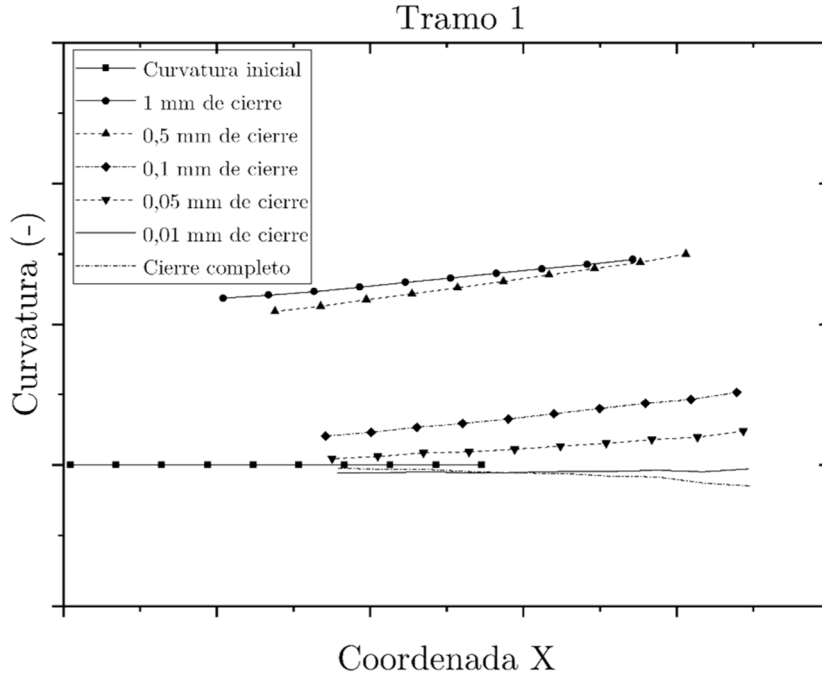


Fig. 97 Representación de los tramos de las zonas de las curvaturas que corresponden a las pendientes de las que se obtienen el valor del esfuerzo de cierre de la herramienta del freno.

Cada uno de estos tramos corresponderá a una pendiente del diagrama de momento flector que se utilizan para el cálculo del esfuerzo de cierre del freno. En la Fig. 98 se observa en detalle la evolución de cada tramo a lo largo del proceso de cierre del freno.



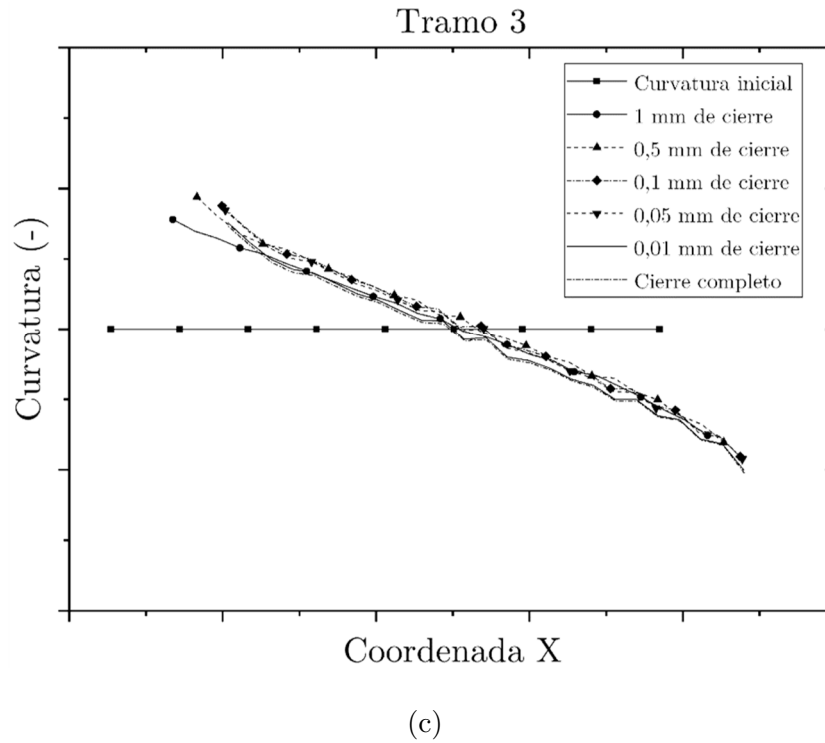


Fig. 98 Evolución de las curvaturas correspondientes al (a) Tramo 1, (b) Tramo 2 y (c) Tramo 3.

Las tendencias que dibujan estas curvas se diferencian en cada tramo. Mientras que la zona 1 y 3 dibujan tendencias lineales, la zona 2 se asemeja a una tendencia exponencial. Siguiendo estas tendencias, las curvas de los tramos 1 y 3 se pueden aproximar mediante una función de tipo

$$f_i(x) = A_i(s) \cdot x + B_i(s), \quad (13)$$

donde $A_i(s)$ y $B_i(s)$ son los coeficientes que se deben ajustar en cada tramo en función de la distancia hasta cierre, s , para representar la evolución de las curvaturas en esos tramos a lo largo del proceso del enclavamiento del freno. Teniendo en cuenta la forma que presentan las curvas correspondientes al tramo 2, la función que se deberá ajustar para representar la evolución de las curvaturas en esa zona se presenta a continuación

$$f_i(x) = C_i(s) + D_i(s) \cdot x^{E_i(s)}, \quad (14)$$

donde $C_i(s)$, $D_i(s)$ y $E_i(s)$ son los coeficientes que se deben ajustar en función de la distancia hasta cierre. En total son 7 coeficientes, 3 para el tramo 2 y 2 coeficientes para los tramos 1 y 3, los que se deben ajustar para representar las zonas de la chapa que son necesarias calcular su estado tensional con el fin de obtener el esfuerzo de enclavamiento por medio del valor de las pendientes correspondientes del diagrama del momento flector. Estas evoluciones que se han mostrado en la Fig. 98 corresponden al cierre de un freno de unas dimensiones concretas y un material específico.

El trabajo que se plantea a futuro, de cara a desarrollar un modelo de predicción de la evolución de la geometría, es definir una gran cantidad de simulaciones que respondan

a la variación de las variables que afectan a la evolución de las curvaturas y analizar el efecto sobre los parámetros de las funciones que describen la evolución de cada una de las tres zonas de la chapa. Por tanto, se realizará una gran batería de simulaciones para calcular cómo cambian estos coeficientes en función de los parámetros de entrada, que en este caso son las dimensiones del freno y las propiedades del material. La Fig. 99 muestra el esquema que se va a llevar a cabo para desarrollar el modelo capaz de predecir la curvatura de la chapa durante el proceso de enclavamiento del freno.

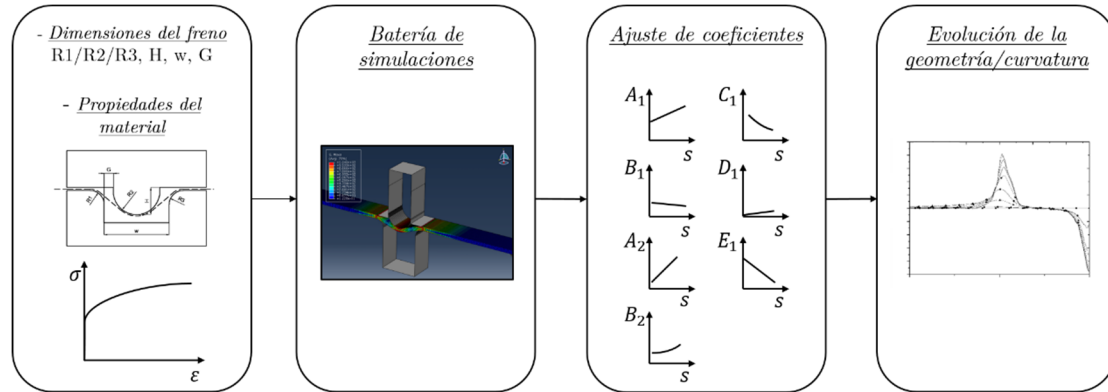


Fig. 99 Diagrama de bloques del esquema que se va a seguir para el desarrollo del modelo de predicción de la evolución de la curvatura de la chapa a lo largo del enclavamiento.

7.5. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha mostrado el desarrollo del modelo semi-analítico para calcular los esfuerzos de enclavamiento y los resultados que se han obtenido para comprobar la precisión del modelo. El modelo está basado en la teoría de doblado puro y se ha considerado un estado tensional de “Plane Strain”.

El modelo desarrollado en este trabajo permite conocer la distribución del esfuerzo vertical sobre cada zona de la herramienta. A lo largo del documento se ha hecho hincapié sobre la distribución del esfuerzo repartido sobre la zona del punzón y de las caras planas del macho. En los resultados obtenidos con el modelo semi-analítico se captura esta distribución en la cual se observa que el mayor porcentaje del esfuerzo total de enclavamiento se localiza sobre las caras planas del macho.

En el **Capítulo 6** se ha justificado que se deben considerar etapas intermedias a lo largo del proceso de enclavamiento para poder representar correctamente el estado tensional de la chapa en las zonas contiguas a los radios de la hembra. Por ello, el modelo desarrollado en este trabajo discretiza el proceso de enclavamiento completo en determinados incrementos de posición y se ha podido verificar que la precisión de los resultados disminuye notablemente al realizar el cálculo de los esfuerzos sin contemplar etapas intermedias. Esta característica del modelo posibilita conocer el esfuerzo que debe

ejercer la herramienta del freno a lo largo del proceso de enclavamiento ofreciendo la evolución de la fuerza de enclavamiento durante el cierre de las herramientas.

Se ha podido observar que el desarrollo del modelo semi-analítico de frenos es adecuado, ya que los resultados que se han comparado con los obtenidos por medio de la simulación numérica muestran una diferencia promedio del 5,2%. Además, se han comparado los resultados de los esfuerzos calculados con el modelo semi-analítico a 0,2 mm de distancia del cierre con los resultados experimentales y se logran unas diferencias del 6,4% a nivel global. Estas diferencias reducen las que se han observado previamente con los modelos analíticos implementados en Autoform® en un 15,4% y 25,3% con respecto a los esfuerzos calculados por los modelos analíticos definidos como Autoform original y Autoform modificado respectivamente.

El utillaje desarrollado para caracterizar los esfuerzos producidos en los frenos trata de representar las condiciones reales de un troquel de embutición industrial. Sin embargo, existen diferencias en cuanto a rigidez y a dimensiones que pueden conllevar a desviaciones menores o mayores con respecto a un freno ideal. Por ello, se propone obtener esfuerzos de enclavamiento de frenos en un troquel industrial para comparar con un freno ideal y obtener la diferencia que existe entre ambos. De esta manera, del mismo modo que para el utillaje desarrollado en este trabajo se ha podido observar que la suma de los errores existentes en el utillaje equivale a calcular el esfuerzo de enclavamiento a 0,2 mm de distancia del cierre completo, se podría cuantificar la distancia a la cual se debe calcular el esfuerzo de enclavamiento para un freno de un troquel industrial. Puesto que el modelo está preparado para calcular los esfuerzos de enclavamiento a cualquier distancia del cierre completo de las herramientas, únicamente habría que conocer el valor de la distancia a la cual calcular el esfuerzo de enclavamiento.

Una vez validado la precisión de cálculo del modelo semi-analítico, en este capítulo también se ha optimizado el nivel de discretización que se debe llevar a cabo para obtener resultados precisos en el menor tiempo de cálculo posible. De esta optimización, para una mayor eficiencia de cálculo, se deberán introducir los datos de la curvatura de la chapa cada 0,5 mm de incremento de posición del freno y se definirán 10 puntos en el espesor de la chapa.

El modelo desarrollado en este trabajo se debe alimentar por medio de las propiedades del material de la chapa y la curvatura a lo largo de la chapa de cada etapa intermedia que se defina. Por el momento, estas curvaturas se han obtenido por medio de los modelos de simulación numérica que se han implementado en el software de simulación Abaqus®. Sin embargo, una vez comprobada la valía del modelo propuesto en este trabajo, se tratará de desarrollar un modelo que sea capaz de predecir la geometría de la chapa a lo largo del proceso de enclavamiento en función de las propiedades del material de la chapa y las dimensiones del freno. Para ello, se han definido los pasos necesarios que deberán cumplirse para el desarrollo del modelo. Por un lado, se ha podido observar que no es necesario conocer la evolución de la geometría de toda la longitud de la chapa, sino que existen tres zonas de la chapa cuya evolución en cuanto a geometría deben ser modelizadas. Por otro lado, se ha planteado una batería de simulaciones en la que se

analice el efecto de los parámetros de entrada, propiedades del material y dimensiones del freno, sobre los resultados de la evolución de la geometría de la chapa. Este modelo de predicción de la evolución de la geometría alimentaría el modelo desarrollado en este trabajo y podría calcular el esfuerzo de enclavamiento, sin necesidad de hacer uso de los datos obtenidos por medio del modelo de simulación numérica.

Conclusiones y líneas futuras

“El trabajo del pensamiento se parece a la perforación de un pozo: el agua es turbia al principio, mas luego se clarifica”

Proverbio chino

8.1. Conclusiones generales

El objetivo principal de este trabajo ha sido desarrollar un modelo semi-analítico capaz de predecir con precisión los esfuerzos de enclavamiento y retención que se producen en los frenos. Sin embargo, las diferencias observadas entre los cálculos de los esfuerzos de retención realizados por los modelos semi-analíticos que actualmente están implementados en un software de simulación y los valores obtenidos experimentalmente se consideran aceptables, y, por tanto, se ha considerado desarrollar únicamente un modelo semi-analítico capaz de predecir los esfuerzos de enclavamiento.

Tanto los modelos analíticos como los numéricos deben ser alimentados con datos de entrada que describen el comportamiento del material y del contacto entre la superficie de la herramienta y la chapa. La precisión de definición de estos datos influye sobre los resultados de predicción de los modelos. Por consiguiente, en este trabajo se han caracterizado los dos aceros seleccionados para el estudio y su comportamiento tribológico y a continuación se listan las observaciones más importantes que se han recogido:

- En la caracterización del material se han cubierto los aspectos más importantes que definen las propiedades mecánicas del material, es decir, el comportamiento elástico, el comportamiento en el rango plástico y el comportamiento anisotrópico. Se ha podido observar que, debido a las grandes diferencias de comportamiento entre los dos aceros, se cubre un amplio rango de los aceros que se usan hoy en día para el proceso de embutición de componentes de automóvil.
- Además, debido al gran impacto que tiene el coeficiente de fricción sobre los esfuerzos de los frenos, sobretodo de retención, se han realizado ensayos de Strip Drawing test en condiciones representativas de un troquel industrial a diferentes presiones de contacto. Se ha podido observar que los valores de coeficiente de

fricción son similares entre ambos aceros y que el aumento de la presión de contacto disminuye el coeficiente de fricción.

Para poder calcular la precisión de los modelos analíticos y numéricos, primeramente, se deben obtener valores experimentales fiables que sirvan a modo de comparativa con los resultados calculados por los modelos de predicción. Por ello, en el **Capítulo 5** se han caracterizado los esfuerzos de los frenos y se han comparado con los resultados de dos modelos analíticos, denominados en este trabajo como Autoform original y Autoform modificado, implementados en un software de simulación. De las diferencias observadas en esta comparativa se ha decidido centrar el desarrollo del modelo semi-analítico de frenos en la predicción de los esfuerzos de enclavamiento. Las conclusiones más relevantes se recogen a continuación:

- Con motivo de las discrepancias observadas entre diferentes laboratorios sobre los resultados experimentales de los esfuerzos de los frenos, se ha desarrollado un utillaje capaz de medir de manera precisa los esfuerzos que se producen en los frenos de embutición. Para ello, el utillaje reproduce de manera fiel las condiciones existentes en un freno de embutición.
- Las comparaciones de los esfuerzos de enclavamiento muestran unas diferencias muy amplias entre los valores obtenidos experimentalmente y los cálculos con ambos modelos analíticos. Mientras que el modelo de Autoform original subestima los esfuerzos entorno a un 22%, el modelo Autoform modificado sobrestima los esfuerzos con error promedio del 49% para el DX54D y un 25% para el caso del DP780.
- En el caso de la comparativa de los esfuerzos de retención, se ha podido observar que el modelo Autoform modificado aumenta la precisión del cálculo de los esfuerzos de retención con respecto al modelo Autoform original. Exceptuando dos casos, se aprecian unas diferencias menores al 7,5% en todos los demás casos. Por lo que, a pesar de que el autor de esta tesis sugiere que sería importante la implementación de un coeficiente de fricción en función de la presión de contacto, se considera que el modelo de Autoform modificado presenta una precisión de cálculo elevada.

Como se ha mencionado, a partir del **Capítulo 6**, el desarrollo del trabajo se centra en la comprensión del fenómeno del enclavamiento y del desarrollo de un modelo semi-analítico de predicción de los esfuerzos de enclavamiento. Para poder comprender adecuadamente el comportamiento de la chapa durante el proceso de enclavamiento, se ha desarrollado un modelo numérico 2D en estado de “Plane Strain” que representa las condiciones de un freno de embutición. En el **Capítulo 6** se ha analizado en profundidad el proceso de enclavamiento y las conclusiones obtenidas se presentan a continuación:

- La primera conclusión obtenida confirma que como se había observado en trabajos previos (Huh et al. 1997; Kim et al. 1997), el esfuerzo de enclavamiento aumenta drásticamente en los instantes previos al cierre completo de las herramientas. Además, también se ha podido confirmar que el esfuerzo de enclavamiento está dominado por el esfuerzo que se produce sobre las caras planas del macho. Esto

además es una de las razones por las cuales la mayoría de los modelos analíticos subestiman los esfuerzos de enclavamiento, ya que estos modelos no consideran los esfuerzos producidos en esas zonas de la herramienta. También se ha podido observar que el ensayo experimental desarrollado por Nine (1978) no era adecuado para el cálculo de los esfuerzos de enclavamiento, puesto que no utilizaba las caras planas del macho en estos ensayos. Por tanto, las precisiones de los modelos analíticos en los que se comparaban los resultados con los publicados por Nine (1978; 1982) se deben reconsiderar.

- También se ha realizado un análisis de sensibilidad en el que se ha concluido que errores mínimos en las geometrías de las caras planas del macho tienen un efecto muy alto sobre los esfuerzos de enclavamiento. Por consiguiente, hay que tener en cuenta que los valores del modelo numérico y los obtenidos experimentalmente, no se pueden correlar puesto que el modelo numérico considera un cierre ideal y en el ensayo experimental existen errores geométricos inevitables.
- Se ha observado que los resultados de enclavamiento experimentales tienen una correlación alta con respecto a los valores de esfuerzo calculados por el modelo numérico a 0,2 mm del cierre final. Este dato supone que los errores geométricos existentes en las herramientas del utillaje desarrollado en este trabajo equivalen a realizar un cierre con un utillaje ideal hasta 0,2 mm del cierre final.
- Para concluir este estudio en profundidad del proceso de enclavamiento, se ha analizado la evolución de la geometría de la chapa a lo largo del cierre de las herramientas. Se ha podido apreciar que la chapa va encadenando diferentes tipos de doblados, de un doblado en 3 puntos a un doblado más complejo en 7 puntos, y que en la zona contigua al radio de la hembra se genera un rizo en la chapa que se aplanan en los últimos instantes del cierre. Este aplanado del rizo supone el incremento de esfuerzo tan severo que ocurre al final del cierre y además se localiza sobre las caras planas del macho. También se ha podido afirmar que, para calcular adecuadamente el esfuerzo de enclavamiento, es necesario conocer el histórico de la deformación que sufre la chapa en esa zona de la herramienta.

Finalmente, tras realizar un estudio en profundidad del proceso de enclavamiento y analizar los motivos por los cuales los modelos analíticos actuales no son capaces de predecir de manera precisa los esfuerzos de enclavamiento, en el **Capítulo 7** se ha desarrollado un modelo semi-analítico. Este modelo basado en la teoría de doblado puro y en estado de “Plane Strain” ha mostrado ser una herramienta muy útil para el cálculo de los esfuerzos de enclavamiento ya que ofrece resultados muy similares a los obtenidos por medio del modelo de simulación numérica, pero en un tiempo computacional altamente inferior. Las aportaciones y limitaciones de este modelo se muestran a continuación:

- El modelo semi-analítico desarrollado en este trabajo permite discernir entre los esfuerzos que se originan en la zona del punzón y la zona de las caras planas del macho.

- También, se ha podido observar que las diferencias entre los resultados obtenidos por medio de simulación numérica y los calculados por medio del modelo semi-analítico son únicamente de entorno a un 5,2%.
- Una de las aportaciones más significativas de este modelo es que se puede calcular la evolución del esfuerzo de cierre y no únicamente el esfuerzo de enclavamiento final. De este modo y puesto que el modelo semi-analítico también considera un cierre ideal de las herramientas, se han podido comparar los resultados del modelo semi-analítico a 0,2 mm para el cierre final con los resultados obtenidos experimentalmente. Las diferencias promedio encontradas en esta comparativa son del 6,4%, aumentando la precisión del cálculo de los esfuerzos de enclavamiento en un 15,4% y 25,3% con respecto a los esfuerzos calculados por los modelos analíticos definidos como Autoform original y Autoform modificado respectivamente.
- Sin embargo, el modelo semi-analítico requiere la evolución de la geometría de la chapa a lo largo del cierre de las herramientas. Por el momento, esta información se obtiene de los modelos de simulación numérica que se han implementado en el programa Abaqus® y por tanto no es completamente independiente de la necesidad de simular el proceso. Sin embargo, se está trabajando en el desarrollo de un modelo de predicción de la evolución de la geometría para solucionar esta limitación y que el modelo sea autónomo manteniendo la precisión que se ha observado en los resultados de este trabajo.

En conclusión, se puede afirmar que la tesis ha cumplido con el objetivo marcado al inicio del trabajo en el que se proponía desarrollar un modelo semi-analítico capaz de medir los esfuerzos producidos por los frenos. Esto se debe a que se han llevado a cabo las tareas necesarias para cumplimentar los sub-objetivos que finalizan en la consecución del objetivo general.

8.2. Líneas futuras

El trabajo realizado en esta tesis ofrece resultados muy prometedores en cuanto a la precisión del cálculo de los esfuerzos de enclavamiento. Sin embargo, se han definido unos puntos que se desarrollarán a futuro para dar continuidad al trabajo realizado en esta tesis.

Por un lado, los resultados han mostrado unas correlaciones muy altas con respecto a los ensayos experimentales y a los esfuerzos calculados por los modelos numéricos. No obstante, existen casos en los que las diferencias han sido mayores que en el comportamiento general de las tendencias. Por tanto, se van a ampliar los materiales estudiados para observar si las precisiones observadas hasta la fecha se repiten y se puede confirmar que el modelo propuesto en este trabajo es extensible a cualquier caso de material y de freno de embutición.

En esta misma línea, se plantea aumentar el rango de tipologías de frenos ya que, en este trabajo, únicamente se han variado las dimensiones de la altura del punzón. Por el contrario, no se han estudiado diferentes tipologías de frenos cuyos usos están ampliamente extendidos en la industria troquelera. Por tanto, se propone incluir los frenos de tipo escalón y cuadrados y validar que el modelo semi-analítico desarrollado en este trabajo es preciso para la modelización del esfuerzo de enclavamiento de cualquier tipo de freno.

Por otro lado, una de las conclusiones más importantes obtenidas en este trabajo es que los esfuerzos de enclavamiento calculados por medio de simulación numérica no pueden ser comparados con los obtenidos experimentalmente. De alguna manera se deben corregir para tratar de hacer una equivalencia que compense las diferencias, geométricas y de rigidez de las herramientas, que existen en un freno de embutición. En este trabajo, se ha podido observar que la equivalencia de los errores existentes en las herramientas del utillaje experimental equivale a realizar un cierre ideal hasta 0,2 mm previos al cierre completo. Sin embargo, como se ha mencionado en el **Capítulo 6**, el utillaje experimental desarrollado en este trabajo también tiene ciertas diferencias, sobretodo en el aspecto de rigidez, con respecto al freno de embutición de un troquel industrial. Esto puede conllevar a que el valor de 0,2 mm varíe en el caso de un freno de embutición de un troquel industrial. Por tanto, una de los trabajos que se plantean a futuro es medir las diferencias entre los resultados de un modelo de simulación numérica y un freno de un troquel industrial y establecer el valor de la distancia de cierre a la cual un freno de cierre ideal equivale a un freno de troquel industrial. Posteriormente, puesto que el modelo semi-analítico es capaz de ofrecer la evolución completa del esfuerzo de cierre, sólo habría que definir la distancia a la cual calcular el esfuerzo de enclavamiento real.

Otro punto que se define a futuro es el desarrollo del modelo de predicción de la evolución de la geometría de la chapa. Como se ha comentado en el apartado previo de **Conclusiones generales**, el modelo desarrollado en este trabajo requiere la introducción de la evolución de la geometría de la chapa a lo largo del proceso de enclavamiento y, por ahora, esta información se ha obtenido de los modelos de simulación numérica. Sin embargo, el objetivo a futuro de este modelo es que pueda ofrecer los esfuerzos de enclavamiento sin necesidad de hacer uso de ningún modelo de simulación numérica. Para ello en el apartado **Generación de la evolución de las curvaturas durante el enclavamiento** del **Capítulo 7**, se han definido las líneas de actuación para el desarrollo de un modelo capaz de predecir la evolución de la geometría de la chapa y que sirva para alimentar el modelo semi-analítico desarrollado en este trabajo.

Además, este trabajo se ha focalizado en el estudio y modelización del esfuerzo de enclavamiento, y sin embargo, existen otra gran cantidad de fenómenos que ocurren al introducir los frenos de embutición en el proceso de embutición. Entre otros efectos, cabe destacar la evolución del esfuerzo de enclavamiento durante el flujo del material tras él. Como se ha podido observar en este trabajo, el esfuerzo para cerrar el freno difiere con respecto a la fuerza necesaria para mantener el freno cerrado durante el proceso de embutición. Esto se debe a que la geometría de la chapa en su paso por el freno se altera con respecto a la del cierre inicial y a las tensiones que se generan en la chapa debido a

los doblados y desdoblados a los que se ve sometido el material al pasar por el freno. Por tanto, se observa que puede ser interesante el estudio de este efecto.

Finalmente, se ha observado que se requiere un esfuerzo muy notable para el aplanado del rizo durante el cierre de las herramientas. El freno tiene como función principal someter a la chapa a un esfuerzo de retención controlado y se podría estudiar si existe la inevitable necesidad de aplanar este rizo para la aplicación del nivel de retención requerido. De ser evitable el aplanamiento de este rizo, se podrían reducir muy ampliamente tanto el esfuerzo de enclavamiento, como el desgaste que se origina en las herramientas al aplanar el rizo.

Bibliografía

- Acoustics, E., 2005. ASTM E 756–05: Standard test method for measuring vibrationdamping properties of materials 2005.
- ASTM E 8 - 04, 2010. ASTM E8/E8M standard test methods for tension testing of metallic materials 1. *Annual Book of ASTM Standards 4*, i, pp.1–27.
- Audi, M., 2017. Audi MediaCenter.
- Autoform, 2015. No Title.
- Barboza, O., 1997. *Desenvolvimento experimental e simulação por elementos finitos de um ensaio mecânico de dobramento e estiramento em chapas de aço*. Universidade Federal Fluminense.
- Barlat, F. et al., 2003. Plane stress yield function for aluminum alloy sheets—part 1: theory. *International Journal of Plasticity*, 19(9), pp.1297–1319.
- Birkert, A., Haage, S. & Straub, M., 2013. *Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile* 1st ed., Springer Vieweg.
- Carleer, B.D., 1997. *Finite element analysis of deep drawing*.
- Carleer, B.D. et al., 1994. Modelling drawbeads with finite elements and verification. *Journal of Materials Processing Tech.*, 45(1-4), pp.63–68.
- Chaboche, J.L., 1986. Time-independent constitutive theories for cyclic plasticity. *International Journal of Plasticity*, 2(2), pp.149–188.
- Chen, F. & Tszeng, P., 1998. An analysis of drawbead restraining force in the stamping process. *International Journal of Machine Tools and ...*, 38, pp.827–842.
- Chen, Z. et al., 2016. The elastic-plastic transition of metals. *International Journal of Plasticity*, 83, pp.178–201.
- Chun, B.K. et al., 2002. Modeling the Bauschinger effect for sheet metals, part II: applications. *International Journal of Plasticity*, 18, pp.597–616.
- Cortes, F. & Elejabarrieta, M., 2007. Viscoelastic materials characterisation using the seismic response. *Materials Design*, 28(7), pp.2054–2062.
- Courvoisier, L., Martiny, M. & Ferron, G., 2003. Analytical modelling of drawbeads in sheet metal forming. *Journal of Materials Processing Technology*, 133, pp.359–370.

- Eggertsen, P.-A., Mattiasson, K. & Hertzman, J., 2011. A Phenomenological Model for the Hysteresis Behavior of Metal Sheets Subjected to Unloading/Reloading Cycles. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 133(6), p.061021.
- Fagor Arrasate, 2013. Foto Línea de prensas.
- Ferran, G., de Moura, a C. & Moreira, L.P., 1998. Computer aided development of a bending – drawing test for thin metallic sheets. *Journal of Materials Processing*, 80-81, pp.531–537.
- Firat, M., 2008. An analysis of sheet drawing characteristics with drawbead elements. *Computational Materials Science*, 41, pp.266–274.
- Firat, M. et al., 2009. Improving the accuracy of contact-type drawbead elements in panel stamping analysis. *Materials and Design*, 30(10), pp.4003–4011.
- Gil, I. et al., 2016. Influence of the pressure dependent coefficient of friction on deep drawing springback predictions. *Tribology International*, 103.
- Green, D.E., 2005. Description of Numisheet 2005 benchmark #3 stage-1: channel draw with 75% drawbead penetration. *AIP Conference Proceedings*, pp.894–904.
- Hu, J., 2016. Characterization and Modeling of Deformation , Springback , and Failure in Advanced High Strength Steels (AHSSs).
- Huh, H. et al., 1997. Draw-bead simulation by an elasto-plastic finite element method with directional reduced integration. *Journal of Materials Processing Technology*, 63(I), pp.666–671.
- Huh, H. et al., 2004. Effect of the Draw-bead and Blanking Holding Force on the Sheet Metal Forming Process.
- Irazu, L. & Elejabarrieta, M.J., 2015. The influence of viscoelastic film thickness on the dynamic characteristics of thin sandwich structures. *Composite Structures*, 134, pp.421–428.
- J. M. Yellup, M.J.P., 1985. The Prediction of Strip Shape and Restraining Force for Shallow Drawbead Systems.
- Keum, Y.T., Kim, J.H. & Ghoo, B.Y., 2001. Expert drawbead models for finite element analysis of sheet metal forming processes. *International Journal of Solids and Structures*, 38.
- Kim, Y. S.; Kim, K.S., 1991. A study on friction-constraint of draw bead (1). *Proc. Korean Soc. Mech. Engng. Korea*, pp.pp. 120–124.
- Kim, C. et al., 1997. Finite-element analysis and experimental verification for drawbead drawing processes. , 72, pp.188–194.
- Larsson, M., 2009. Computational characterization of drawbeads. *Journal of Materials Processing Technology*, 209, pp.376–386.
- Lee, J.-Y., Barlat, F. & Lee, M.-G., 2015. Constitutive and friction modeling for accurate springback analysis of advanced high strength steel sheets. *International Journal of*

- Plasticity*, 71, pp.113–135.
- Lee, M.G. et al., 2008. A numerical method for rapid estimation of drawbead restraining force based on non-linear, anisotropic constitutive equations. *International Journal of Solids and Structures*, 45, pp.3375–3391.
- Levy, B., 1983. Development of a predictive model for draw bead restraining force utilizing work of Nine and Wang. *Journal of applied metalworking*, 3(1).
- Li, K.P., Carden, W.P. & Wagoner, R.H., 2002. Simulation of springback. *International Journal of Mechanical Sciences*, 44(1), pp.103–122.
- Maker, B. et al., 1987. An Analysis of Drawbeads in Sheet Metal Forming : Part II — Experimental Verification. , (April 1987).
- Marciniak, Z., Duncan, J.L. & Hu, S.J., 2002. *Mechanics of sheet metal forming*, Butterworth-Heinemann.
- Meinders, T. et al., 1998. The implementation of an equivalent drawbead model in a finite-element code for sheet metal forming. *Journal of Materials Processing Technology*, 83, pp.234 – 244.
- Mendiguren, J., 2012. Experimental and numerical analysis of the elastic behaviour of the TRIP 700 steel for springback predictions October 2012. , (October).
- Moon, S.J. et al., 2010. Equivalent drawbead models for sheet forming simulation. *Metals and Materials International*, 16(4), pp.595–603.
- Nine, H.D., 1978. DRAWBEAD FORCES IN SHEET METAL FORMING.
- Nine, H.D., 1982. The applicability of Coulomb's friction law to drawbeads in sheet metal forming. *Journal of Applied Metalworking*, 2(3), pp.200–210.
- Pereira, B.M., Duarte, É.N. & Oliveira, S.A.G. De, 2007. Influência do atrito na força de restrição de um freio retangular de estampagem.
- Sanchez, L.R. & Weinmann, K.J., 1996. An Analytical and Experimental Study of the Flow of Sheet Metal Between Circular I " >. , 1(February 1996).
- Schuler, 1998. *Metal forming handbook*,
- Sena, K. & Piyasin, S., 2014. Position and the Size of Drawbeads for Sheet Metal Forming with the Finite Element Method. *Applied Mechanics and Materials*, 607, pp.112–117.
- Sester, M. et al., 2016. Accurate Drawbead Modeling in Stamping Simulations. *Journal of Physics: Conference Series*, 734, p.032007.
- Silvestre Soriano, E. et al., 2014. Analysis of plastic behavior under cyclic loadings of advanced materials. , pp.114–119.
- de Souza Neto, E.A., Perić, D. & Owen, D.R.J., 2008. Finite Elements In Small-Strain Plasticity Problems. In *Computational Methods for Plasticity*. John Wiley & Sons, Ltd, pp. 765–781.

- Sriram, S., 2006. Contact Pressure Distribution for Flow of Metal through Drawbeads. , (724).
- Stoughton, T.B., 1988. Model of drawbead forces in sheet metal forming. In *Proceedings of the 15th biennial IDDRG Congress*. pp. 205–215.
- Stoughton, T.B., 1988. Model of drawbead forces in sheet metal forming.
- Sun, L. & Wagoner, R.H., 2013. Proportional and non-proportional hardening behavior of dual-phase steels. *International Journal of Plasticity*, 45, pp.174–187.
- Triantafyllidis, N., Maker, B. & Samanta, S.K., 1986. An Analysis of Drawbeads in Sheet Metal Forming : Part I — Problem Formulation.
- Ulibarri, U. et al., 2016. COMPARISON BETWEEN DIFFERENT MEASURING METHODS TO DETERMINE THE YOUNG ' S MODULUS OF INCONEL 718. , 60.
- Wang, N., 1982. A Mathematical Model of Drawbead Forces in Sheet Metal Forming B ,, dI E \. , 2(3), pp.193–199.
- Xu, S.G., Bohn, M.L. & Weinmann, K.J., 1997. Drawbeads in Sheet Metal Stamping - A Review. , (February 1997).
- Xue, X. et al., 2016. Experimental assessment of nonlinear elastic behaviour of dual-phase steels and application to springback prediction. *International Journal of Mechanical Sciences*, 117, pp.1–15.
- Yang, Y.Y. et al., 2002. 2D elasto-plastic FE simulation of the drawbead drawing process. *Journal of Materials Processing Technology*, 120(January 2000), pp.17–20.
- You, Y., 1998. Calculation of drawbead restraining forces with the Bauschinger effect. , 212, pp.549–553.