



UNIVERSIDAD
DE LA REPÚBLICA
URUGUAY



Universidad de la República Facultad de Ingeniería

Tesis de finalización de grado para obtención del título profesional:
Ingeniero Industrial Mecánico

"M.P. Forming" [Proyecto de Ingeniería Mecánica]

Montevideo, República Oriental del Uruguay
marzo 2018 - mayo 2019

NOMBRE COMPLETO DE PROYECTO

Diseño de máquina de conformación multi-punto de placas y hojas metálicas

ESTUDIANTES DE GRADO

Mario Pereira, mariopereira@fing.edu.uy

Matías Cabrera, mcabrera@fing.edu.uy

TRIBUNAL DE EVALUACIÓN

Prof. Dr. Ing. Blas Melissari [profesor tutor de tesis]

Prof. MSc. Ing. Diego Maiuri

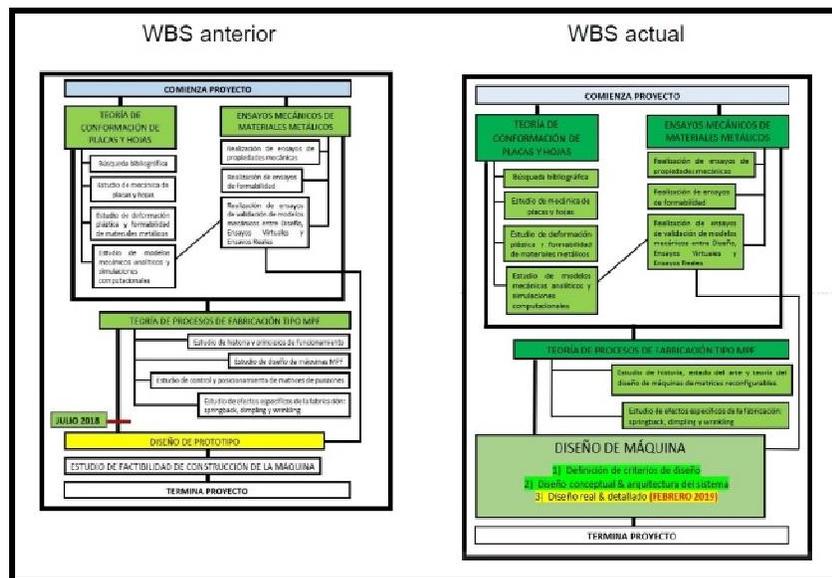
Prof. Dr. Ing. Henry Figueredo

Plan de proyecto	4
1.1. Introducción	5
1.2. Contextualización del proyecto	5
1.3. Descripción de proyecto	5
1.4. Objetivos de proyecto	8
1.4.1. Objetivos de trabajo	8
1.4.2. Objetivos de formación profesional propuestos	8
1.5. Resumen de gestión del proyecto	9
1.5.1. Modalidad de trabajo	9
1.5.2. Alcance de proyecto: etapas y tareas	10
1.5.3. Supuestos y resultados asociados	11
1.5.4. Restricciones	12
1.5.5. Requerimientos básicos de máquina	12
1.5.6. Riesgos y costos	13
1.5.7. Grafo de tareas WBS	14
Análisis de procesos	15
2.1. Base física de plasticidad de metales	16
2.1.1. Comportamiento mecánico de materiales	16
Paradigma de la Ciencia e Ingeniería de Materiales	17
Esfuerzo / Tensión / Stress / Estrés	20
Deformación / Strain	23
2.1.2. Plasticidad	24
Criterios de fluencia	26
Tensión efectiva & diferencial de deformación efectiva	28
Comportamiento mecánico en tracción	29
Curva de flujo y densidad de energía mecánica	32
Propiedades mecánicas obtenidas del ensayo de tracción y su uso	34
Regla de flujo	36
Inestabilidad plástica	36
2.1.3. Análisis de ingeniería mecánica	39
Estudio de procesos: metodología de la grilla de círculos	40
Proceso ideal de conformación de chapas	41
Diagramas de Formabilidad límite	44
2.1.4. Resumen de ensayos mecánicos realizables en FIng	48
2.2. Ensayos mecánicos realizados	49
2.2.1. Ensayo de tracción uniaxial estática ISO 6892-1	49
2.2.2. Ensayos de formabilidad límite ASTM E643	51

2.2.3. Ensayos de validación de modelos	54
2.3. Conclusiones de primer etapa	64
Diseño de máquina	66
3.1. Estado del arte	67
3.1.1. Teoría de máquina según Munro [27]	67
3.1.2. Historia según Munro [27]	69
3.1.3. Análisis de diseño para desarrollo e innovación	75
3.2. Definición de máquina a diseñar	75
3.2.1. Funcionalidad	75
3.2.2. Criterios generales de diseño	76
3.2.3. Criterios específicos de diseño	78
3.2.4. Definición de formato de documentación de diseño	79
3.2.5. Modelo de Asimow para diseñar en etapas	79
3.3. Arquitectura de sistema	81
3.4. Matricería	82
3.4.1. Influencias	82
3.4.2. Diseño conceptual decidido	84
3.4.3. Formadores	86
3.4.4. Placa madre	91
3.4.5. Interpolador	93
3.5. Prensa	94
3.5.1. Influencias	94
3.5.2. Diseño conceptual decidido	96
3.5.3. Transmisión de potencia	101
3.5.4. Plataformas	106
3.5.5. Apretadores laterales	109
3.6. Configurador	114
3.6.1. Influencias	114
3.6.2. Diseño conceptual decidido	115
3.6.3. Posicionamiento según XY	119
3.6.3. Posicionamiento según Z	126
3.6.4. Posicionamiento según C	130
3.6.5. Embrague	133
3.6.6. Circuito eléctrico	139
3.6.7. Desempeño	140
Conclusiones y continuidad	142
Bibliografía	144
5.1. Libros de Mecánica de materiales metálicos	144

5.2. Libros de Diseño mecánico	144
5.3. Artículos de investigación	145
5.4. Guías y manuales de mecánica de materiales computacional	146
5.5. Catálogos, folletos y manuales técnicos de fabricantes	146
5.6. Normas de ensayos mecánicos	146
5.6. Estándares de materiales, y elementos de máquinas y estructuras	147

1. Plan de proyecto



Resumen de capítulo

Se introduce y define el proyecto final de formación de grado en Ingeniería Mecánica realizado entre el comienzo de marzo 2018 y el final de abril 2019, por los estudiantes M.Cabrera y M.Pereira, tema del presente trabajo escrito realizado en la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República, Uruguay. Basado en motivaciones profesionales de los estudiantes junto a necesidades institucionales de mejora académica en la temática de Ingeniería Mecánica aplicada a Ingeniería de Manufactura, el proyecto trata sobre el análisis de procesos de conformación plástica de placas y hojas de materiales metálicos y el diseño de una máquina que ejecute un proceso tal, a modo de generar una experiencia de aprendizaje integradora para los estudiantes sobre el análisis y el diseño de sistemas mecánicos.

Objetivos de capítulo

1. Definir el problema de ingeniería que busca resolver el proyecto y los objetivos de trabajo.
2. Definir los objetivos asociados al aprendizaje del proyecto como instancia final de formación académica y profesional de los estudiantes.
3. Definir la modalidad de trabajo, el alcance, los supuestos, las restricciones, riesgos, costos y requerimientos básicos del proyecto.
4. Definir el árbol de tareas que describirá el transcurso del proyecto hacia las soluciones del problema planteado.

1.1. Introducción

La presente tesis de finalización de grado en Ingeniería Mecánica profesional se realiza bajo el marco de reglamentación de la asignatura anual “Proyecto de ingeniería mecánica” perteneciente a la carrera de Ingeniería Industrial Mecánica (plan de estudios 1997). El objetivo educativo fundamental es desarrollar la autonomía creativa y profesional de los estudiantes mediante la realización de un proyecto de diseño de una máquina que integre el conocimiento y las metodologías de resolución de problemas aprendidas en el transcurso de la carrera. La duración mínima obligatoria del proyecto es 1 año y debe profundizar el análisis y la síntesis de sistemas mecánicos en una subdisciplina de la ingeniería mecánica en particular. La subdisciplina seleccionada es “Mecánica de Materiales Metálicos”.

- El trabajo fue realizado por un equipo constituido de 2 estudiantes que optaron por el perfil de conocimientos en “Diseño mecánico y materiales.

1.2. Contextualización del proyecto

Ambos estudiantes trabajan en conjunto desde el año 2015 como docentes en los laboratorios de ensayos mecánicos y metalográficos de materiales metálicos de IEM/FIng/UdelaR realizando actividades de enseñanza para las asignaturas “Introducción a la Ciencia de los Materiales”, “Metalurgia Física” y “Metalurgia de Transformación”, y ensayos de materiales como actividades de extensión.

Las actividades de enseñanza asociadas a la asignatura “Metalurgia de Transformación” se realizan con el profesor Blas Melissari como supervisor, resultando entonces que el equipo de proyecto funciona también como equipo de trabajo en docencia universitaria. Las actividades del equipo docente están fuertemente relacionadas con la temática del proyecto: procesos de conformación plástica de materiales metálicos, y validación de modelos computacionales mediante diseño y realización de experimentos de laboratorio.

El proceso de auditoría ARCU-SUR sobre las carreras Ingeniería Industrial Mecánica e Ingeniería Naval en el año 2018 jugó un papel central en la estimulación del equipo docente para el desarrollo de mejoras en las actividades de enseñanza en procesos de manufactura y uso de herramientas computacionales CAD (Diseño Asistido por Computadora) como “Inventor” y CAE (Ingeniería Asistida por Computadora) como “ANSYS” y “MATLAB”. La motivación del presente proyecto nace de tal contexto. Cabe destacar que los intereses de formación académica y profesional de los estudiantes se relacionan con el comportamiento mecánico y manufactura de materiales metálicos, y el diseño de sistemas mecánicos para la industria.

1.3. Descripción de proyecto

Motivación

Fing-UdelaR define como necesidad mejorar académicamente la enseñanza e investigación en procesos de manufactura de materiales metálicos para formación profesional de ingenieros mecánicos y navales según informes de acreditación ARCU-SUR.

Tema seleccionado

Conformación de placas y hojas de materiales metálicos [Sheet Metal Forming] debido a su importancia industrial y riqueza para estimular e integrar ambientes académicos en fabricación mecánica, mecánica de metales, diseño mecánico, mecánica computacional, y control e instrumentación.

Introducción al tema

La ingeniería de manufactura de placas y hojas metálicas puede dividirse básicamente en 2 familias de procesos:

- Fabricación de placas y hojas planas.
- Conformación de superficies 3D.

Ejemplos de superficies 3D son: carrocerías de automóvil, fuselajes de aeronaves, estructuras de buques, cáscaras estructurales, álabes de máquinas para fluidos.

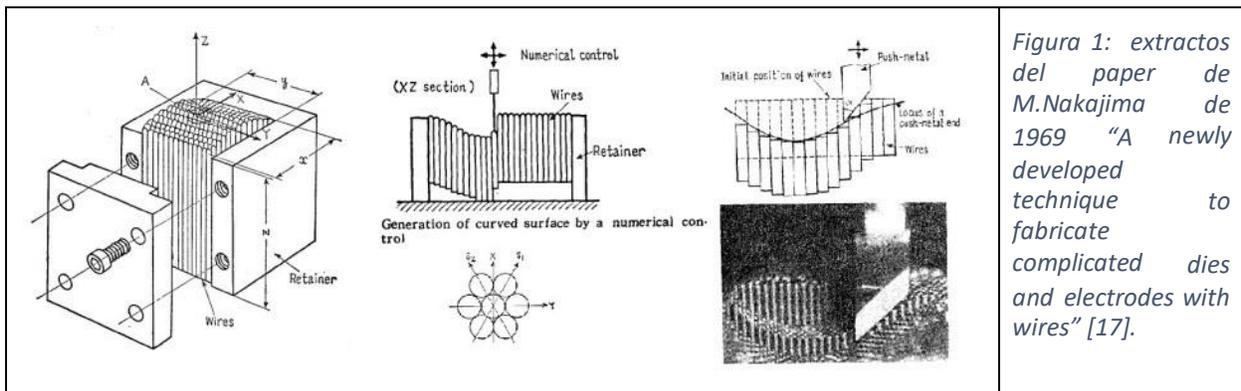
Problema

Uno de los problemas fundamentales de la conformación de superficies 3D es la necesidad de uso de sistemas de pares de matrices de forma fija para cada superficie objetivo, lo cual aumenta costos de:

- Fabricación de prototipos.
- Fabricación en serie de múltiples modelos de un producto.

Estrategia de solución y primeros antecedentes académicos

Definido el problema de las matrices fijas, naturalmente nace la siguiente pregunta: ¿puede construirse un solo par de matrices de forma variable que pueda conformar múltiples superficies 3D? En 1969, el profesor Naomasa Nakajima, Doctor en Ingeniería Mecánica de la Universidad de Tokyo, fue el primer académico en desarrollar un par de matrices compuestas por elementos discretos tipo formador con movimiento lineal y posicionamiento reconfigurable, dónde estableciendo y fijando la posición de cada formador, se obtiene una matriz de forma fija. Las posiciones de los elementos de la matriz definen un mapa de alturas que puede correlacionarse con una discretización de la superficie 3D objetivo en elementos finitos de volumen [17]. Patentes sobre sistemas de conceptos similares existen desde finales del siglo XIX, pero la máquina de Nakajima inició el proceso de formalización de la teoría de la máquina en la academia, paso generalmente necesario para que la industria asimile nueva tecnología, y con ello abrió una línea de investigación denominada Multi-Point Forming, dónde la ingeniería de máquinas de transporte (terrestre, marino y aéreo) es la principal propulsora del desarrollo, buscando soluciones tanto de prototipado rápido como de fabricación productiva.

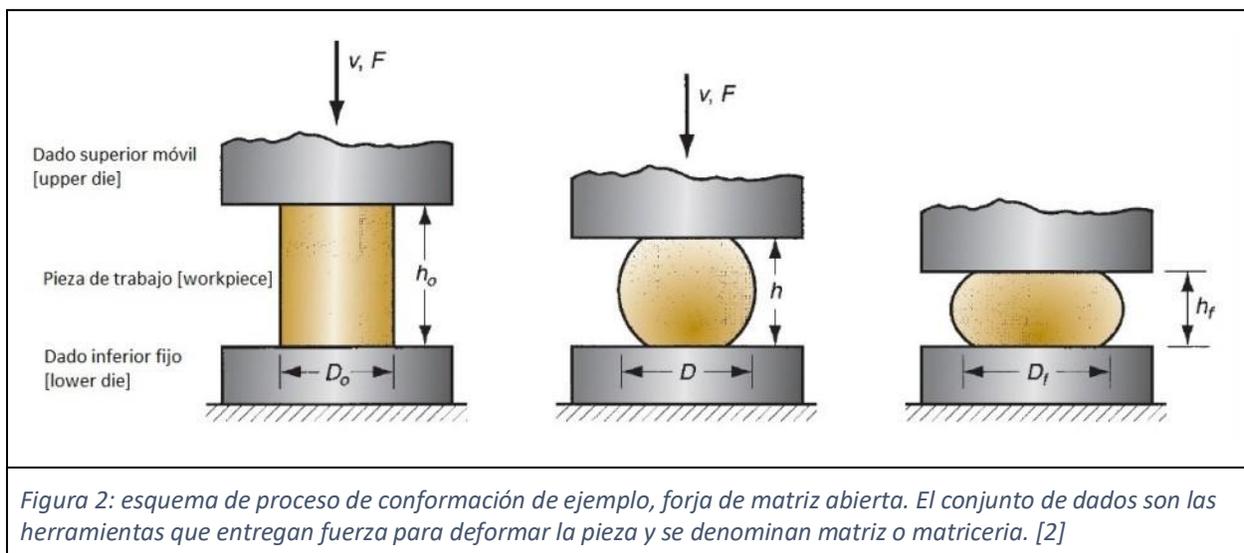


Algunas definiciones para introducir el tema

Deformación plástica de materiales metálicos

Una de las principales características mecánicas que posee esta familia de materiales. Desde el punto de vista de los beneficios para el diseño de máquinas y estructuras, los materiales metálicos suelen fluir y endurecer antes de fracturar, resistiendo altas tensiones tanto de tracción como de compresión y corte. Su capacidad de deformarse plásticamente junto con endurecerse durante tales procesos mecánicos atribuye tenacidad a estos materiales, propiedad asociada a resistir la propagación inestable de fisuras hacia la fractura. En resumen, la plasticidad atribuye tenacidad al material, lo cual previene fracturas repentinas con posibles consecuencias catastróficas, siendo este un aspecto fundamental en el diseño de sistemas mecánicos.

Por otro lado, la misma capacidad de deformarse y endurecerse junto con la posibilidad de termo-activar procesos de recristalización que conservan la geometría macroscópica de un cuerpo metálico, permite provocar grandes deformaciones plásticas para fabricar productivamente objetos de geometría compleja como ejes cigüeñales, y cáscaras estructurales con perfiles aero/hidrodinámicos para máquinas. En conclusión, la plasticidad atribuye formabilidad al material, lo cual permite otorgar geometría a cuerpos metálicos mediante procesos de deformación plástica controlada, siendo este un aspecto fundamental en la manufactura de sistemas mecánicos. Tales operaciones hacen a una de las familias fundamentales de procesos para dar forma a objetos metálicos: CONFORMACIÓN (Forming). La deformación resulta del uso de herramientas llamadas dados o matrices (dies), los cuales aplican fuerzas que provocan estados tensionales en la pieza (workpiece) que superan la Resistencia a la Fluencia S_y del material.



Conformación de hojas y placas de materiales metálicos (Sheet Metal Forming)

Subfamilia de procesos de fabricación cuyo objetivo es deformar plásticamente cuerpos planos de materiales metálicos hacia formas 3D objetivo tales como tubos, álabes de turbomáquinas, cáscaras estructurales para recipientes a presión, y cascos de buques. Dependiendo de las propiedades mecánicas del material metálico, la geometría del cuerpo a deformar, las características del sistema de cargas, apoyos y contactos entre superficies, los campos de temperaturas y velocidades, y el ciclado de las deformaciones, existen infinitudes de procesos posibles con fenomenología propia, propiciando un rico campo para desarrollar conocimiento e innovación en ingeniería.

Ensayos mecánicos

Por definición, los ensayos mecánicos permiten caracterizar el comportamiento mecánico de un material o elemento de máquina/estructura para predecir qué le sucederá si posee cierta geometría y se le aplica un determinado proceso mecánico o sea, se lo somete a través del tiempo a un sistema de cargas, apoyos, contactos, desplazamientos, velocidades, y temperaturas. Dentro de los ensayos mecánicos, existen aquellos para determinar propiedades mecánicas del material o pieza en cuestión, otros se utilizan para evaluar conformidad del material o componente mecánico frente algún criterio de calidad generalmente relacionado con el servicio específico que se le exigirá, y por último existen aquellos ensayos que, dado un material determinado a procesar como materia prima, sirven para analizar las características de un proceso mecánico en particular.

Ejemplos de ensayos:

- Ensayos de tracción uniaxial y estática.
- Ensayos de caracterización de anisotropía plástica ortotrópica de chapas.
- Ensayos de formabilidad límite.
- Medición de grandes deformaciones (large deformations).
- Medición de cargas y desplazamientos en herramientas de fabricación.
- Caracterización de proceso específico de fabricación (ejemplo: estampado de chapas)
- Simulaciones computacionales de procesos mecánicos.
- Ensayos de evaluación de vida remanente de herramientas de fabricación.

1.4. Objetivos de proyecto

1.4.1. Objetivos de trabajo

1. Definición de sistema de ensayos mecánicos de análisis y validación de modelos para procesos de conformación de chapas, realizables en las instalaciones de FIng/UdelaR.
2. Diseñar un prototipo completo de máquina de conformación multi-punto de chapas metálicas (MPF sheet metal forming), incluyendo su memoria de cálculo y sus archivos CAD de piezas y ensamblajes.

1.4.2. Objetivos de formación profesional propuestos

- Profundizar conocimientos en un tema específico de ingeniería mecánica.
- Aplicar integralmente las disciplinas de ingeniería estudiadas en la carrera para desarrollar análisis y síntesis que resuelvan un proyecto de largo plazo de duración.
- Desarrollar habilidades de búsqueda y selección bibliográfica para la resolución satisfactoria de problemas reales y con ello, preparar también la argumentación científica para defender profesionalmente los análisis y las síntesis realizadas frente colegas y clientes de la solución.

- Estudio y realización de ensayos mecánicos, y procesamiento de la información generada, para la práctica de análisis mediante uso combinado de modelos analíticos, numéricos y experimentales en ingeniería (ejemplos: validación experimental de modelos numéricos).
- Utilizar herramientas básicas de gestión de proyectos de ingeniería.
- Utilizar estándares de materiales y productos mecánicos en el diseño de sistemas mecánicos.
- Trabajar en la resolución de problemas reales con la computadora utilizando programas de diseño asistido (CAD) e ingeniería asistida (CAE).

1.5. Resumen de gestión del proyecto

1.5.1. Modalidad de trabajo

- 13 horas semanales de tiempo dedicado por estudiante.
- Tareas individuales de búsqueda, selección, organización, procesamiento y generación de información [7 hrs / semana].
- Reuniones de 2 horas cada lunes, miércoles, y viernes:

Primera mitad de proyecto

- Ensayos mecánicos en grupo [3 hrs / semana, lunes y miércoles].
- Transferencia de conocimiento entre miembros y división de tareas [1 hr / semana, lunes y miércoles].
- Tareas creativas en grupo: generación de conceptos, evaluación de conceptos [2 hrs /semana, viernes].

Segunda mitad de proyecto

- Tareas creativas en grupo: generación de conceptos, evaluación de conceptos, selección y definición final de conceptos a desarrollar en el diseño objetivo, resolución de problemas específicos de ingeniería [5 hrs /semana, viernes].
- Transferencia de conocimiento entre miembros y división de tareas [1 hr / semana, lunes y miércoles].

Roles

- Los estudiantes tomaron los roles ejecutivos del proyecto, formando un equipo de ingeniería junto al profesor tutor quién tomó el rol de supervisor directo y principal asesor del proyecto.
- Los profesores del curso de gestión de proyectos del Instituto de Ingeniería Eléctrica tomaron el rol de consejeros sobre problemas de gestión del proyecto y de receptores de reportes de estado general del avance del proyecto, a modo de gerentes generales del equipo de ingeniería.

1.5.2. Alcance de proyecto: etapas y tareas

ETAPA I: ANÁLISIS DE PROCESOS

La ejecución de las etapas es todas en paralelo: A // B // C

Sub-etapa A: Teoría de conformación de placas y hojas

1. Búsqueda bibliográfica.
2. Estudio de mecánica de placas y hojas.
3. Estudio de deformación plástica y formabilidad de materiales metálicos.
4. Estudio de modelos mecánicos analíticos y simulaciones computacionales.

Sub-etapa B: Estudio de ensayos mecánicos de materiales metálicos

1. Realización de ensayos de propiedades mecánicas.
2. Realización de ensayos de formabilidad.
3. Realización de ensayos de validación de modelos mecánicos entre Ensayos Virtuales y Ensayos Reales.

Sub-etapa C: Teoría de procesos de fabricación tipo Multi-Point Forming

1. Estudio de historia, estado del arte y teoría del diseño de máquinas de matrices reconfigurables.
2. Estudio de efectos específicos de la fabricación: springback, dimpling y wrinkling.

**** Terminada la Etapa I, se procede a la Etapa II ****

ETAPA II: DISEÑO DE MÁQUINA

La ejecución de las sub-etapas es secuencial: D -> E -> F

- Sub-etapa D: Definición de criterios de diseño
- Sub-etapa E: Diseño conceptual y arquitectura del sistema
 1. Definición de problema.
 2. Búsqueda bibliográfica.
 3. Generación de conceptos.
 4. Evaluación de conceptos.
 5. Arquitectura de sistema.
- Sub-etapa F: Diseño real y detallado
 6. Diseño de configuración.
 7. Diseño paramétrico y detallado (dibujos y ensamblajes CAD).

Error! Reference source not found.

1.5.3. Supuestos y resultados asociados

1. **Supuesto:** se poseen todas las licencias para uso de todas las herramientas computacionales que se emplearán, particularmente Inventor para realizar dibujos CAD de sistemas mecánicos y ANSYS para realizar simulaciones CAE de mecánica computacional tanto para la parte de análisis de procesos como para la parte de diseño de máquina. Además, se supone los estudiantes podrán aprender a utilizar todas las herramientas computacionales en el tiempo suficiente para cumplir con las tareas objetivo del proyecto. El uso del software seleccionado para simulación, ANSYS, fue decisión del profesor tutor del proyecto debido a que en su experiencia profesional, aprendió que es uno de los más usados a nivel mundial y la empresa asociada permite el uso de licencias educativas gratis y restringidas pero aparentemente aptas para cumplir los propósitos planteados en el proyecto. El software Inventor fue seleccionado por los estudiantes debido a que uno de los estudiantes tuvo una sólida experiencia previa debido a un curso extracurricular que tomó en el primer semestre de 2015, dónde aprendió es uno de los más usados en diseño mecánico y además la empresa asociada también provee licencias educativas gratis. **Resultado:** la Unidad de Recursos Informáticos de FIng asistió al equipo de proyecto instalando sin problemas el software ANSYS y el software Inventor, dándose la buena casualidad de que facultad ya posee licencia completa de Inventor versión 2015. Los estudiantes pudieron aprender efectivamente a usar los software para cumplir los objetivos planteados de análisis y síntesis aplicados a una situación integral de ingeniería profesional.
2. **Supuesto:** *todos los ensayos mecánicos de materiales metálicos asociados al proyecto son posibles de realizarse en las instalaciones de la FIng.* Los estudiantes gracias a su trabajo realizando ensayos mecánicos en el Instituto de Ensayo de Materiales de FIng encontraron una máquina de ensayos de formabilidad límite en desuso y sin calibración de medición de fuerza. Sin embargo, los estudiantes propusieron realizar mantenimiento a la máquina y realizar un ensayo de calibración para tomar medidas coherentes de fuerza para validación de simulaciones

computacionales. Respecto los otros ensayos mecánicos, los estudiantes ya sabían realizar ensayos de tracción normalizados, y respecto las medidas de deformación plástica, los estudiantes propusieron utilizar las impresoras 3D de facultad para crear una herramienta para pintar grillas sobre metales tipo esténcil. **Resultado:** los estudiantes pudieron realizar los 3 tipos de ensayos mecánicos de manera satisfactoria en los laboratorios de IEM. Para la calibración del indicador de carga de la máquina de formabilidad, los estudiantes tomaron un curso extracurricular de “Introducción a la Metrología” dictado por la UdelaR en conjunto a la Comisión Central de Metrología y como tarea del curso calibraron la máquina con una prensa calibrada por el LATU presente en el IEM. Los estudiantes solicitaron consejos al profesor del Instituto de Estructuras y Transporte, Gonzalo Cetrángolo, con la realización del ensayo de calibración debido a su experiencia y especialidad en el asunto. Respecto la grilla, el Laboratorio de Robótica del INCO cedió permiso de uso de la impresora 3D con mucho entusiasmo, lográndose imprimir satisfactoriamente una herramienta para pintar grillas circulares de 2 mm aproximadamente cada circunferencia, con la cual se realizaron mediciones de deformación plástica sobre chapas estampadas.

1.5.4. Restricciones

- Fecha límite estimada de terminación de proyecto: 15/05/2019
- Disponibilidad de grupo de proyecto.
- Disponibilidad de laboratorios de ensayos mecánicos.
- Disponibilidad de materiales metálicos para realizar ensayos mecánicos.
- Nivel de licencia habilitado por los software de simulación que se utilizarán. Por ejemplo, los software de simulación de procesos mecánicos utilizan métodos de elementos finitos, y tienen restringida la cantidad máxima de elementos finitos habilitados para utilizar en la resolución de los sistemas de ecuaciones diferenciales implicados, según el nivel de licencia que posea el software (educativa, profesional, investigación).

1.5.5. Requerimientos básicos de máquina

1. El tamaño de chapa plana a conformar será de 525x525 mm, teniendo en mente el canal de ensayos navales de facultad de 1 m de ancho.
2. Como cota superior de potencia entregada a una pieza de trabajo, la máquina deberá actuar como una prensa que ejerce 50 toneladas (490 kN) con una velocidad del orden de 1 mm/s de movimiento de sus matrices que hacen trabajo mecánico de conformación plástica.
3. Como cota superior de tamaño, la máquina debe entrar en un espacio cúbico de 8 m³.
4. La máquina trabajará en un ambiente de laboratorio de ensayos mecánicos (ISO 6892): 10 - 35°C, 70 - 75%HR, sin control de temperatura y humedad.
5. La máquina de estampado MPF será de conformación en frío: solo transmite energía mecánica a la pieza de trabajo, no transmite energía térmica ni trabaja piezas con $T > 35^{\circ}\text{C}$.

NOTA: los requerimientos básicos fueron definidos tras procesar bibliografía de MPF e información sobre características constructivas de prensas de estampado y ensayos mecánicos. En el capítulo 3 de la tesis se detallarán más.

1.5.6. Riesgos y costos

1. Se pudo dar continuidad al proyecto sin que ningún participante se enferme o abandone.
2. Aún utilizando software con licencia limitada estudiantil/académica, se pudieron realizar simulaciones satisfactorias que aportan al diseño de la máquina MPF.
3. A pesar de tratar un tema sin precedentes en facultad, el equipo de proyecto pudo encontrar y procesar bibliografía adecuada para cumplir los objetivos de proyecto, y los laboratorios actuales de facultad fueron suficientes para lograr conformidad en el inicio del diseño de la máquina. La realización de la Etapa 1 logró internalizar al equipo de Proyecto en un tema de poca experiencia previa. Desde el punto de vista de la “teoría de ingredientes para la toma de decisiones”, el equipo sustituyó “experiencia” por una considerable cantidad de “experimentación”. Los ingredientes “hechos”, “conocimiento” y “análisis” fueron cuidadosamente tratados con una búsqueda, selección y procesamiento de bibliografía de autores referentes en el área plasticidad y MPF [Hosford, Marciniak, Emmens, Banabic, Chakrabarty, Nakajima, Walczyk, Hardt, Haas, Papazian, Munro, Wang, Li].

Basic ingredients	Substitute for Basics
Facts	Information
Knowledge	Advice
Experience	Experimentation
Analysis	Intuition
Judgement	None

Figura 4: ingredientes para la toma de decisiones. [8]

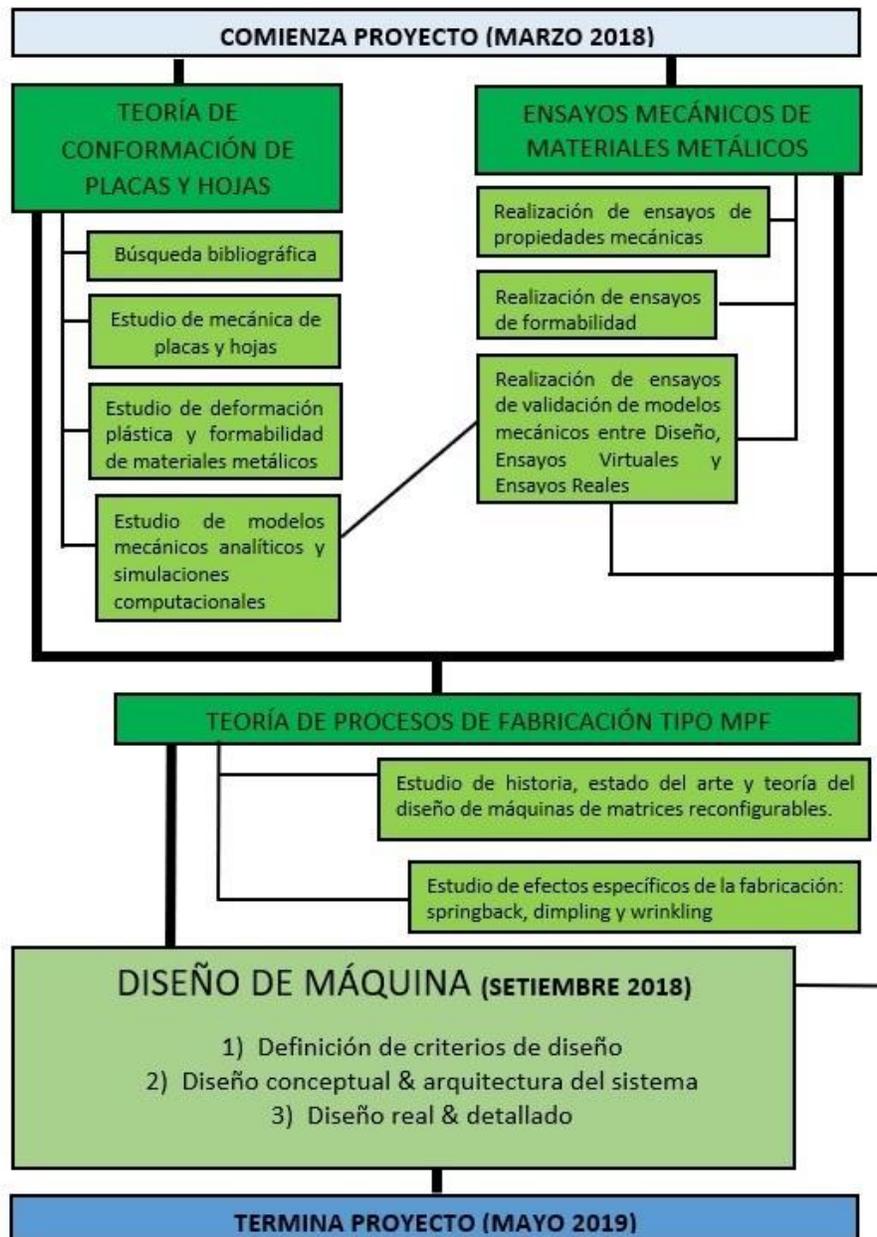
Fondos para construcción de máquina

El proyecto fue presentado a PAIE-CSIC 2018 para obtención de fondos para construir un primer prototipo académico de matriz reconfigurable manual y ganó la financiación en marzo 2019. En caso de ser exitosa la construcción del prototipo y su funcionamiento, el equipo considera que será factible obtener fondos para la construcción de la máquina completa. La continuidad del Proyecto será a través del trabajo docente de los integrantes del equipo en el Instituto de Ensayo de Materiales de FIng-UdelaR.

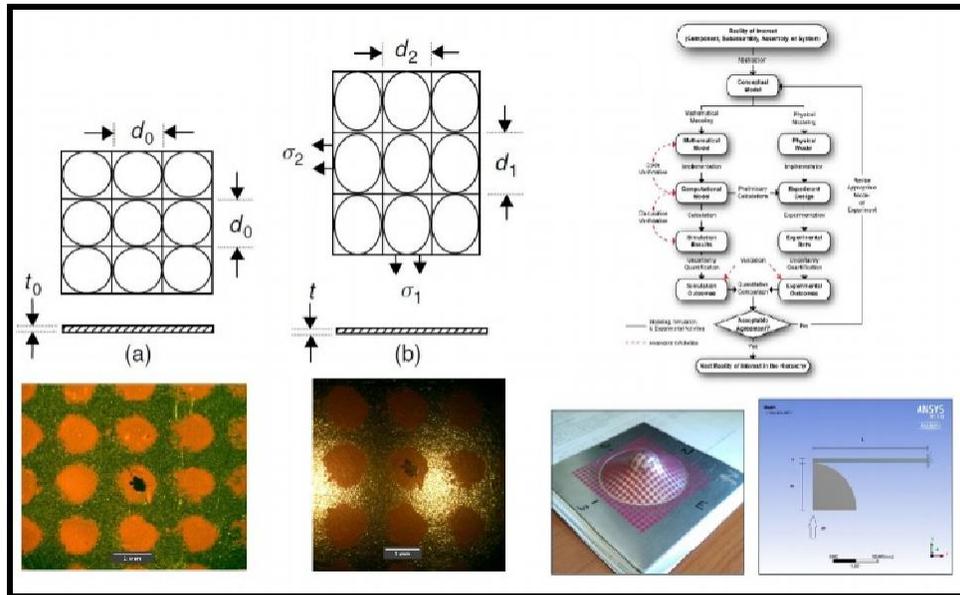
Uso de los laboratorios de ensayos de materiales en FIng

El Director del Instituto de Ensayo de Materiales autorizó al equipo de proyecto a utilizar libremente las instalaciones del instituto: laboratorio de microscopia óptica, laboratorio de metalografía, laboratorio de ensayos mecánicos, y taller mecánico. La autorización fue posible gracias a que los estudiantes del equipo son docentes formados como técnicos en ensayos mecánicos y metalográficos, y trabajan a diario en las instalaciones. Las muestras de chapa AISI 409 y 304 utilizadas fueron donadas por el IEM debido a los propósitos pedagógicos implícitos en el espíritu del proyecto.

1.5.7. Grafo de tareas WBS



2. Análisis de procesos



Resumen de capítulo

El proyecto se divide en 2 partes principales que se ejecutarán en secuencia. La primera parte “análisis de procesos” es la que trata el presente capítulo. Una máquina de conformación de metales tiene como propósito, atribuir una geometría objetivo a una materia prima mediante el uso de fuerzas que provoquen deformaciones plásticas controladas, por lo que conocimientos sobre plasticidad de metales son necesarios tanto para diseñar el sistema como para analizar la materia prima que este utilizará, el proceso que realizará y el producto terminado que se obtendrá.

Objetivos de capítulo

1. Estudiar las bases físicas para analizar procesos de deformación de placas y hojas metálicas.
2. Definir una lista básica de ensayos mecánicos actualmente realizables en facultad y eficaces en caracterizar la materia prima, el proceso de conformación y el producto terminado.
3. Elegir un proceso de conformación realizable para:
 - a. Aplicar algunos de los ensayos mecánicos para analizar.
 - b. Validar modelos computacionales con experimentos basados en tales ensayos.
4. Dado 3), introducir a los estudiantes en el uso de software comercial para diseño y simulaciones de ingeniería mecánica, temática fundamental para el diseño profesional de máquinas.

2.1. Base física de plasticidad de metales

2.1.1. Comportamiento mecánico de materiales

Primeras definiciones y nomenclatura a utilizar

Para el análisis satisfactorio de procesos de conformación de materiales metálicos, es fundamental primero establecer las definiciones y nomenclatura que se utilizarán debido a que es un campo científico e ingenieril muy compuesto en el sentido que en el mismo convergen varias disciplinas del conocimiento. Como primer definición conveniente, se utilizarán como sinónimos de la palabra “material” a las palabras cuerpo, cuerpo material, cuerpo sólido o cuerpo material en estado sólido.

Propiedades asociadas a un cuerpo

Con el propósito de predecir el comportamiento de un material frente un estímulo, se atribuyen conjuntos de números que permiten crear modelos matemáticos satisfactorios a diversos niveles de precisión en la estimación del comportamiento. Tales números se denominarán como propiedades del cuerpo y en esencia se clasificarán en 2 familias: propiedades geométricas y propiedades de material. Es considerado un desafío científico lograr clasificar las propiedades en familias independientes pero en términos rigurosos se entiende es imposible. Todas las llamadas propiedades del material en parte son función de las propiedades geométricas y viceversa. Sin embargo, en términos prácticos es útil emplear la siguiente clasificación como familias independientes de propiedades de cuerpo.

Propiedades geométricas son todos aquellos números que sirven para describir cuantitativamente la forma espacial del cuerpo material en sí. Son ejemplos: largos, anchos, espesores, diámetros, ángulos, curvaturas, rugosidades, variaciones respecto formas idealizadas como rectas, cuadrados, planos y circunferencias (a veces se llaman tolerancias de rectitud, cuadradez, planitud y redondez), y a modo general cualquier distancia característica que se necesite para modelar la forma del volumen espacial ocupado por el material al grado de satisfacción que requiera la ciencia y/o la ingeniería.

Propiedades de material son todas las propiedades que no son propiedad geométrica, y a su vez presentan notoria independencia de la misma, sirviendo para modelar comportamientos frente un estímulo en particular, por lo cual se las nombra según el tipo de estímulo: físico, mecánico, químico, térmico, óptico, magnético y eléctrico. Suelen presentarse distribuidas en un cuerpo, pudiendo ser de carácter escalar sino dependen de la dirección espacial del estímulo (isotrópicas) y de carácter tensorial si dependen de ello (anisotrópicas). Si el valor de la propiedad es igual para cada punto del material se dirá es uniforme y sino se dirá es no uniforme. Conceptualmente, a medida que el comportamiento del material es más complejo, intuitivamente se vuelve necesario definir más cantidad de números para lograr un descripción satisfactoria.

Ejemplos: la densidad es una propiedad física intrínsecamente isotrópica como también lo es la propiedad térmica calor específico, en cambio, el módulo de Young y la resistencia a la fluencia son propiedades mecánicas que pueden presentar tanto isotropía como anisotropía, como también la propiedad térmica de conductividad y la propiedad eléctrica de conductividad. *Todo experimento de laboratorio cuyo objetivo sea determinar una propiedad de material se define como ensayo de material. Particularmente, los ensayos mecánicos son aquellos ensayos de materiales que buscan determinar propiedades mecánicas.*

Error! Reference source not found.

Propiedades, composición, y estructuras

Las propiedades de material se encuentran íntimamente relacionadas a la composición química del material (colección de átomos que conforman la materia del cuerpo), y las estructuras formadas por tales átomos que lo componen y los diversos arreglos de tales estructuras a todos los niveles de distancia dónde se observen patrones característicos: décimas de nm (celdas unidad, molécula unitaria), decenas de nm (nanoestructura), decenas de μm (microestructura), cientos de μm (macroestructura). Todos los niveles estructurales pueden presentar distribuciones en un cuerpo material y se entiende que las propiedades de material son consecuencia directa de tales distribuciones.

Paradigma de la Ciencia e Ingeniería de Materiales

El Paradigma de la Ciencia e Ingeniería de Materiales es una manera de pensar utilizada para enfocarse en el estudio de un material o en un problema asociado a materiales. Consta de recordar, comprender y aplicar continuamente la idea de que existen 4 familias de características fundamentales que todo material posee y que, entre ellas, todas se encuentran directamente conectadas entre sí. Estas 4 familias de características juntas determinarán cómo el material se comportará frente los estímulos a los que se lo someta (condiciones de servicio). COMPOSICIÓN, ESTRUCTURAS, PROPIEDADES, FABRICACIÓN.

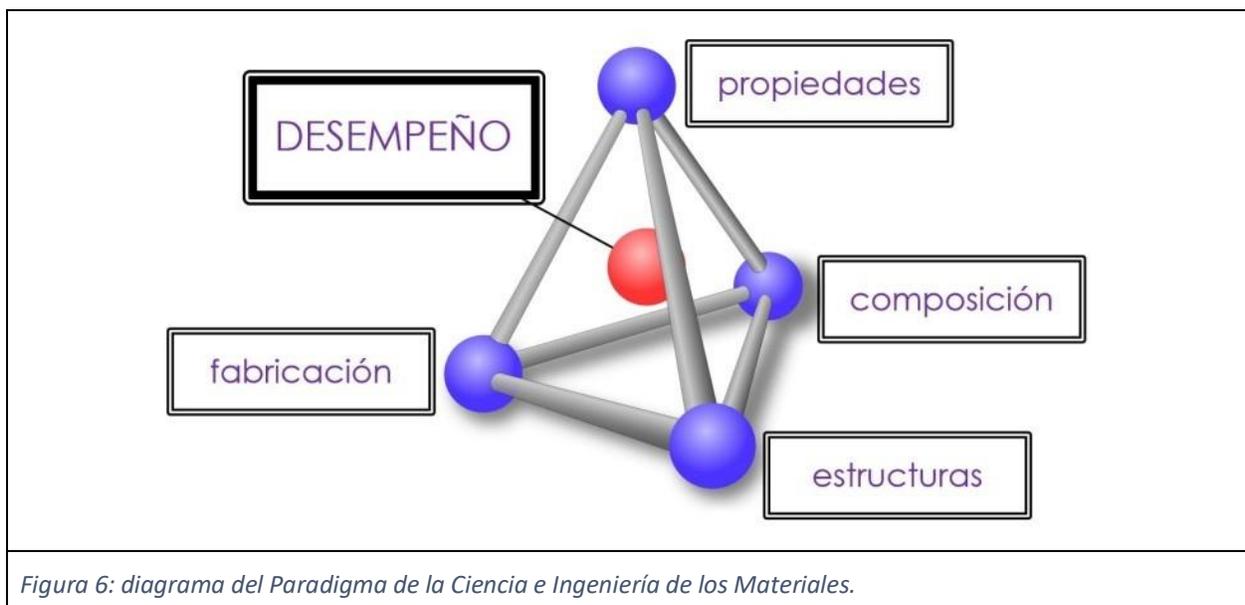
1. **Composición:** colección y distribución de átomos en el material (campo de cantidad de materia que existe en el material por cada elemento atómico). Definido un volumen de análisis del material, puede expresarse en masa porcentual por elemento o en cantidad de átomos porcentual por elemento de ese volumen.
2. **Estructuras:** existen diversos arreglos posibles de la composición de un material en un volumen de espacio a diferentes escalas de distancia.
 - Nanoestructura [\sim nm]: arreglos atómicos en el espacio. Ejemplos: monocristal, policristal, sólido amorfo.
 - Microestructura [$\sim\mu\text{m}$]: arreglos de fases (ej: ferrita, cementita) y microconstituyentes (ej: perlita=ferrita+cementita) en el espacio.
 - Mesoestructura /macroestructura [$\sim\text{mm}$]: arreglos de microestructuras en un cuerpo material (ej: unión de 2 piezas soldadas con aporte dónde se distinguen 3 regiones con

diferentes microestructuras: metal de soldadura, zona afectada por el calor y metal base).

3. **Propiedades:** son aquellas características de un material modelables matemáticamente, en principio independientes de la geometría del volumen del material y que son cuantificables mediante mediciones de magnitudes físicas y químicas. El acto de medir una propiedad se llama “ensayo de un material” y pueden clasificarse como físicas, químicas, mecánicas, térmicas, eléctricas, magnéticas y ópticas. Con ellas, se puede modelar y predecir el comportamiento de un material frente un estímulo.
4. **Fabricación:** es la sucesión de eventos de creación de un material. La composición, las estructuras y las propiedades de un material son inseparables del cómo se creó el cuerpo material en cuestión. Operaciones básicas de fabricación son: fundición (fenómeno físico asociado: solidificación), conformación (fenómeno físico asociado: deformación plástica), mecanizado (fenómeno físico asociado: corte), unión de materiales por soldadura, y tratamientos térmicos.

Desempeño

Una vez obtenido un material con sus 4 familias de características (composición, estructuras, propiedades y fabricación), la ingeniería decide una función que deberá cumplir ese material frente a determinadas condiciones e interacciones con el universo. Se define desempeño de un material como el grado de cumplimiento del material frente al servicio que se le exigió. Es importante señalar que, el desempeño no es algo inherente al material, sino que es relativo a la función que los humanos asignan al material. Por eso entonces, no existen materiales de “mala” o “buena” calidad. No puede haber un concepto absoluto de calidad de un material por lo que en ingeniería solo existen materiales “mal” seleccionados o “bien” seleccionados para el servicio requerido, lo cual por supuesto, se realiza siempre con algún criterio de selección decidido por la ingeniería a cargo.



Error! Reference source not found.

Equilibrio de fuerzas en un cuerpo

La acción de fuerzas sobre un material puede ocasionar 2 tipos de fenómenos mecánicos: movimientos rígidos del cuerpo entero o desplazamientos relativos entre puntos del cuerpo (deformaciones).

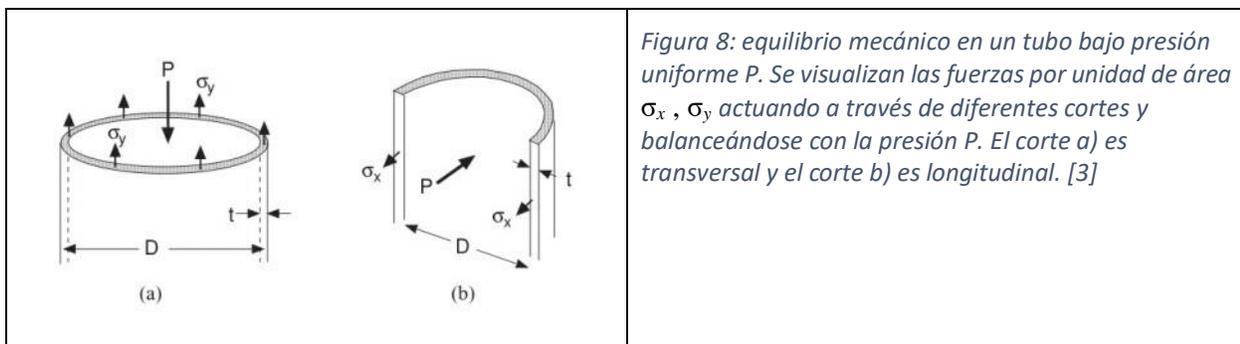
A modo general se dirá que todo cuerpo sometido a un equilibrio de fuerzas sufrirá deformaciones. Las deformaciones son entonces consecuencia de flujos de fuerzas internas a través del material para mantenerlo en equilibrio mecánico. Aquellas fuerzas que entregan trabajo al sistema provocando deformaciones las llamaremos cargas, y aquellas fuerzas que son reactivas respecto las cargas y aparecen sobre la superficie exterior del cuerpo las llamaremos apoyos. *Un material sometido a un sistema de cargas y apoyos se dirá que sufre estrés mecánico y como consecuencia se deformará.*

Si un cuerpo se encuentra sometido a un campo de aceleraciones, también puede modelarse su comportamiento mecánico como un cuerpo en balance con fuerzas inerciales y entonces también experimentará estrés mecánico (Principio de d'Alembert).

Debido a los 6 grados de libertad de un cuerpo en el espacio (3 de traslación y 3 de giro), pueden obtenerse 3 ecuaciones independientes de balance de fuerzas $\sum_1^n F_i - ma = 0$, y 3 ecuaciones independientes de balance de torques $\sum_1^n T_i - I\alpha = 0$

Esfuerzo / Tensión / Stress / Estrés

Dado un cuerpo material bajo equilibrio de fuerzas y torques, si se secciona imaginariamente el mismo a través de un plano cortante que divide el cuerpo en 2 mitades, se define el estrés en tal plano interno del material como la distribución de fuerzas por unidad de área que mantiene el balance de una mitad con sus fuerzas y torques externos correspondientes, siendo lo mismo válido para la otra mitad. *El esfuerzo, tensión, o estrés mecánico en un plano de material representa entonces la distribución de fuerzas internas por unidad de área que se desarrolla en un cuerpo al someterse a un sistema de cargas y apoyos.*



Se define el estrés en un punto como el conjunto de distribuciones de fuerzas por unidad de área en cada plano de un cubo de tamaño diferencial posicionado en tal punto, y balanceado con el sistema de cargas y apoyos. La representación matemática del estrés en un punto es mediante una matriz simétrica σ_{ij} de 3x3 o tensor de segundo orden, y también puede representarse como un vector de dimensión 6. A modo general, para conocer el estrés en un punto, dado un sistema cartesiano de coordenadas, se deben conocer 6 escalares σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{xz} , problema matemático que se resuelve aplicando las ecuaciones de equilibrio mecánico al punto y utilizando la geometría del cuerpo y el sistema de cargas y apoyos como datos.

Las tensiones normales a un plano se llaman “directas” o *normal stress* y se denotan con los símbolos σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} dónde los sufijos definen la dirección normal del plano asociado y la dirección de la tensión en el mismo sentido. Si son positivas se dice son de tracción y si son negativas de compresión.

Las tensiones tangenciales a un plano se llaman “de corte”, cortantes, cizallantes, rasantes o *shear stress* y se denotan con los símbolos τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{xz} dónde el primer sufijo define la dirección normal del plano asociado y el segundo sufijo la dirección de la tensión de corte sobre ese plano.

Al conjunto de los 6 escalares de esfuerzo en un punto se lo denomina estado tensional o state of stress. El sistema de coordenadas en sí mismo no afecta el estado tensional pero es necesario elegir uno para representarlo, conveniente a la situación de análisis, como sucede con todas las magnitudes vectoriales. Modelar el estado tensional en un punto como una matriz simétrica permite representarlo fácilmente en otros sistemas de coordenadas utilizando álgebra de cambio de bases.

Error! Reference source not found.

A diferencia de escalares como la temperatura y vectores como la velocidad y la fuerza, para un estado tensional resulta en principio complicado imaginar una representación gráfica que sirva para evaluar sus niveles de magnitud en todas las direcciones del espacio a la vez. La herramienta inventada para resolver tal problema de análisis son los llamados Círculos de Mohr.

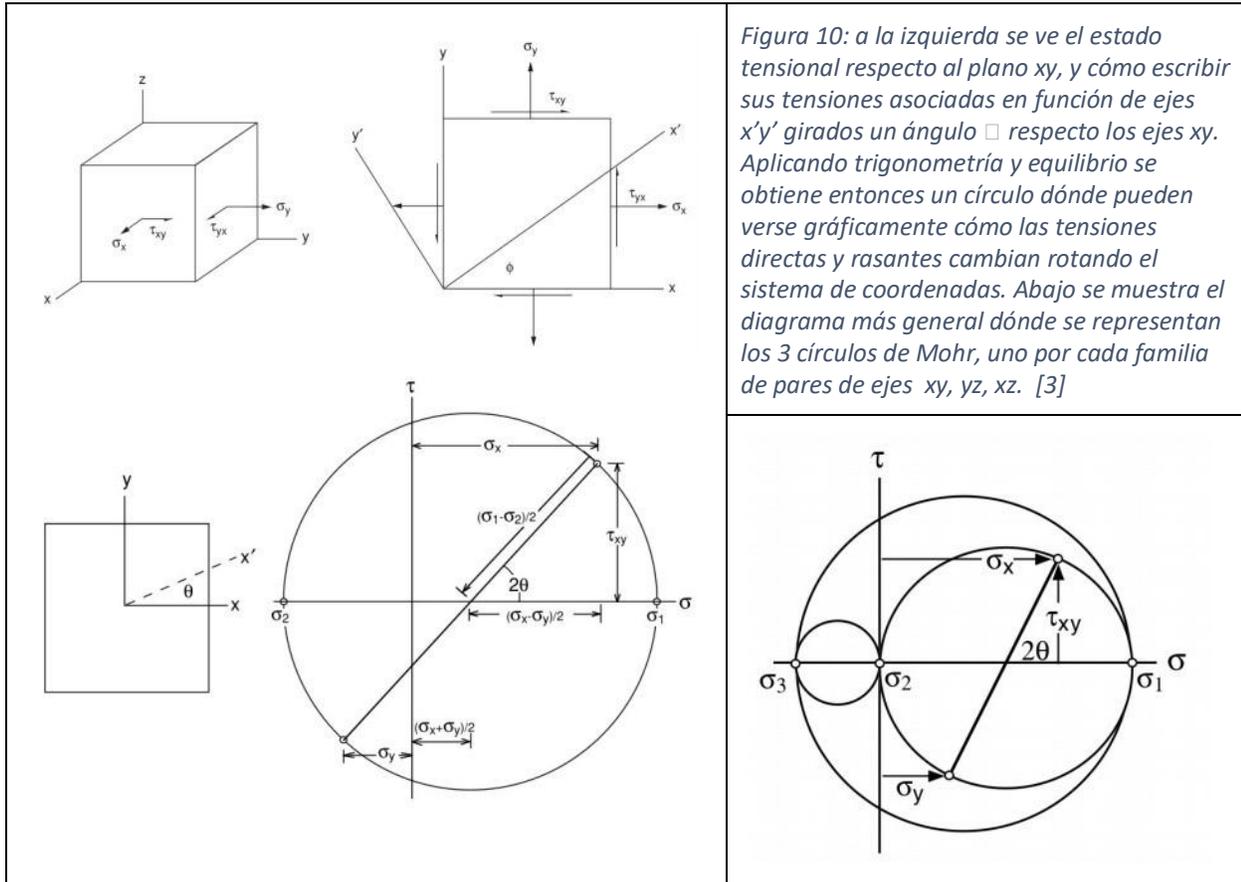


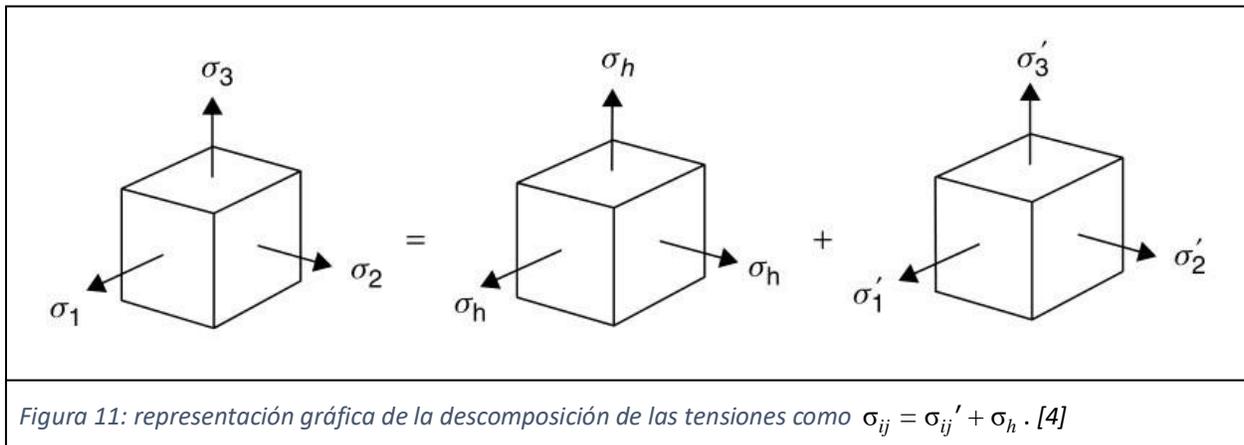
Figura 10: a la izquierda se ve el estado tensional respecto al plano xy , y cómo escribir sus tensiones asociadas en función de ejes $x'y'$ girados un ángulo θ respecto los ejes xy . Aplicando trigonometría y equilibrio se obtiene entonces un círculo dónde pueden verse gráficamente cómo las tensiones directas y rasantes cambian rotando el sistema de coordenadas. Abajo se muestra el diagrama más general dónde se representan los 3 círculos de Mohr, uno por cada familia de pares de ejes xy, yz, xz . [3]

Observando el diagrama de los 3 círculos de Mohr se deduce que existe un sistema de coordenadas donde el estado tensional puede escribirse sólo en función de 3 tensiones directas. Esto es lo mismo que decir que, dado que los círculos de Mohr representan gráficamente la información de una matriz simétrica de 3x3 y entradas reales, entonces debido al Teorema Espectral del Álgebra Lineal, siempre puede diagonalizarse la matriz en una base ortonormal llamada base de vectores propios del sistema. Tales tensiones que diagonalizan el estado tensional son especiales y se denominan las tensiones principales en un punto y su nomenclatura es $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, cumpliéndose las siguientes propiedades útiles:

- El estado tensional se escribe de manera simplificada solo con 3 escalares en lugar de 6.
- Entre las tensiones principales, una de ellas representa la tensión directa máxima posible en ese punto. Suele etiquetarse la tensión máxima como σ_1 .
- También entre las tensiones principales se encuentra la mínima directa posible.
- La tensión cortante máxima posible es la mitad de la diferencia entre la tensión principal máxima y la mínima.

Definiciones generales importantes a utilizar

- Existen 3 escalares invariantes con el sistema de coordenadas que son función del estado tensional, uno lineal, uno cuadrático y otro cúbico. El invariante lineal es la traza de la matriz, a partir del cual se define el estrés hidrostático o esférico del estado tensional como: $\sigma_h = \frac{\text{tra}(\sigma_{ij})}{3}$.
- Definido el estrés hidrostático, se define el tensor de tensiones desviadoras como $\sigma'_{ij} = \sigma_{ij} - Id * \sigma_h$, dónde Id es la matriz identidad de 3x3 o también se escribe $\sigma_{ij} = \sigma'_{ij} + \sigma_h$.

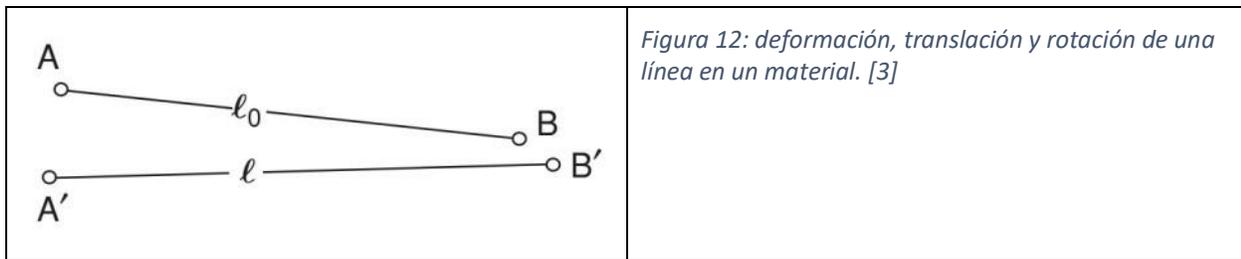


- Estado uniaxial de tensiones: se define cuando 2 de las 3 tensiones principales son nulas. Si la tensión no nula es de tracción se llama estado de tracción y lo mismo aplica para la compresión. La familia de ensayos mecánicos más importante consta de someter cuerpos a este estado de tensiones, lo cual se explicará más adelante.

- Estado plano de tensiones: se define cuando 1 de las 3 tensiones principales es nula. Este estado tensional es el predominante en una chapa durante un proceso de conformación plástica.
- Estado de tracción biaxial: se define cuando el estado es plano y sus 2 tensiones principales asociadas de tracción. Es común en procesos de estampado de chapas.

Deformación / Strain

La deformación o strain describe la cantidad de desplazamiento relativo entre puntos de un cuerpo sometido a un sistema de cargas y apoyos. Se dice entonces que cuando un cuerpo se deforma, puntos materiales del mismo se desplazan. La deformación debe definirse de tal manera que excluya efectos de rotación y traslación. En la siguiente figura se muestra una línea en un material que ha sido deformada. La línea ha sido rotada, trasladada y deformada. Un primer modelo de deformación que se utiliza es el de la deformación de ingeniería $e = \frac{l-l_0}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0}$.



Una definición alternativa es la denominada deformación verdadera o true strain: $d\varepsilon = \frac{dl}{l}$, la cual integrándose entre una longitud inicial l_0 y una final o instantánea l da como resultado:

$\varepsilon = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right) = \ln(e + 1)$, las deformaciones de ingeniería y verdaderas dan casi igual cuando son pequeñas. Sin embargo, durante procesos de conformación, las deformaciones distan mucho de ser infinitesimales y por ende sus modelos asociados dan deformaciones claramente distintas. Existen varias razones que hacen más convenientes a las deformaciones verdaderas que a las de ingeniería para estudiar procesos de conformación, las cuales se entenderán con los siguientes ejemplos:

1. Deformaciones muy distintas

Sea una barra de longitud l_0 extendida uniformemente hasta una longitud $l = 2l_0$.
Calculando: $e = 1$ y $\varepsilon = \ln 2 = 0,693$.

2. Deformaciones imposibles

¿Cuál es la longitud final de la barra si es sometida a las mismas deformaciones calculadas en la parte anterior pero con signo negativo (deformaciones de compresión)?
Calculando: si $e = -1 = (l - l_0) / l_0$, entonces $l = 0$!, lo cual no tiene sentido físico. Sin embargo, si $\varepsilon = -\ln 2 = \ln(l/l_0)$, entonces $l = l_0/2$. Es igual a la de tracción pero con signo cambiado.

3. Deformaciones aditivas

Si una barra de 10 cm de largo se estira hasta 20 cm de largo mediante 3 etapas de laminación con rodillos y las etapas son: 1era desde 10 cm hasta 12 cm, 2da desde 12 cm hasta 15 cm y 3era desde 15 cm hasta 20 cm. Se calculan las deformaciones en cada etapa, se las suma y se las compara con la deformación total entre el estado inicial y el final.

Calculando las e : $e_1 = 2/10 = 0,20$; $e_2 = 3/12 = 0,25$; $e_3 = 5/15 = 0,333$; $e_{\text{suma}} = 0,20 + 0,25 + 0,333 = 0,833$; $e_{\text{total}} = 10/10 = 1$. Comparando, $e_{\text{suma}} \neq e_{\text{total}}$.

Calculando las ϵ : $\epsilon_1 = \ln 12/10 = 0,182$; $\epsilon_2 = \ln 15/12 = 0,223$; $\epsilon_3 = \ln 20/15 = 0,288$; $\epsilon_{\text{suma}} = 0,693$; $\epsilon_{\text{total}} = \ln 20/10 = 0,693$. Comparando, $\epsilon_{\text{suma}} = \epsilon_{\text{total}}$.

Se concluye entonces que para las deformaciones verdaderas, la suma de los incrementos es igual a la deformación total. Este resultado no solo es necesario para describir procesos de deformación en etapas sino que es esencial para la llamada teoría incremental de la plasticidad (explicada más adelante), la cual está detrás del funcionamiento de los software de simulación de mecánica computacional para resolver problemas de grandes deformaciones plásticas.

4. Deformaciones que conservan el volumen

Una característica fundamental del comportamiento mecánico de los metales durante un proceso de deformación plástica es la conservación del volumen, lo cual implica lo siguiente:

Sea un bloque prismático de dimensiones iniciales l_0 , w_0 , y t_0 deformado hacia las dimensiones l , w y t sin cambiar ningún ángulo de la forma del volumen v del cuerpo. Entonces se define la deformación volumétrica como:

$$\epsilon_v = \ln (v/v_0) = \ln (lwt/low_0t_0) = \ln (l/l_0) + \ln (w/w_0) + \ln (t/t_0) = \epsilon_l + \epsilon_w + \epsilon_t$$
 , la suma de las 3 deformaciones normales en la longitud l , el ancho w y el espesor t .

Como se conserva el volumen, entonces $v = v_0$, lo cual da que $\epsilon_v = \ln (v_0/v_0) = \ln 1 = 0$. Por el resultado anterior se cumple la relación fundamental de plasticidad: $\epsilon_l + \epsilon_w + \epsilon_t = 0$.

Las 4 características ejemplificadas hacen a la deformación verdadera el modelo más conveniente respecto las deformaciones de ingeniería en el contexto de modelar procesos de conformación de metales.

Debido a la naturaleza direccional de las deformaciones en un punto como sucede con las tensiones, también se utilizan tensores de 3×3 para modelar el estado de deformaciones completo en un punto. Con ello resulta que se busque describir el desplazamiento que tendrá un punto material conociendo las llamadas 3 deformaciones principales ϵ_1 , ϵ_2 , ϵ_3 , las cuales, análogo a las tensiones principales que son todas directas, las deformaciones principales describen el desplazamiento como suma de 3 desplazamientos lineales. Las deformaciones principales también cumplen que una de las 3 es máxima sobre todas las otras infinitas direcciones y otra es mínima. Como en las tensiones, suele denominarse a ϵ_1 como la deformación máxima o mayor.

2.1.2. Plasticidad

Densidad de energía mecánica entregada a un punto de material

A modo general se puede decir que la mecánica de materiales trata sobre el entendimiento de cómo un cuerpo sometido a un sistema de cargas y apoyos cambia su geometría, o sea, se deforma por la acción de fuerzas externas. Puede decirse entonces que estudiar el comportamiento mecánico de un cuerpo es estudiar las relaciones entre las tensiones y las deformaciones que se desarrollan en el mismo. Es útil conceptualizar las tensiones como la repartición resultante de la fuerza externa que ingresa al sistema, o sea, las distribución de fuerzas internas en el cuerpo. Estas fuerzas internas no provocan movimientos globales del sistema sino que provocan desplazamientos locales y relativos entre los puntos del material llamados deformaciones, es decir, el trabajo mecánico que ejercen las fuerzas internas es en deformar el

cuerpo. Si el material es isotrópico en propiedades mecánicas, entonces a modo general se puede decir que las direcciones principales de estrés y deformación coincidirán punto a punto. Asumiendo tal hipótesis de tensiones (causas) y deformaciones (efectos) alineadas, se define naturalmente el diferencial de trabajo mecánico entregado a un volumen diferencial de material como:

$$dw = \sigma_1 d\varepsilon_1 + \sigma_2 d\varepsilon_2 + \sigma_3 d\varepsilon_3$$

Elasticidad y plasticidad

Una primer clasificación general y fundamental para entender estos sistemas es si las deformaciones provocadas por las tensiones fueron reversibles o no, una vez retirada la carga.

Características

- Deformación elástica = deformación reversible. Significa que las deformaciones elásticas no dependen de la historia del material. Todo proceso mecánico que solo involucre deformaciones elásticas es independiente del camino que hicieron las tensiones y deformaciones que lo llevaron hasta el estado actual y por ello, solo depende del estado actual.
- Deformación plástica = deformación irreversible. Las deformaciones plásticas son inherentemente dependientes de la historia del material, y por ello, para estudiar cualquier proceso mecánico que las involucre, debe conocerse el camino que hicieron las tensiones y las deformaciones que lo llevaron hasta el estado actual.
- Las deformaciones elásticas preceden a las deformaciones plásticas en términos energéticos, o sea, a medida que se entrega trabajo mecánico a un punto material, en un primer rango de energías se obtienen deformaciones elásticas como resultado y superado un cierto nivel de densidad de energía mecánica, se obtienen deformaciones plásticas.

Ecuaciones constitutivas, elasticidad y la Ley de Hooke

Debido a que pueden interpretarse las tensiones como causas de las deformaciones, en ciencias e ingenierías de la mecánica siempre fue de gran interés modelar relaciones entre las mismas, validadas a través de experimentos dónde se somete un cuerpo a una distribución de tensiones y se miden las deformaciones resultado. Tales experiencias son denominadas ensayos mecánicos y estudiar dichas relaciones entre tensiones y deformaciones se dice es evaluar el comportamiento mecánico del material para luego predecir su comportamiento en otras situaciones no ensayadas.

Cuando se modela matemáticamente la relación funcional entre tensiones y deformaciones, se obtienen ecuaciones que se denominan Ecuaciones Constitutivas. Las mismas se separan para casos de deformaciones elásticas y para casos de deformaciones plásticas.

Elasticidad y la Ley de Hooke

Debido a la enorme densidad cristalina y la enorme energía de los enlaces químicos metálicos, las deformaciones elásticas en metales son generalmente muy cercanas a 0 (materiales de alta rigidez). Tal situación permite aproximar la deformación verdadera, no lineal por su naturaleza logarítmica, a su versión lineal con la deformación de ingeniería. Tal aproximación se llama la “hipótesis de las pequeñas deformaciones”, y permite definir una relación lineal y biyectiva entre tensiones y deformaciones, o sea, dado un estado tensional, puedo despejar el estado de deformaciones y viceversa. Las ecuaciones constitutivas al respecto se llaman en conjunto “la Ley de Hooke generalizada” y las propiedades mecánicas utilizadas para describirlas se llaman “las constantes elásticas”. Escribiendo la Ley de Hooke

en su versión isotrópica, se necesita conocer solo 2 constantes elásticas distintas. Generalmente se utilizan en conjunto a la propiedad E (módulo de Young o módulo de rigidez) y la propiedad ν (razón de Poisson) aunque existen más constantes.

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{E} \left((1 + \nu)\sigma_1 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \right), \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} \left((1 + \nu)\sigma_2 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \right), \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} \left((1 + \nu)\sigma_3 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \right),\end{aligned}$$

Procesos elásticos = procesos compresibles

Significa que las deformaciones elásticas dilatan o contraen los enlaces entre átomos pero no los rompen. Debido a las deformaciones de la red de átomos, los procesos elásticos al cambiar distancias entre átomos, cambian la densidad del material. En metales, como las deformaciones elásticas son pequeñas, la variación de la densidad del material por ellas suele despreciarse. Un resultado importante de la teoría es que la suma de las deformaciones principales es igual a la variación adimensionada del volumen. $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = (V - V_0) / V$ y pensando en un cubo diferencial de lado L, se demuestra que $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = (1 - 2\nu) * (L - L_0)/L_0$, lo que permite concluir que si la razón de Poisson de un material es igual a $\frac{1}{2}$, entonces se conserva el volumen durante el proceso de deformación.

Criterios de fluencia

Si un cuerpo se deforma elásticamente, retorna a su forma original cuando el estrés es removido. El estrés y la deformación bajo cargas elásticas se relacionan con la ley de Hooke. Cualquier estrés causará siempre algún nivel de deformación. En contraste, no ocurrirá deformación plástica hasta que el estrés llegue a un nivel llamado resistencia a la fluencia (yield strength). Cuando el estrés se remueve, la deformación plástica permanece. Los criterios de fluencia son expresiones matemáticas que describen combinaciones de tensiones necesarias para provocar fluencia. A modo general son funciones escalares del estado tensional con la siguiente forma:

$$f(\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{xy}) = C$$

Siendo C una constante propiedad mecánica del material que si es superada por el valor de la función f, habrá fluencia. También en términos de tensiones principales se escribe como:

$$f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = C$$

Para comenzar a analizar el comportamiento plástico de metales se realizan comúnmente las siguientes hipótesis:

1. Las resistencias a la fluencia bajo tensiones de tracción y compresión son las mismas. Se dice entonces que el efecto Bauschinger es suficientemente pequeño como para ser ignorado. El efecto es importante en problemas de tensiones que revierten su sentido durante el proceso. En sí, sucede que si se hace fluir un metal primero en tracción y luego en secuencia se revierte la tensión a compresión, la fluencia en compresión sucederá a menor nivel de tensión. Sucede lo mismo en viceversa a lo descrito.

2. El volumen permanece constante durante el proceso plástico. Es la hipótesis más fuerte de plasticidad de metales debido a lo mucho que se probó empíricamente. Posee excelente correspondencia con todas las explicaciones micro-estructurales de un material metálico que sufre deformación plástica (teoría de movimiento y generación de dislocaciones en redes atómicas metálicas a través de ciertos planos atómicos densos que deslizan relativamente por tensiones cortantes aplicadas a la red). En resumen, la deformación plástica consta de sucesivamente destruir y reconstruir enlaces atómicos entre metales, por lo que la distancia media entre átomos permanece prácticamente constante durante un proceso así.

3. La magnitud del estrés hidrostático no afecta a la fluencia. Esto puede interpretarse como que, solo la componente desviadora del estado tensional aporta a la obtención de deformación plástica. Observando los círculos de Mohr asociados al estado tensional completo y los asociados al estado desviador, se ve son iguales a menos de un desplazamiento constante que corresponde al estrés hidrostático. La conclusión fundamental que se obtiene es que el nivel de tensión a superar o resistencia a la fluencia debe ser función de las tensiones desviadoras, o lo que es lo mismo, las diferencias entre tensiones principales o el valor absoluto de los 3 cortantes máximos.

4. Los efectos de la temperatura y la velocidad de la deformación afectan la situación pero, se estudian aparte y luego, sus efectos, se modelan juntos buscando acoplarse a la situación presentada sin ellos. Existe específicamente una propiedad mecánica llamada “m” que modela el efecto combinado de la temperatura y la velocidad. A modo general, la velocidad pasa a ser preponderante a niveles de temperatura que activan transformaciones de recristalización en el metal (trabajo en caliente, se explica más adelante).

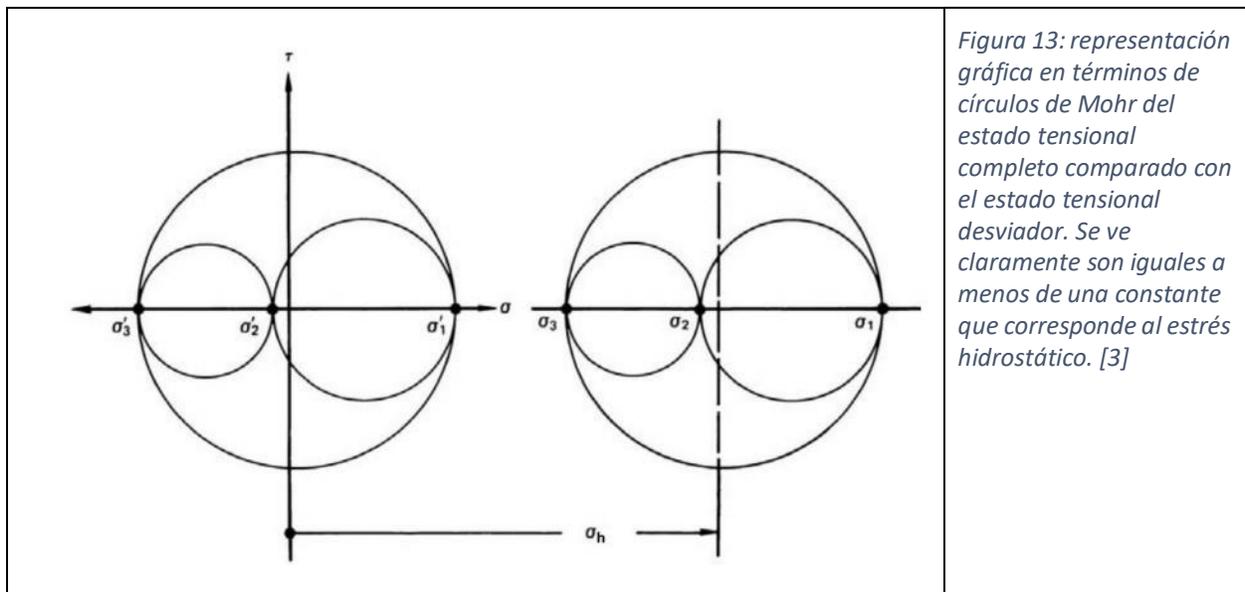


Figura 13: representación gráfica en términos de círculos de Mohr del estado tensional completo comparado con el estado tensional desviador. Se ve claramente son iguales a menos de una constante que corresponde al estrés hidrostático. [3]

Se concluye entonces que, todos los criterios de fluencia para metales de comportamiento mecánico plástico isotrópico son de la forma:

$$f[(\sigma_2 - \sigma_3), (\sigma_3 - \sigma_1), (\sigma_1 - \sigma_2)] = C$$

Criterios más usados: Tresca y Von Mises

El primer criterio importante presentado en la historia de la plasticidad de metales fue el de Tresca (1868), y postula la siguiente expresión:

$$\text{MAX}\left(\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}, \frac{|\sigma_2 - \sigma_3|}{2}, \frac{|\sigma_3 - \sigma_1|}{2}\right) = C$$

El llamado criterio de Von Mises-Huber-Hencky-Maxwell (1913) o criterio de la energía máxima de la distorsión, denominado comúnmente como simplemente el criterio de Von Mises, es el criterio isotrópico más correlacionado con la realidad y por ello, aún en la actualidad es el más extendido y utilizado. Su expresión es la siguiente:

$$\left[\frac{(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2}{3}\right] = C$$

El criterio de Tresca todavía se utiliza debido a la practicidad matemática que aporta en la resolución analítica de muchos problemas de plasticidad, simplificando por ejemplo, sistemas de ecuaciones lineales como los utilizados en el análisis de campos de líneas de deslizamiento (Slip-Line Field Analysis). Tales técnicas son importantes en el estudio de procesos plásticos de bulk metal forming (conformado de cuerpo), no siendo tan importantes en sheet metal forming (conformado de chapas, tema presente).

Tensión efectiva & diferencial de deformación efectiva

Por cada criterio de fluencia, puede crearse el concepto de tensión efectiva, un escalar que describe el nivel de tensión que posee un estado de tensiones para provocar fluencia. Esta idea es fundamental en la teoría de la plasticidad de metales porque permite una manera de comparar estados de estrés diferentes que provocan la misma densidad de trabajo mecánico entregado en un punto de material. Para completar la idea de la tensión efectiva como medida del nivel de densidad de energía mecánica, junto a cada tensión efectiva existe su diferencial de deformación efectiva asociada de forma tal que cierre la definición del diferencial de trabajo mecánico.

En resumen, asociado al criterio de Von Mises, la tensión efectiva escrita en tensiones principales es

$$\bar{\sigma} = \sqrt{(1/2)[(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2]}$$

Y con ella, obligándose a cumplirse la definición de trabajo diferencial por unidad de volumen,

$$dw = \sigma_1 d\varepsilon_1 + \sigma_2 d\varepsilon_2 + \sigma_3 d\varepsilon_3 = \bar{\sigma} d\bar{\varepsilon}$$

se puede demostrar que el diferencial de deformación efectiva asociada es:

$$\begin{aligned} d\bar{\varepsilon} &= \sqrt{\frac{2}{3}\{d\varepsilon_1^2 + d\varepsilon_2^2 + d\varepsilon_3^2\}} \\ &= \sqrt{\frac{2}{9}\{(d\varepsilon_1 - d\varepsilon_2)^2 + (d\varepsilon_2 - d\varepsilon_3)^2 + (d\varepsilon_3 - d\varepsilon_1)^2\}} \end{aligned}$$

La formulación de las tensiones efectivas y las deformaciones diferenciales efectivas asociadas a un criterio de fluencia es tal que, además de representar el nivel de densidad de energía mecánica necesario para provocar deformación plástica, son también directamente la tensión verdadera y la deformación verdadera medidas en los ensayos de tracción uniaxial, volviéndola entonces la familia de ensayos mecánicos más importante de la mecánica de metales en términos de utilidad y conceptualización de la teoría. La idea es comparar cualquier estado tensional con cualquier otro, y a su vez, compararlos todos contra el más sencillo de estudiar y experimentar, el estado uniaxial de tensiones de tracción.

Comportamiento mecánico en tracción

Ensayo de tracción

Sea un cuerpo metálico de composición química y microestructura uniformes, a temperatura fija, con geometría de sección constante de valor inicial "A_o" y longitud inicial de valor "L_o" sometido a un estado uniaxial y uniforme de esfuerzos de tracción que parte desde carga nula. La carga aumenta progresivamente a velocidad controlada y aproximadamente constante hasta la rotura del material. Se registran la carga y el desplazamiento característicos del proceso mecánico.

Algunos detalles del ensayo

Medida la geometría inicial, y fijadas la temperatura y la velocidad, durante el ensayo se miden entonces la carga de tracción aplicada (sensor asociado: celda de carga o manómetro, dependiendo del sistema que ejerce carga, FORCE) en función del desplazamiento total de la pieza y del desplazamiento local en una parte de la pieza. La medida del desplazamiento local se utiliza para procesar las pequeñas deformaciones elásticas (sensor asociado: extensómetro, STRAIN) y la medida de desplazamiento total (sensor asociado: medidor de grandes desplazamientos, STROKE) para las deformaciones plásticas, quienes serán entre 1 a 3 órdenes de superior en magnitud a las elásticas.

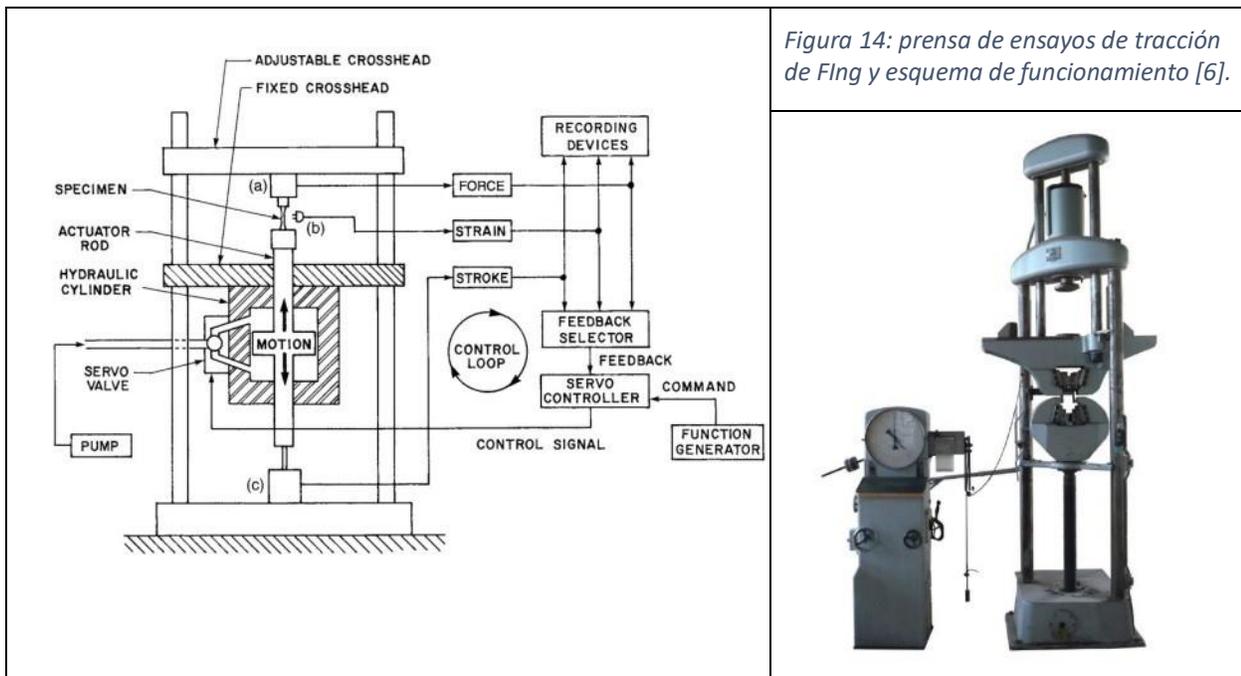


Figura 14: prensa de ensayos de tracción de FIng y esquema de funcionamiento [6].

El sistema de potencia mecánica que entrega la carga a la probeta (pieza ensayada) se llama prensa, y para lograr ejercer un estado uniforme en toda sección transversal de la pieza ensayada, posee un sistema de agarres (mordazas) a la probeta que transmite la carga alineada respecto a la normal de la sección transversal y pasando por el centroide de la sección con la menor excentricidad posible para minimizar los momentos flectores al respecto que apartarían el estado tensional del uniaxial uniforme. También el diseño de las mordazas debe ser tal que tienda a evitar concentración de tensiones en los agarres para asegurar provocar rotura final por tracción y no en las mordazas. A veces se utilizan o sistemas de mordazas especiales dependiendo la probeta (por ejemplo cables) o una probeta con una sección transversal reducida para asegurar que la tensión máxima sea de tracción uniforme. Las mordazas en FIng son del tipo cuña autoblocante con la carga de tracción, habiendo juegos para abrazar caras planas y redondas hasta tamaños aproximadamente de 40 mm.

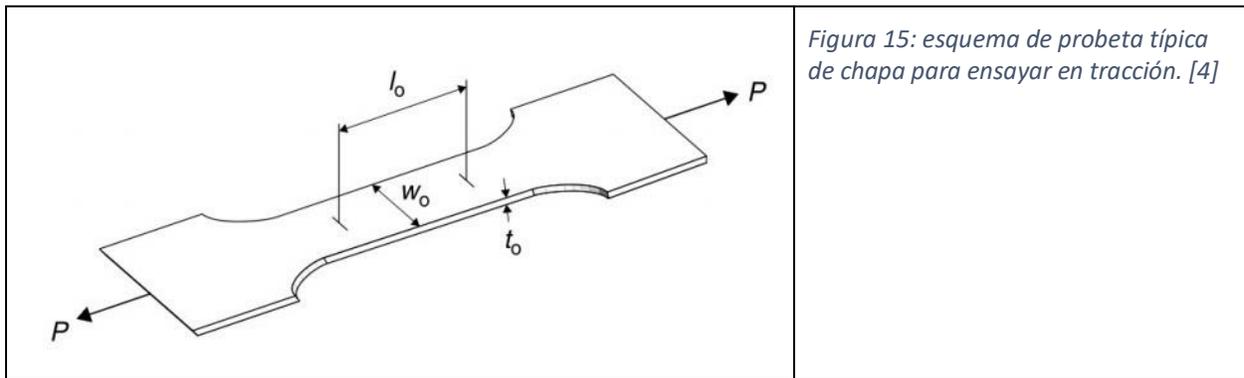


Figura 15: esquema de probeta típica de chapa para ensayar en tracción. [4]

Normalización

El procedimiento de ensayo, el desempeño de los sensores de carga y desplazamiento, y los procedimientos de calibración y alineación de la carga que ejerce la prensa están estandarizados ISO. En FIng, se utilizan tales normas.

Resultado de ensayo

El resultado del ensayo es una curva tensión / deformación que se suele presentar escrita en términos de la tensión y la deformación de ingeniería, o sea, respecto la geometría inicial.

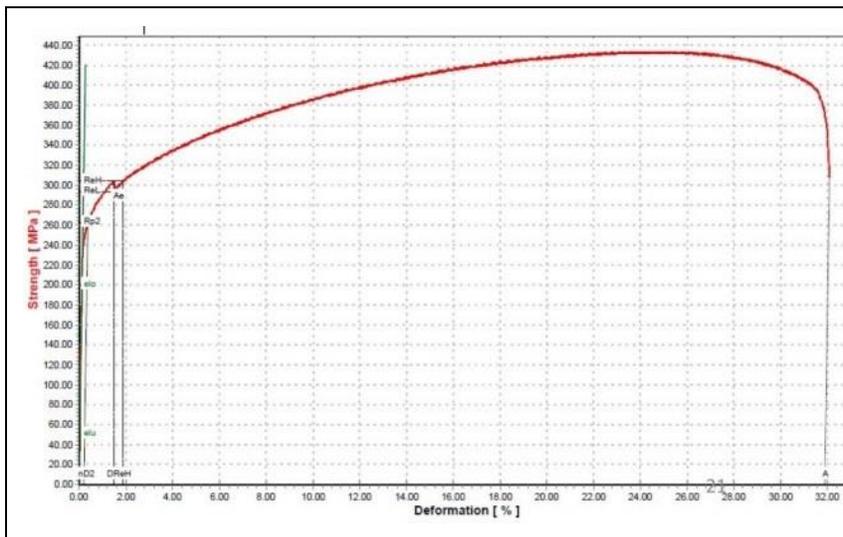


Figura 16: resultado de ensayo de tracción hecho en FIng a una chapa de acero inoxidable ferrítico 409. Este resultado forma parte de la serie de ensayos mecánicos realizados por los estudiantes para la tesis.

Curva de tensión/deformación de ingeniería y una primer idea de inestabilidad en tracción

Definiendo la tensión de ingeniería como: $s = F / A_0$, siendo F la carga instantánea y A_0 el área transversal inicial. Un detalle importante de esta definición es que no tiene en cuenta el aumento de la tensión instantánea por la reducción de área que a medida avanzan las deformaciones plásticas, se hace más notorias. Sin embargo, tiene 3 virtudes: es más sencilla de definir (es difícil medir el área instantánea), siempre es menor que la tensión verdadera (es conservador usarla como dato para calcular diseños) y por último, es proporcional a la carga por lo que la forma de la función sigue el comportamiento global del sistema, o sea, mantiene la información de lo que sucede a la fuerza neta en función del desplazamiento.

Sucede que observar el máximo característico que se ve en esta gráfica, es ver el punto de operación dónde la fuerza neta deja de crecer, señalando entonces lo que se denomina una inestabilidad global en un sistema estructural. El sistema antes de llegar al máximo, se ve que para obtener más respuesta, o sea, más desplazamiento, hay que entregar trabajo mecánico utilizando una fuerza mayor a la anterior. A este comportamiento se le dice resistencia a la deformación o endurecimiento. Por definición, la inestabilidad global significa que la magnitud que define la carga aplicada a la estructura mecánica, sea una fuerza F, una presión p, o un momento M, llegó a un máximo. Pasando este punto, se observa que si se continúa la entrega de trabajo mecánico a la estructura, se obtiene cada vez más desplazamiento por menos fuerza, por ello se denomina inestable. En el caso del ensayo de tracción, a partir del máximo se observa que la probeta comienza a concentrar deformación en algún lugar, formando lo que se llama un cuello o NECK, llegando eventualmente a la fractura. La deformación plástica es entonces uniforme solo hasta la formación del cuello, o sea hasta la carga máxima debido a que el cuello dobla el flujo de fuerzas internas, desviando notoriamente el estado tensional de la hipótesis de estado uniaxial y uniforme de tensiones de tracción. La tensión de ingeniería asociada al máximo se llama Resistencia Última a la Tracción y la deformación de ingeniería se llama Ductilidad en Tracción.

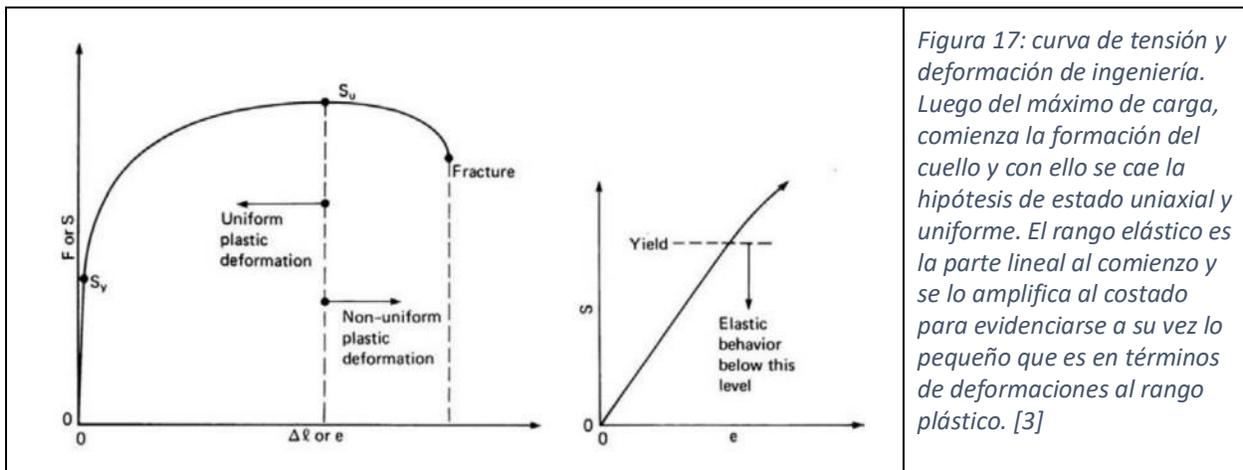


Figura 17: curva de tensión y deformación de ingeniería. Luego del máximo de carga, comienza la formación del cuello y con ello se cae la hipótesis de estado uniaxial y uniforme. El rango elástico es la parte lineal al comienzo y se lo amplifica al costado para evidenciarse a su vez lo pequeño que es en términos de deformaciones al rango plástico. [3]

Tensiones y deformaciones verdaderas

Utilizando como hipótesis que las deformaciones elásticas cambian de manera despreciable el volumen y que, las deformaciones plásticas conservan el volumen, entonces puede modelarse que el volumen inicial es igual al volumen instantáneo. O sea, $A_0 \cdot l_0 = A \cdot l$, siendo "l₀" el largo inicial dónde se miden deformaciones, "l" el largo instantáneo y "A" el área transversal instantánea.

La tensión verdadera es la definición en sí de tensión normal $\sigma = F / A$, y empleando la hipótesis de conservación del volumen, se puede demostrar que teniendo los datos en su versión ingeniería, se pueden estimar los instantáneos o verdaderos para cada punto de ensayo como $\sigma = s(1 + e)$ y $\varepsilon = \ln(1 + e)$ hasta el comienzo del cuello, máximo de la carga y momento dónde se pierde la hipótesis del estado uniaxial uniforme. Viendo la curva del ensayo en función de las magnitudes verdaderas, no se ve el comienzo de la inestabilidad global, o sea, el máximo. La tensión sube junto a la deformación hasta la rotura.

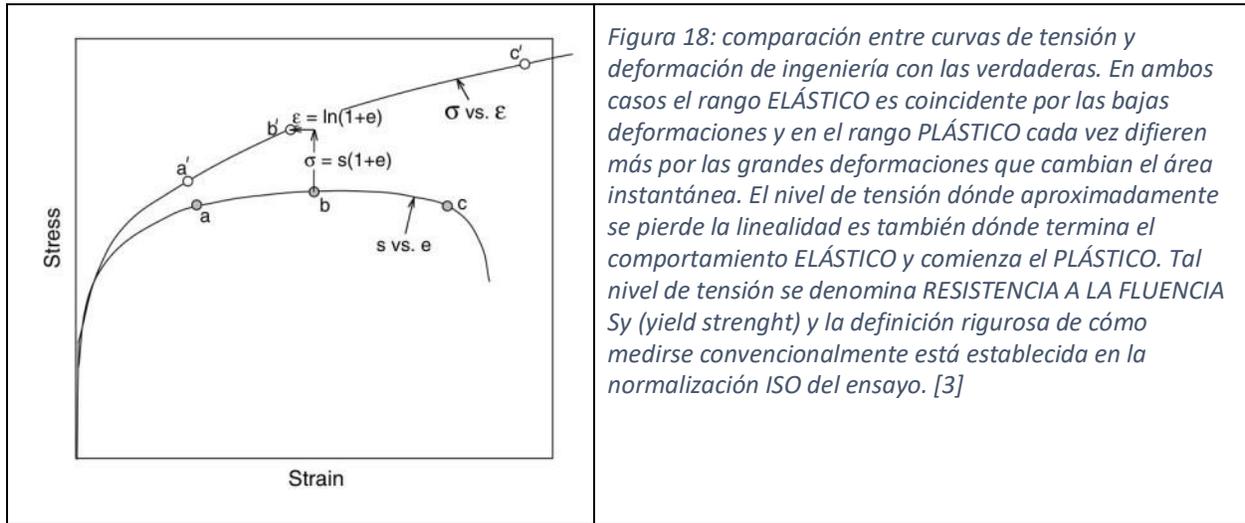


Figura 18: comparación entre curvas de tensión y deformación de ingeniería con las verdaderas. En ambos casos el rango ELÁSTICO es coincidente por las bajas deformaciones y en el rango PLÁSTICO cada vez difieren más por las grandes deformaciones que cambian el área instantánea. El nivel de tensión dónde aproximadamente se pierde la linealidad es también dónde termina el comportamiento ELÁSTICO y comienza el PLÁSTICO. Tal nivel de tensión se denomina RESISTENCIA A LA FLUENCIA S_y (yield strength) y la definición rigurosa de cómo medirse convencionalmente está establecida en la normalización ISO del ensayo. [3]

Curva de flujo y densidad de energía mecánica

Las tensiones y los diferenciales de deformaciones efectivas se definen de tal manera que en el caso del estado uniaxial de tensiones, coinciden que la tensión y la deformación verdaderas medidas en el ensayo de tracción. Puede entonces verse que el ensayo de tracción es una manera de obtener la relación funcional entre la tensión efectiva y la deformación efectiva para poder calcularse el trabajo mecánico asociado al proceso mecánico.

Recordando la definición de las tensiones y deformaciones efectivas respecto el diferencial trabajo:

$$dw = \sigma_1 d\varepsilon_1 + \sigma_2 d\varepsilon_2 + \sigma_3 d\varepsilon_3 = \bar{\sigma} d\bar{\varepsilon}$$

Y reconociendo la curva de tensión verdadera y deformación verdadera como la relación funcional:

$$\bar{\sigma} = f(\bar{\varepsilon}), \text{ denominada de manera general como la curva de flujo.}$$

Entonces, integrando en un volumen hasta un nivel de deformación efectiva alcanzado, por definición se obtiene el trabajo mecánico ideal que ingresó al sistema por unidad de ese volumen:

$$\frac{W}{\text{vol.}} = w_i = \int_0^{\bar{\varepsilon}} \bar{\sigma} d\bar{\varepsilon}$$

Obteniéndose entonces una manera general para calcular el trabajo mecánico que precisa un proceso mecánico de deformación plástica para suceder. Conociéndose cómo evolucionan las tensiones y las

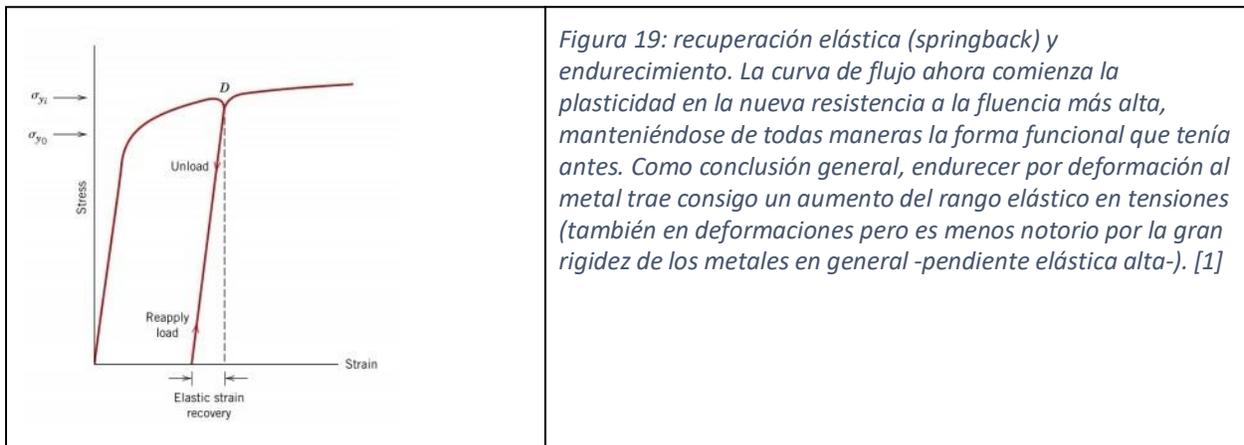
deformaciones en el proceso, se puede calcular cómo evolucionan las tensiones efectivas y los diferenciales de deformaciones efectivas, y conociendo la curva de flujo (la forma del camino de integración), se puede obtener la energía empleada. Si el proceso es en partes, con subidas y bajadas de la tensión efectiva, se integra de a tramos sin problemas por la aditividad de la integral y por la aditividad de los diferenciales de deformación verdadera (demostrado antes por las propiedades de logaritmo).

La Tensión de flujo Y_{flow} & la Resistencia a la Fluencia S_y

En un proceso de conformación plástica real, no es complicado obtener el volumen de la pieza y el trabajo mecánico total entregado. Si se mide la fuerza formadora F en función del desplazamiento X de la herramienta, el área debajo de la curva $F(X)$ es el trabajo W entregado por la herramienta / matricería a la pieza. Utilizando directamente la ecuación presentada con una sola integral de volumen y asumiendo una densidad uniforme de energía mecánica entregada a todos los puntos del material, se puede calcular para el trabajo entregado total por unidad de volumen total deformado, un nivel de tensión efectiva media y deformación efectiva media que hubo en el proceso mecánico. La tensión efectiva media suele llamarse la tensión de flujo o flow stress Y_{flow} del proceso y naturalmente debe ser mayor a la resistencia a la fluencia S_y , la cual se define teóricamente como la tensión efectiva mínima que hay que ejercer para obtener deformación plástica.

Curva de flujo al soltar la carga (springback) y su modificación si se reactiva la carga (hardening)

Si se supone que se realiza un proceso cuya tensión efectiva siempre aumenta hasta que supera la resistencia a la fluencia $\bar{\sigma} = S_y = \sigma_{y0}$ y llega al nivel $\bar{\sigma} = \sigma_{yi}$, entonces al soltar la carga la tensión efectiva volverá al cero por una curva paralela al rango elástico de la curva de flujo original. Siguiendo tal proceso se evidencia que a nivel de tensión efectiva nulo quedará una cantidad de deformación plástica efectiva remanente y se recuperó una cantidad de deformación elástica efectiva, cumpliéndose entonces que el nivel de deformación efectiva alcanzado en carga se descompone en un término plástico y un término elástico: $\bar{\epsilon} = \bar{\epsilon}_{plástica} + \bar{\epsilon}_{elástica}$. Si se vuelve a cargar la pieza, se obtiene que el nuevo nivel de resistencia a la fluencia que hay que superar para obtener deformación plástica es $\bar{\sigma} = S_y = \sigma_{yi}$ y se dice que el metal se endureció por deformación plástica (hardening). Generalmente, en cálculos de trabajos y fuerzas de conformación, la cantidad elástica se desprecia frente a la plástica y se utiliza $\bar{\epsilon} = \bar{\epsilon}_{plástica}$. Sin embargo, cuando se realizan procesos de conformación de precisión, o sea, con tolerancia baja a errores de apartamiento de la geometría objetivo (errores de forma), la deformación elástica se tiene en cuenta en el control del proceso para que, cuando se suelte la carga, la geometría tras el retroceso elástico quede en la geometría objetivo. Esos tipos de estudios se llaman análisis de springback, el cual constituye uno de los problemas inevitables en la fabricación de piezas por conformación plástica.



Propiedades mecánicas obtenidas del ensayo de tracción y su uso

A modo general, cualquier número que se utilice para modelar matemáticamente la curva de flujo obtenida, se etiqueta como propiedad mecánica del material ya que la curva en sí misma es la que define el comportamiento mecánico. Todo metal que presenta rango plástico en tracción se dice tiene ductilidad y la deformación final obtenida de este ensayo es una primer medida de una cantidad de ello.

Dependencia de la temperatura y velocidad

Es fundamental recordar que las curvas de flujo se obtienen a una temperatura y velocidad fijas, lo que significa que si estas cambian, la curva de flujo cambia. Se recuerda que existen maneras analíticas de cuantificar cuánto se apartará una curva de flujo de su comportamiento a temperatura y velocidad dadas mediante el uso de una propiedad mecánica que se llama exponente “m” de sensibilidad a la velocidad de la deformación, naturalmente medida comparando datos con ensayos de tracción modificados en temperatura y velocidad. La metodología involucra en multiplicar la ecuación analítica que se haya modelado de la curva de flujo por un factor dependiente explícitamente de la velocidad y dependiente explícitamente del número “m” quien conserva dentro de sí la relación con la temperatura.

Propiedades elásticas

- “E” el módulo de Young se define como la pendiente media de la curva a bajas deformaciones dónde se observa buena linealidad, cumpliéndose la ley de Hooke $\bar{\sigma} = E\bar{\epsilon}$. Se obtiene con métodos de mínimos cuadrados. Es fundamental en calcular las deformaciones elásticas resultantes de la recuperación elástica que realiza el sistema luego de que se suelta la carga, o sea, en nuestro caso de interés cuando termina el proceso de conformación plástica (análisis de springback).

Límite de separación de comportamientos elástico y plástico

- “ σ_y ” define el nivel de tensión efectiva dónde termina un comportamiento y comienza el otro. Dependiendo del metal, hay diferentes maneras de medirse ya que algunos metales tienen transición con derivada monótona hacia la plasticidad (fluencia continua) y otros metales tienen transición con derivada que se anula múltiples veces (fluencia discontinua), dando una curva de flujo con un comportamiento oscilatorio antes de entrar al régimen de derivada monótona característico de la plasticidad.

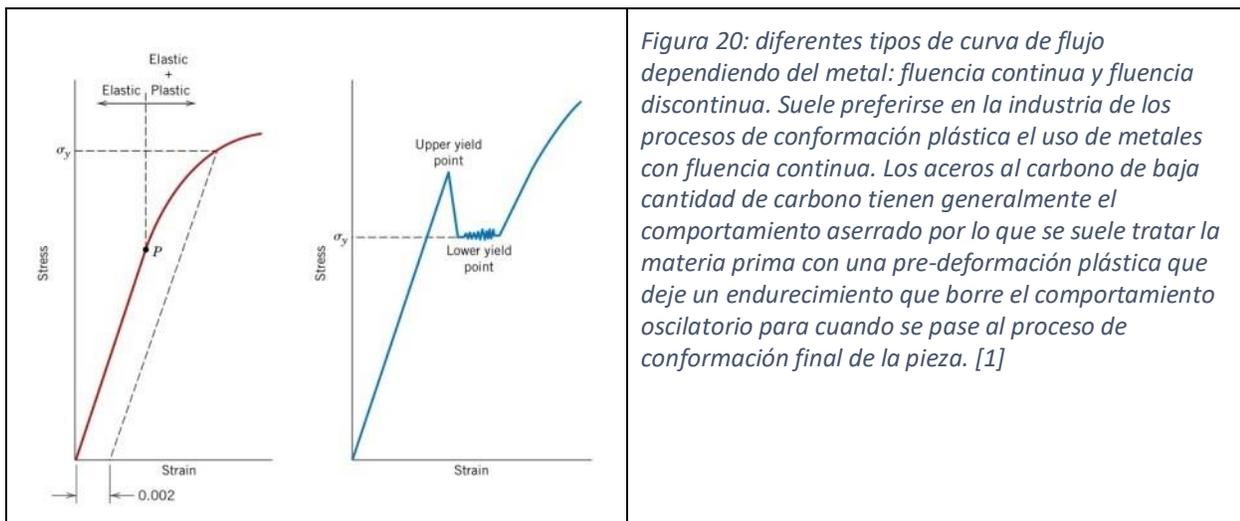


Figura 20: diferentes tipos de curva de flujo dependiendo del metal: fluencia continua y fluencia discontinua. Suele preferirse en la industria de los procesos de conformación plástica el uso de metales con fluencia continua. Los aceros al carbono de baja cantidad de carbono tienen generalmente el comportamiento aserrado por lo que se suele tratar la materia prima con una pre-deformación plástica que deje un endurecimiento que borre el comportamiento oscilatorio para cuando se pase al proceso de conformación final de la pieza. [1]

Propiedades plásticas

A diferencia de la curva de flujo en el régimen elástico donde siempre es posible una clara aproximación lineal, la curva de flujo en el régimen plástico puede correlacionarse de muchas maneras dependiendo la conveniencia del caso. Suele correlacionarse bien con una ley del tipo potencial o power law. Debido a las propiedades analíticas de linealización de las funciones potenciales cuando se les aplica un logaritmo encima, y la naturaleza logarítmica de las deformaciones plásticas integradas, suele ser muy útil intentar aproximar así la función. Tal tipo de correlación analítica es tan importante que existe una norma ISO para realizarse y en cálculos analíticos siempre se presupone tal relación a no ser que se defina específicamente otro caso. La ley potencial o power law se escribe $\bar{\sigma} = K\bar{\epsilon}^n$ definiéndose entonces las constantes plásticas fundamentales K y n.

- “n” se denomina el exponente de endurecimiento por deformación plástica y se lo considera el número más importante de la plasticidad ya que los fenómenos de inestabilidad en tracción y por ende, de muchos criterios de formabilidad límite (cuánto se puede deformar una pieza sin obtener falla), están asociados a él. Tales detalles se explicarán más adelante.
- “K” es el módulo de resistencia plástica y juega el papel de constante de proporcionalidad para cálculo de tensiones efectivas. Es sensible a variabilidades microestructurales en el material.

Endurecimiento como fenómeno de resistencia a la fractura

El endurecimiento del metal mientras plastifica es la característica mecánica más importante de esta familia de materiales debido a que consiste en generarse una resistencia cada vez mayor a la obtención de más deformación. A medida que el metal se deforma, el endurecimiento puede interpretarse como una constante suba de la resistencia a la fluencia o tensión efectiva actual, pudiéndose ver gráficamente en el espacio de las tensiones principales como una superficie cerrada en expansión llamada superficie de fluencia, siendo que los estados tensionales interiores corresponden a deformaciones elásticas y los exteriores a plásticas. El movimiento y la expansión de la superficie de fluencia respecto al cero del espacio de las tensiones principales clasifica los tipos de endurecimiento según:

1. Endurecimiento isotrópico: expansión uniforme de la superficie en todos los sentidos.
2. Endurecimiento anisotrópico: expansión no uniforme.
3. Endurecimiento cinético: traslaciones sin cambio de la forma de la superficie. El efecto Bauschinger corresponde con esto cuando se alternan los sentidos de las tensiones ya estando en fluencia.

Eventualmente, de tanto deformar un metal, se entiende se activará un fenómeno de inestabilidad que concentrará la deformación cada vez más en un lugar provocando ruptura/tearing (apertura local del material como una fisura grande y muy abierta) o directamente una fractura (partición del cuerpo en varias piezas). En algunos casos, puede darse que la pieza fracture sin haber presentado ningún nivel de inestabilidad concentradora de deformaciones. Se distinguen la fractura dúctil de la frágil como modos de fractura, el primero con propagación estable de fisuras y el segundo inestable. Se concluye que el endurecimiento por deformación plástica es el responsable principal del comportamiento dúctil.

Anisotropía plástica

Sucede que es común la existencia de anisotropía plástica en chapas debido a los métodos de obtención de la materia prima. La anisotropía ortogonal u ortotrópica es la más común y la más fácil de modelar, ya que aún provocando una expansión no uniforme de la superficie de fluencia, solo basta con un número

denominado “R de anisotropía plástica” como propiedad mecánica a medir para modificar el criterio de fluencia respecto el caso isotrópico de Von Mises. Los ensayos mecánicos para medirlo son también ensayos de tracción con la peculiaridad de que deben realizarse 3, tomando probetas de chapa a 3 ángulos distintos. Durante cada ensayo se mide además de la extensión del largo, la contracción lateral y por definición, R es igual al cociente entre la deformación lateral y la deformación a través del espesor. La primer teoría completa de la anisotropía plástica en metales fue publicada en 1948 con los estudios del profesor Hill, y le sucedieron luego, muchísimos criterios de fluencia nuevos para describir o de manera más precisa metales ya conocidos o comportamientos complejos de nuevas aleaciones.

Regla de flujo

Es el nombre que recibe la relación constitutiva entre los diferenciales de deformación plástica y las tensiones aplicadas, análoga la Ley Hooke Generalizada, pero necesariamente relacionando incrementos de deformación con tensiones en lugar de deformaciones completas o integradas. Esto es debido a la irreversibilidad de los procesos plásticos, y por ende, la necesidad de conocerse un camino de integración para las deformaciones, el cual encima es siempre no lineal por naturaleza.

La forma general de la regla de flujo es:

$$d\varepsilon_1 = d\lambda[\sigma_1 - (1/2)(\sigma_2 + \sigma_3)]$$

$$d\varepsilon_2 = d\lambda[\sigma_2 - (1/2)(\sigma_3 + \sigma_1)]$$

$$d\varepsilon_3 = d\lambda[\sigma_3 - (1/2)(\sigma_1 + \sigma_2)]$$

Denominándose a $d\lambda$ como el potencial plástico, constante asociada al criterio de fluencia y por ende a la curva de flujo y la tensión efectiva. Cuando el metal es isotrópico y se utiliza el criterio de Von Mises, la regla de flujo se denomina “de Levy-Mises” y el $d\lambda = d\bar{\varepsilon}/\bar{\sigma}$ es obtenido punto a punto de $\bar{\sigma}$ de la curva de flujo. La regla de flujo junto a la curva de flujo son las leyes fundamentales que utilizan los software de elementos finitos para simular procesos de plasticidad, partiendo el proceso en etapas secuenciales de pequeños incrementos de deformación efectiva que se adicionan hasta llegar al nivel de carga o desplazamiento impuesto. El uso de la regla de flujo para resolver problemas se denomina “Teoría incremental de plasticidad”. Puede observarse que la forma funcional es muy similar a la ley de Hooke, incluso con la idea de la conservación del volumen y por ello la razón de Poisson igualada a $1/2$.

Inestabilidad plástica

Tracción uniaxial uniforme

En un ensayo de tracción de un metal dúctil, la deformación es uniforme hasta una carga máxima. Después de esto, la deformación se localiza formando un cuello. Debido a que $F = \sigma A$, entonces la condición de carga máxima puede expresarse como: $dF = \sigma dA + A d\sigma = 0$. Reordenando se obtiene el resultado $\frac{d\sigma}{\sigma} = -\frac{dA}{A}$. Esta manipulación matemática permite visualizar 2 conceptos que claramente se observan en la realidad. Por un lado, el término izquierdo representa el proceso de endurecimiento, o sea, que la variación adimensionada de la tensión es positiva. En el lado derecho se posiciona la variación adimensionada del área transversal con signo siempre contrario. Puede interpretarse un proceso plástico como un proceso compuesto de 2 procesos que compiten, el endurecimiento y la disminución de área. El proceso de deformación plástica es estable mientras el endurecimiento sea el efecto más fuerte. Pensándolo de esta manera, naturalmente el proceso comienza a ser inestable

cuando se igualan los efectos competidores y a partir de allí, continúa con la disminución de área como el más fuerte, concentrando deformación en algún lugar del sistema hacia una eventual falla.

Continuando con los modelos matemáticos, por la conservación del volumen se cumple que $AL = A_0L_0$, entonces derivando la constante se obtiene $LdA + AdL = 0$, por lo que reordenando se cumple: $\frac{dL}{L} = -\frac{dA}{A}$. Por definición, $\frac{dL}{L} = d\varepsilon$, entonces, de la carga máxima y la conservación del volumen se llega al resultado: $\frac{d\sigma}{\sigma} = d\varepsilon$, que se puede reescribir como:

$$\frac{d\sigma}{d\varepsilon} = \sigma$$

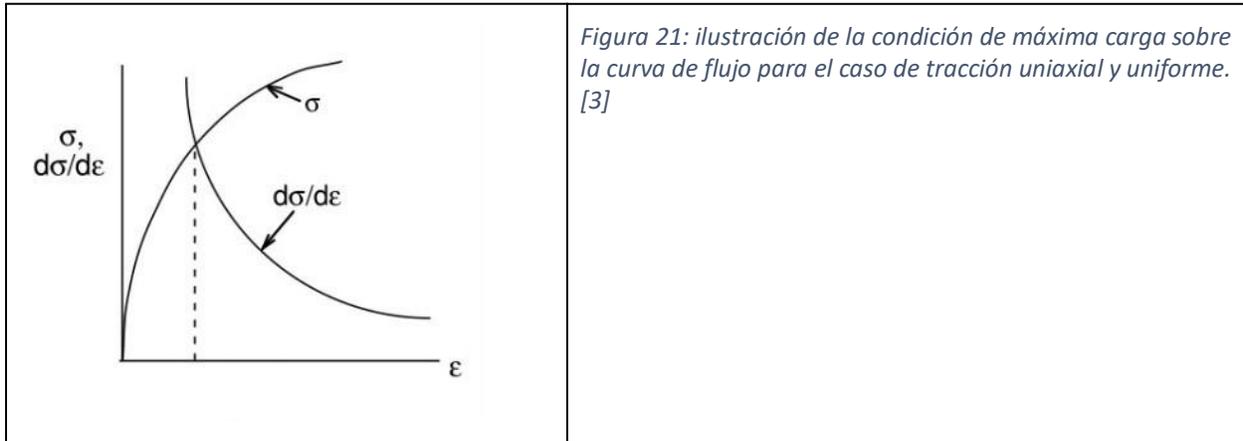


Figura 21: ilustración de la condición de máxima carga sobre la curva de flujo para el caso de tracción uniaxial y uniforme. [3]

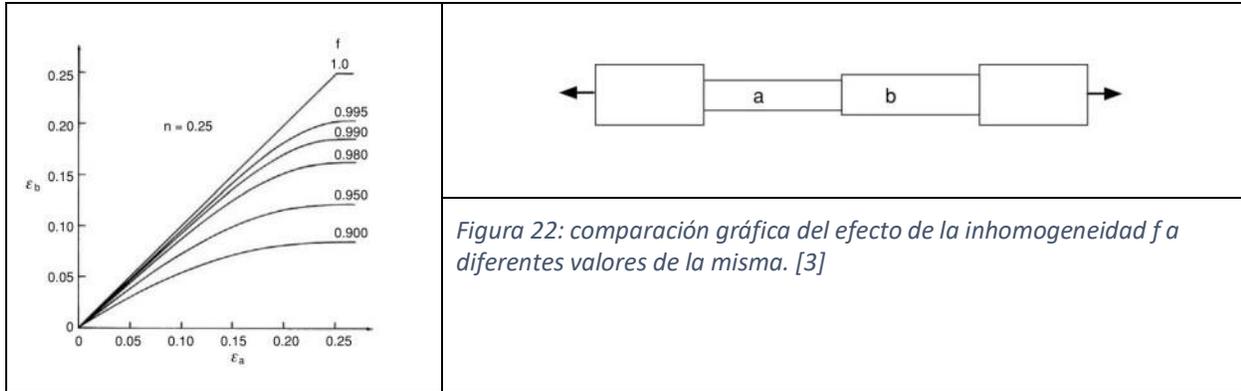
La deformación se concentrará en la región más débil. A deformaciones menores, la deformación es uniforme porque la sección más débil es la menos deformada. Suponiendo un material que sigue la curva de flujo de plasticidad tipo power law, a deformaciones mayores que “n”, la región más deformada pasa a ser la región más débil concentrándose allí con la formación de un cuello. Esta construcción se atribuye a Considère (1885):

Con $\bar{\sigma} = K\varepsilon^n$, entonces $\frac{d\sigma}{d\varepsilon} = nK\varepsilon^{n-1} = \sigma = K\varepsilon^n$, se deduce que: $\varepsilon = n$. Se concluye entonces que, para la carga máxima, la resistencia última a la tracción y el comienzo del necking ocurren a una deformación igual al coeficiente de endurecimiento “n”.

Efecto de las inhomogeneidades

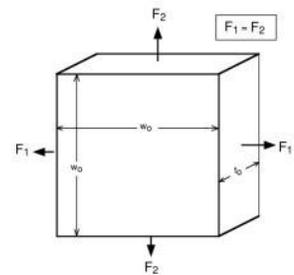
Las propiedades de los materiales y sus dimensiones se consideran usualmente uniformes en estudios analíticos. Sin embargo, los materiales reales son inhomogéneos: su diámetro seccional o espesor puede variar de un lado a otro, existirán también variaciones microestructurales como variaciones de tamaño de grano, composición química y orientación cristalina estadística. De las propiedades K y n, solo K es sensible a heterogeneidades microestructurales, por lo que afectará a las fuerzas transmitidas de la misma manera que las variaciones dimensionales afectan. Las inhomogeneidades geométricas se suelen modelar como números adimensionados llamados “f” y suelen ser cocientes de áreas, diámetros o espesores mínimos sobre sus correspondientes valores medios. Por ejemplo en chapas, $f = t_{\text{mínimo}} / t_{\text{medio}}$. Por ejemplo, en una pieza escalonada con secciones iniciales $A_{a0} < A_{b0}$ sometidas a tracción uniforme con entonces $f = A_{a0} / A_{b0}$, ambas regiones soportan la carga F, por lo que se cumple la igualdad $A_a \sigma_a = A_b \sigma_b$; Suponiendo se cumple la power law, se puede demostrar que $f \frac{exp(-\varepsilon_a)^n}{a^n} = \frac{exp(-\varepsilon_b)^n}{b^n}$. En la

siguiente figura se compara gráficamente el efecto, viéndose que la deformación en la región de sección más grande “b” queda desaprovechada por no alcanzar el valor n, mientras que la región “a” siempre llega al valor “n”. La sensibilidad se aprecia es grande, ya con $f = 0,995$, la deformación máxima cae 20%.



Tracción biaxial balanceada en una chapa y el concepto de formabilidad límite

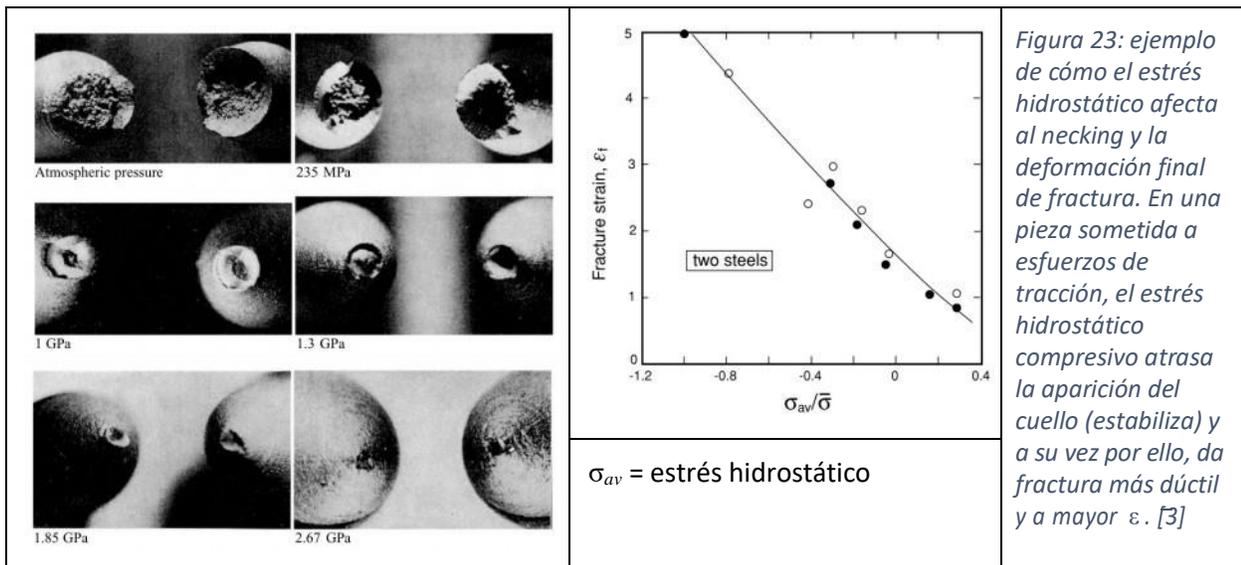
Sea una chapa sometida a un estado biaxial balanceado de tracción, o sea, traccionada por 2 fuerzas iguales y ortogonales en el plano de la misma. A modo general, a cualquier proceso de tracción biaxial en una chapa se lo llama stretching.



Aplicando el análisis de Considère como anteriormente presentado para el caso uniaxial, se puede demostrar que el valor de la deformación efectiva máxima previo a la formación del necking es $\bar{\epsilon} = 2n$.

Este resultado es fundamental para entender que, la deformación efectiva máxima obtenida en el ensayo de tracción, también llamada ductilidad, no es la deformación máxima que se puede obtener del material. El comienzo de la inestabilidad en tracción es función del estado tensional en sí y no de la densidad de energía mecánica alcanzada. Es más, generalmente, dentro de todos los posibles procesos mecánicos, el proceso de tracción uniaxial es de los que menor deformación efectiva máxima alcanza. Es evidente porqué “n” se considera la propiedad plástica más importante.

Formabilidad límite: es el nivel de deformación efectiva que se puede alcanzar, sin que se produzcan defectos. Es fuertemente dependiente del estado tensional actual. A diferencia de la fluencia que solo es dependiente de la densidad de energía actual, la deformación que provoca un defecto, sea un cuello o fractura, si depende del estrés hidrostático además del nivel energético.



El ensayo de tracción como método de obtención de la curva de flujo

Generalmente, el ensayo de tracción es el método principal para obtener la curva de flujo pero, cómo fue entendido, solo la describe hasta deformaciones del orden de “n”. Para obtener la curva de flujo a mayores deformaciones, existen ensayos que complementan al de tracción, dando los tramos en los niveles llamados “grandes deformaciones plásticas” con $\bar{\epsilon} > n$. Estos ensayos son muy variados pero todos tienen en común que se puedan modelar y con ello medir las tensiones y las deformaciones de manera precisa. Ejemplos son diversas maneras de hacer compresión controlada (compression testing) y los ensayos de protuberancias en chapas con presión de aceite (bulge testing). De todas maneras, el ensayo de tracción es obligatorio y suele tomarse como suficiente para modelar la curva de flujo.

Comentarios de cierre del teórico de plasticidad

A los estudiantes les resultó apasionante introducirse al estudio de deformaciones plásticas porque se parten de conceptos fundados en clases de mecánica de materiales elásticos y luego, se pasa hacia nuevos conceptos y ampliación de otros viejos, permitiendo ver con más clara generalidad la mecánica de sólidos. La clave de los nuevos pensamientos viene de dejar de pensar solo en el diseño de una pieza mecánica para dar servicio, y seguir la curiosidad de pensar cómo atribuir geometría a la misma. Esa motivación lleva a dejar de prestar atención sólo a la elasticidad y abre el panorama completo con la plasticidad, tanto hacia los aspectos de cómo dar forma a cómo predecir falla. La mecánica de la fatiga y la fractura por ejemplo, como rama avanzada de la mecánica de metales, utiliza extensivamente la teoría de la plasticidad, siendo el concepto de la curva de flujo y las tensiones y deformaciones efectivas los más importantes de todos. El teórico presentado es un resumen de la lectura de varios libros de autores de renombre en plasticidad de metales, particularmente el profesor Hosford [3], el profesor Marciniak [4] y el profesor Emmens [5]. Fue un gran esfuerzo encontrar bibliografía de calidad y luego procesarla, pero resultó muy satisfactorio, y generó confianza en los estudiantes como para objetivamente ingresar en todos los aspectos de ingeniería mecánica de estos sistemas: analizar materia prima, procesos de manufactura y producto terminado, y diseñar una máquina que realice tales procesos. A continuación se desarrolla un resumen de resultados de la teoría utilizados ampliamente en el análisis de ingeniería mecánica de procesos de conformación de chapas. Para más información al respecto, el libro del profesor Marciniak será la principal bibliografía: Mechanics of Sheet Metal Forming [4].

2.1.3. Análisis de ingeniería mecánica

Estado plano de tensiones uniforme a través de espesor

Es la hipótesis más importante de los procesos de conformado de chapas y la que los caracteriza del resto de los procesos (Bulk Metal Forming). Funciona muy bien hasta espesores del orden de los 5 mm. En la figura 24 se puede apreciar gráficamente el modelo: los subíndices 1 y 2 se reservan para las tensiones y deformaciones principales en el plano de la chapa, denominadas membranales o planares. Como antes dicho, el número 1 se corresponde con la tensión mayor y la deformación mayor pero solo en el plano. El 3 se reserva para la deformación en el sentido del espesor y a veces, por más que la deformación 1 se define siempre mayor a la 2, a veces la deformación 3 es la mayor de todas por ser la suma de las otras 2 (conservación del volumen).

Definición de parámetros específicos de procesos de tensiones planas

Son valores instantáneos para cada punto del material que se está deformando plásticamente.

- Ratio de tensiones planas: $\alpha = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$
- Ratio de deformaciones planas: $\beta = \frac{\epsilon_2}{\epsilon_1}$

Error! Reference source not found.

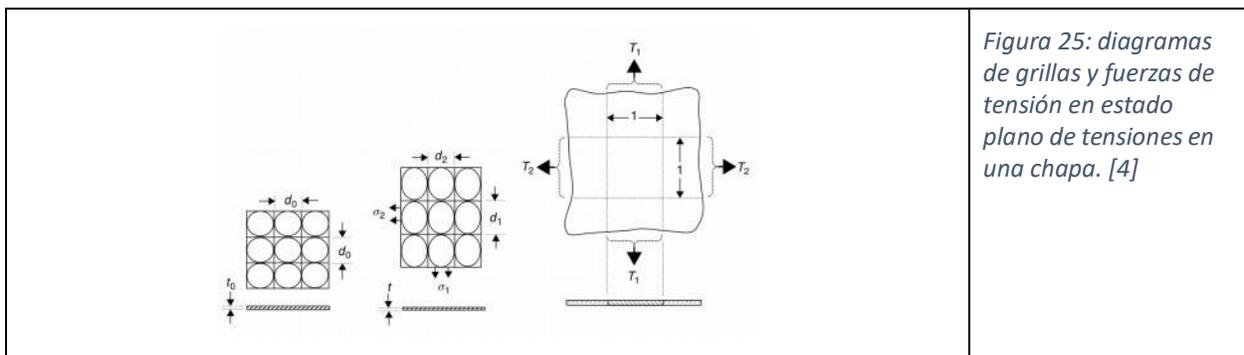
Estudio de procesos: metodología de la grilla de círculos

Tanto en la realidad del laboratorio de ensayos mecánicos y el taller de estampado de chapas como en los estudios analíticos, una técnica para visualizar, modelar y comparar procesos de conformación de chapas es marcar grillas de círculos sobre las superficies y ver o imaginar cómo se deforman en elipses. En ensayos mecánicos, esta técnica se realiza con marcados serigráficos y electroquímicos, y las elipses se miden en el instante inicial, durante el proceso mecánico mediante uso de videocámaras y al final de terminado el proceso y removida la carga de formación. También se utiliza en softwares de simulación de procesos plásticos para comparar directamente con un proceso real, tatuando virtualmente las chapas.

Características

Si se mantuvo la hipótesis de estado plano de tensiones, o sea, no hay desplazamientos tangenciales (corte) entre un lado de la chapa y el otro, y además, no hubo efectos de flexión que, por más que no cambian el estado plano de tensiones, lo hacen no uniforme a través del espesor, entonces se cumple:

- La diagonal mayor d_1 indica la deformación mayor planar y con ello la dirección de la deformación principal planar mayor ε_1 y además, si el material es isotrópico, indica la dirección de la tensión principal mayor que hubo o hay allí.
- La diagonal menor d_2 indica la deformación menor planar y con ello la dirección de la deformación principal asociada ε_2 y además, si el material es isotrópico, indica la dirección de la tensión principal menor que hubo o hay allí.
- T_1 y T_2 son el nombre de las fuerzas de tensión resultante por unidad de ancho en la chapa, cumpliendo la definición $T = \sigma t$, siendo t el espesor (thickness). Si la tensión es compresiva, la fuerza también lo será. En formación de chapas, casi sin excepción, alguna de las tensiones será siempre positiva. No es práctico conformar chapa empujando desde los bordes debido a los pandeos (inestabilidades en compresión) que se obtendrían rápidamente. Generalmente entonces, T_1 es de tracción pero, T_2 puede ser de compresión y efectivamente provocar pandeos.



Clasificación de procesos por tensiones

Procesos de tensiones monotónicas

Si durante el proceso, las tensiones principales solo se incrementan en un mismo sentido, dando entonces una tensión efectiva que siempre avance por la curva de flujo hacia deformaciones efectivas superiores (o siempre inferiores en compresión), o sea, las tensiones avanzan sin nunca cambiar de sentido, entonces se dice es monotónico y las tensiones se dice son monotónicas. Esta condición asegura que los incrementos de deformación fueron suaves.

Procesos de tensiones proporcionales

Si durante el proceso, el ratio de tensiones planas α permaneció constante, entonces se denomina al proceso proporcional.

Clasificación de procesos por temperaturas

Conformación en frío

No hay fenómenos metalúrgicos de recuperación/recristalización/crecimiento de grano activados en la microestructura de metal, los cuales provocarían disminuciones de resistencia a la fluencia. Toda la energía entregada al sistema es mecánica para lograr deformación plástica y provoca entonces endurecimiento por deformación plástica.

Conformación tibia

Existe presencia de cierta cantidad de fenómenos de recristalización activados y el sistema para ello recibe cierta cantidad de energía térmica sumada a la mecánica. Compiten entonces cierta tendencia de bajar la resistencia a fluencia con la suba de la resistencia por el endurecimiento.

Conformación en caliente

Los fenómenos de recristalización están completamente activados (son instantáneos en términos de tiempos productivos), tal situación se da superando la llamada temperatura de recristalización dinámica, situación donde compiten al mismo nivel los procesos de endurecimiento provocados por la deformación plástica (aumento de densidad de dislocaciones) contra los procesos de disminución de densidad de dislocaciones provocados por la recristalización. Se necesita entregar energía térmica y mecánica al sistema en proporciones similares pero, globalmente, estos procesos suelen ser menos costosos energéticamente que los de conformación en frío. A modo de ejemplo se nombra que el orden de la Temperatura de Recristalización Dinámica (trabajo en caliente) para aleaciones ferrosas ~ 1000 °C.

Proceso ideal de conformación de chapas

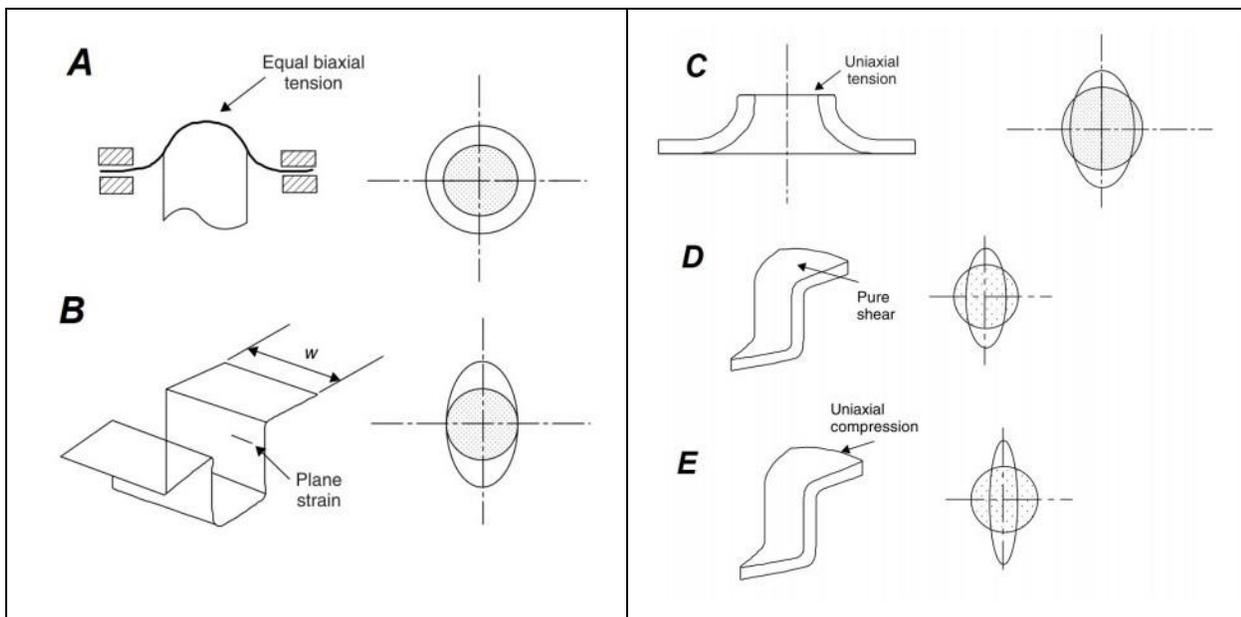
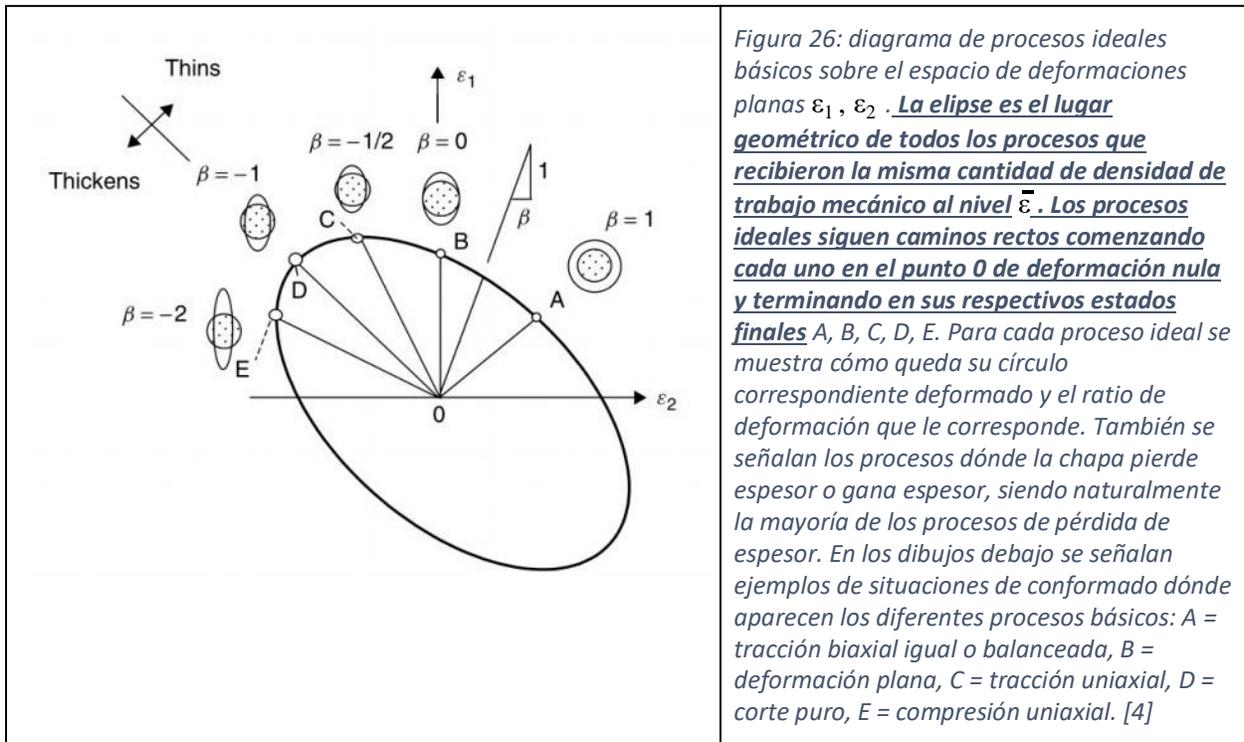
Existe un tipo de proceso ideal de conformación de chapas que permite enormes simplificaciones de la teoría de la plasticidad, y son aquellos que cumplen todas las siguientes hipótesis a la vez:

1. Tensiones planas y uniformes a través de espesor.
2. Tensiones monotónicas.
3. Tensiones proporcionales.
4. Frío.

Esto vuelve posible la realización de estudios analíticos simples y procesamiento de medidas de deformación sobre grillas que, aún cuando no se cumplen bien las hipótesis, permite armar una base conceptual de modelos a partir de los cuales agregar complejidad. Siempre tras cualquier proceso, se puede asumir tales hipótesis, realizar medidas y procesar datos para modelar. Las ecuaciones que se obtienen son las siguientes:

$\varepsilon_1 = \ln \frac{d_1}{d_0}; \quad \varepsilon_2 = \ln \frac{d_2}{d_0}; \quad \varepsilon_3 = \ln \frac{t}{t_0}$	<p>Ecuaciones integradas de deformaciones principales para cada círculo de la grilla. Los diámetros de los círculos se obtienen de las mediciones que se realicen.</p>
$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0$	<p>Conservación de volumen integrada. Permite dadas las medidas de las deformaciones de diámetros de círculos, la estimación de espesores finales en esos puntos. También pueden dibujarse lugares geométricos de igual deformación de espesor ε_3 en un diagrama de deformaciones planas $\varepsilon_1, \varepsilon_2$. La deformación de espesor puede obtenerse de un espesor mínimo admisible definido por especificaciones de diseño dadas por la pieza mecánica que se esté fabricando.</p>
$\beta = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}$	<p>Caracterización del proceso de deformación a partir de las medidas.</p>
$\alpha = \frac{2\beta + 1}{2 + \beta}, \text{ entonces se tiene } \alpha = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$	<p>Caracterización del proceso de tensiones. Se demuestra aplicando las hipótesis de monótonico y proporcional a la regla de flujo.</p>
$\begin{aligned} \bar{\varepsilon} &= \sqrt{\frac{4}{3}\{1 + \beta + \beta^2\}\varepsilon_1} \\ &= \sqrt{\frac{2}{3}\{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2\}} \\ &= \sqrt{\frac{2}{9}\{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2\}} \end{aligned}$	<p>Deformación efectiva integrada. Sirve para calcular densidad de trabajo mecánico junto con la tensión efectiva (celda de abajo).</p> <p>También, como definir un nivel de energía es como definir un nivel de deformación efectiva ε, entonces, puede escribirse una parametrización de estados de deformación con la misma densidad de energía y dibujarse el lugar geométrico de energía constante en un diagrama de deformaciones planas $\varepsilon_1, \varepsilon_2$.</p>
$\bar{\sigma} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} = (\sqrt{1 - \alpha + \alpha^2})\sigma_1$	
$\frac{W}{\text{vol.}} = w_i = \int_0^{\bar{\varepsilon}} \bar{\sigma} d\bar{\varepsilon}$	<p>Teniendo la curva de flujo, se puede integrar y hallar la densidad de energía por regiones de la chapa y con ello modelar el trabajo W que entregó la herramienta, y compararlo con medidas reales de W para caracterizar el sistema.</p>
$T = \sigma t$	<p>Teniendo las tensiones en cada punto se pueden calcular las fuerzas internas en todos lados, y con ello, realizando cortes imaginarios y balances de fuerzas, se pueden estimar fuerzas en herramientas y apoyos para diseñar matricería o estudiar si la matricería actual puede ejercer el proceso mecánico sin dañarse.</p>

Representación de procesos en diagramas de deformaciones planas y los modos de deformación básicos en procesos de Sheet Metal Forming



Diagramas de Formabilidad límite

Error! Reference source not found.

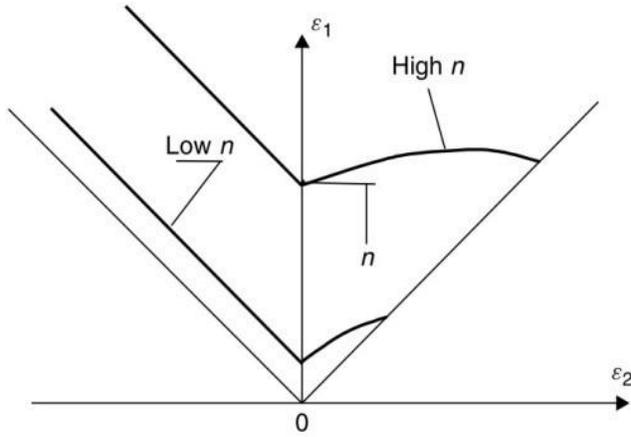
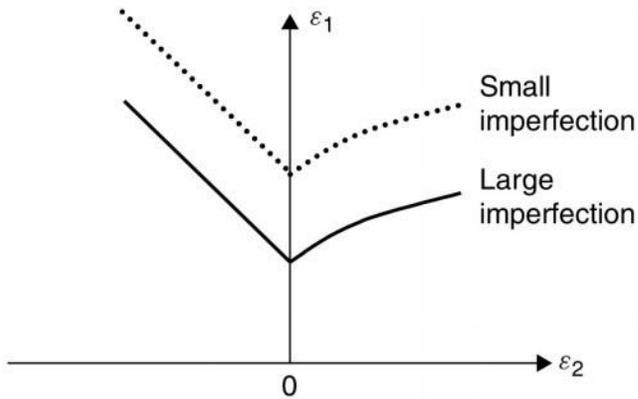


Figura 28 arriba: dos curvas FLC para 2 materiales diferentes con mismo espesor, uno con menor exponente de endurecimiento "n" que el otro, mostrando claramente la importancia de "n" en la formabilidad límite como se había explicado anteriormente en el teórico de plasticidad.

Figura 28 abajo: dos curvas FLC para 2 chapas del mismo material pero se cambia el espesor. El aumento de espesor aumenta el factor "f" de sensibilidad a inhomogeneidades, levantando la formabilidad límite porque dada una misma imperfección, éstas quedan más chicas relativo al espesor. El problema de las chapas de cada vez menor espesor es su creciente sensibilidad "f" ya que, el orden del espesor se aproxima al orden de tamaño de la imperfección geométrica o microestructural.



[4]

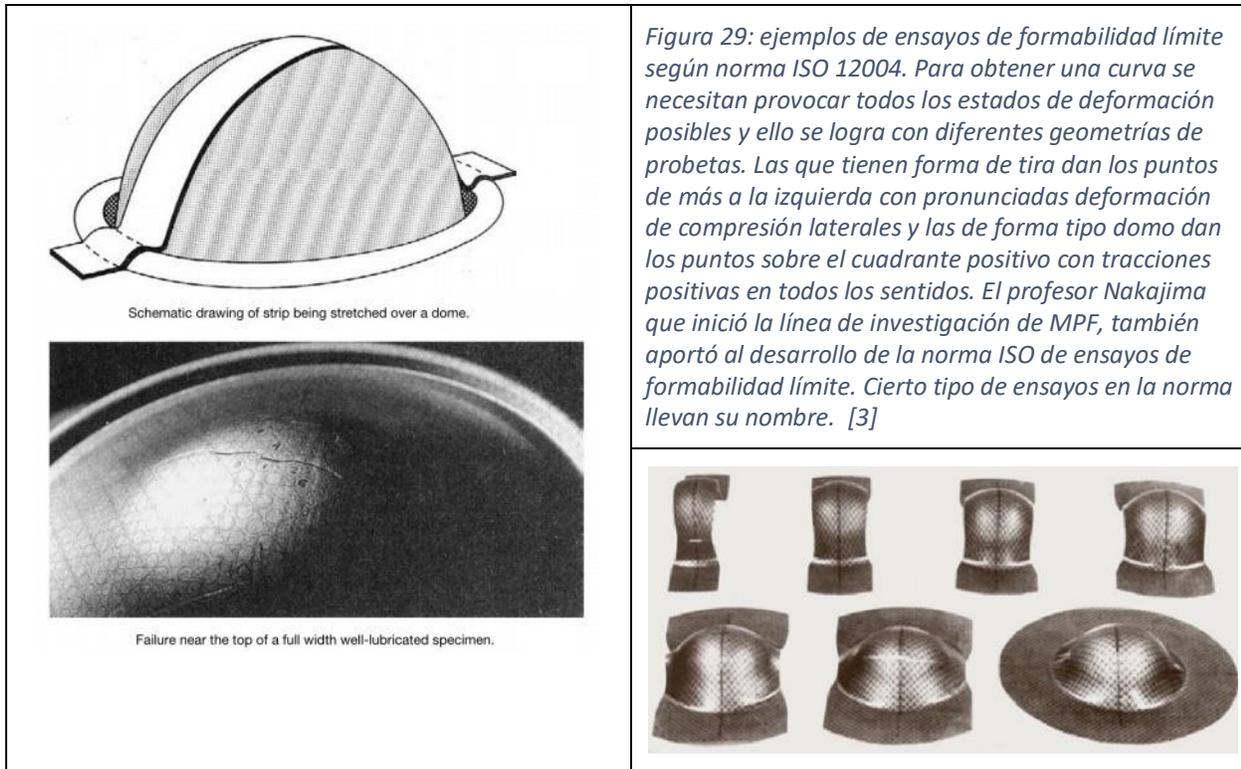


Figura 29: ejemplos de ensayos de formabilidad límite según norma ISO 12004. Para obtener una curva se necesitan provocar todos los estados de deformación posibles y ello se logra con diferentes geometrías de probetas. Las que tienen forma de tira dan los puntos de más a la izquierda con pronunciadas deformación de compresión laterales y las de forma tipo domo dan los puntos sobre el cuadrante positivo con tracciones positivas en todos los sentidos. El profesor Nakajima que inició la línea de investigación de MPF, también aportó al desarrollo de la norma ISO de ensayos de formabilidad límite. Cierta tipo de ensayos en la norma llevan su nombre. [3]

Comentarios sobre los diagramas FLC

Esta herramienta es fundamental para analizar procesos que presentaron falla y permite tomar decisiones objetivas en fábrica sobre si conviene cambiar de material, espesor, lubricación, velocidad o matricería. También se puede usar con procesos que se esté planificando hacer o se estén diseñando, pudiéndose combinar con resultados de simulaciones computacionales sobre procesos mecánicos que todavía nunca se hicieron en la realidad. Es importante recordar que debido a la complejidad inherente en la predicción de la formabilidad límite como fenómeno, su uso con precisión es delicado y es fundamental recordar las hipótesis implicadas en él:

- Por material y por espesor, se tiene un FLC, o sea, por cada materia prima de chapa plana en la totalidad de sus características, se tiene un FLC. Si se decide cambiar de materia prima por otra que sea supuestamente similar pero de diferente proveedor, el FLC probablemente cambiará apreciablemente.
- Por cada tipo de camino de deformación, habrá un FLC. La norma ISO caracteriza procesos monotónicos y proporcionales (caminos rectos de ratio β constante), los cuales son asegurados con las condiciones de ensayo pero, en un proceso real, hay que analizar cuánto se apartan estas condiciones. Por ejemplo, es normal que cuando comience el proceso, no todos los puntos contacten la matricería y también luego, podrán haber puntos que inviertan el signo de su tensión o queden sin tensión. Es común que haya cierto nivel de flexión entre algunos puntos con poco apoyo, creándose palancas generadoras de momento flector que provocan no uniformidad de tensiones en el espesor. También puede haber tensiones de corte provocadas por excesiva fricción entre matricería y chapa. Es buena práctica, para cada proceso, analizar las causas de las fallas que ocurran y medir sus deformaciones para caracterizar la formabilidad límite frente esa situación. Dicho esto, es fundamental para cada taller o fábrica de

conformación de chapas, registrar sistemáticamente y cuantitativamente todo evento de falla, aumentando así la inteligencia de la ingeniería del emprendimiento industrial en particular, esencial para mantener la competitividad.

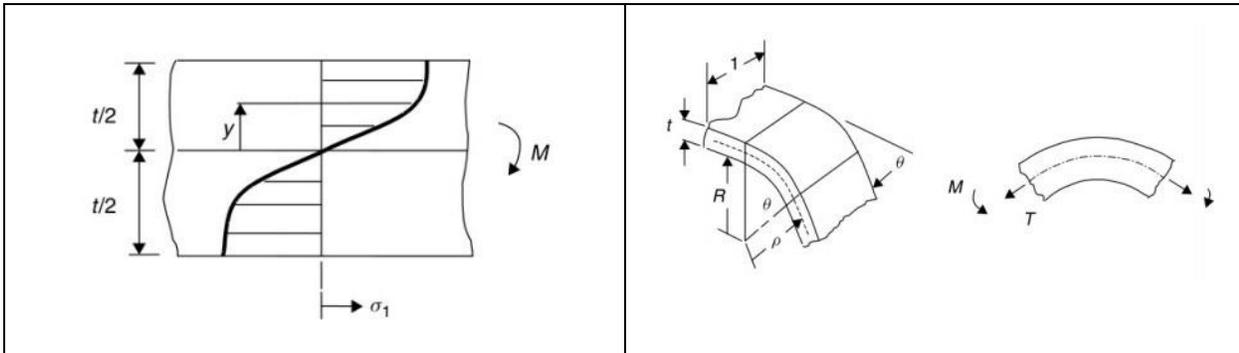
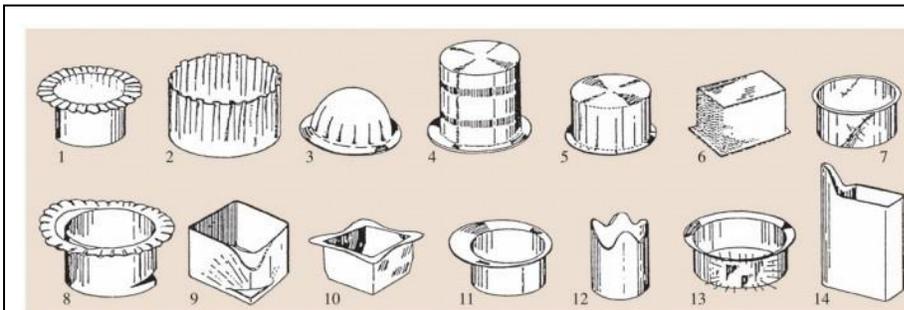
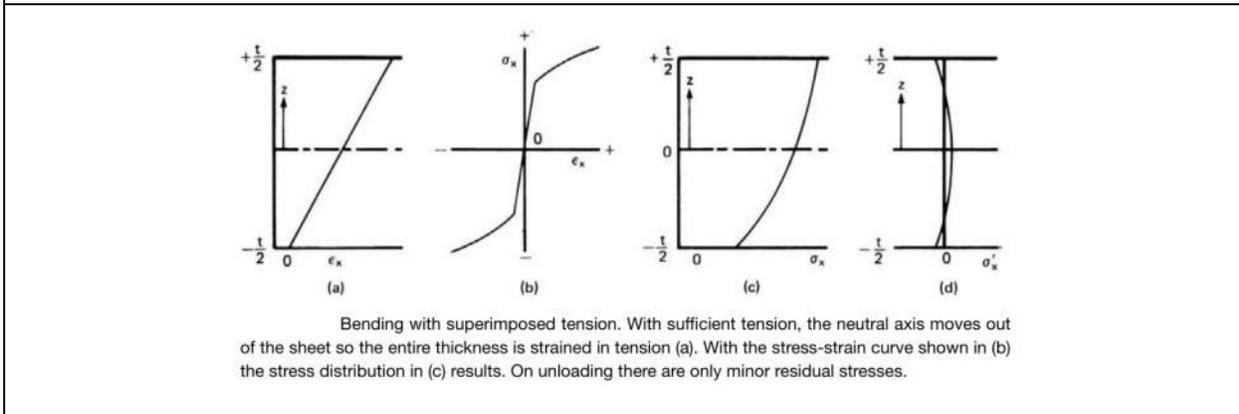


Figura 30: **la flexión como fenómeno** genera siempre una distribución no uniforme de tensiones en el espesor, llevando los puntos más exteriores hacia niveles de tensión efectiva superior que los interiores. Debido a tal característica, y además, a las grandes deflexiones elásticas que se obtienen fácilmente por el efecto de fuerzas y palancas, el problema del springback se vuelve central cuando hay flexión.. A modo general, si se superpone la suficiente cantidad de tracción uniforme sobre la chapa, la línea neutra se corre fuera del espesor y baja el springback. Existe toda una rama de análisis de bending que en estampados de superficies gentilmente curvadas con matrices dobles puede ser importante pero cobra importancia cuando se está optimizando procesos para obtención de piezas de alta precisión. En primeros acercamientos y análisis básicos de estampado, se suele despreciar. Para más información, la bibliografía detalla a fondo. [3] y [4]



Various failure modes in deep-drawing: 1 – flange wrinkling; 2 – wall wrinkling; 3 – part wrinkling; 4 – ring prints; 5 – traces; 6 – orange skin; 7 – Lüder's strips; 8 – bottom fracture; 9 – corner fracture; 10–12 – folding; 13,14 – corner folding

Figura 31: formabilidad límite, ejemplos característicos de defectos de fabricación. [3]

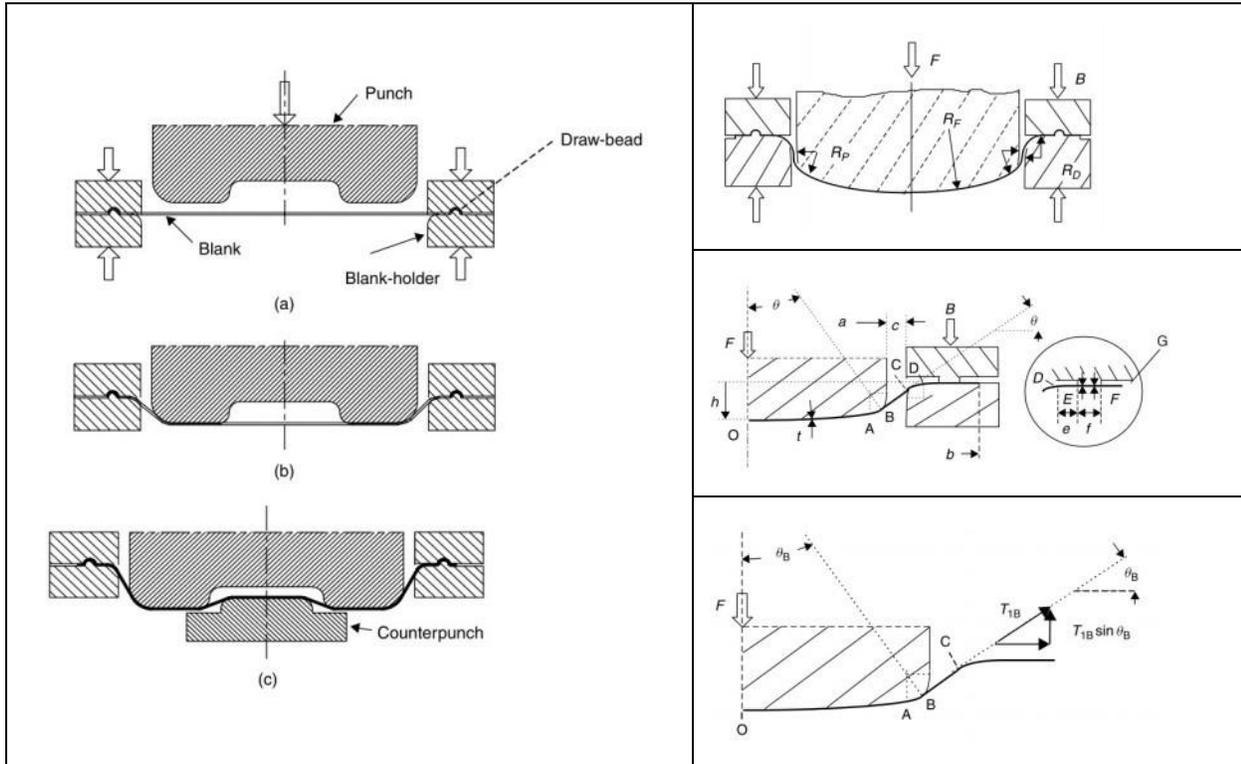


Figura 32: ejemplos de esquemas de análisis de estampado, y máquinas y productos de Sheet Metal Forming. [4]



2.1.4. Resumen de ensayos mecánicos realizables en FIng

A modo de reporte útil para hacer trabajos a futuro en facultad, y también fundamentar la estrategia de ensayos realizados para la tesis, los estudiantes identificaron la siguiente lista de ensayos mecánicos realizables actualmente con las instalaciones de facultad, para la evaluación del comportamiento mecánico de chapas metálicas a utilizar en procesos de conformación plástica:

Caracterización de materia prima

1. Serie de ensayos de tracción uniaxial estática según ISO 6892-1 para obtención de curva de flujo hasta deformaciones efectivas del orden de “n”. Se pueden procesar los datos para modelar la curva de flujo mediante las propiedades “E”, “Sy”, “K” y “n”. (instalaciones IEM)
2. Serie de ensayos de tracción uniaxial estática según ISO 6892-11 para medición de “R” de anisotropía plástica ortogonal en chapas. Este ensayo se combina con el uso del microdurómetro Vickers, microscopía óptica y la metodología de la grilla de círculos. (instalaciones IEM)
3. Serie de ensayos de tracción uniaxial según ISO 6892-1 a diferentes velocidades de aplicación de la carga para la medición de “m” de sensibilidad a la velocidad de la deformación. (instalaciones IEM)
4. Medición de “f” de inhomogeneidades de espesor de chapas mediante ultrasonido y estudio de inhomogeneidades microestructurales de chapas mediante metalografía con microscopía óptica. (instalaciones IEM)

Caracterización de procesos

6. Uso de la metodología de grillas de círculos pintadas con pintura para metales a modo stencil con moldes agujereados de impresión 3D. Los procesos se pueden caracterizar suponiendo proceso ideal y midiendo entonces las deformaciones finales sobre el producto terminado. Si se tuviesen métodos de filmación de la evolución de la deformación plástica a través de todo el proceso, se podrían verificar las hipótesis de proceso ideal con precisión y caracterizar adecuadamente procesos de deformación más complejos, o sea, sin uso de caminos rectos. (instalaciones IEM por los aspectos mecánicos y todos los institutos INCO/IIMPI/IIE por impresión 3D)
7. Midiendo fuerza y desplazamiento de las herramientas de conformación, se puede medir el trabajo mecánico total entregado al sistema. Esto permite modelar junto con datos de los ensayos anteriores, eficiencias del proceso de fabricación. También se pueden estudiar calentamientos provocados por la deformación plástica y su efecto mediante uso de cámara termográfica. (instalaciones IEM e IET).

Caracterización de producto terminado

8. Uso de la metodología de grillas junto con métodos de microscopía óptica, metalografía y ultrasonido para caracterizar defectología de fabricación.
9. Estudios de formabilidad límite con la máquina de estampados Erichsen y todos los ensayos mencionados. Si se construye una máquina MPF, se podrán estudiar infinidad de procesos.

2.2. Ensayos mecánicos realizados

2.2.1. Ensayo de tracción uniaxial estática ISO 6892-1

Resumen

El ensayo de tracción uniaxial es un ensayo sencillo que permite la obtención de propiedades mecánicas fundamentales de los materiales metálicos. Consiste en someter a un espécimen a una fuerza axial monotónicamente creciente y a velocidad controlada hasta la fractura del mismo, midiendo en cada instante la elongación y la fuerza resistiva que el material desarrolla. El nombre completo de la norma es "ISO 6892-1_2016 Metallic materials-tensile testing Part 1 Method of test at room temperature".

Alcance

Las propiedades extraídas son fuertemente influenciadas por la preparación y alineación del espécimen, por la temperatura y la velocidad de ensayo (condiciones establecidas en la norma).

Equipamiento

- Prensa universal de ensayos.
- Sensor de presión.
- Extensómetro.
- Sensor de posición de pistón.
- Controlador y PC.

Procedimiento y Condiciones de Ensayo

- i. Temperatura ambiente.
- ii. Seleccionar geometría de espécimen.
- iii. Montar y alinear espécimen en mordazas.
- iv. Ingresar parámetros de ensayo al controlador (según norma).
- v. Ingresar geometría de espécimen al controlador.
- vi. Montar extensómetro.
- vii. Realizar ensayo.
- viii. Retirar extensómetro luego de superado el 2% de elongación.
- ix. Fin de ensayo (fractura del espécimen).
- x. Procesamiento y análisis de datos.

Propiedades de interés

- Módulo de elasticidad: E
- Módulo tangente lineal plástico: MT
- Tensión de fluencia: $R_p 0,2\%$
- Tensión superior de fluencia: ReH
- Tensión inferior de fluencia: ReL
- Tensión de rotura: Rm
- Exponente de endurecimiento por deformación: n
- Coeficiente de resistencia: K
- Porcentaje de elongación: %EL

Modelos de comportamiento mecánico

Bi-lineal

- Elástico lineal: $\sigma = E \epsilon$,
- Plástico lineal: $\sigma = MT \epsilon$

Multi-lineal

- Pares de tensión verdadera-deformación plástica de la curva experimental.

Endurecimiento por deformación tipo Power Law

- $\sigma = K \epsilon^n$

K y n calculados según la norma ASTM E646 Standard Test Method for Tensile Strain-Hardening Exponents (n -Values) of Metallic Sheet Materials.

Resultados y Cálculos

Material: AISI 409

Propiedades nominales extraídas de ensayo de tracción

S0 [mm ²]	LO [mm]	E [GPa]	Rp [MPa]	ReH [MPa]	ReL [MPa]	Rm [MPa]	%EL
35	25	151	263	304	294	434	31,9

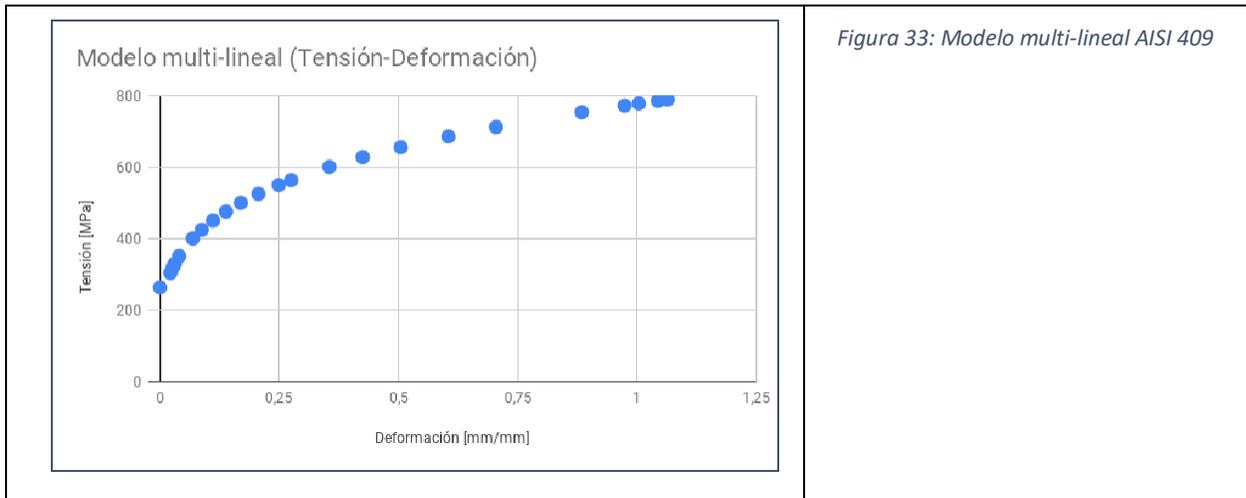
Modelo Bi-lineal:

E [GPa]	Rp [MPa]	MT [MPa]	Rm [MPa]
193	263	1158	549

Modelo multi-lineal:

Plastic Strain [mm/mm]	Stress [MPa]
0	263.5
0.02193	304.09
0.0272	320.1
0.03093	330.1
0.03988	350.94
0.06856	400.37
0.08753	425.06
0.111	450.61
0.1382	475.64
0.1693	500.053

0.2062	525.043
0.2488	550.03
0.275	563.88
0.355	600.79
0.4249	628.21
0.5048	655.7
0.6046	685.82
0.7045	712.43
0.8842	753.93
0.9741	772.34
1.004	778.2
1.044	785.81
1.064	789.53



Modelo de endurecimiento por deformación (ver [2]):

E [GPa]	Rp [MPa]	K [MPa]	n
193	263	635	0,17

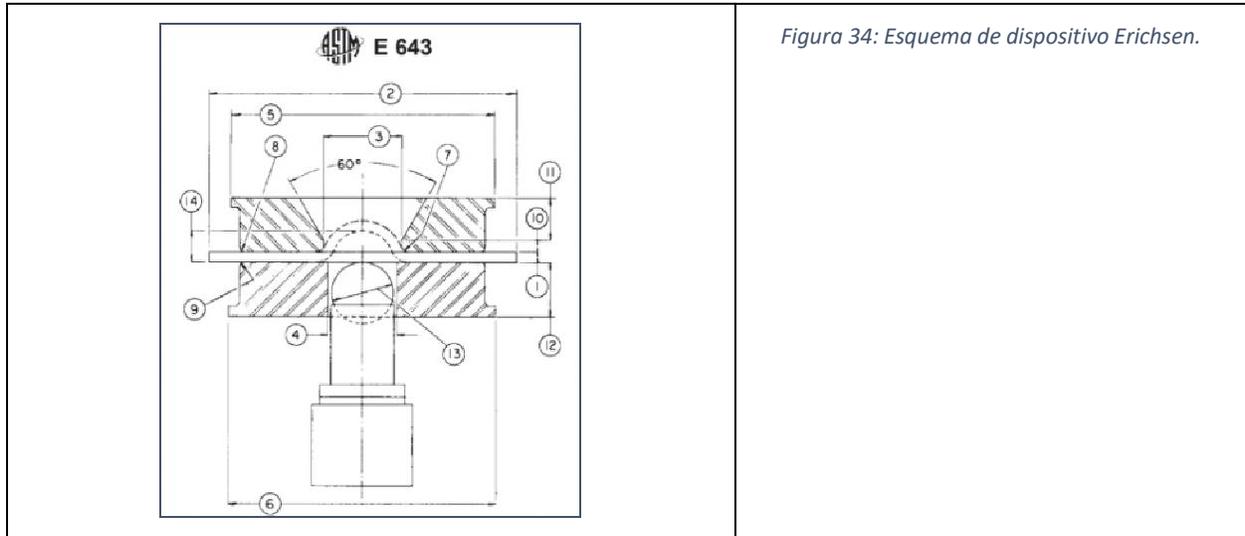
2.2.2. Ensayos de formabilidad límite ASTM E643

Resumen

El ensayo Erichsen fue el primer ensayo mecánico creado para obtener la “formabilidad” (capacidad de deformar un material mediante un proceso sin obtener defectos) de una chapa metálica. Consiste en deformar una chapa con un formador esférico mientras se mide la carga y el desplazamiento necesarios para llevar a la chapa hasta la falla. El nombre completo de la norma es “ASTM E643-15 Standard Test Method for Ball Punch Deformation of Metallic Sheet Material”.

Alcance

La principal desventaja que tiene, es que, los resultados podrán ser utilizados sólo bajo las condiciones de carga (tracción biaxial) del ensayo, mismo espesor de chapa y lubricación. Los resultados varían en función del espesor, del apriete de la mordaza, de la lubricación y del criterio de falla utilizado.



Equipamiento

- Prensa Erichsen, o similar equipo que simule el proceso.
- Sensor e indicador de fuerza.
- Sensor e indicador de posición.

Procedimiento y Condiciones de ensayo

- i. Temperatura ambiente.
- ii. Seleccionar diámetro de formador y lubricar.
- iii. Seleccionar número de ensayos (mínimo tres).
- iv. Imprimir grilla en la superficie de la chapa a ensayar.
- v. Montar la chapa y ajustarla con la mordaza.
- vi. Llevar el formador hasta la posición cero.
- vii. Fijar una velocidad de avance del formador acorde a la norma.
- viii. Registrar los valores de desplazamiento y fuerza.
- ix. El ensayo termina al observar pérdida localizada de espesor, fractura u otro criterio de falla definido.

Propiedades de interés

- i. Cup height (desplazamiento total del formador).
- ii. Fuerza última (fuerza máxima antes de comenzar la fractura).

Condiciones de ensayo

Dformador=20 mm ; Lubricación con aceite tres en uno.

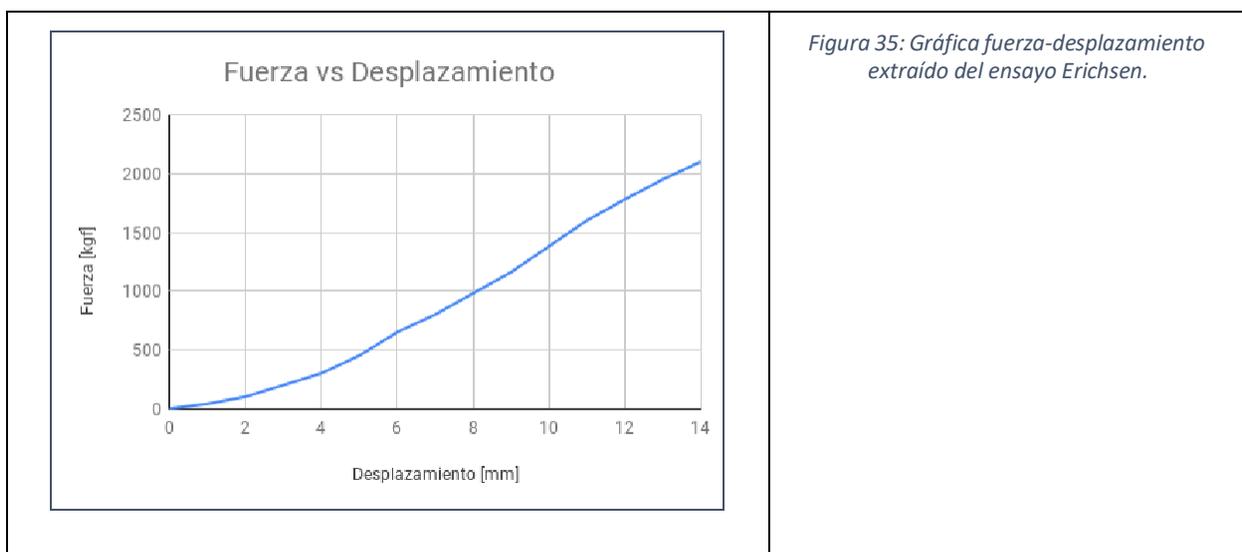
Resultados y Cálculos

Fecha	Probeta	Material AISI	Espesor [mm]	Ancho [mm]	Altura [mm]	Fuerza [kg]	Fin de ensayo
10-04-18	1	304	0,90	90	10,0	1400	Altura de 10 mm
13-04-18	2	304	0,90	90	19,2	3600	Rotura cercana a la cima
03-05-18	3	304	0,90	30	23,5	2000	Rotura en la base
31-05-18	1	409	1,1	90	14,0	2100	Rotura cercana a la cima
31-05-18	2	409	1,1	90	14,1	2100	Rotura cercana a la cima
31-05-18	3	409	1,1	90	13,9	2100	Rotura cercana a la cima
22-06-18	4	409	1,1	90	12,0	1800	Altura de 12 mm

Para las probetas 1, 2 y 3 de AISI 409 se tiene un valor promedio de **2116 ± 30 kgf** y **14,0 ± 0,1 mm**

Los valores fueron extraídos de la calibración del indicador de fuerza realizada por los estudiantes como trabajo de fin de curso para la aprobación de la asignatura extracurricular en ciencias e ingenierías, “Introducción a la Metrología”, codictada en el primer semestre de 2018 por la UdelaR en conjunto a la Comisión Central de Metrología. Para realizar la calibración, se utilizó una prensa calibrada por el LATU presente en el IEM, el informe de calibración correspondiente y el procedimiento de calibración dado por la norma “ISO 7500-1 Metallic materials — Verification of static uniaxial testing machines — Part 1: Tension/compression testing machines — Verification and calibration of the force-measuring system”. Los estudiantes solicitaron consejos al profesor del Instituto de Estructuras y Transporte, Dr. Ing. Gonzalo Cetrángolo, por su experiencia en ensayos mecánicos, debido a las dificultades que se presentan en el armado del sistema de ensayo ya que una máquina debe ejercer fuerza sobre la otra, entonces deben acoplarse mecánicamente.

Gráfica Fuerza-Desplazamiento (Probeta 1-AISI409)



2.2.3. Ensayos de validación de modelos

Resumen

Para estimar las fuerzas que una máquina de conformación tendría que realizar para deformar una chapa hasta una geometría objetivo, se propuso la tarea de crear un modelo computacional de FEA (Finite Element Analysis) en el software ANSYS Workbench versión estudiantil para simulación física, diseño e ingeniería asistida por computadora. La propuesta de creación del modelo computacional tiene el objetivo de generar experiencia en simulaciones de mecánica de sólidos para posteriormente realizar cálculos que servirán para el diseño de la máquina MPF.

Para utilizar los resultados de simulaciones en ANSYS de manera confiable en decisiones de diseño, se realizó una validación de un modelo de “mecánica elasto-plástica no lineal de grandes deformaciones” con una geometría sencilla mono-formador de la cual se poseen las herramientas para realizar el ensayo en el laboratorio (Ensayo Erichsen) y así contrastar el modelo computacional con la realidad.

Alcance

El proceso de verificación y validación es necesario para poder utilizar los datos obtenidos de las simulaciones de manera confiable y dentro de la órbita que las hipótesis simplificadoras lo permitan.

Equipamiento

- Software CAE (ANSYS 19 versión estudiantil).
- Máquina de ensayo mecánico (Erichsen).
- Instrumentos de medición de distancias (cámara fotográfica y software ImageJ)

Procedimiento y Condiciones de ensayo

- i. Definición de realidad de interés (proceso a estudiar).
- ii. Desarrollo de modelo físico (experimentación).
- iii. Medición de deformaciones en regiones prefijadas (grilla de círculos).
- iv. Desarrollo de modelo analítico.
- v. Desarrollo de modelo computacional (se utilizó Ansys Workbench 19 versión estudiantil).
- vi. Solucionar modelo.
- vii. Verificación.
- viii. Validación.
- ix. Conclusiones.

Modelos a comparar

Modelo Físico

- i. Definir proceso de conformación plástica.
- ii. Impresión de grilla en la superficie.
- iii. Medición de grilla y registro fotográfico.
- iv. Realizar experimento, midiendo fuerza y desplazamiento.
- v. Medición de grilla y registro fotográfico.
- vi. Análisis de datos.

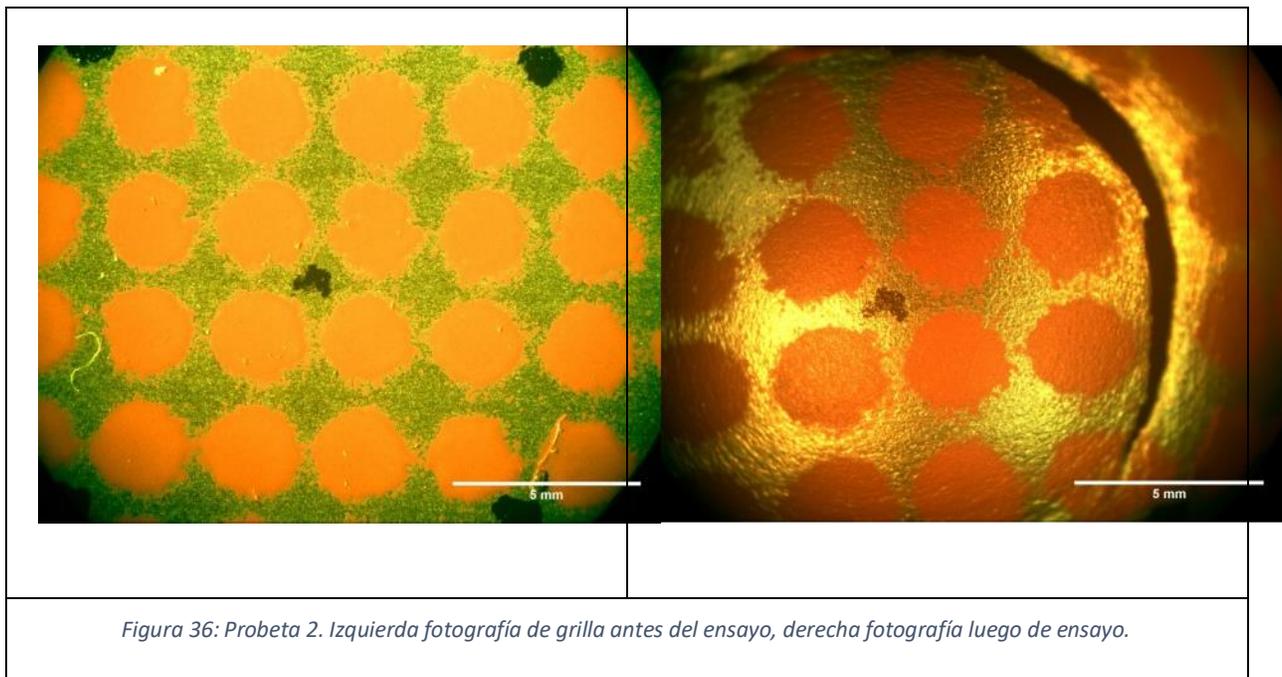
Método de la grilla de círculos

Consiste en imprimir una grilla en la superficie de la chapa mediante un “molde” (patrones rectangulares, circulares) para medir antes y después del ensayo y aproximar la deformación. Se debe asegurar que la grilla se deforme con el material sin sufrir desprendimiento, que no provoque cambios en el comportamiento, ni debilite al material.

Este procedimiento se debe hacer en las dos direcciones principales, que están 90° separadas espacialmente en el plano de la chapa, las mismas representan las deformaciones mayor y menor **en cada punto de análisis**, denotadas como ε_1 , ε_2 .

El cociente de estas dos deformaciones es un parámetro que caracteriza el tipo de deformación a la que la chapa está sujeta y se define: $\beta = \varepsilon_2/\varepsilon_1$, cuando dicho parámetro se mantiene constante (punto a punto) en el proceso se dice que este fue proporcional.

1. Registro fotografico



2. Post procesamiento con ImageJ

Una vez que la fotografía posee escala, se puede medir de manera sencilla los diámetros antes y después del ensayo para cada círculo y en las mismas direcciones.

3. Alcance de procedimiento

La fotografía debe ser normal a la superficie y al ser la geometría en tres dimensiones, esto dificulta mucho el registro. Existen sistemas automáticos de reconocimiento de imagen con varias cámaras, para disminuir los errores por curvatura. La grilla debe ser lo más homogénea posible, constatamos que el procedimiento con pintura utilizado ocasiona variaciones importantes.

Modelo Analítico

Ejemplo: Cálculo de fuerza de Stretching over a hemispherical punch (ver *Stretching over a hemispherical punch* -página 132 [4]).

Hipótesis de proceso ideal:

1. Estado plano de tensiones uniforme a través de espesor: no hay flexión (chapas de pequeño espesor) y no hay corte (tensiones tangenciales despreciables).
2. Tensiones monotónicas y proporcionales.
3. Material isotrópico.
4. Proceso de conformación fría.

El modelo analítico utilizado permite aproximar la fuerza necesaria para llevar a la chapa a determinado nivel de deformación. El modelo debe ser alimentado con datos de un ensayo real (deformaciones principales en puntos a un radio r de distancia al cenit) para poder realizar el cálculo.

$$F = 2 \pi r \sigma_1 t \operatorname{sen}(\Phi)$$

Donde,

- $\operatorname{sen}(\Phi) = r/R$
- $\sigma_1 = \frac{\bar{\sigma}}{\sqrt{1 + \alpha^2}}$, tensión membranal principal.
- $\alpha = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$, ratio entre tensiones principales.
- $\bar{\sigma} = K \bar{\epsilon}^n$, donde $\bar{\sigma}$ es el llamado equivalente de Von-Mises.
- $\bar{\epsilon} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)(1 + \beta + \beta^2)} \epsilon_1$, deformación efectiva.
- $\alpha = \frac{2\beta+1}{2+\beta}$, relación entre ratios.
- $\beta = \epsilon_2/\epsilon_1$, ratio de deformaciones.
- $t = t_0 \exp(\epsilon_3)$, espesor instantáneo.
- $\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = 0$, deformación a volumen constante.

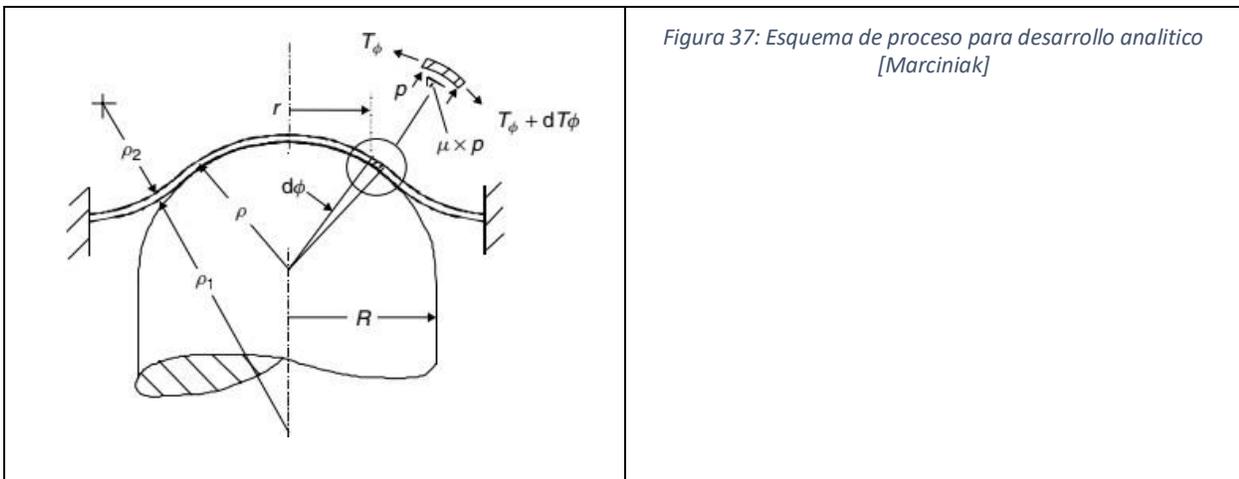
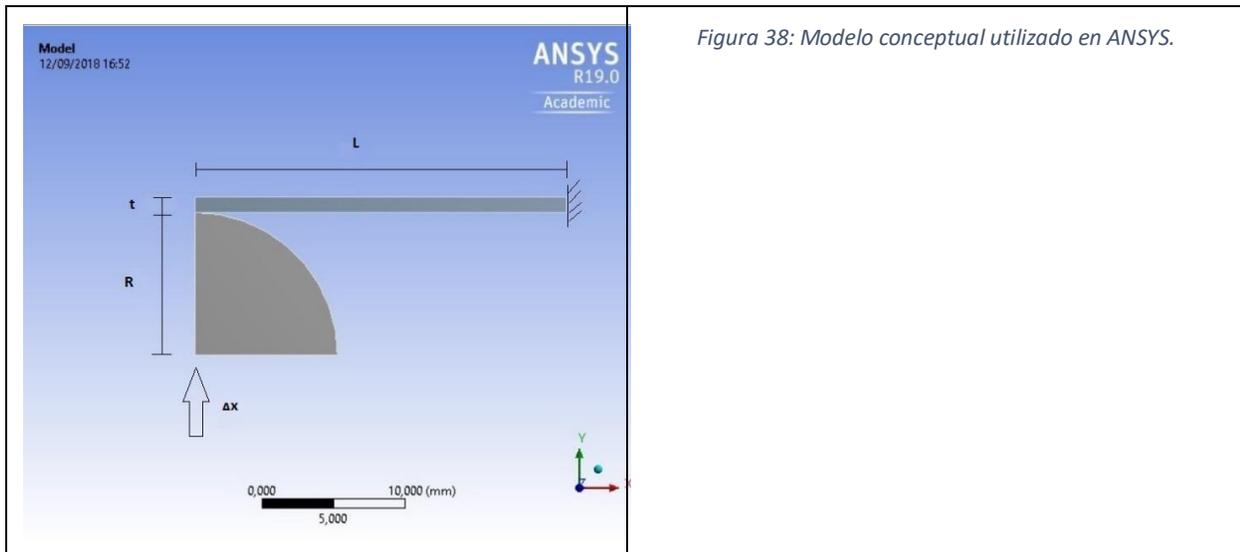


Figura 37: Esquema de proceso para desarrollo analítico [Marciniak]

La deformación plástica se aproximará por la siguiente ecuación $\epsilon = \ln\left(\frac{D_f}{D_i}\right)$, donde D_f y D_i serán los diámetros finales e iniciales de los círculos de la grilla impresos en la superficie.

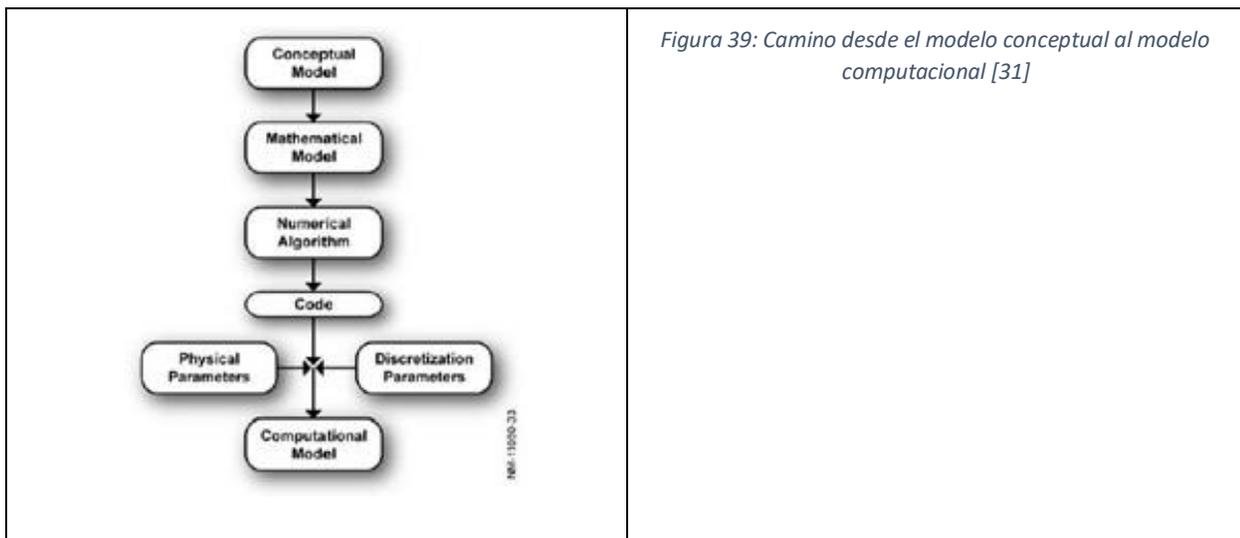
Modelo computacional

Modelo conceptual



Desarrollo del modelo

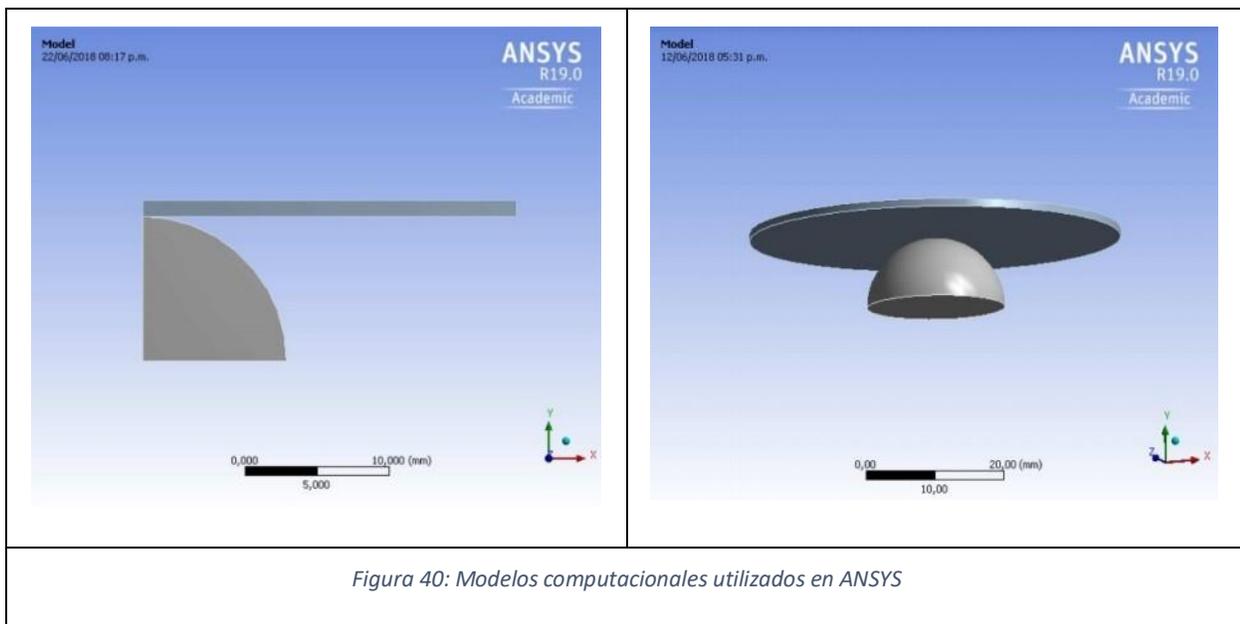
- Modelo conceptual: por simetría se realizó un modelo 2d axisimétrico, el agarre de la mordaza se sustituirá por una condición de empotramiento de la cara circular de la chapa, se asume que el rozamiento entre formador y la chapa tiene coeficiente constante 0,2.
- Modelo matemático: estructural estático, teoría de plasticidad incremental.
- Algoritmo numérico: FEA, con carga incremental proporcional.
- Código: proporcionado por ANSYS.
- Parámetros físicos: dimensiones de geometría y propiedades mecánicas, modelo isotrópico con endurecimiento potencial.
- Parámetros de discretización: tamaño y tipo de elemento de mallado.
- Modelo computacional: proporcionado por ANSYS.



Modelo computacional de ANSYS [32]

En el informe generado por ANSYS se encuentra toda la información utilizada y generada por los cálculos. Se realizaron dos modelos uno plano axisimétrico y otro en 3D y se logró calibrar los modelos para que sean coherentes con los resultados reales de los ensayos Erichsen. En los dos modelos la condición de borde fue empotramiento (simplificación del apriete por compresión de las mordazas). Se crearon materiales AISI 409 (bi-lineal y multi-lineal) con los valores calculados de los ensayos de tracción realizados en la etapa anterior.

Para observar el comportamiento se comparó la fuerza máxima alcanzada para determinados desplazamientos del formador y el andamiaje de la gráfica Fuerza-Desplazamiento del sistema global (ver Verificación y Validación en las siguientes secciones utilizando el modelo plano axisimétrico).



Resultados

Resultados de ensayo real

Recordar que “r” es la distancia desde el polo al punto de tangencia del formador esférico bajo carga, este valor se estimó sin carga (ya que el retroceso elástico es pequeño) como la distancia desde el polo hasta que la chapa dejó de seguir la curva esférica generada por el contacto del formador esférico (próximo a fractura ver Figura 36).

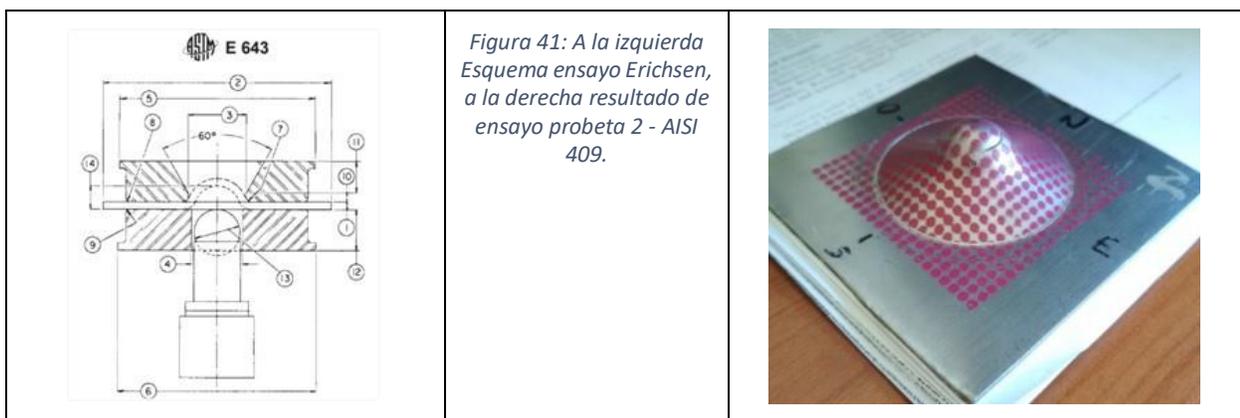


Tabla de resultados de ensayos reales a comparar con modelo analítico

(para más información solicitar ver datos de ensayo 4-22/06/2019 “Análisis de datos-Erichsen analítico-MArciniak-n017-K635”, entregables modelo computacional)

D0 [mm]	D1 [mm]	D2 [mm]	r [mm]	R [mm]	Fuerza [kgf]	Delta z [mm]
2,46	3,3	2,98	6,83	10	1800	12

Tabla de resultados de ensayos reales a comparar con modelo computacional plano axisimétrico

(para más información solicitar ver “Probeta 3-estimación de deformaciones y FLD”, entregables ensayos mecánicos)

Para las probetas 1, 2 y 3 de AISI 409 se tiene un valor promedio de **2116 ± 30 kgf** y **14,0 ± 0,1 mm** (ver sección “Ensayos de formabilidad límite” e “Informe de calibración Indicador de Fuerza máquina Erichsen”, entregables ensayos mecánicos).

Lugar de la falla, estimación de deformación y tensión en un círculo perteneciente al lugar de falla:

Etiqueta	r [mm]	ϵ_1 [%]	ϵ_2 [%]	ϵ_3 [%]	Formación ϵ [%]	σ [Mpa]
11	6,76	48,4	14,5	-62,9	65,8	591,4
12	6,76	50,1	5,10	-55,2	61,0	583,8

Resultados de modelo analítico

Datos de ensayo real utilizados: D0, D1, D2, r y R, para un círculo en la probeta N°4 - AISI 409, ensayo realizado hasta 1800 kgf.

Extracto de tabla extraído de Planilla “Erichsen analítico-Marciniak-n017-K635”

D0 [mm]	D1 [mm]	D2 [mm]	e1 [%]	e2 [%]	e3 [%]	t0 [mm]	t [mm]	β	α	ϵ [%]	n	K [MPa]	σ [Mpa]	σ_1 [Mpa]	r [mm]	R [mm]	r/R	F [kgf]
2,46	3,3	2,98	29	19	-48	1,1	0,68	0,65	0,87	49	0.17	635	562	597	6,76	10	0,68	1208
2,46	3,3	2,98	18	19	-48	1,1	0,68	0,65	0,87	49	0.17	635	562	597	7,2	10	0,72	1344
2,46	3,3	2,98	18	19	-48	1,1	0,68	0,65	0,87	49	0.17	635	562	597	8,2	10	0,82	1743

Nota: El modelo es muy sensible a la variación de “r” (distancia desde el polo al punto de tangencia con el formador). El valor 6,76 mm fue el estimado midiendo en la probeta real y 8,2 mm fue el medido en el ensayo computacional.

Resultados de modelo computacional

Para obtener un intervalo de las máximas desviaciones de la fuerza, se optó por ingresar la incertidumbre a las variables geométricas (prueba de sensibilidad del modelo).

- Las variables serán el espesor de la chapa, el radio de la chapa y desplazamiento del formador, para las cuales las variaciones son 0,01 mm, 1,0 mm y 0,1 mm respectivamente.
- La geometría del formador se asumió constante.
- Las propiedades mecánicas fueron supuestas constantes y el modelo multi-lineal fue el utilizado para obtener estos resultados.

Resultados de simulación 2D axisimétrica con Dformador=20 mm (ANSYS 19 estudiantil):

N° Ensayo	t [mm]	r [mm]	Δx [mm]	F [kgf]
1	1,09	26	13,09	1980
2	1,1	26	13,99	2040
3	1,1	26	14,01	2052
4	1,1	25	13,99	2065
5	1,1	25	14,01	2059
6	1,1	25	14,0	2043
7	1,11	24	14,10	2117
8	1,15	25	13,99	2180
9	1,15	25	14,01	2159

La solución se encontrará en el intervalo: **Fsimulación=2077±63 kgf**

Procedimiento V&V [31]

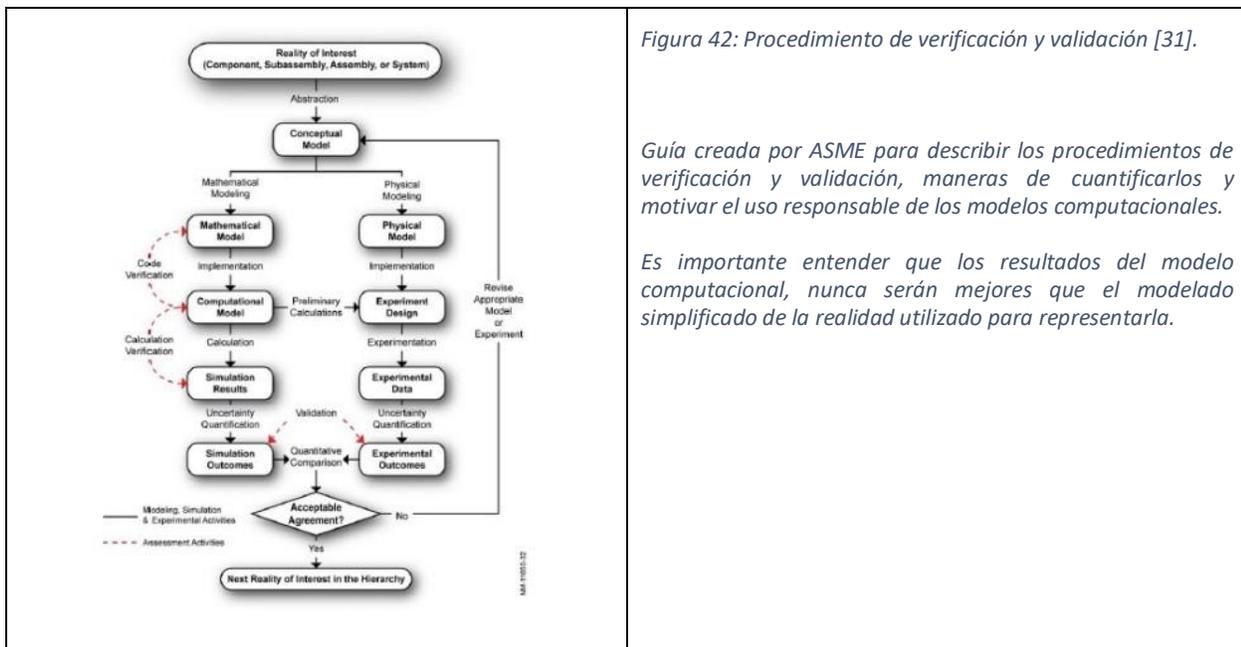


Figura 42: Procedimiento de verificación y validación [31].

Guía creada por ASME para describir los procedimientos de verificación y validación, maneras de cuantificarlos y motivar el uso responsable de los modelos computacionales.

Es importante entender que los resultados del modelo computacional, nunca serán mejores que el modelado simplificado de la realidad utilizado para representarla.

Verificación

Definición: “el proceso de determinación de que el modelo computacional representa el modelo matemático y su solución”.

La **verificación de código** es utilizada para buscar errores lógicos y de programación, de manera que el resultado del modelo computacional represente la física de la realidad.

Para realizar esto, se hizo una comparación de los resultados de la simulaciones con un modelo analítico simplificado libre de rozamiento y con rozamiento. (ver “Análisis de datos-Erichsen analítico-Marciniak-n017-K635”). Las entradas del modelo analítico fueron las deformaciones extraídas de la simulación en el punto de tangencia (separación del formador) del “Ensayo 10-Ansys Erichsen-2D-multilineal-R25mm-t11mm-sin rozamiento-deltaZ12mm” y del “Ensayo 11-Ansys Erichsen-2D-multilineal-R25mm-t11mm-sin rozamiento-deltaZ14mm” y se calculó la fuerza para comparar con el resultado de la simulación numérica.

Además se prestó especial atención a la posición de la región donde se concentraba la deformación, en los dos modelos planos axisimétricos con y sin rozamiento.

Por otro lado la **verificación de cálculo** usualmente se realiza cuantificando las variaciones de una variable de interés al ir variando algún parámetro de la discretización del modelo, para esto, se realizaron 5 ensayos variando el tamaño de los elementos de la chapa, a continuación se muestran los resultados.

RESULTADOS DE VERIFICACIÓN

- El ensayo real tiene rozamiento, sino fuera así la posición de la falla final estaría posicionada en el polo. Esto fue verificado en todos los ensayos reales, los cuales presentaron propagación de fisuras (debido a necking) circulares de radio constante centradas en el polo. Los modelos computacionales predicen, que sin rozamiento la deformación máxima se concentra en el polo y con rozamiento la deformación se concentra en una zona más alejada del polo.
- Ansys predice que “r” es mayor que el medido por nosotros en los ensayos reales, en el modelo computacional esta medición puede realizarse con carga aplicada y en el ensayo real esto no es posible, además la geometría deformada dificulta la medición.

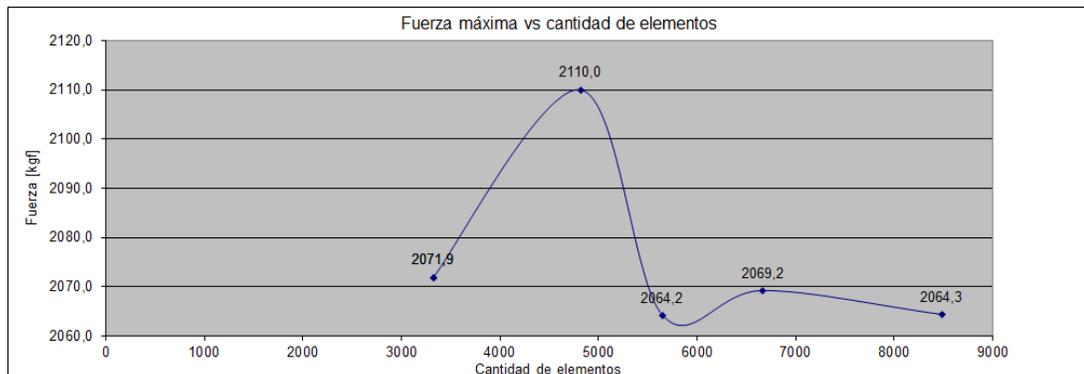
Tabla X-comparación de fuerzas analíticas, reales y computacionales, modelos sin rozamiento (ver “Análisis de datos-Erichsen analítico-Marciniak-n017-K635”), valores de entrada para el cálculo analítico fueron las deformaciones y “r” del modelo computacional.

F_Analitica [kgf]	F_ANSYS sin rozamiento [kgf]	F_Real [kgf]
1933	1667	1800
2329	1805	2116

- El modelo computacional predice que la fuerza será menor que en el caso real, lo cual es coherente ya que en la realidad parte de la energía se disipa por rozamiento y como el deltaZ es el mismo en los dos casos, la fuerza real debe ser mayor.
- El modelo analítico sobredimensiona la fuerza para las deformaciones dadas en el modelo computacional, esto puede ser explicado por el efecto de la fricción. Sin fricción el material

podrá deformarse a mayores niveles, debido a la inexistencia de fuerzas rasantes las cuales provocan adherencia de la chapa al formador.

- Sin embargo las deformaciones reales son mayores que las obtenidas del modelo computacional, por lo tanto la variable que más influye en el cálculo es la distancia desde el polo al punto de tangencia “r”, la cual siempre es mayor que los valores medidos en la realidad.
- Convergencia de la solución, se observa que los valores de fuerza oscilan respecto a 2066 kgf. (ver “Fuerza vs cantidad de elementos-Ensayo 6 -Ansys Erichsen- 2D-R25mm-t11mm-mu02-deltaz14mm”).



Validación

Definición: “el proceso de determinación del grado en el que el modelo representa con precisión el mundo real desde la perspectiva del uso del modelo”.

En nuestro caso, se comparará el intervalo de fuerza dado por la simulación con el intervalo dado por el ensayo real, el criterio de aceptación fijado es:

- Las medias deberán diferir menos del 5%.
- El intervalo de fuerza real deberá estar incluido en el intervalo de fuerza virtual en un valor de por lo menos el 85%.

RESULTADOS DE VALIDACIÓN

$F_{real} = 2116 \pm 30$ kgf

$F_{simulación} = 2077 \pm 63$ kgf

- $100 \times \frac{F_{real} - F_{simulación}}{F_{real}} = 100 \times \frac{(2116 - 2077)}{2116} = 1,8 \%$
- $100 \times \frac{\text{Intervalo real dentro del Intervalo de simulación}}{2 \times U_{real}} = 100 \times \frac{(2077 + 63) - (2116 - 30)}{60} = 90 \%$

Discusión de resultados

Fuerza máxima alcanzada

- Los resultados del V&V son satisfactorios.
- El modelo computacional puede llegar a ser usado para calcular la fuerza máxima de este ensayo mecánico bajo las hipótesis utilizadas en el modelo computacional (entradas del modelo:

geometría, condiciones de borde, propiedades mecánicas del material y el desplazamiento máximo del formador).

- Este modelo no predice la falla del material, calcula la fuerza máxima para un determinado desplazamiento del formador ingresado.

Andamiaje de F(x) modelo computacional (ver gráfico, en azul Modelo computacional y en rojo Modelo físico real).

- Se constata que las funciones son monótonas crecientes, con diferentes velocidades.
- Las desviaciones disminuyen al acercarse a la fuerza máxima. A a partir de 1000 kgf tienen baja desviación en comparación a los valores hasta 1000 kgf. En el valor máximo, el error relativo es de $[1,8\% = (2116 - 2077) / 2116]$ para este ensayo en particular. [Ver “Comparación fuerza real vs virtual” entregables ensayos mecánicos].

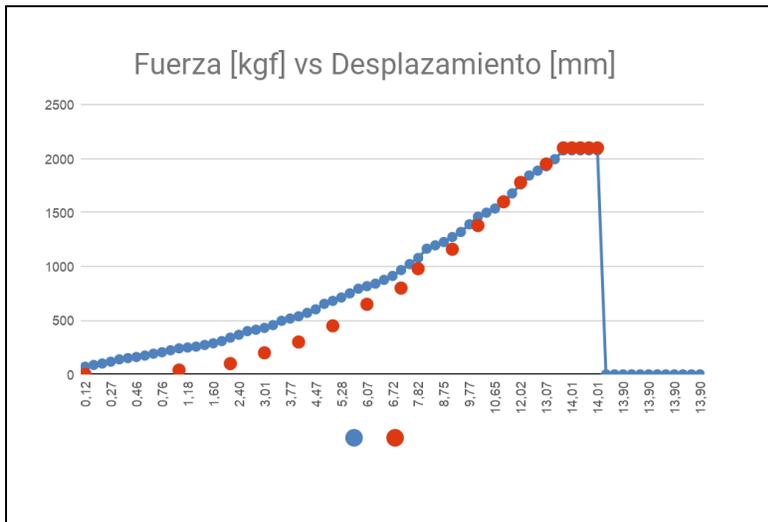


Figura 43: Diagrama fuerza versus desplazamiento globales del sistema de ensayo Erichsen. La curva roja son los resultados reales, la curva azul son los resultados del modelo computacional 2D axisimétrico utilizando ANSYS.

Lugar de falla pronosticado

- En los ensayos reales el radio (r) donde comenzó la inestabilidad (necking), es de 6,30 mm.
- En todos los modelos computacionales efectuados con rozamiento (r) varía entre 5,3 mm a 6,0 mm.

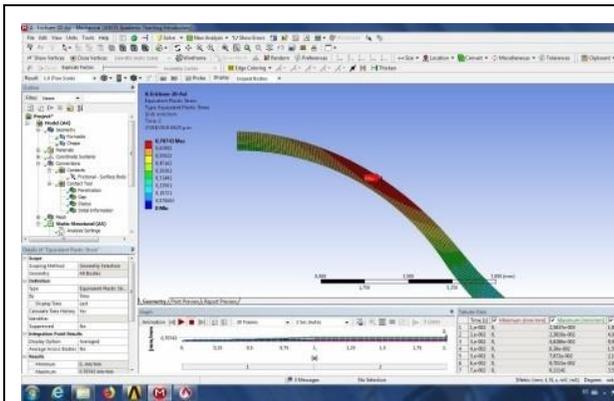


Figura 44: Deformación efectiva máxima, Ensayo 6-Modelo computacional.

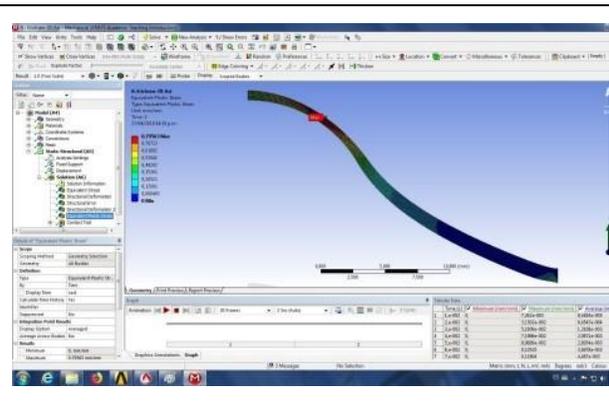


Figura 45: Deformación efectiva máxima, Ensayo 7-Modelo computacional.

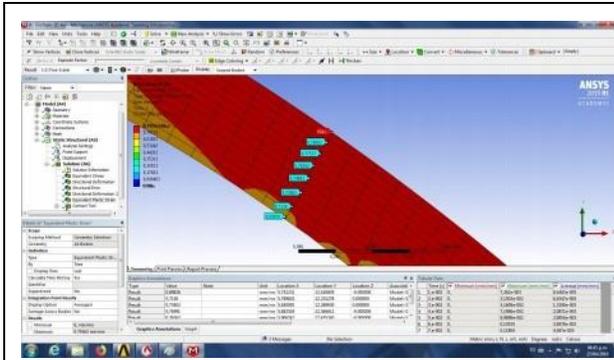


Figura 46: Acercamiento perfil deformación efectiva máxima, Ensayo 7-Modelo computacional.

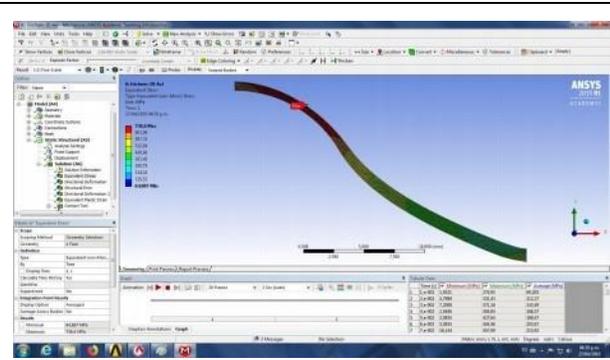


Figura 47: Tensión efectiva máxima, Ensayo 6-Modelo computacional.

Tensiones y deformaciones en el lugar de falla (ver “FLD experimental AISI 409”)

- Las tensiones efectivas máximas alcanzadas en los modelos computacionales tienen un promedio de 725 MPa.
- Las deformaciones efectivas máximas alcanzadas en los modelos computacionales tienen un promedio de 75%.
- Las tensiones estimadas suponiendo que el camino de deformación fue proporcional en los ensayos reales, dan valores de 600 MPa para valores de deformación del 75%.

2.3. Conclusiones de primer etapa

Concluida la primera etapa, se cumplieron las siguientes tareas de análisis en ingeniería:

1. Extraer propiedades del ensayo de tracción y calcular modelos de comportamiento mecánico de chapas metálicas.
2. La calibración del indicador de fuerza del equipo Erichsen.
3. Crear y aplicar un procedimiento de medición de deformaciones plásticas, se constata que el procedimiento de impresión de la grilla debe ser mejorado para evitar dedicar tanto tiempo al registro fotográfico para realizar las mediciones.
4. Utilizar un programa de simulación numérica y obtener la incertidumbre asociada a la carga máxima de un ensayo Erichsen para una chapa de 1.1 mm de espesor de AISI 409.
5. Aplicar un procedimiento de verificación y validación de modelos computacionales.
6. Ganar confianza en el uso de modelos computacionales y reconocer sus limitaciones las cuales derivan de las transformaciones necesarias para pasar del modelo real hasta el modelo computacional y los errores inherentes de cálculo.

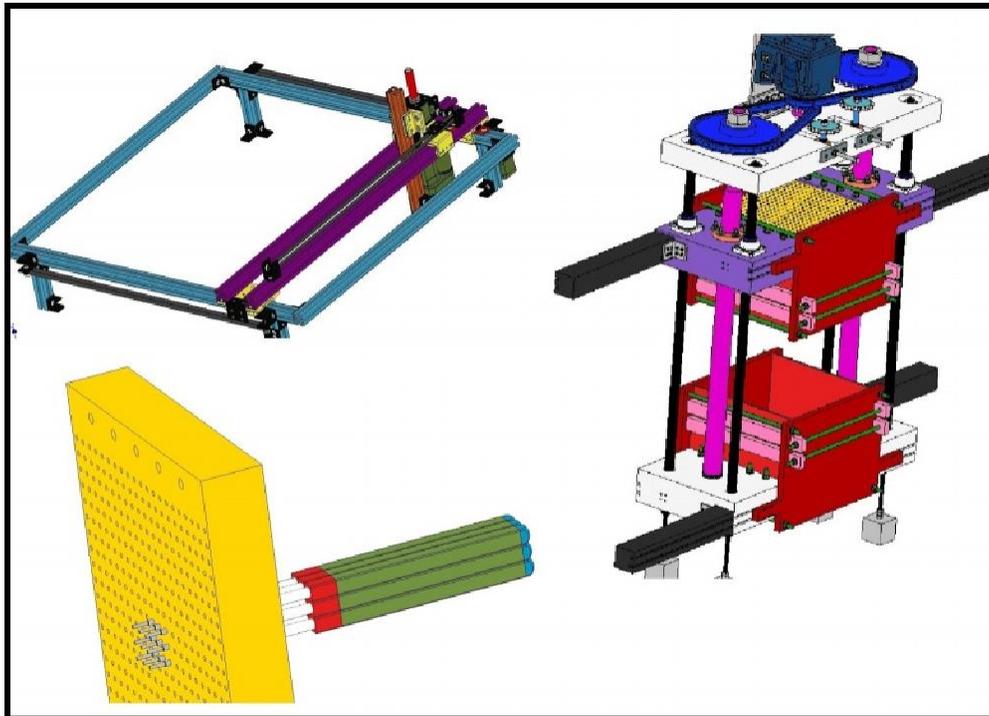
7. Buscando artículos académicos el equipo se concientizó de que resolver modelos computacionales de conformación de chapas con múltiples formadores (MPF), es tema de postgrado y es un fértil campo de investigación.

En conjunto de todo lo realizado, si una máquina de conformación plástica tipo MPF se construyese en facultad, la experiencia generada en esta etapa ya permitiría comenzar a realizar en FIng/UdelaR estudios sobre Sheet Metal Forming: se probaron metodologías realizables actualmente en las instalaciones que se tienen para analizar materia prima, procesos de manufactura y producto terminado.

RESUMEN DE APRENDIZAJE

1. Búsqueda bibliográfica específica y profundización de conocimiento en una rama de la ingeniería mecánica, particularmente mecánica de materiales metálicos aplicada a procesos de conformación plástica.
2. Aplicación integral de conocimientos nuevos mediante realización de ensayos mecánicos normalizados, procesamiento analítico de datos y simulaciones computacionales.
3. Obtención de experiencia en simulaciones computacionales mediante software de uso actual en ingeniería, técnicas fundamentales para el diseño y análisis profesional de sistemas mecánicos.

3. Diseño de máquina



Resumen de capítulo

El proyecto se divide en 2 partes principales que se ejecutarán en secuencia. La segunda parte, “diseño de máquina”, tema del presente capítulo, trata sobre el uso integral del conocimiento visto en la carrera, los conocimientos y habilidades nuevas adquiridas en la parte de análisis de procesos, conocimiento sobre el estado del arte de las máquinas de multi-point forming y conocimientos específicos de diseño mecánico para diseñar un primer prototipo completo de máquina MPF.

Objetivos de capítulo

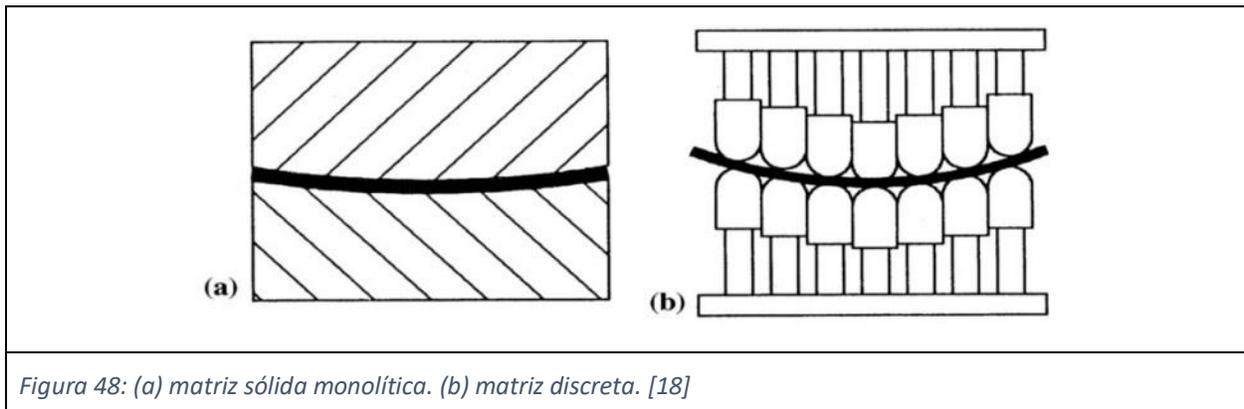
1. Diseñar un prototipo completo de máquina de conformación multi-punto de chapas metálicas (MPF sheet metal forming), incluyendo su memoria de cálculo y sus archivos CAD de piezas y ensamblajes.
2. El trabajo de desarrollará mediante el uso ordenado de metodologías de proyecto de diseño mecánico, con etapas según el modelo de Asimow: Definición de Problema, Marco Teórico y Estudio de Estado del Arte, Generación de Conceptos, Evaluación de Conceptos, Arquitectura de Sistema, Diseño de Configuración, Diseño Paramétrico y Diseño Detallado.

3.1. Estado del arte

3.1.1. Teoría de máquina según Munro [27]

Descripción

Una **herramienta (matriz / die / tool) reconfigurable de tipo arreglo de formadores (pins)** permiten obtener una amplia cantidad de superficies mediante la configuración de cada uno de los formadores. Esta capacidad de cambiar de forma otorga a esta familia de herramientas una importante flexibilidad en las etapas de diseño y manufactura de muchos productos. El diseño de estas herramientas ha sido orientado a la conformación de piezas que tienen una relación largo/espesor alto y a situaciones de fabricación en las cuales hay alta cantidad de piezas distintas, baja cantidad de piezas iguales y superficies con curvas suaves (smooth surfaces). En estas condiciones de diseño poseen ventajas sobre las **herramientas rígidas**, ya que el almacenamiento de muchas herramientas distintas que se usarán pocas veces no es rentable.



Características

Densidad y arreglo de formadores

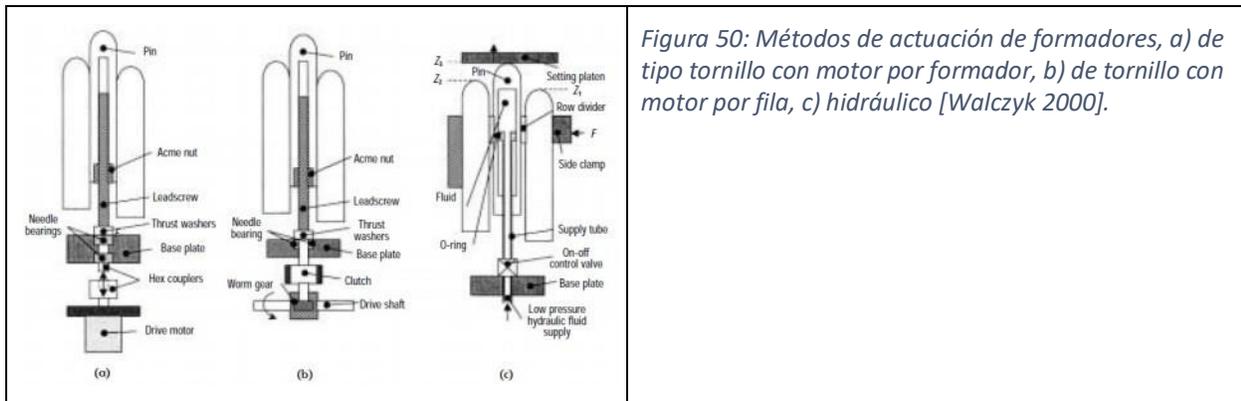
La densidad depende de la geometría, de la separación entre formadores y el arreglo entre ellos. Los arreglos se dividen en dos categorías: compactos e uniformemente distanciados.

Error! Reference source not found.

Fig 49: Arreglos espaciales de formadores. a) formadores uniformemente distanciados, b) compacto [27]

Métodos de configuración de formadores

La forma en la cual cada formador es posicionado puede hacerse mediante varios métodos: mecánicos (tornillo de potencia), neumáticos, hidráulicos, y uso de robots.

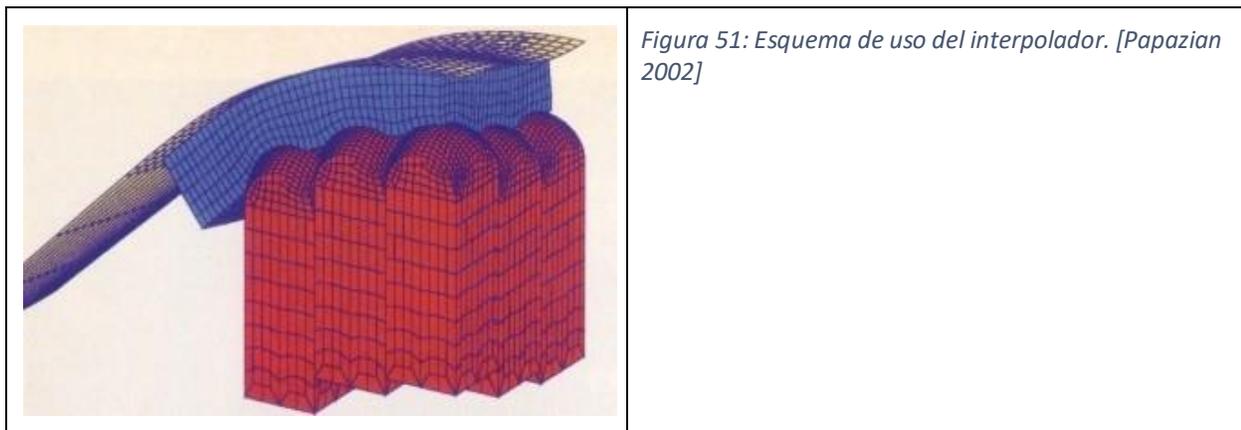


Métodos de control de configuración de formadores

Pueden ser controlados manualmente, automáticamente seriado (uno a uno), automáticamente en paralelo (varios formadores a la vez). El posicionamiento automático implica lazos de control mediante computadoras.

Métodos de alisamiento superficial (interpolador)

Para lograr una superficie lisa se deberá colocar una herramienta que “rellene” los lugares vacíos debido a que la herramienta está compuesta por un número discreto de formadores, esto se puede resolver colocando un material “interpolador” deformable entre los formadores y la pieza, o utilizar formadores con dados deformables.



Grados de libertad

Se pueden separar en tres categorías:

- 2D, una línea que puede realizar un perfil.
- 3D, una matriz que puede realizar una superficie.
- 4D, una matriz que puede realizar una superficie y que a su vez pueden variar la posición a lo largo del tiempo.

Uso de herramienta

Se pueden usar de manera directa, esto es que la herramienta conforma al material directamente. O de manera indirecta, se utilizan como moldes para crear otras herramientas.

Posibles ámbitos de uso

- Industria naval: necesidad de curvas complejas en cascos de buques y alto costo de fabricación de matrices rígidas.
- Aeroespacial: necesidad de curvas suaves y baja cantidad de piezas (paneles de fuselaje y piel de alas de aviones).
- Automovilismo: desarrollo de prototipos en autos de alto desempeño y desarrollo de matricería rígida para autos en serie.
- Transporte: necesidad de alta cantidad piezas diferentes y baja cantidad de piezas iguales (paneles estructurales de ómnibus y trenes).
- Arquitectura: necesidad de curvas complejas, alta cantidad de piezas diferentes y muy baja cantidad de piezas iguales como por ejemplo con valor artístico y/o patrimonial.
- Energía: necesidad de baja cantidad de piezas iguales (prototipado de perfiles hidrodinámicos).

3.1.2. Historia según Munro [27]

La idea de usar un “cama de formadores” como un herramienta superficial discretizada totalmente reconfigurable para el conformado o moldeado de componentes mecánicos tiene cerca de 150 años. El estado del arte hoy en día difiere muy poco de las primeras patentes creadas, exceptuando los métodos de actuación y de control numérico para la automatización de la configuración.

Herramienta reconfigurable ideal

La idea detrás de este concepto es poder realizar comparaciones entre todos los diseños existentes, la puesta en práctica, investigación e intentos de comercialización.

Table 1 Characteristics of an ideal reconfigurable tool			
No.	Characteristic	Rationale	Relative weighting factor (w_i) ^a
1	High surface resolution	Allows for fine part details and minimizes surface smoothing required	1.0
2	Smooth forming surface	Needed for producing high quality parts	0.9
3	Rapid reconfiguration of the forming surface	Minimizes tool set up time	1.0
4	Individual position and velocity control of points on the forming surface	Allows the tool shape to be changed in real time for enhanced process control	0.5
5	Easily configured for a variety of manufacturing process	Supports the concept of a universal tool	0.5
6	Capable of withstanding high forming loads with minimal surface deformation while forming surface is either stationary or moving	Allows for accurate part fabrication in situations where high tooling loads are encountered such as stretch forming of sheet metal	0.4
7	Able to accommodate a wide range of manufacturing process temperatures	Allows for tooling flexibility	0.5
8	Allows a vacuum to be drawn within the tool cavity (i.e., air-right chamber)	Necessary for certain manufacturing processes such as thermoforming and composites forming	0.7
9	Portable and lightweight	Conducive to lean manufacturing principles	1.0

^a $i=1$ to 9 corresponding to the characteristic number 1-9.

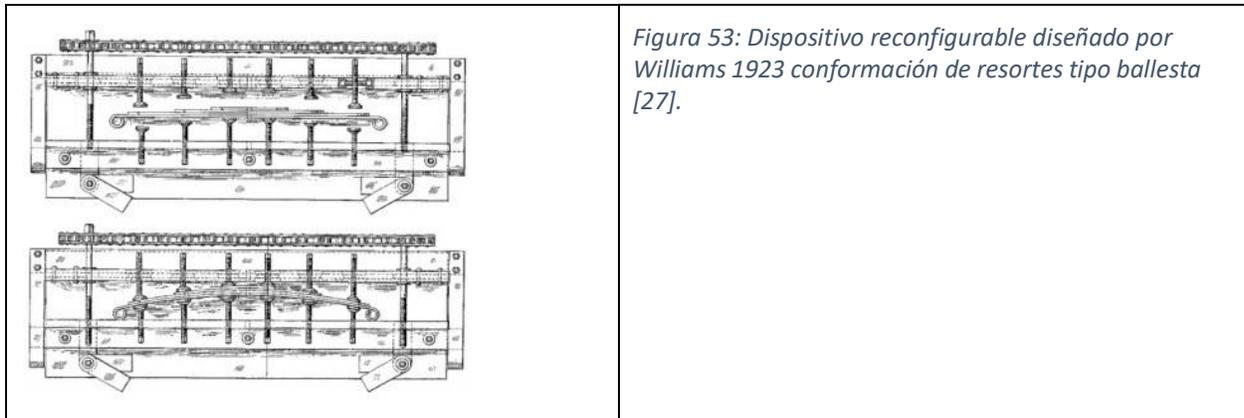
Figura 52:
Características de
herramienta
reconfigurable
ideal [27]

Patentes

La primer patente conocida sobre un sistema de este tipo fue creada en 1863 por Cochrane, él desarrolló un dispositivo 3D con un arreglo compacto de formadores tipo tornillo, ajustables manualmente y un arreglo de pistones hidráulicos en oposición, los cuales una vez presurizados permitían conformar el material dispuesto entre ellos.

Entre 1892 y 1993 se crearon varias patentes de dispositivos 2D para conformar o tratar térmicamente elásticos tipo ballesta utilizando arreglos de formadores uniformemente distanciados ajustados manualmente mediante pistones hidráulicos o tornillos y el accionamiento de los dos arreglos en oposición fue realizado por tornillos de potencia o por pistones hidráulicos.

Existen muchas patentes de dispositivos 3D de formadores con arreglos uniformemente distanciados para la conformación de por ejemplo chapas navales y perfiles de antenas. La falta de soporte lateral de los formadores uniformemente distanciados limitaba fuertemente la carga de trabajo que podían efectuar.



También fueron patentados dispositivos 3D de formadores con arreglos compactos y formadores “libres”, es decir, estos son ubicados en posición, manualmente o mediante dispositivos CNC para luego mediante algún ingenio ser transformados en una matriz rígida; por ejemplo, fuerza lateral para activar fricción entre los formadores, material de bajo punto de fusión el cual se mantiene líquido durante la configuración y luego de solidificado confiere apoyo vertical a cada uno de los formadores.

Entre 1996 y 2002 se llevó a cabo el proyecto RTFF (Reconfigurable Tooling for Flexible Fabrication) en el cual participaron el MIT (Massachusetts Institute of Technology), Northrop Grumman Corporation (Bethpage, NY) y Cyril Bath Company (Monroe, NC). En este proyecto se desarrolló una herramienta reconfigurable de gran escala, controlada por computadora en un arreglo compacto de formadores, para conformar chapas metálicas para uso en paneles de fuselaje de aviones. Este proyecto generó un gran cantidad de patentes, por ejemplo Haas (1996) patentó un sistema reconfigurable de arreglo compacto en el cual cada fila tiene un motor DC que alimenta un tornillo “gusano”, el cual, transmite par a cada tornillo, mediante embragues eléctricos controlados por un sistema retroalimentado por un encoder en cada tornillo. Por otro lado, Sullivan (2000) patentó un sistema CNC para el dispositivo de Haas en el cual cada formador tiene un motor DC con engranajes planetarios con encoder óptico. Papazian (2001) desarrolló una matriz de arreglo hexagonal para conformar paneles estructurales tipo honeycomb.

Error! Reference source not found.

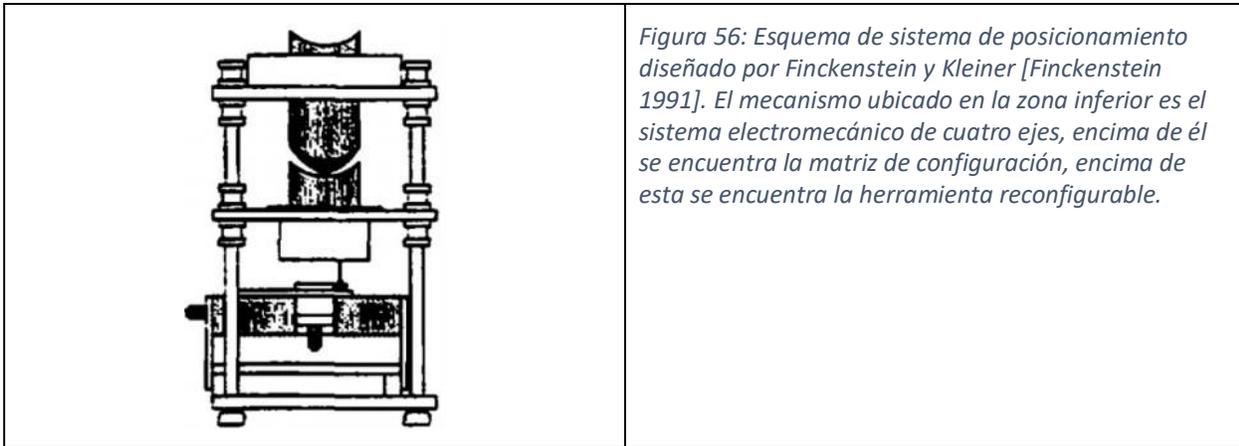
Investigación académica y reducción a la práctica

Debido a la gran flexibilidad que poseen este tipo de herramientas no es extraño esperar que en el ámbito académico sea de gran utilidad para investigar, procesos de manufactura, comportamiento elastoplástico de materiales y sistemas de control.

Nakajima (1969) comenzó esta línea mediante el diseño de un arreglo compacto de cables (1.8 mm y 5.4 mm) en un marco cuadrado, los cuales eran posicionados mediante un “empujador” vibratorio montado en un dispositivo electromecánico de tres ejes, para luego comprimirlos lateralmente para rigidizar la matriz mediante fricción frente a la carga de formación. Esta herramienta fue utilizada para estampar chapas, electro erosión, moldeo de plásticos por compresión y como molde de fundición de metales.

Error! Reference source not found.

Finckenstein y Kleiner (1991) diseñaron un dispositivo posicionador (configurador) electromecánico de cuatro ejes (tres lineales y uno rotacional) alimentado por información de archivos CAD mediante computadora, el mismo posiciona uno a uno los tornillos uniformemente separados de una matriz, para luego posicionar los formadores de la herramienta reconfigurable, la cual es de arreglo compacto y de formadores “libres”, los cuales por gravedad copian la forma de cada tornillo. Por último la matriz es rigidizada mediante compresión lateral y fricción. Es un diseño basado en mejorar el de Nakajima.



Investigación en MIT

Hardt (1981) y su equipo diseñaron una herramienta similar a la de Nakajima pero con formadores cuadrados. El sistema de posicionamiento es un equipo externo que va “empujando” cada uno de los formadores los cuales son “libres” para luego rigidizar la matriz mediante compresión lateral y fricción.

Las tres áreas principales de desarrollo posterior fueron:

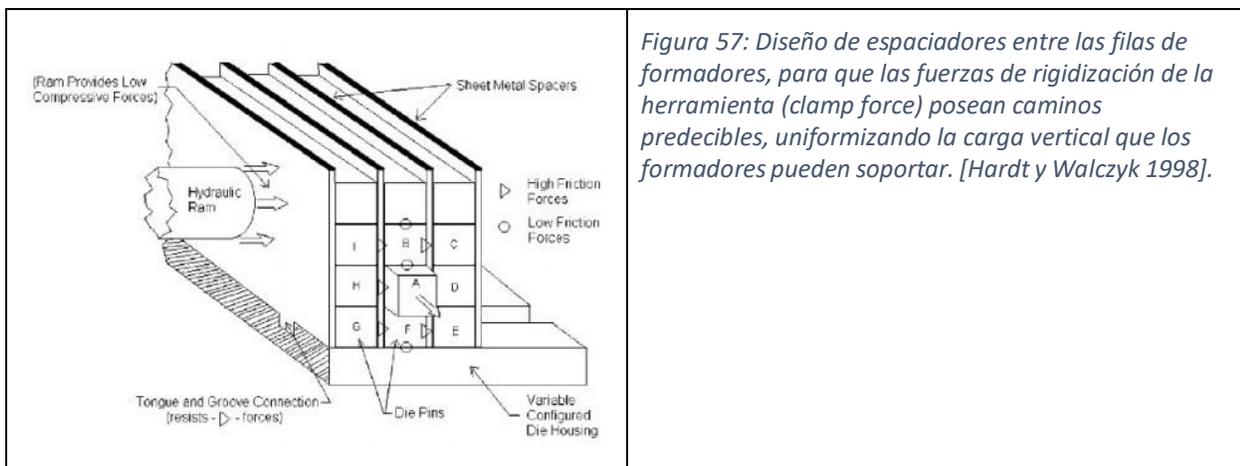
- Estudio de las implicaciones prácticas debido al uso de herramientas discretas en vez de continuas.
- Desarrollo de métodos para posicionar y mantener cada formador.
- Desarrollar procedimientos de control de manufactura de chapas metálicas que minimice el error de forma.

En todos los casos se utilizó una cubierta de neopreno “interpolador” entre las chapas y los formadores para disminuir los defectos debido a la alta tensión de contacto ejercida por los dados esféricos en puntos concentrados abolladuras “Dimples”.

Walczyk y Hardt (1998) sentaron las bases del diseño de estas herramientas reconfigurables, en el artículo realizaron la comparación de varios diseños: secciones transversales (redondas, cuadradas, hexagonales, octogonales), formadores huecos y macizos, sistemas de rigidización, uso de interpoladores. Una mejora importante incorporada por este equipo fue la de separar las columnas mediante chapas divisorias soldadas a la matriz, permitiendo que cada fila de formadores posea un fuerza de fricción independiente de cada lado, aumentando la fuerza máxima de trabajo y proporcionando caminos de flujos de fuerza estructural más predecibles.

Es importante señalar que también fue demostrado que para obtener caminos predecibles es condición necesaria arreglar los formadores de manera cuadrada compacta, ya que los caminos de la fuerza de las otras formas compactas, circulares, hexagonales y triangulares se tornan impredecibles.

También se desarrollaron investigaciones referidas al posicionamiento automático de los formadores, desarrollo de sistemas y algoritmos de posicionamiento.



Investigación en RPI (Rensselaer Polytechnic Institute)

Walczyk realizó un diseño de un sistema discreto de formadores hidráulicos de arreglo compacto para el estiramiento "stretch" y estampado de chapas metálicas para piel de fuselaje de aviones. Tai Im, Walczyk, Schwartz y Papazian (2000) compararon tres diseños desarrollados en la órbita del proyecto RTFF, diseños de Haas, Sullivan y Walczyk. Los tres diseños son matrices discretas de formadores con arreglo compacto, y difieren en el métodos de actuación y configuración de los formadores. Dos son de tipo tornillo posicionador (esto es, al girar el tornillo el formador cambia de altura), uno con motor en cada uno de los formadores y el otro con un motor por fila. El otro diseño es hidráulico con una bomba y una válvula por formador.

Error! Reference source not found.

Comercialización

Si bien se han construido prototipos para investigación y proyectos únicos, hasta ahora solo se ha creado un sistema que ha sido comercializado. Como fruto del proyecto RTFF se diseñó y construyó por Cyril Bath Company mediante las patentes de Haas y Sullivan un herramienta reconfigurable de tipo arreglo de formadores para conformar chapas mediante estirado (stretch), la misma tiene un tamaño 1.06 x 1.83 x 0.30 m³ y consiste en un arreglo compacto de 2688 formadores de perfil cuadrado de 1.125 " (28.575 mm), actuados por motores DC. La herramienta está compuesta por módulos de 8 formadores con un procesador integrado, los cuales pueden comunicarse con la computadora maestra. El tiempo total estimado de configuración es de 12 min. Debe utilizarse con un interpolador para no dañar la superficie del material a estirar "stretch". La herramienta total fue comercializada a Warner-Robbins Air Logistics Center in Georgia.



Figura 59: Resultado proyecto RTFF, herramienta reconfigurable discreta para stretch forming [Papazian 2002]

3.1.3. Análisis de diseño para desarrollo e innovación

- Al diseñar la matricería utilizamos dos conceptos que trabajarán juntos para soportar la carga vertical y lateral que ejerza el conformado. Por un lado los formadores poseen tornillos de potencia que fueron diseñados para soportar la carga vertical de diseño y a la vez funcionan como posicionadores verticales. Por otro lado, se diseñaron paredes laterales que ejercen pre-carga de compresión en 2 sentidos, asegurando soporte lateral a los formadores y a la vez, debido al arreglo compacto, mediante fricción confieren un soporte adicional de la fuerza vertical.
- Para conocer la fuerza vertical en cada uno de los formadores, se diseñó un cojinete axial, el cual tendrá galgas extensiométricas. Y una celda de carga (o galgas en la columnas) que sensará la carga total que la prensa está aplicando.
- Las placas/paredes laterales fueron diseñadas de tal manera, que conociendo el torque aplicado a los tornillos sujetadores nos da un estimado de la carga lateral que cada formador está recibiendo y con esta la carga vertical soportada por fricción (estimada).
- El diseño efectuado permite al conocer la fuerza sobre cada formador, validar simulaciones numéricas de procesos de manufactura mecánica de chapas.
- El diseño de los formadores permite el uso de diferentes dados, sin tener que cambiar el formador completo.
- El diseño de la prensa y la “placa madre” confiere la versatilidad de cambiar de matriz para probar, por ejemplo, mayor o menor resolución utilizando diferentes “placas madres” y diferentes formadores utilizando la misma prensa. Siendo el recambio de las mismas, un procedimiento sencillo con un elevador de carga.
- El configurador permite la reconfiguración de muchas superficies diferentes. El mismo ocupa poco lugar, es liviano y de bajo costo.

3.2. Definición de máquina a diseñar

3.2.1. Funcionalidad

El diseño desarrollado está destinado a realizar estampados de chapas mediante dos matrices reconfigurables en oposición, una fija y la otra móvil. Las matrices están compuestas por arreglos compactos de formadores de cuerpo hueco de sección cuadrada y cabeza hemiesférica, los cuales son posicionados por un sistema automatizado (configurador) el cual va instalado encima de cada matriz en

la prensa. La fuerza necesaria para lograr el proceso de manufactura será proporcionada por un sistema electromecánico de tornillos de potencia.

Requerimientos funcionales

- Matriz compacta de formadores de sección cuadrada: 25 x 25 mm².
- Número de formadores por matriz: 21 x 21.
- Dimensión útil de trabajo: 500 x 500 mm².
- Recorrido máximo de formador: 300 mm.
- Fuerza formadora global: 50 ton.
- Fuerza formadora vertical por formador: 2500 kgf.
- Tiempo estimado de configuración: 2 hs.
- Precisión de posicionamiento de formadores: 0,5 mm.
- Velocidad aprox. de movimiento lineal de estampado: 1 mm/s

3.2.2. Criterios generales de diseño

Seguridad de funcionamiento

Frente la toma de decisiones de diseño, se favorecerán posiciones / estrategias que contribuyan a un sistema compuesto de elementos de función evidente y comportamiento en servicio predecible, balanceados en costos de manufactura, mantenimiento, y disponibilidad de repuestos.

Ejemplo de uso

	Maximizar	Moderar	Minimizar
	Piezas estándar y de serie	Cantidad y diversidad	Piezas únicas
	Uso de uniones no permanentes	---	Uso de soldaduras
	Uso de componentes de máquina con mecánica analítica desarrollada y aceptada tanto académicamente como industrialmente	Uso de componentes específicos cuya teoría de funcionamiento solo desarrollada por industrias particulares (SKF, Siemens)	Uso de componentes sujetos a una combinación de geometría y solicitaciones que requiera desarrollo de mecánica analítica, computacional y experimental

Comentarios:

- Uso de normas de productos estandarizados, muchos productos vienen en tamaños preferenciales y fabricados mediante materiales especialmente elegidos. Es vital utilizar estos tamaños para poder obtener los componentes en plaza.
- Costos relativos y procesos de manufactura probable, los componentes que deban ser diseñados y proyectados serán aquellos que se puedan realizar en un taller con máquinas tradicionales (torno, taladro de banco, cepillo).

Navaja de Occam (Occam's razor)

Es un principio de filosofía Aristotélica utilizado en la resolución de problemas. Según la interpretación del Prof. Alexander Slocum (Fundamentals of Design / 2008 / M.I.T) sobre las palabras de William Occam (1284-1347) "Non sunt multiplicanda entia sine necessitate" aplicadas al diseño de sistemas de ingeniería:

- "Un problema debe ser definido en términos lo más básicos y simples posibles".
- "La teoría más simple que encaja los hechos de un problema es aquella que debe ser seleccionada".
- "El análisis límite es una manera invaluable de identificar y verificar simpleza".

Principio de Saint Venant

"... la diferencia entre los efectos de dos sistemas de cargas estáticamente equivalentes se hace arbitrariamente pequeña a distancias suficientemente grandes de los puntos de aplicación de dichas cargas". De manera aplicada, se utiliza en diseño mecánico para definir longitudes de piezas mecánicas a partir del alejamiento de un efecto local entre 3-5 distancias características.

Caminos de fuerza predecibles: diseño exacto

Para esto se debe evitar sobre-restringir el sistema que generen condiciones de hiperestaticidad mecánica, haciendo que el camino de la transferencia de fuerza sea predecible.

Uso de bucles estructurales (structural Loop) cortos

Partiendo de caminos de fuerza predecibles, diseñar para obtener caminos cerrados (structural loops) lo más directos posibles para aumentar la rigidez del sistema, y estresar mecánicamente la menor cantidad de elementos de máquina.

Tracción sobre compresión y flexión

Intentar armar los sistemas para favorecer el uso de tracción sobre flexión por ser mejor en el aprovechamiento de la cantidad de material, y favorecer el uso de tracción sobre compresión por la posibilidad a fallas por inestabilidad elástica (pandeo).

Máquina modular

Separación física del sistema en subsistemas con funciones e interacciones definidas, bajo la estrategia de diseño de facilitar el ensamble, el uso, el mantenimiento y posibles mejoras a la máquina.

Máquina académica

Diseño ideado para uso en actividades de enseñanza universitaria y desarrollo de conocimiento en ingeniería, herramienta para estudiar el comportamiento mecánico elastoplástico de chapas y procesos de manufactura asociados. Máquina para realizar ensayos mecánicos en chapas, velocidad de actuación baja (orden de 1 mm/s), baja producción. Por lo tanto no será entonces especialmente condicionado por restricciones de velocidad y productividad.

Interrelación de distintas disciplinas de la ingeniería

Problema	Estimula conocimiento en	Ingenierías asociadas
Matrickeria para formación de metales	Diseño mecánico	Mecánica Materiales
	Metalurgia	
Formación plástica y formabilidad de metales	Mecánica de metales	Mecánica Eléctrica Computación
	Manufactura de metales	
Sistemas de posicionamiento lineal & posicionamiento XY	Diseño mecánico	
	Electromecánica	
Actuadores de movimiento lineal y rotacional	Control e instrumentación	
	Robótica	
Medidas mecánicas	Optimización	

3.2.3. Criterios específicos de diseño

Se utilizará el análisis de estados límites como fue visto en la carrera para cada componente de máquina a diseñar / proyectar, siempre en lo posible apoyando todas las hipótesis realizadas con referencias bibliográficas de profesores e investigadores de diseño mecánico, normas internacionales de ingeniería, y empresas especializadas y mundialmente conocidas.

Funciones de estado límite carga estática

- Límite elástico, criterio de densidad de energía elástica (Tensión de Von Mises).
- Inestabilidad de columna por compresión (pandeo).
- Deflexión máxima.

Funciones de estado límite carga fluctuante

- Vida estimada de cojinetes rotatorios, según criterios de fabricantes.
- Límite de fatiga, aproximación analítica.
- Fatiga superficial por contacto, aproximación analítica.

En la mayoría de los casos se utilizaron análisis analíticos (diagramas de cuerpo libre, teoría de vigas de Euler, tensiones de contacto modelo de Hertz) para determinar las regiones más solicitadas y para algunos casos particulares se utilizaron resultados de modelos numéricos.

Recomendaciones de diseño según artículos de investigación

- Sistemas modulares separables, lo cual simplifica la fabricación, el mantenimiento, intercambiabilidad y reparación de los mismos [27].
- Arreglo compacto de formadores, este tipo de arreglo provee a los formadores apoyo lateral, permitiendo mayores cargas de trabajo [21].

- Configuración de matriz automatizada, aumento de velocidad y facilidad en la reconfiguración de superficies [27].
- Fuerza formadora soportada por los tornillos posicionadores Haas y Sullivan ver [Tai Im, Walczyk, Schwartz y Papazian (2000)] [22].
- Fuerza formadora soportada por fricción entre formadores.[Hardt y Walczyk (1998)] [21].
- Desarrollar un diseño económico de herramienta compacta reconfigurable secuencial, utilizando un número bajo de actuadores, si la velocidad de producción no es una condicionante [27].

3.2.4. Definición de formato de documentación de diseño

Vale destacar que el proceso de diseño es iterativo por naturaleza y todos los resultados expresados son los finales. Para realizar los cálculos de manera ordenada se crearon tres memorias de cálculo (Matriceria, Prensa, Configurador).

En la primer página de cada memoria de cálculo hay un índice de cada hoja de cálculo, las hojas de cálculo poseen fotografías y recortes de tablas explicando los cálculos efectuados.

También se crearon todas los componentes de la máquina, los planos detallados y los ensamblajes de cada uno de los subsistemas con el software de diseño asistido INVENTOR.

3.2.5. Modelo de Asimow para diseñar en etapas

DISEÑO CONCEPTUAL [1era fase]

Es el proceso por dónde comienza el diseño, generando varias posibles soluciones (divergencia) y luego seleccionando un solo concepto a llevar a la realidad (convergencia). Es la fase que requiere la mayor cantidad de creatividad, e involucra la mayor cantidad de incertidumbre.

ETAPAS

1 Definición del problema: identificación de necesidad, y establecer qué se debe alcanzar para satisfacer la necesidad.

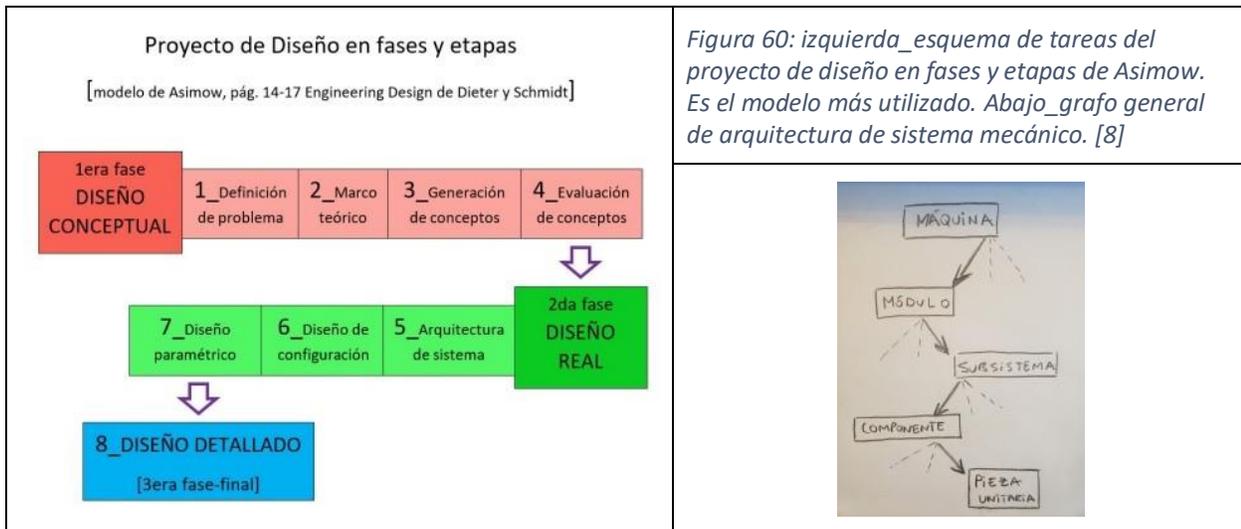
2 Marco teórico: búsqueda de información (libros básicos, handbooks, papers, patentes, códigos de diseño, normas, artículos) necesaria para utilizar como herramienta de fundamento y apoyo de todo análisis y síntesis que se realice durante las etapas siguientes. Particularmente, esta etapa es una necesidad crítica para desarrollar soluciones conceptuales creativas en la etapa siguiente.

3 Generación de conceptos: involucra la creación de un amplio conjunto de conceptos que potencialmente puedan satisfacer la definición del problema (divergencia).

4 Evaluación de conceptos: selección de conceptos a llevar a la realidad (convergencia). Existen varias herramientas para decidir qué conceptos elegir. Primero, es fundamental el uso de modelos de ingeniería, los cuales pueden clasificarse como modelos icónicos [modelos geométricos reales y similares para someter a ensayo o simulaciones de modelos computacionales], modelos análogos [basados en analogías o similitud entre diferentes fenómenos físicos y disciplinas de ingeniería como circuitos

eléctricos con transferencia de calor] y modelos simbólicos [abstracciones de importantes y cuantificables elementos de un sistema físico representables en símbolos. Por ejemplo, una ecuación matemática expresando la dependencia del parámetro de salida de un sistema con los parámetros de entrada es un modelo simbólico común o modelo matemático. Un símbolo es una etiqueta para una clase de objetos, un objeto específico, un estado de la naturaleza, o simplemente un número. Estos tipos de modelos son quizás los más importantes ya que proveen la mayor generalidad en atacar un problema y son convenientes en asistir a la explicación de conceptos complejos y aumentar la generalidad de la situación]. Los modelos de ingeniería proveen datos y no solo opiniones a las herramientas de toma de decisiones como las tablas de Pugh [competición de conceptos] y matrices de decisiones.

Es importante destacar que el nivel de detalle y precisión de los modelos de ingeniería a utilizar es dependiente de la fase de diseño en la que se esté presente. A medida se avanza de diseño conceptual a diseño real, pasamos de utilizar modelos simples como diagramas de cuerpo libre, balances de energía, y ensayos básicos (tanto reales como simulaciones) hacia modelos más complejos, precisos, exhaustivos y específicos, sean analíticos (teóricos o empíricos) o ensayos más realistas.



DISEÑO REAL [2da fase]

Es la fase dónde se toman los conceptos seleccionados y se desarrollan estructuradamente hacia la realidad. "It is the place where flesh is placed on the skeleton of the design concept".

ETAPAS

5 Arquitectura de sistema: consiste en dividir todo el diseño del sistema en subsistemas o módulos. Decidimos cómo los componentes físicos serán arreglados y combinados para llevar a cabo los deberes funcionales del diseño.

6 Diseño de configuración: las partes [elementos de máquina] están hechas de características como agujeros, costillas, y curvas. Configurar una parte significa determinar qué características estarán presentes o serán dispuestas en el espacio unas respecto a las otras. Mediante modelos y simulaciones se determinan tamaños aproximados de las partes y se chequea mantención de la funcionalidad. Primeras especificaciones sobre los materiales que conformarán las partes y cómo estas se fabricarán aparecen aquí. La generación de modelos físicos de las partes mediante uso de procesos de prototipado rápido es apropiada para esta etapa.

7_Diseño paramétrico: esta etapa comienza con la información de configuración de la parte y apunta a establecer sus dimensiones y tolerancias exactas. En esta etapa se toman las decisiones finales sobre materiales y procesos de manufactura. Un aspecto fundamental a destacar del diseño paramétrico es examinar las partes, los ensambles y el todo en busca de un diseño robusto, esto es, qué tan consistente un componente se desempeña bajo condiciones variables en servicio.

8_Diseño Detallado [3era fase - final]

Es la última fase y consiste en llevar el diseño hacia el estado de ser una descripción ingenieril completa de un producto producible, esto es, capaz de ser fabricado en realidad. Todos los detalles faltantes de dimensiones, tolerancias, propiedades superficiales, materiales y manufactura de cada parte se completan. Se realizan los planos de construcción de todas las partes y ensambles que hacen a la máquina terminada.

3.3. Arquitectura de sistema

Máquina reconfigurable ideal

- Alta resolución superficial de la herramienta (matriz).
- Superficie suave de la herramienta.
- Reconfiguración rápida de la herramienta.
- Control de posición y velocidad de cada uno de los puntos de la herramienta.
- Capacidad de efectuar varios procesos de manufactura.
- Capacidad de mantener altas cargas de conformación con la mínima deformación de la herramienta mientras esta está estacionaria o en movimiento.
- Capacidad de trabajar en procesos de manufactura con rangos amplios de temperatura.
- Posibilidad de generar vacío entre la herramienta y el material a conformar.

Definición de módulos e interacciones

Matricería

Módulo compuesto por un arreglo compacto de formadores, los cuales tienen la capacidad de cambiar de altura mediante un “tornillo posicionador”. En esencia, la matricería es “la herramienta reconfigurable” que es utilizada para dar la forma a la chapa en el proceso de conformado. En el caso de la presente máquina, son 2 matrices de estampado que trabajan juntas de manera complementaria.

Prensa

Módulo compuesto de un marco de alta rigidez y dos “porta matrices”, de los cuales uno se puede mover verticalmente mediante un sistema electromecánico de tornillos de potencia y el otro permanece fijo. Una vez posicionadas y unidas las matrices en los “porta matrices”, se rigidizan entre sí mediante paredes laterales por medio de tornillos pre-cargados. Este módulo es el encargado de realizar la fuerza formadora para lograr el proceso de conformado.

Configurador

Módulo compuesto por subsistemas de posicionamiento espacial de cuatro ejes (tres lineales y uno rotacional) automatizado y un embrague el cual es el encargado de acoplarse a cada “tornillo posicionador” de los formadores, para, al hacerlo girar, cambiar la altura del formador. El módulo es alimentado con un plano CAD de una superficie objetivo y configura la matriz hasta una superficie cercana a la superficie objetivo.

Máquina final versión 1.0

El diseño final realizado es una herramienta reconfigurable para el estampado de placas y hojas metálicas de dos “matrices” en oposición cada una con un arreglo compacto de 441 “formadores” cuadrados de 25x25 mm² de cabeza hemiesférica de tipo tornillo con un recorrido máximo de 300 mm y una carga vertical máxima de 2500 kgf por cada uno. Los tornillos toleran 500 kgf de carga lateral si los vecinos entregan apoyo dejando una distancia libre de flexión no superior a 50 mm.

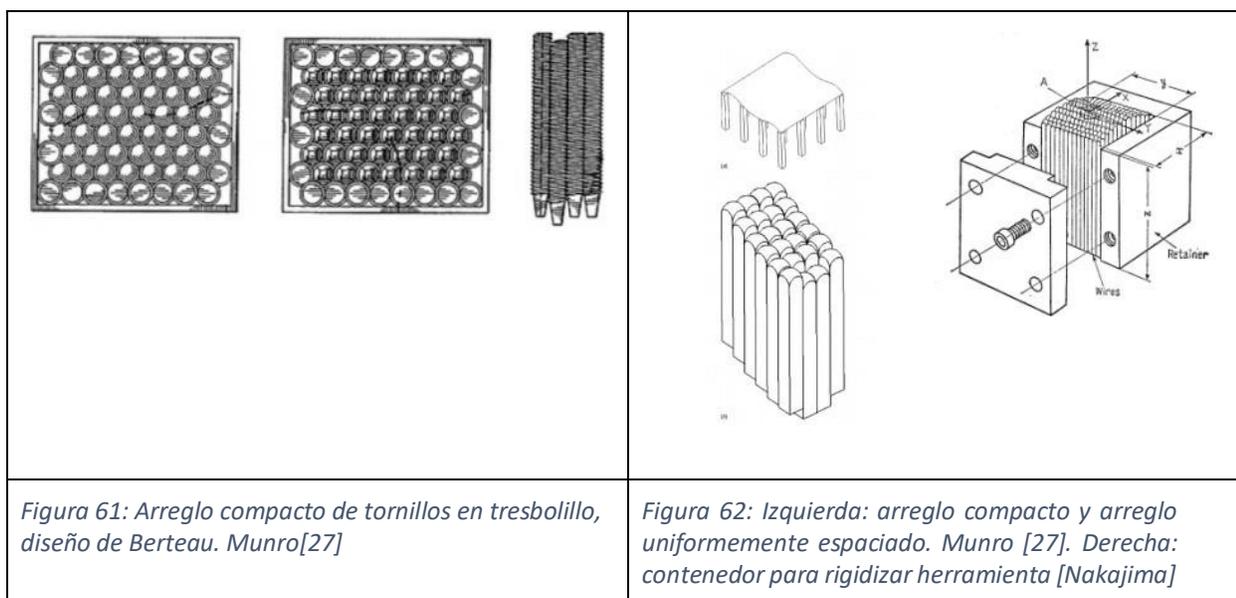
El movimiento de las matrices será controlada mediante una “prensa” electromecánica de tornillos de potencia, pudiendo ejercer un máximo de 50 ton de fuerza, y una carrera de 600 mm con una velocidad de 1 mm/s.

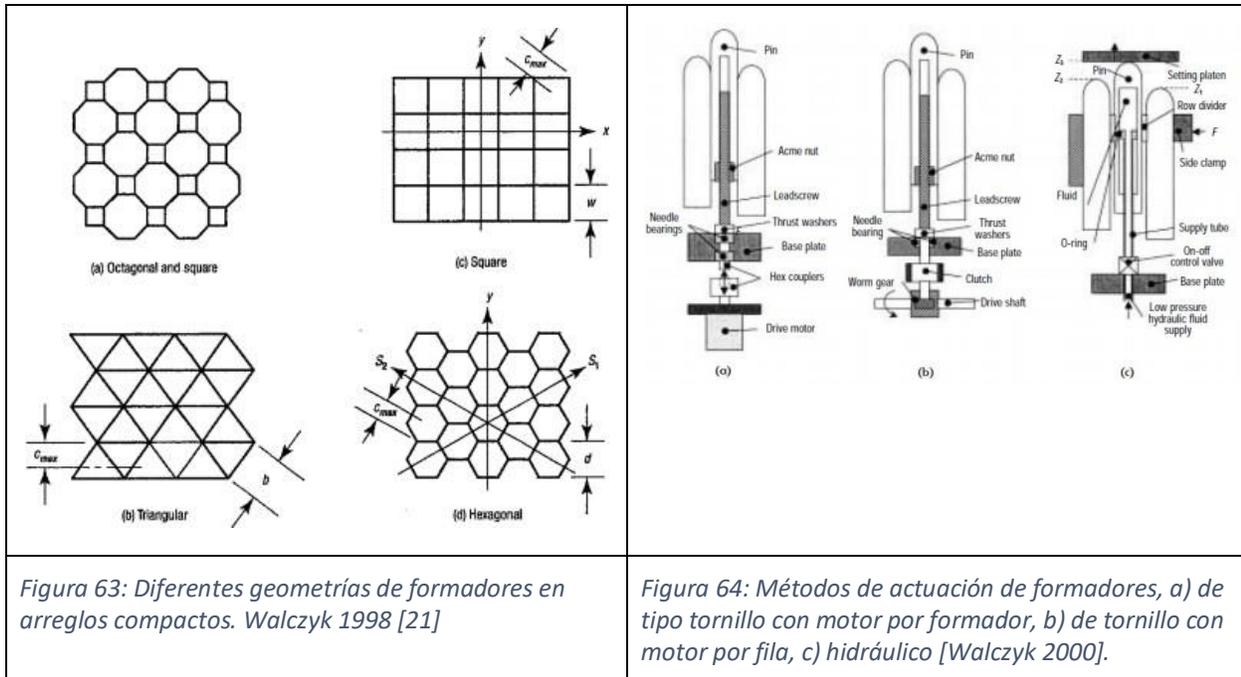
La reconfiguración de las matrices será realizada mediante el “configurador”, un equipo automatizado electromecánico de cuatro ejes (tres lineales, uno rotacional), el cual será controlado mediante una computadora.

3.4. Matricería

3.4.1. Influencias

La búsqueda de conceptos, fue generada mediante el estudio de los artículos de investigación anteriormente presentados.





Comentarios de la búsqueda de conceptos:

- Se constata que los arreglos compactos son más útiles que los uniformemente espaciados, a la hora de mejorar la resolución de la herramienta y transmitir apoyo lateral entre formadores vecinos, incrementando la resistencia a la flexión frente cargas de formación provocadas por superficies con mucha curvatura o curvas en varios sentidos.
- Los arreglos compactos de formadores del tipo, tornillos en tresbolillo, hexagonales y triangulares producen mayores resoluciones que los arreglos compactos cuadrados.
- Las paredes laterales del marco que almacena el conjunto de formadores crece en complejidad geométrica si no se utiliza un arreglo compacto de formadores cuadrados.
- El uso de fricción como único método para rigidizar la herramienta, necesita un contenedor y altas fuerzas laterales para lograr altas fuerzas formadoras.
- El sistema hidráulico necesita por lo menos una válvula por cada formador, para el posicionamiento y la aplicación la fuerza formadora. Un juego de matrices de 21x21 formadores precisería un mínimo de 882 válvulas, incrementando mucho el costo y la complejidad.
- El uso de “tornillos posicionadores”, cuerpo de formador hueco y tuerca fija al cuerpo del formador: disminuye el peso, provee la capacidad de cambiar la altura mediante el giro del “tornillo posicionador”, y la carga formadora vertical de todos los formadores se transmite directamente por cada tornillo correspondiente a una pieza llamada placa madre.
- La norma EN 10305-5 provee las dimensiones y tolerancias de fabricación de tubos cuadrados para aplicaciones de precisión.
- La norma BS 3643-1 provee las dimensiones y tolerancias de fabricación de roscas métricas.

3.4.2. Diseño conceptual decidido

Función

La matricería será la encargada de transmitir la forma a la chapa en el proceso de conformación. Esta deberá ser reconfigurable mediante el configurador y deberá transmitir dicha fuerza a la prensa. Deberá poder pasar de un estado rígido a un estado reconfigurable y viceversa. Su rigidez debe ser suficiente para mantener la forma al aplicar la carga formadora.

Primeras decisiones

- Arreglo compacto de formadores, para que tengan apoyo lateral entre ellos.
- La geometría de los formadores será cuadrada, debido a que la geometría de las paredes laterales es más sencilla en comparación al uso de formadores hexagonales, triangulares y circulares. Estos conceptos se exploraron y se encontraron tubos estandarizados para construcción de máquinas de precisión para tales formas pero, la geometría cuadrada hace posible crear paredes laterales de geometría simple que asegure flujos predecibles de cargas y que entreguen pre-carga de compresión para aumentar rigidez.
- Los formadores serán tubos huecos para disminuir el peso total, y aprovechando que en plaza se pueden conseguir tubulares cuadrados e internacionalmente tubos cuadrados de precisión.
- Se pretende medir la fuerza realizada por cada formador, para lograr esto, cada formador deberá transmitir la carga a un componente que posea un campo de deformación elástica lo más uniforme posible, y montar galgas extensiométricas en el mismo. El diseño del sistema eléctrico para procesar las señales no se realizó porque requiere conocimientos profundos de ingeniería eléctrica. Sin embargo, se consultaron ingenieros eléctricos colegas y explicaron que la solución del problema viene por el uso de dispositivos electrónicos llamados multiplexores.
- Se utilizarán “tornillos posicionadores” para posicionar los formadores, debido a que la tuerca será solidaria al formador y el formador no puede girar al estar en contacto con sus vecinos. Por lo tanto al girar el tornillo, el formador efectuará un movimiento axial. Para esto el tornillo deberá poder girar pero no moverse axialmente. Los tornillos a su vez soportarán la carga vertical, siendo mucho más efectivos en ello que el uso solo de fricción entre caras laterales para rigidizar el sistema.
- Para que los formadores puedan descargar la fuerza formadora a la prensa, se necesita un bastidor, al cual están acoplados todos los tornillos de los posicionadores de los formadores. Este bastidor se denominará placa madre.

Características del concepto decidido

- Arreglo compacto de formadores cuadrados de cabeza hemiesférica, teniendo la precaución de que no se forme un hombro entre la superficie hemiesférica y los lados del cuadrado. La presencia de un hombro en el dado formador puede ocasionar la falla del material a conformar.
- Cada formador se compone de un cuerpo (tubo cuadrado), un dado (pieza que transmite la fuerza a la chapa) y una tuerca.

- El decidir que los formadores estén compuestos por componentes separables, permite el recambio de dados, tubos y tuercas cuando sea necesario.
- La placa madre será una placa con agujeros pasantes (cantidad de formadores) en un arreglo uniformemente espaciado.
- El “tornillo posicionador” estará vinculado a la placa madre mediante un cojinete axial o arandela de empuje (donde irá la galga extensiométrica) y del lado opuesto posee un collarín de ajuste para ajustar.

Lógica de funcionamiento

Una vez armado el módulo, todos los formadores tienen por lo menos dos vecinos que restringen la capacidad de giro, por lo tanto al girar el tornillo el cual va vinculado a la placa madre permitiendo solamente el giro de los mismos (restringiendo el movimiento axial de los tornillos), se puede controlar la altura de cada formador mediante el giro de los “tornillos posicionadores”.

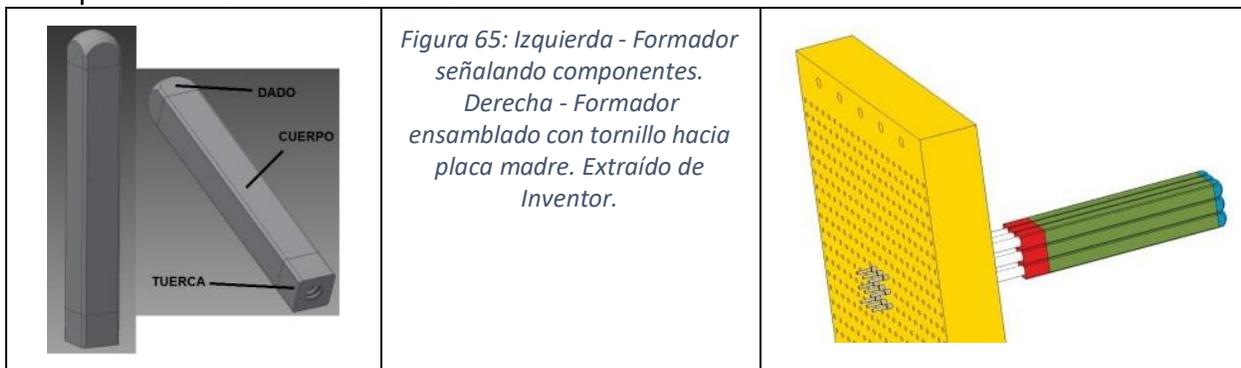
Este diseño permite también que la unión roscada sea la que transmite la carga formadora a cada tornillo y esta a la placa madre mediante el cojinete axial, permitiendo además con la instalación de “galgas extensiométricas” en estos cojinetes obtener la fuerza vertical sobre cada formador.

Además, se proyectarán “paredes laterales” que se explicarán en el diseño de la prensa ya que forman parte de la misma. Estas paredes laterales proveen a la matriz de un apriete lateral, dando soporte lateral a los formadores para contrarrestar que las posibles cargas laterales generadas en el proceso “doblen” los formadores. Además del apoyo lateral, está la fuerza lateral genera un soporte adicional de la fuerza vertical debido al rozamiento entre los formadores y la placa lateral.

También, como el arreglo de formadores es compacto, debe haber una luz mínima entre ellos para poder ensamblarse una matriz, entonces, el apriete lateral buscará eliminar las luces de ajuste de instalación para asegurar el contacto mecánico entre formadores para la transmisión de carga lateral (similar a una pre-carga de anti-backlash en tornillos de movimientos de precisión).

La “placa madre” será vinculada a la prensa para que la misma pueda controlar el movimiento de las matrices durante el proceso de conformación.

Arquitectura de subsistemas



3.4.3. Formadores

Función

Son los elementos encargados de “copiar” la superficie durante configuración (realizada por el configurador), para luego de ser rigidizada, ser utilizada como herramienta en procesos de conformación mecánica de chapas.

Los componentes del formador serán ensamblados con suplementos de goma para lograr una interferencia mínima que evite que se desarmen los que están “cabeza abajo”. Esto es debido, a que el tubo seleccionado posee un espesor demasiado fino como para colocar tornillos sujetando la tuerca y el dado, sin que rocen a los formadores vecinos. Y además las tolerancias esperables del lado interno del tubo son demasiado altas como para lograr una interferencia mínima para que no se desarme y a la vez que el tubo no fluya por las tensiones generadas por la interferencia máxima.

Componentes

Dado

Este componente se diseñó de manera que pudiera ser fabricado en un taller tradicional. Se parte de un macizo cuadrado y se cepilla hasta las dimensiones finales. El mismo tiene una reducción que permite insertarse en el tubo y quedar apoyado en el espesor del mismo. La superficie esférica será generada en el torno con una herramienta especial denominada “ball turning tool” y tendrá un diámetro igual a la diagonal del cuadrado, para evitar la formación de un hombro. La única restricción mecánica es poseer alta dureza en la superficie, si no se utilizan interpoladores. Si se utilizan interpoladores, un AISI 1045 normalizado satisface con la dureza requerida.

Cuerpo

Este componente se diseñó para soportar al pandeo y al esfuerzo combinado de compresión y flexión, debido a la carga formadora seleccionada como objetivo. Será un tubular cuadrado de 25x25 mm² y 2 mm de espesor, de material E355 (EN 10305-5). Los mismos se cortaran con el largo necesario de 300 mm.

Tuerca

Este componente se diseñó para soportar la transmisión de carga vertical, sin pandear y sin romper la rosca. De esto se desprende que el material debe tener propiedades mecánicas similares al tornillo, tipo 8.8 (por ejemplo, esto puede ser alcanzado con un 4130 OQT 650°). El mismo poseerá una reducción que permite insertarse en el tubo y quedar apoyado en el espesor del mismo. También fue diseñado para poder ser fabricado en un taller tradicional. Se parte de un macizo se cepilla hasta las dimensiones finales, se perfora y se hace una rosca con un macho M16x2.

Tornillo posicionador

Este componente fue diseñado para no “pandear” bajo la carga de diseño cuando el formador está en la máxima altura. De esto, se desprende que debe ser un M16x2 tipo 8.8. Posee una reducción a 8 mm, donde se apoya en el cojinete axial y pasa a través de la placa madre, donde posee otra reducción a 5 mm (esta sección de 5 mm de diámetro se le llamará “eje del tornillo posicionador” y es el encargado de acoplarse al embrague del configurador para lograr el posicionamiento). Además se seleccionó un collarín de ajuste axial para evitar que haya movimiento axial del tornillo posicionador respecto a la placa madre.

Nota: Vale destacar que no se encontraron tornillo trapezoidales de resistencia suficiente para esta aplicación, por lo que se seleccionaron tornillos métricos. De la norma BS 3643-1 se obtuvieron las tolerancias diametrales más comunes de tornillos métricos, con ellas se estimó un “backlash” y utilizando la menor calidad esperable (6g6H) se obtienen valores admisibles respecto al error de posicionamiento fijado como condición de diseño.

Cojinete axial

Este componente se diseñó para evitar que el “tornillo posicionador” descargue directamente sobre la “placa madre” que posee un baja dureza superficial y además generar una campo de tensiones lo más uniforme posible para sensar con galgas extensiométricas la fuerza ejercida sobre cada formador. Como la reducción del eje es de 4 mm radialmente, alejándonos 3 distancias características para cada lado (principio de Saint Venant) nos queda 24 mm, además la galga es de 6 mm, por lo tanto fijamos la altura del cojinete en 42 mm. Se realizará en AISI 1045 normalizado.

Galgas extensiométricas

Se seleccionó la galga (LY1x-0.3/120#, HBM), debido al tamaño de la misma y que precisamos sensar la deformación en una sola dirección axial debida a la compresión.

Sabemos también que existe un ingenio eléctrico llamado multiplexor con el cual se puede adquirir muchos datos en secuencias de muestreo, o sea, no tenes el valor de todos los sensores en el mismo momento de tiempo. Pero existen equipos de alta velocidad de frecuencia, con lo cual se disminuye esta diferencia. En este diseño las dos matrices juntas tienen un total de 882 formadores, con lo cual se precisan 882 galgas.

Collarín

Este componente (MCL-8-F, Ruland), se seleccionó a partir del diámetro de la sección reducida del “tornillo posicionador” (8 mm), para eliminar huelgos axiales del tornillo. Esto permite disminuir errores en el posicionamiento de los formadores.

Ficha de componentes

Dado

Error! Reference source not found.

Cuerpo

Error! Reference source not found.

Tuerca

Error! Reference source not found.

Tornillo posicionador

Error! Reference source not found.

Cojinete Axial

Error! Reference source not found.

Galga extensiométrica marca HBM
Error! Reference source not found.

Collarín
Error! Reference source not found.

3.4.4. Placa madre

Función

Debe recibir la carga vertical de cada formador, y transmitirla hacia las plataformas porta-matriz que hacen a la estructura de la prensa. Debe tener una extensión para poder deslizarse sobre los porta-matriz para poder entrar o salir fácilmente de la prensa en caso de mantenimiento. Además, dicho extensor oficiará de lugar para acoplarse mecánicamente a los porta-matriz mediante uniones abulonadas pre-cargadas. Debido a que, la matriz por una de sus caras se apoyan los formadores, y por la otra cara, salen las puntas de eje de los tornillos de cada formador, debe tener libre de apoyo esa cara para interactuar con el módulo Configurador, el cual reconfigurará el sistema de una forma a otra. Se concluye entonces que, como recibirá las cargas verticales y no podrá tener apoyo más que en los bordes extendidos, la placa madre en esencia trabajará en flexión.

Componentes

La placa en sí misma no tiene componentes, es monolítica.

Criterio de diseño y lógica de funcionamiento

Para la máquina de conformación se proclamará poder trabajar hasta 50 ton, pero, los elementos de la prensa y la placa madre, comienzan a consumir factor de seguridad a partir de las 60 ton. Esa diferencia en este caso hace a lo que denominamos carga máxima de trabajo = 50 ton y carga máxima admisible = 60 ton. El factor de seguridad del sistema se define entonces contra la carga máxima admisible y el criterio es que sea mayor a 1,5 y no mucho mayor a 2 para la placa madre, los porta-matrices y los ejes de potencia debido a que estos elementos de máquina, al conformar la estructura portadora de la fuerza neta, muy fácilmente pueden quedar sobre dimensionados hacia tamaños no estándar o materiales no comunes, levantando mucho el costo del sistema, lo cual va contra la idea de máquina académica construible en facultad.

Se iteraron simulaciones de mecánica elástica en ANSYS del sistema “placa madre acoplado a su par de porta-matrices correspondiente”. La placa madre se acopla a los porta-matrices posicionando sus 2 extensiones en una ranura con forma de C cada una. La unión funciona entonces con espárragos pasantes por la parte superior de la C del porta-matriz, luego por la placa madre, y por último por la parte inferior de la C del porta-matriz, viéndose de perfil como una unión abulonada de tres placas. Siguiendo consejos de libros de diseño mecánico, las uniones abulonadas se espaciaron de tal manera que se solapen sus conos de presión, generando con la pre-carga una unión abulonada que se dice actúa como soldadura. La pre-carga de diseño se decidió que simplemente la carga máxima admisible de diseño repartida en 10 espárragos de 16 mm, métricos ISO 898, con material 8.8, sus tuercas ISO material 9 correspondientes, y juego de arandelas ISO 7089 que no generan más de 122,5 MPa de presión de aplastamiento. La pre-carga de los espárragos los hace trabajar a menos de 75% de la carga de prueba de ese tipo de tornillo, siendo ese el criterio para uniones abulonadas que deben armarse y desarmarse por su uso.

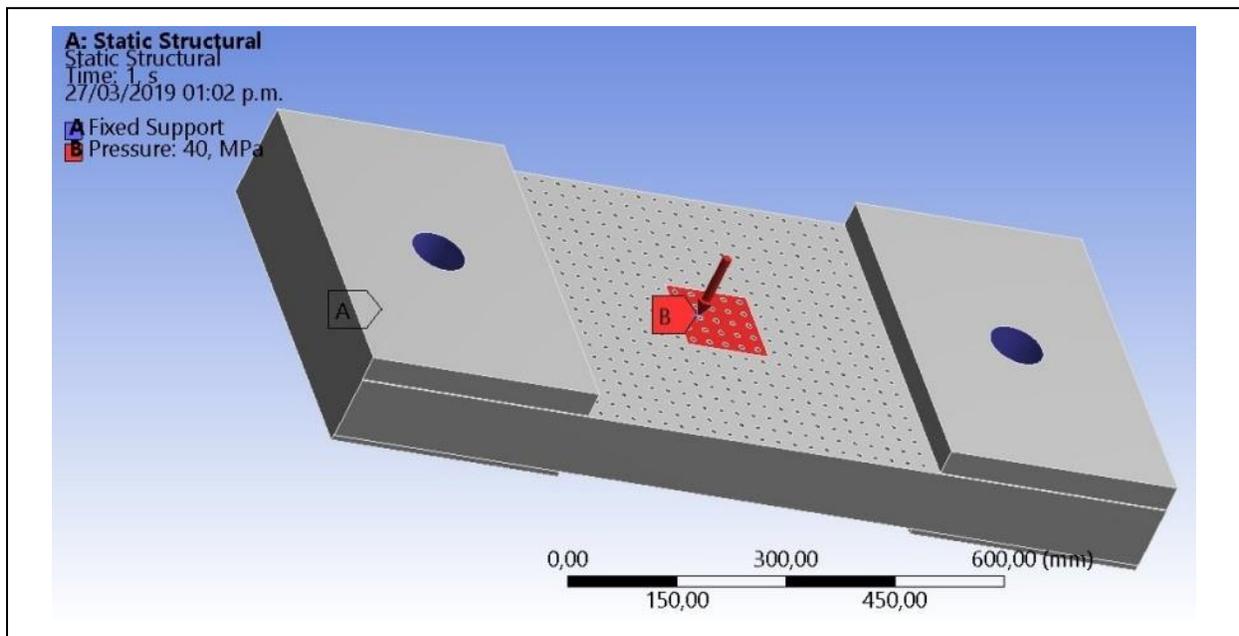
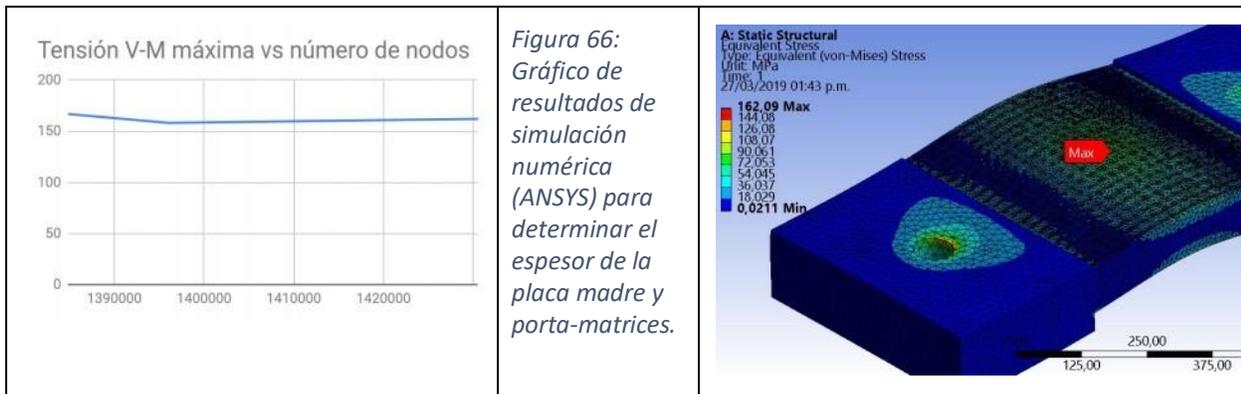
Definida la unión abulonada de tal manera, en ANSYS se hicieron las simulaciones para decidir el espesor de los porta-matrices a la vez que el espesor de la placa madre, simulando todo como si fueran una gran pieza monolítica. La restricción que utilizó fue utilizar el acero ASTM A36, ya que, de todos los aceros estructurales normalizados que se estudiaron para estos diseños, es el único que asegura una microestructura que no pierde resistencia a fluencia hasta los 200 mm de espesor en forma de placa. Por

lo último dicho, los estudiantes así entendieron por qué el acero A36 es el más famoso en estructuras mecánicas. La otra bondad es que, es tan usado que es de bajo costo y en Uruguay se consigue en las industrias navales y las constructoras de generadores de vapor. Su resistencia a la fluencia hasta los 200 mm no de las más altas pero, resultó suficiente para llegarse a una solución con tamaños normalizados de espesores menores a 200 mm. Sy mínimo asegurado de acero A36 hasta 200 mm = 250 MPa.

Simulaciones para decidir espesor normalizado de placas con acero A36

El criterio de diseño fue aplicar una carga de 40 MPa vertical uniformemente repartida en un área cuadrada completamente centrada en la placa y correspondiente a un conjunto de 5x5 formadores, o sea, área = 25*25*5*5= 15625 mm², dando un fuerza neta de formación de 63,8 ton > 60 ton. Los apoyos son las superficies internas de la plataforma por dónde se acoplan los tornillos de potencia en los porta-matrices móviles. Fueron supuestos con la condición de borde de superficies fijas.

Tras iterar partiendo desde espesores de 50 mm, la solución final decidida es t = 100 mm con tportamatrix = 150 mm. El factor de seguridad así queda FS=250/162=1,54.



3.4.5. Interpolador

Función

Es el encargado de realizar un “alisamiento” de la superficie generada por los formadores, ya que ellos al ser una cantidad finita de elementos generan una superficie discreta. Por eso el nombre de “interpolador”, el otorga más puntos de apoyo entre los formadores mejorando mucho la calidad de las superficies obtenidas.

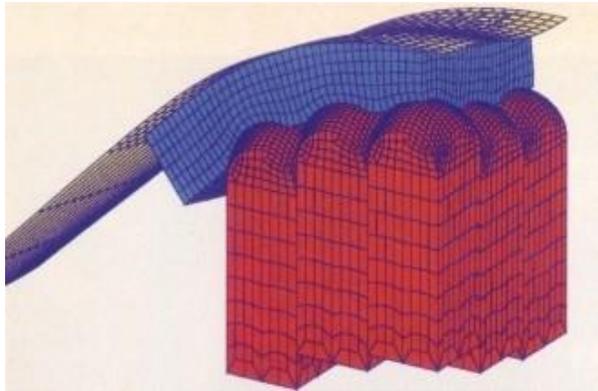


Figura 67: Esquema de uso del interpolador. [Papazian 2002]

Conclusiones extraídas de [24]

- Al no colocar interpolador el material sufre abolladuras (dimples), debido a las altas tensiones de contacto.
- Se observa que al ir aumentando el espesor del interpolador las abolladuras disminuyen.
- Utilizando materiales más blandos se pueden eliminar totalmente las abolladuras, pero aumenta el error de forma.
- Al aumentar el espesor de la chapa aumentan las cargas formadoras, pero disminuye la altura de las abolladuras.

Materiales

- Poliuretano elastómero termoplástico (85 shore A).
- Black rubber (54 shore A).

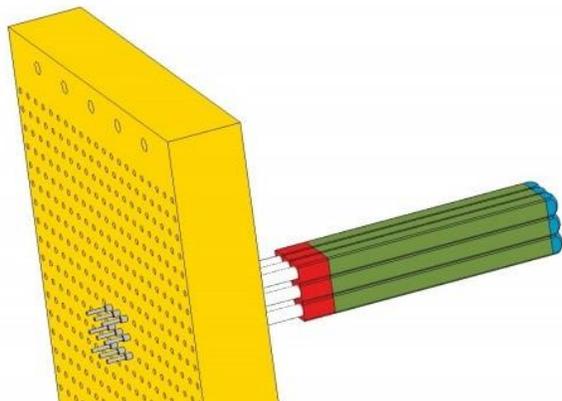


Figura 68: Ensamble final de una matriz. Solo se colocaron 9 de 441 formadores para ejemplificar. En azul se ve el dado, el cuerpo en verde, la tuerca levanta cuerpo en rojo, el cojinete axial o arandela de empuje en blanco y la punta del eje del tornillo que interactúa con el Configurador. En la placa madre en amarillo, el arreglo de agujeros chicos corresponde al arreglo compacto de formadores cuadrados de 25x25 mm y 5 los agujeros grandes a la unión abulonada para acoplar la matriz a un porta-matriz.

3.5. Prensa

3.5.1. Influencias

1. Parque de máquinas de ensayos mecánicos del IEM. Se visitó reiteradas veces debido a la gran cantidad de ejemplos de estructuras de prensas de 50 ton o más para ensayos mecánicos de metales.
2. Internet: diseños básicos de prensas de taller a base de marcos con perfiles normalizados, buscando ideas que involucren la menor cantidad de costo y procesos de fabricación para crear el sistema en facultad. Lo más sencillo es mover una matriz con un gato botella, sin guías de movimiento.
3. Internet: diseños de prensas de estampados de precisión. Aquí se aprendió que la principal diferencia entre las prensas de taller de reparaciones o herrería básica con las prensas de fabricación en Sheet Metal Forming es la existencia de guías de estabilización del movimiento de la matriz. A modo general, se construyen prensas de estampado con 2 guías o con 4 guías.
4. Internet: diseños de prensas de ensayos mecánicos de las marcas más famosas.
5. En libros de diseño mecánico se encontraron ejemplos debido a que las prensas son excelentes ejemplos de máquina para aplicar teorías de diseño y comenzar a obtener experiencia en la práctica profesional de diseño mecánico.



Figura 68: Prensas de taller con sistema simple de gato botella y marcos de perfiles estructurales, sin guías.



Figura 69: Prensas de estampado de 4 guías y 3 plataformas, 2 fijas y una móvil. Una de las fijas suele portar una matriz y la otra suele portar el sistema que entrega la potencia formadora. La móvil naturalmente siempre porta una matriz u otra herramienta de conformado. Ambas prensas son hidráulicas.

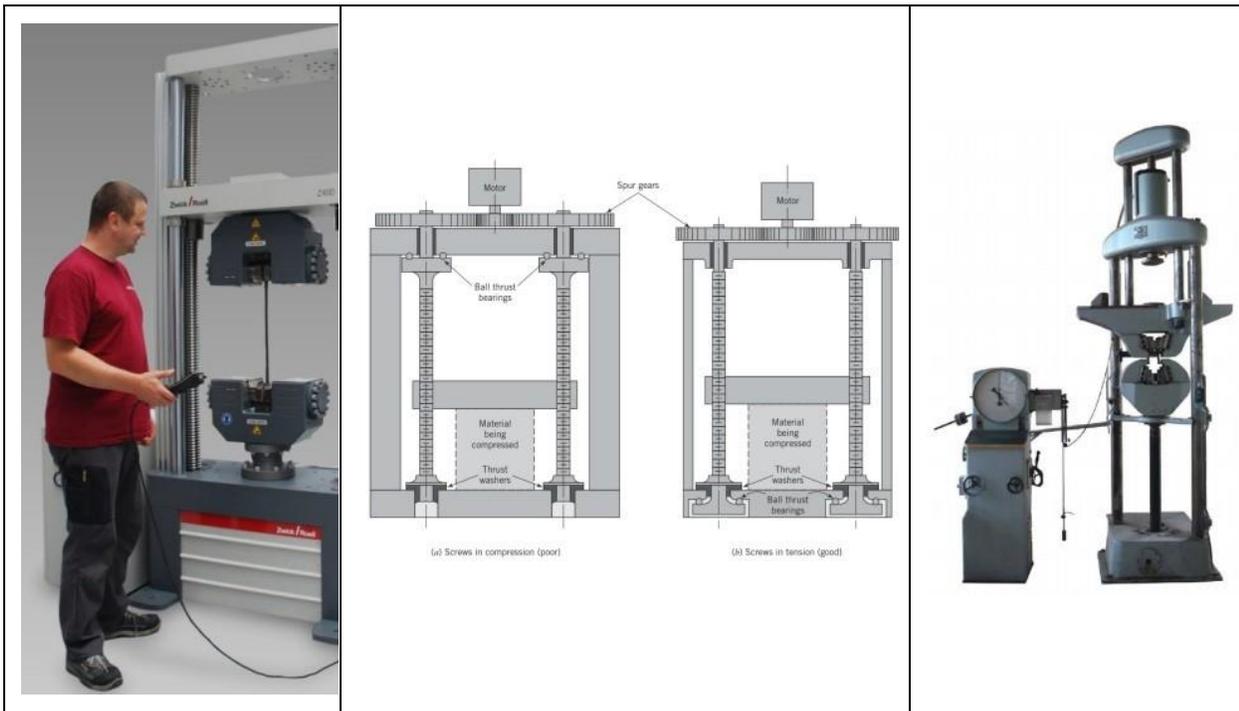


Figura 70: Prensa de ensayos mecánicos Zwick de tracción, sin fundación, de tornillos trapezoidales electromecánicos. Esto se logra con los conceptos que se ven en los esquemas de prensas a la derecha sacados del libro de diseño de Juvinal. Se puede armar una prensa sin fundación cerrando el loop estructural de fuerzas de formación dentro el marco de la máquina. El estudio de Juvinal muestra además que, dependiendo de dónde se coloquen los rodamientos de empuje, los tornillos trabajan a compresión o a tracción y estresan o no el marco exterior del sistema. La foto de más a la derecha es una prensa de 50 ton en IEM, la cual, usa fundación.

3.5.2. Diseño conceptual decidido

Función

La prensa deberá poder transferir 50 ton de carga de formación manteniendo su integridad. Usará 2 tornillos sincronizados mecánicamente para transmitir potencia, recibiendo la energía de una transmisión mecánica acoplada a un motor.

Primeras decisiones

1. El diseño general será el de una **prensa de 3 plataformas**, 2 de ellas para portar las matrices, y la tercera para portar el motor, teniendo presente como criterio más importante la forma modular para sacar y poner las matrices y los configuradores, y poder entregar apoyo lateral pre-cargado a las matrices.
2. La prensa utilizará **4 guías de movimiento** (cantidad normal en máquinas de estampado de grandes superficies).
3. Los apoyos se diseñarán para que los **tornillos trabajen en tracción**.
4. **La máquina no usará fundación**. Las curvas cerradas de flujos de fuerza deberán solo pasar por los tornillos, las placas porta-matriz, las placas madre, y la matricería. Las 4 guías deben quedar fuera del flujo, minimizando el estrés mecánico en ellas para asegurar buen guiado.
5. **El motor a utilizar será del tipo motor eléctrico de inducción trifásico** ya que son los más comunes de conseguir en la industria, aún en Uruguay, y tienden a trabajar entorno a una velocidad de régimen, aún tras el pasaje transitorio de estar en el estado vacío al estado cargado. También por ser los más utilizados, existen muchos accesorios disponibles para protegerlos, mantenerlos y controlarlos. Además los venden con cajas reductoras incluidas, lo cual probablemente será necesario dadas los grandes torques involucrados. A estos sistemas integrados se los denominan: **motorreductores**.
6. Al ser las distancias entre ejes del orden de los 400 - 500 mm por el tamaño de la matricería de 21x21 formadores cuadrados de 25 mm , una transmisión de engranajes rectos se vuelve demasiado costosa ya que las coronas estándar más grandes disponibles son del orden de los 300 mm de diámetro. Pasa a ser necesario diseñar una **transmisión a base de cadenas y catarinas**, las cuales son ideales para transferencias de alta potencia, alto torque y sincronismo. Otra bondad de diseñar a base de cadenas y no de engranajes es que el método de proyectar es simple y normalizado en una sola norma (ISO/DIN 10823) ya que existe amplio acuerdo en el diseño de las catarinas y los tipos de cadenas, además de ser poco costosas de fabricar. En cambio, el método de proyección de engranajes es a base de un extenso código de ingeniería y las precisiones involucradas en su fabricación los hacen piezas mucho más costosas. En resumen, los engranajes son excelentes para transmitir con precisión mucha energía, altas velocidades y movimiento en poco espacio. entre ejes con todo tipo de orientaciones relativas y permiten crear mecanismos con sincronismos complejos, y robustos en confiabilidad y durabilidad. En cambio, las cadenas son útiles para transmitir económicamente y sencillamente alta potencia, torque y sincronismo entre pocos ejes, generalmente 1 a 1. Otro uso de las cadenas pueden emplearse para crear mecanismos complejos de transporte industrial debido a su flexibilidad. Sin

embargo, a diferencia de los sistemas de engranajes bien diseñados y fabricados, los sistemas de cadenas suelen eventualmente fallar por fatiga y la cadena es un repuesto. De todas maneras, una cadena es un repuesto económico y por ello, estos sistemas son una excelente opción al momento de transmitir alta potencia mecánica a velocidades moderadas (no superiores a 2000 rpm) entre ejes paralelos y apartados.

7. **Sobre la velocidad lineal máxima de las matrices de estampado.** Los procesos de conformación de metales son influenciados por la velocidad de las deformaciones provocadas. A modo general, los metales aumentan su resistencia a la fluencia frente una suba de velocidad y disminuyen su formabilidad límite frente tal proceso. Siendo que la máquina a diseñar tiene propósitos académicos y no productivos, la velocidad del proceso puede disminuirse cuanto sea necesario, pudiéndose optimizar a conveniencia las siguientes características: * menor velocidad, entonces menor potencia requerida, entonces menor potencia de motor requerida. * menor velocidad, entonces menor resistencia a la fluencia del metal, entonces menor fuerza requerida para ejercer la deformación, entonces menor potencia de motor requerida. * menor velocidad, entonces maximización de formabilidad para el proceso en cuestión, entonces disminución de probabilidad de ocurrencia de fisuras como defectos de fabricación. Los límite de velocidad se establecerán en acuerdo a las normas de formabilidad límite de chapas más utilizadas: ** según la norma **ASTM E643** "Standard test method for ball punch deformation of metallic sheet material" el rango de velocidades de estampado es **0.08 mm/s < v < 0.42 mm/s**, ** según la norma **ISO 12004** "Metallic materials - sheet and strip - determination of forming limit curves" (partes 1 y 2) el rango de velocidades para los estampados de Marciniak y Nakajima es **1.0 mm/s < v < 2.0 mm/s**. **La velocidad lineal de avance de matrices se decide pertenecerá al rango de velocidades 0,4 mm/s < v < 1.5 mm/s. Bajo estas condiciones y a temperatura ambiente, puede suponerse que la resistencia a la fluencia tenderá por arriba a la del ensayo de tracción uniaxial estática ISO.**
8. **Para rigidizar el sistema** prensa-matricería, se utilizarán **uniones abulonadas con tornillos pre-cargados** de manera reversible a menos de un 75 % de su carga de prueba. Es la manera más sencilla y económica de pre-cargar una estructura. Solo utiliza placas, tuercas, tornillos y una llave de torque convencional. **No se usarán resortes o sistemas oleohidráulicos o neumáticos.** El único problema que se gana es que se enlentece el procedimiento de uso del equipo por la cantidad de tornillos a pre-cargar por cada maniobra de cambio de configuración o sacar la matricería para hacer mantenimiento, sin embargo, dentro de la hipótesis de máquina académica, no hay problemas.
9. **El diseño es a base de elementos de máquina estándar o piezas únicas de forma simple** (placas, y redondos) que requieren operaciones sencillas de mecanizado realizables en facultad. Todas las **uniones entre elementos son por apoyos convencionales** entre superficies planas o cilíndricas, utilizando transmisión de carga por sujetadores roscados o simplemente apoyados o interferencia leve para posicionar pero no transmitir par.
10. **No se utilizarán soldaduras** para sacar del diseño la preocupación del control de calidad de soldaduras utilizadas en estructuras sujetas a altas cargas. Además, encarecería el sistema respecto fabricarlo en facultad. **Es más sencillo en FIng taladrar agujeros y fresar ranuras rectas que realizar soldaduras estructurales.**
11. El diseño deberá **tener en cuenta al usuario que la maneja por el peso de las piezas** asociadas.

Error! Reference source not found.

Características del concepto decidido

Plataformas partidas en 3 partes: 2 placas porta-matrices con ranura C y placa madre

1. Los porta-matrices se decidieron son ranurados en C (observar Figura 71) para acoplar la placa madre de cada matriz. La placa madre cuando se acopla rigidiza el sistema formando una plataforma entera como en los diseños presentados como influencias. El concepto de las plataformas partidas surgió como concepto original del presente proyecto. Con él, se gana la modularidad física completa entre prensa, matriz y configurador. Las matrices pueden removerse para realizar mantenimiento o configuración deslizando por las ranuras C como asaderas en un horno de panadería.
2. Se gana la capacidad de dar apoyo lateral pre-cargado con tornillos en 2 sentidos ortogonales, pudiendo dejar las fuerzas laterales que se generen encerrados dentro un loop estructural entre las paredes laterales, la matricería y los tornillos de pre-carga, no transmitiéndose carga lateral hacia las guías ni hacia los tornillos de potencia.
3. Las placas laterales de apoyo (apretadores laterales) se dividen en 2 juegos:
 - Placas laterales fijas con pines mediante fricción que permiten hacer fuerza lateral de compresión tipo morsa a una matriz.
 - Placas laterales móviles mediante patines T que permiten hacer fuerza lateral de compresión tipo morsa a una matriz pero en el sentido ortogonal a las placas fijas.

Estudio de apoyos y loops estructurales en prensa de 3 plataformas

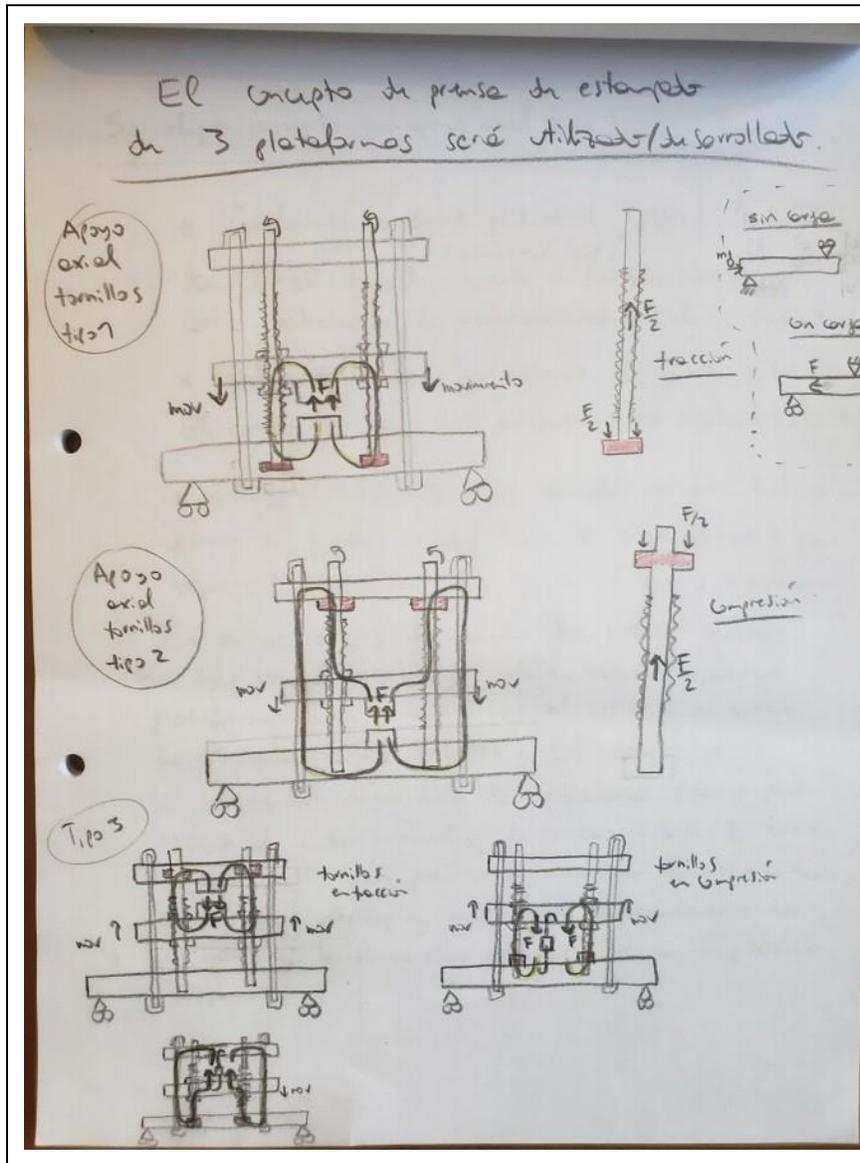


Figura 72: Cambiando el lugar del apoyo axial que se lleva todo el empuje axial que recibe el eje tornillo de potencia al entregar trabajo de conformación, cambian considerablemente los flujos de fuerzas.

Analizando la figura 72, se elige el concepto de apoyo axial tipo 1:

- La conformación entre la plataforma móvil y la plataforma fija inferior dá la línea de flujo cerrado de fuerzas internas (loop estructural) más corta, estresando la menor cantidad posible de componentes.
- Tal arreglo hace trabajar los tornillos de potencia en tracción. El arreglo 2 los hace trabajar en compresión, por lo que existiría restricción al diseño por riesgo a inestabilidad elástica de compresión.
- El arreglo tipo 3 logra también una línea de flujo cerrado corta como el tipo 1 pero requiere conformación entre plataforma móvil y plataforma fija superior. En ambos arreglos se cumplen

los criterios deseables de loop corta y tornillo en tracción, dejando una plataforma libre para colocar el sistema de entrada de potencia a los tornillos. El arreglo 1 es el que se desarrollará porque dejar libre la plataforma superior para colocar el motor principal y la transmisión: es más práctico de ensamblar la máquina desde abajo hacia arriba y más fácil de mantener siendo el motor y la transmisión más accesibles, y las plataformas de conformado no quedan tan altas, lo cual es útil porque las matrices pesan en el orden de los 1500 kg cada una.

Arquitectura de módulo y sus subsistemas (figura 73)

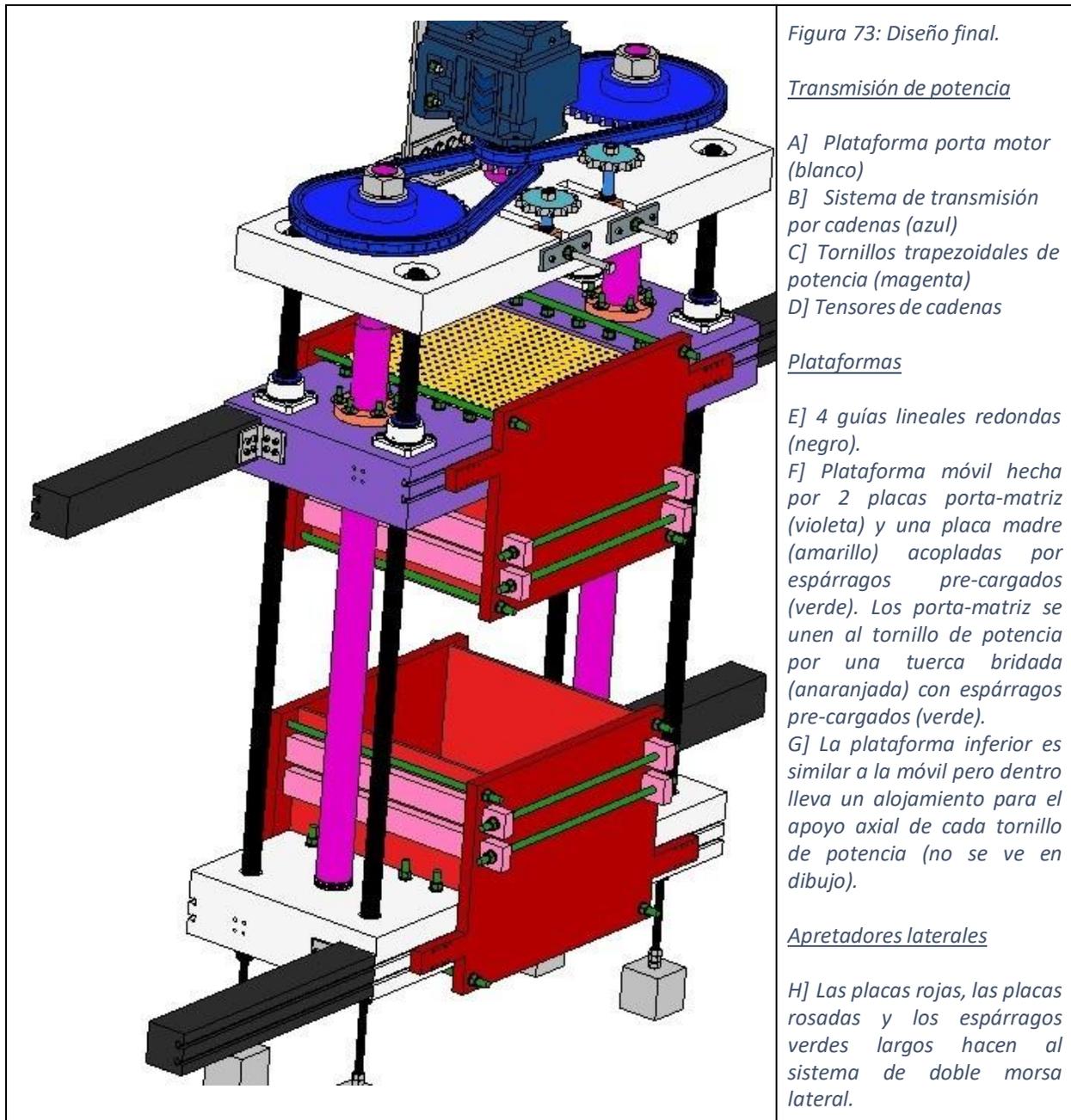


Figura 73: Diseño final.

Transmisión de potencia

- A] Plataforma porta motor (blanco)
- B] Sistema de transmisión por cadenas (azul)
- C] Tornillos trapezoidales de potencia (magenta)
- D] Tensores de cadenas

Plataformas

- E] 4 guías lineales redondas (negro).
- F] Plataforma móvil hecha por 2 placas porta-matriz (violeta) y una placa madre (amarillo) acopladas por espárragos pre-cargados (verde). Los porta-matriz se unen al tornillo de potencia por una tuerca bridada (anaranjada) con espárragos pre-cargados (verde).
- G] La plataforma inferior es similar a la móvil pero dentro lleva un alojamiento para el apoyo axial de cada tornillo de potencia (no se ve en dibujo).

Apretadores laterales

- H] Las placas rojas, las placas rosadas y los espárragos verdes largos hacen al sistema de doble morsa lateral.

3.5.3. Transmisión de potencia

Función

Transmitir la carga formadora desde un motor hacia los tornillos de potencia que mueven una matriz relativa a la otra para provocar el estampado.

Componentes

Sistema de transmisión por cadenas ISO 10823

Transmisión desde un motorreductor de entrada eléctrica de 1,5 kW y salida mecánica de 9 rpm y 1592 Nm, hacia una reducción estandarizada de 2,92 a base de 2 cadenas ISO 20B1 con catarina doble piñón de 13 dientes hacia una corona de 38 dientes por tornillo, con un tensor por cadena. Las catarinas transmiten por enchavetados normalizados a los tornillos de potencia. El motor se coloca de cabeza para minimizar el largo libre de la carga lateral sobre los tornillos, el cual se transmite hacia rodamientos toroidales dentro la plataforma superior. Los rodamientos toroidales son los recomendados por SKF para ejes largos sujetos a posibles grandes desalineaciones como el caso. Los arreglos de cadenas son 1 a 1 como recomienda la norma ISO y están proyectados para fallar las cadenas y no las catarinas, aproximadamente luego de 15000 horas de uso. La relación de transmisión se armó mediante uso de cantidades de dientes preferidas según norma y fue verificado que son repuestos comunes de alta disponibilidad con la página del fabricante europeo más grande IWIS.

Tornillos de potencia

Están diseñados para transmitir 2700 Nm de par estando en condición extrema de sequedad de lubricación. Dado el sistema de transmisión proyectado, trabajan a 3,08 rpm y debido a que son de rosca trapezoidal 80x10 mm, el avance lineal que entregan es de 0,51 mm/s.

La rosca que transmite potencia es de bronce al plomo anti-fricción, lo cual por un lado, por más que haya poca lubricación, asegura transferencia de par. A su vez, el bronce al tener la mitad de módulo de Young que el acero del tornillo, asegura más deformación en la rosca lo que aumenta el área de contacto y con ello disminuye las tensiones en la rosca. Por esto último, por más que los bronces sean más blandos que los aceros, concentran menos las tensiones y por eso esta es la solución normal para transmisión de potencia por tornillos. Estando el sistema mantenido, el par necesario para generar 25 ton de fuerza debería estar en el entorno de los 1800 Nm, disminuyendo la tensión por torsión. De todas maneras, el diseño se hizo conservador para lidiar con el caso de par extremo de 2700 Nm por ser un eje grande (80 mm) y largo (2000 mm), y además una pieza fundamental que no es complicada de fabricar pero es cara en el sentido de la cantidad de masa que lleva. El diseño se logró con acero C45 normalizado en el cuerpo y tratado térmicamente QT en la punta de transmisión de cadenas.

Los tornillos se posicionan axialmente sobre la plataforma inferior mediante un hombro con rodamiento axial puro SKF 51112.

Ficha de componentes

Sistema de transmisión por cadenas ISO 10823 (piezas únicas del sistema)

Error! Reference source not found.

P49_EjeCatarinaTensoradoraCadena

Materia prima: acero C45N (EN10083-2).

Chaveta (DIN6885): A36, h=4,0 mm, b= 4,0 mm, l=18,5 mm.

Technical drawing showing a shaft with a diameter of $\varnothing 20,00$ mm and a length of 69,00 mm. The shaft has a diameter of $\varnothing 25,00$ mm for a section of length 45,40 mm. The total length is 150,90 mm. A key with a height of 4,00 mm and length of 18,50 mm is fitted into the shaft. The key is labeled M20x2.5 - 69.

Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date
Grupo MPForming				13/05/2019
P49_EjeCatarinaTensoradoraCadena				Edición
				Sheet
				1 / 1

Error! Reference source not found.

P55_PlacaRegulaciónTensión

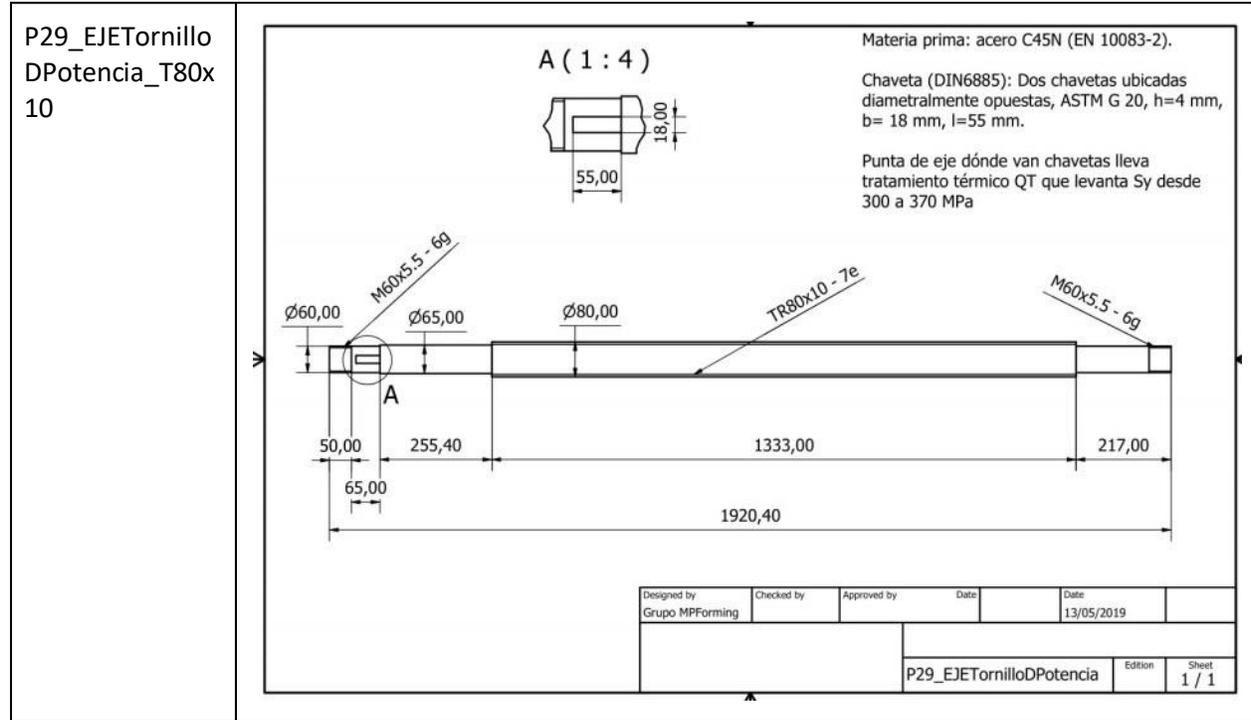
Materia prima: chapa de A36 de 10 mm de espesor.

Tolerancias:
-Rosca: 6H.
-Todas las demás: $\pm 0,1$ mm.

Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date
Grupo MPForming				13/05/2019
P55_PlacaRegulaciónTensión			Edition	Sheet
				1 / 1

Error! Reference source not found.

Tornillos de potencia



Error! Reference source not found.

P18_TuercaPotenciaBridadaT80x10

Materia prima: Aleación bronce al plomo (CuSn7ZnPb).

Tuerca trapezoidal según ISO2901-2903 y DIN103.

Tolerancia de diámetro 105 mm: 9h.

Technical drawing showing a trapezoidal nut with dimensions: $\varnothing 150,00$, $\varnothing 105,00$, TR80x10 - 7H, $\varnothing 13,00$, 24,00, and 120,00.

Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
Grupo MPForming				13/05/2019	
P18_TuercaPotenciaBridada				Edition	Sheet
					1 / 1

3.5.4. Plataformas

Función

En su conjunto hacen a la estructura principal del sistema para soportar las cargas del proceso de conformación y apoyar el sistema entero sobre el piso. Su geometría está diseñada específicamente para trabajar con matrices reconfigurables de formadores cuadrados.

Componentes

Plataforma porta-motor

Da apoyo al motor, apoyo radial a los ejes de los tornillos de potencia mediante rodamientos toroidales de alta tolerancia a desalineaciones (SKF C4013) y permite la alineación de las guías respecto las otras plataformas (son escudados contra el polvo por estar verticales y descubiertos también). Porta los tensores de cadenas regulables mediante ranuras T normalizadas, cada tensor lleva su eje con rodamientos apoyo axial SKF 51104, y radial SKF W6204-2Z.

Plataforma móvil porta-matriz

Lleva una matriz de estampado y recibe movimiento por la tuerca de potencia bridada a la misma. Los porta-matrices móviles son guiados por 2 guías en negro para cada uno, y su rodamiento lineal correspondiente por guía (SKF LVCR 40D-2LS). El peso de la plataforma superior se descarga por las guías y es lo único que carga las mismas. Las guías descargan el peso entero del sistema por las patas de la máquina con zapatos cúbicos. La plataforma tiene los agujeros para acoplar el sistema de apretadores laterales.

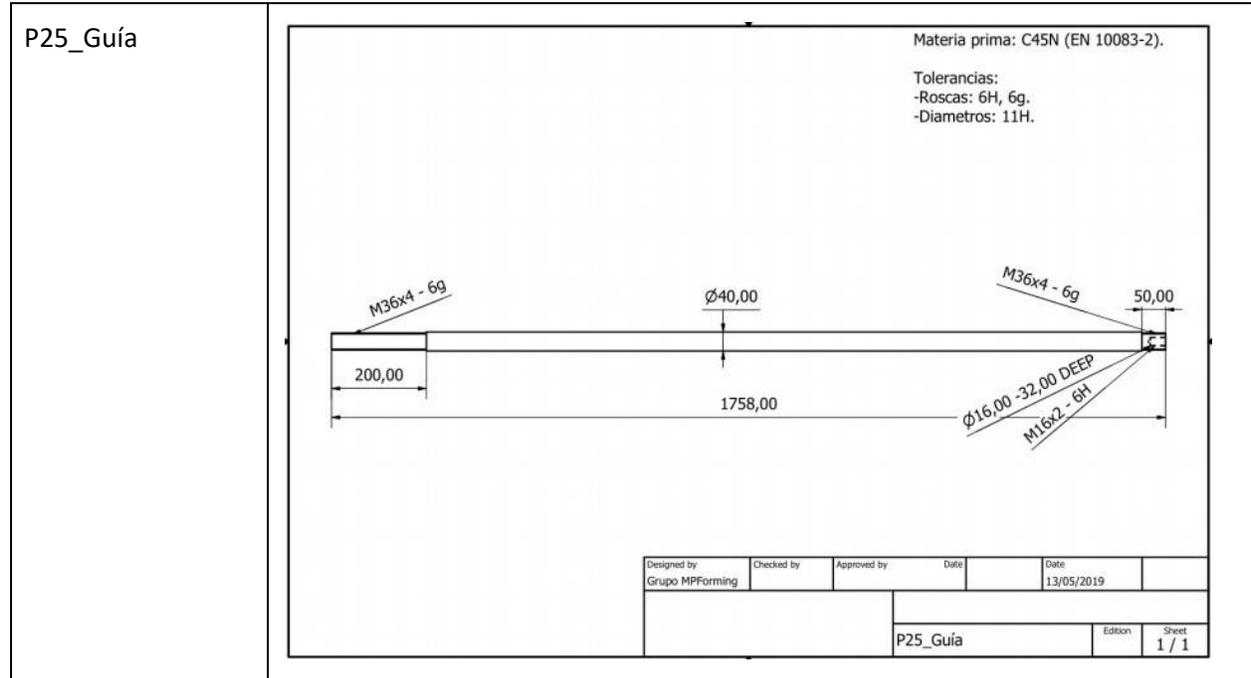
Plataforma fija porta-matriz

La plataforma inferior lleva las puntas de las guías, las cuales se transforman en las patas generales de sostén de peso la máquina. También posee el alojamiento para transmitir el empuje axial con un rodamiento de rodillos esférico SKF 29412 E para cada punta de eje de tornillo de potencia. La plataforma tiene los agujeros para acoplar el sistema de apretadores laterales.

Ficha de componentes

Plataforma porta-motor

Error! Reference source not found.



Plataforma móvil porta-matriz
Error! Reference source not found.

Plataforma fija porta-matriz

P07_PlataformaEst
ampadoFija

Materia prima: acero ASTM A36 de 150 mm de espesor. Ranuras T DIN 650, tolerancias no especificadas $\pm 0,1$ mm , $\pm 0,5^\circ$. Agujeros para bulones según norma ISO 273. Agujero central para pasaje de punta de eje y alojamiento para rodamiento de rodillos axial esférico SKF 29412 E.

Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date
Grupo MPForming				13/05/2019
				P07_PlataformaEstampadoFija
				Edition
				Sheet
				1 / 1

Error! Reference source not found.

3.5.5. Apretadores laterales

Función

Otorgar rigidez a las cargas laterales que se generen en el proceso de conformado en cualquier sentido del plano ortogonal a la carga vertical de formación. Para ello, este sistema consta de un sistema de morsa doble pre-cargado que aprieta la matricería lateralmente con la carga lateral máxima esperada. Esta carga a su vez, cumple la función de asegurar contacto mecánico entre formadores y sus vecinos, asegurando rigidez en flexión y con ello eliminando el juego entre ellos, necesario para ensamblar el arreglo compacto de cuadrados en un principio y para reconfigurarlo cuando se precise cambiar de formato. Por último, el arreglo de doble morsa atrapa cualquier fuerza lateral en un loop estructural cerrado entre los apretadores, sus tornillos y las matrices, sin transmitir carga de flexión hacia los tornillos de potencia y las guías de movimiento lineal de la matriz móvil de estampado.

Componentes

Placas laterales fijas

Par fijo de placas sobre el porta-matriz pero con juego mediante uniones por fricción e interferencia leve con pines redondos. Lo mencionado permite que, cuando se empuje la pared con tornillos, se mueva libre hasta contactar la matricería. Si la unión fuera atornillada a la placa porta-matriz, podría no transmitirse la carga hacia matricería. El vector normal a las paredes fijas es perpendicular a la dirección de entrada de las matrices por la ranura. El conjunto de placas trabaja con 4 espárragos largos de 16 mm de diámetro y material 8.8 que pueden pre-cargarse hasta 6000 kgf de manera seguramente reversible. Entre los 4 tornillos, las 2 placas y las placas auxiliares vistas en rosado en la figura 73, se forma una morsa que entrega hasta 24 ton de compresión lateral, siendo necesaria solo 10 ton. El criterio fue tomado de las investigaciones, dónde la carga lateral luego de haberse estudiado muchos casos de conformado de superficies con varias curvas, es de un 20% máximo la carga vertical, que como en este caso es 50 ton, entonces la carga lateral neta a mantener encerrada dentro la morsa es de 10 ton.

Placas laterales móviles

El otro juego de placas laterales es móvil mediante patines T normalizados y quedan simplemente colgadas de las porta-matrices por la forma de T. La normal a estos planos es colineal a la dirección de entrada de las matrices por las ranuras C. Los patines estarán en una extensión con forma de ala para poder deslizar la pared sobre la pared lateral de las placas porta-matriz. Para poder mover la placa completamente hacia un costado para dejar una matriz salir deslizando, la placa porta-matriz llevará extensores de la ranura T atornillados. Esta idea permite que el usuario no tenga que levantar las placas laterales para hacer maniobras con la máquina ya que son objetos de más de 50 kg. Los patines también van con juego para que, al igual que con las placas fijas, cuando se usen tornillos para apretar la placa contra la matricería, siempre se dé el contacto mecánico (sino hubiera juego, la T del patin podría contactar el porta-matriz antes que a la matriz). El uso de espárragos M16 8.8 es similar al de las placas fijas, con la diferencia de no precisar las placas auxiliares. Posee ventanas para que las placas auxiliares que utiliza el juego de placas fijas, sobresalgan para poder transmitir fuerza de una placa a la opuesta mediante los tornillos largos.

Ficha de componentes

Placas laterales fijas

Error! Reference source not found.

Error! Reference source not found.

Placas laterales móviles

Error! Reference source not found.

Error! Reference source not found.

P05_ExtensorRanuraT

Materia prima: acero A36.
Ranuras T Din 650. Tolerancias no especificadas +- 0,1 mm.

Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
Grupo MPForming				13/05/2019	
P05_ExtensorRanuraT				Edition	Sheet
					1 / 1

Error! Reference source not found.

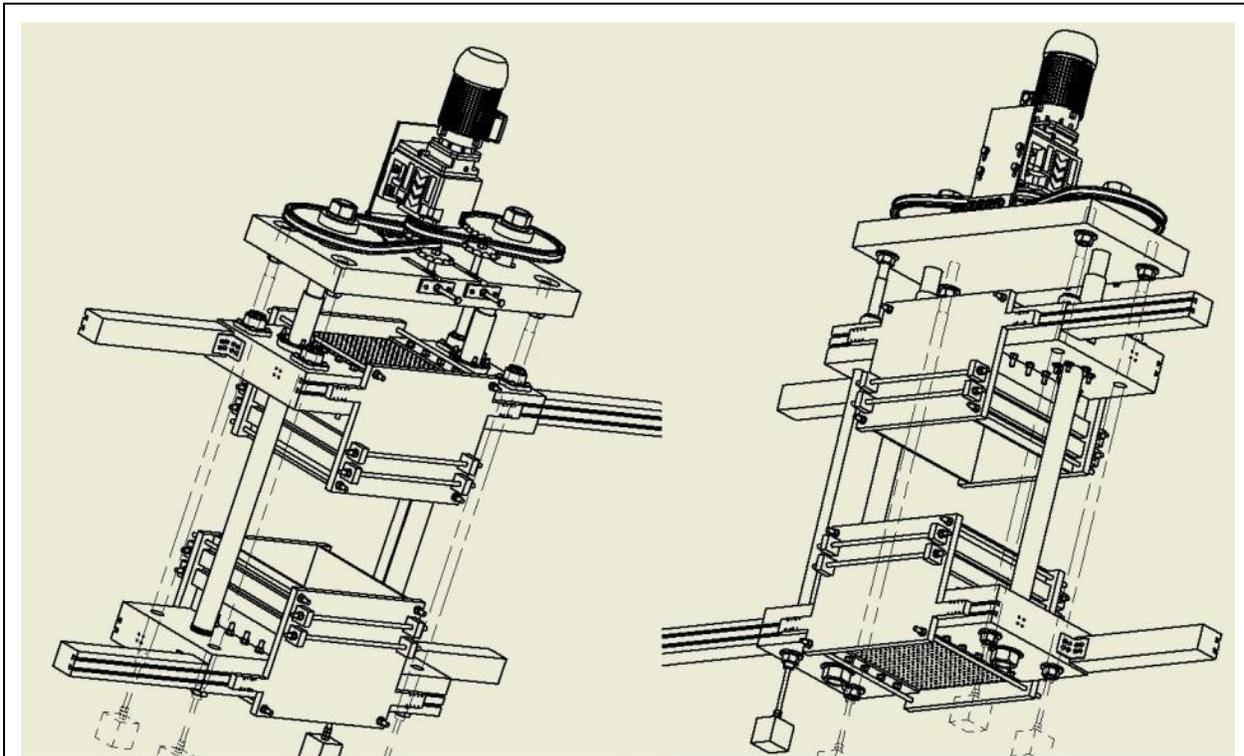


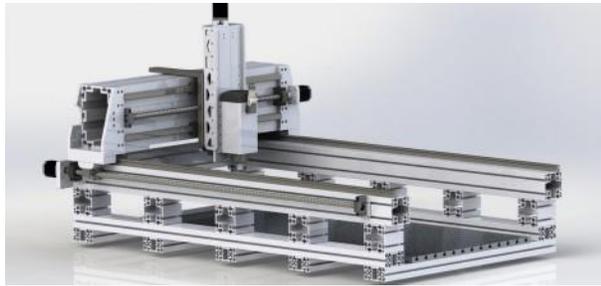
Figura 74: Vistas del ensamble completo del módulo prensa, BOM con 58 piezas distintas y 689 piezas totales.

Costo estimado ~ 10.000 dólares

3.6. Configurador

3.6.1. Influencias

La búsqueda de conceptos, fue realizada mirando impresoras 3D, cortadoras CNC, leyendo bibliografía de sistemas lineales de posicionamiento y de los diseños desarrollados por Finkenstein y Kleiner [19], Haas y Sullivan [27].



Drive unit	Requirements				
	Thrust	Rigidity	Speed	Precision ¹⁾	Noise characteristics
Ball screw 	+++	+++	+	+++	++
Toothed belt 	++	+	+++	+	++
Rack and pinion 	+++	+++	++	++	++
Linear motor 	++	+++	+++	+++	+++
Pneumatic 	+	0	+	0	++

1) Depending on the measuring system used, its accuracy, and the control system

+++ Very good
 ++ Good
 + Satisfactory
 0 Adequate

Figura 75: Cortadora CNC, extraído de Grabcad.

Figura 76: Comparación de sistema lineales de posicionamiento [Rexroth].

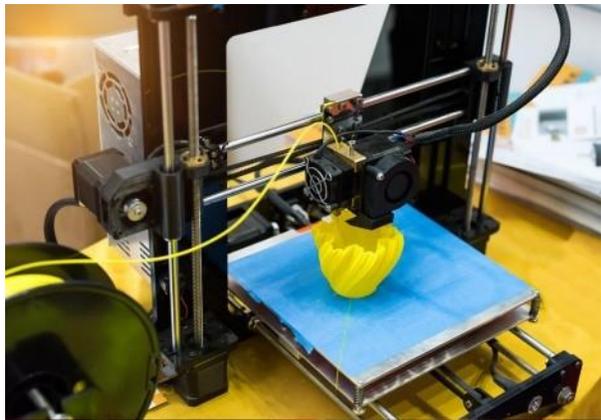


Figura 77: Impresora 3D modelo Anet A8, extraído de internet.



Figura 78: Sistema de correas y poleas de posicionamiento, extraído de internet.

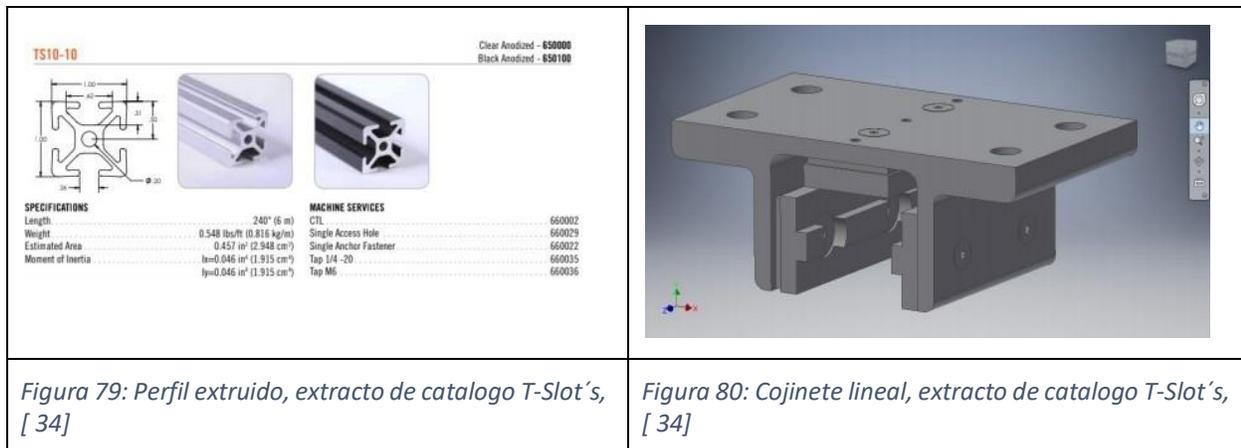


Figura 79: Perfil extruido, extracto de catalogo T-Slot's, [34]

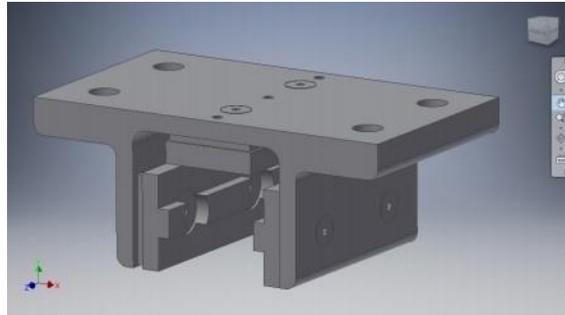


Figura 80: Cojinete lineal, extracto de catalogo T-Slot's, [34]

Comentarios de la búsqueda de conceptos

- Se encontraron mucho proyectos de electromecánica realizados con motores paso a paso controlados con placas de desarrollo Arduino. Este tipo de sistema electromecánicos parece ser prometedor para la solución buscada.
- Se encontró un sistema de armado de estructuras que permite el ensamblaje sin necesidad de realizar maquinado ni soldar, se designan como perfiles extruidos con alojamiento tipo T. Utilizamos los perfiles que proporcionaba la empresa T-Slot's [34] por también poseer cojinetes lineales deslizantes que pueden deslizar sobre los perfiles extruidos, logrando sistemas lineales de posicionamiento.
- Luego de entender el funcionamiento de los diseños realizados en el pasado de estos dispositivos (Finckenstein y Kleiner [19], Haas y Sullivan [27]), se procedió a diseñar un configurador de 4 ejes (3 lineales y uno rotacional) con la premisa de disminuir la cantidad de actuadores y sensores al máximo posible.
- Los sistemas de posicionamiento de correas si bien no son los más precisos, poseen la precisión necesaria para esta aplicación y son más baratos que los sistemas de posicionamiento de tornillos de potencia y piñón-cremallera.

3.6.2. Diseño conceptual decidido

Función

Como ya fue explicado, la posibilidad de cambiar la posición de los formadores de la matriz, le da una ventaja importante frente a las matrices fijas. Si además este sistema de reconfiguración es automatizado la ventaja es aún mayor.

Por lo tanto, el configurador debe poder ser alimentado con un archivo CAD de una superficie objetivo, transformarla mediante interpolación en un "mapa de alturas" y mediante sistemas electromecánicos transmitir movimiento a los formadores para que la matriz se aproxime a la superficie objetivo. Es importante poder guardar para cada superficie los "mapas de alturas" para poder volver a usarlos en un futuro.

Primeras decisiones

- Disminuir la cantidad de actuadores necesarios al máximo posible (4 motores paso a paso y un actuador lineal DC).
- Disminuir la cantidad de sensores necesarios al máximo posible (4 microswitch NA).
- El embrague y el tornillo posicionador del formador no deben tener movimiento relativo.
- En el momento del acoplamiento, el tornillo posicionador del formador no debe girar.
- La actuación del embrague no debe necesitar un dispositivo eléctrico de acople (embrague mecánico).
- El recorrido del cabezal deberá ser de 500 mm en las direcciones X e Y.
- La tolerancia de posicionamiento vertical de cada posicionador deberá ser menor a 0,5 mm.

Características de concepto decidido

- La estructura se realizará en perfiles extruidos “tipo T” y se utilizarán los cojinetes lineales de la firma T-Slot’s.
- Luego de proyectada la geometría de los formadores, se calculó el torque necesario para su posicionamiento y se comprobó que existen motores paso a paso que pueden proveer estos torques con alta precisión en lazos de control abiertos.
- Luego de realizar los cálculos de torque necesarios para lograr los posicionamientos mediante correas, se comprobó que existen motores paso a paso que pueden proveer estos torques con alta precisión en lazos de control abiertos, utilizando dos microswitch para darle el $(X,Y)=(0,0)$ a la placa.
- El sistema de posicionamiento vertical será realizado con un actuador lineal eléctrico y dos microswitch inicial y final del recorrido que serán ajustados “in-situ” a la altura necesaria para lograr el acoplamiento y desacoplamiento del embrague.
- El control se realizará con una placa de desarrollo Arduino Uno en lazo abierto todos los motores paso a paso mediante controladores de motor (Easydriver) y mediante dos relays el actuador lineal.
- Según la bibliografía consultada, se pueden cargar archivos CAD (.stl) en Matlab (STLREAD) y de ellos extraer el mapa de altura correspondiente de cada formador $z_{ij} = f(x,y)$ (mediante funciones de interpolación) y con la extensión SIMULINK de Matlab se puede interactuar con Arduino, el cual será el encargado de controlar los actuadores.

El diseño realizado permite tener una cantidad reducida de actuadores, un total de cinco actuadores en este caso. Cuatro motores stepper y un actuador lineal DC. Los sensores serán cuatro finales de carrera (microswitch NA) los cuales actuados dan el $(0,0,0)$ del cabezal configurador y la programación será en lazo abierto, ya que la posición (x,y) de cada formador es conocida y la cantidad de pasos se traduce mediante correas en un movimiento lineal de paso conocido (124 pasos equivalen a 25 mm), la posición z del cabezal configurador será controlada por dos microswitch que deberán ser posicionados de acuerdo a la carrera necesaria, la posición z del formador será proporcional al número de pasos de giro, debiendo tener la posición inicial y final guardadas en dos “mapas de altura”.

Lógica de funcionamiento

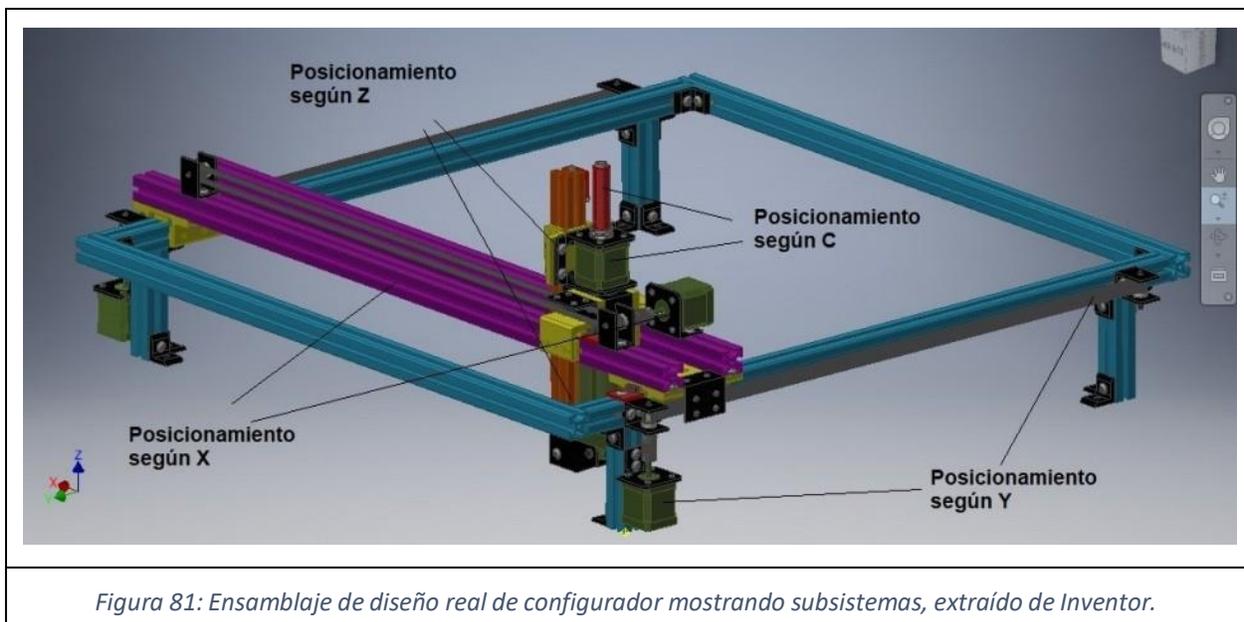
- 1) Cargar archivo CAD y generar “mapa de alturas objetivo”.
- 2) Cargar “mapa de alturas actual”.
- 3) Leer mapas de alturas “actual” y “objetivo”, realizar cálculo de número de pasos a realizar por MZ para cada formador y dirección de giro.
- 4) Con los microswitch 1, 2 y 3 actuados, $(X,Y)=(0,0)$ y el actuador lineal está retraído.
- 5) Para cada $(X,Y)=(i,j)$ si el microswitch 3 está accionado, el actuador lineal sube hasta accionar microswitch 4 (acoplamiento asegurado).
- 6) Comienza el giro según C mediante el motor MZ hasta completar la secuencia de giro.
- 7) Si el microswitch 4 está accionado y la secuencia de giro de MZ finalizó, el actuador lineal retrocede hasta accionar el microswitch 3.
- 8) Con el microswitch 3 actuado, $i < N_c - 1$, $j < N_f - 1$, prosigue el recorrido en la matriz $(X,Y)=(i,j+1)$ con los motores MY un incremento por vez y se repiten los pasos 5), 6), 7) y 8).
- 9) Con el microswitch 3 actuado, $i < N_c - 1$, $j = N_f - 1$, prosigue el recorrido en la matriz $(X,Y)=(i+1,j)$ con el motor MX una vez y se repiten los pasos 5), 6), 7) y 8).
- 10) Con el microswitch 3 actuado, $i < N_c - 1$, $j > 0$, prosigue el recorrido en la matriz $(X,Y)=(i,j-1)$ con los motores MY un incremento por vez y se repiten los pasos 5), 6), 7) y 10).
- 11) Una vez terminado el recorrido $(X,Y)=(N_c-1,N_f-1)$, regresar al $(X,Y)=(0,0)$.
- 12) Proceso finalizado.

Nc: número de columnas, en el caso diseñado $N_c=21$.

Nf: número de filas, en el caso diseñado $N_f=21$.

Nota: Los puntos 8), 9) y 10) son los diferentes pasos a seguir, siempre de a un incremento en X o en Y, y están determinados por el recorrido prefijado. El recorrido de la matriz (X,Y) , puede ser mejorado si se realiza una búsqueda de cuales formadores deben ser configurados evitando visitar posiciones que no lo requieren.

Arquitectura de subsistemas



Error! Reference source not found.

Subsistemas	Componentes	Detalle
Bastidor	Marco	Perfiles encargados de mantener la forma global del sistema
	Patas y anclaje a prensa	Elementos de fijación a prensa
Posicionamiento en X	Guías y cojinete lineal	Permite el movimiento según X
	Mx, correas y poleas	Transmisión de potencia
Posicionamiento en Y	Guías y cojinete lineal	Permite el movimiento según Y
	My, correas y poleas	Transmisión de potencia
Posicionamiento en Z	Guía y cojinete lineal	Permite el movimiento según z para lograr acoplamiento
	Actuador lineal	Actuador de sistema de posicionamiento según z
	Cojinete axial	Permite desviar la fuerza axial sobre el eje de Mz
	Soportes	Elementos de fijación
Posicionamiento de altura de formador (posicionamiento según C)	Mz	Actuador de sistema de posicionamiento según C
Embrague	Puntero, arandela de ajuste	Componente que permite el acoplamiento y desacoplamiento del tornillo posicionador
	Resorte	
Eléctrico	Controladores de motor	Controladores de motores
	Microswitch	Finales de carrera movimiento en X, Y, Z
	Placa control	Placa desarrollo que controla los actuadores
	Fuente	Fuentes de alimentación

3.6.3. Posicionamiento según XY

Función

Proporcionar movimiento según X, e Y al cabezal posicionador que transporta el embrague. Como la geometría de la matriz es fija, las posiciones de cada formador está determinada. La transmisión será mediante motores paso a paso, poleas y correas T2.5 (paso 2.5 mm), con un recorrido de 500 mm. Como la distancia entre dos “ejes de tornillo posicionador” están separados 25 mm la cantidad de pasos que el motor debe realizar es 125. Los finales de carrera 1 y 2 una vez actuados establecen la posición $(x,y)=(0,0)$, para comenzar la secuencia de recorrido.

Componentes

Bastidor y soportes

Se utilizaron cuatro perfiles “tipo T” de 1” de lado y de 745 mm de largo, unidos por ménsulas en “L” mediante tornillos allen UNC $\frac{1}{4}$ x 20 $\frac{1}{2}$ de cabeza circular y tuercas “tipo T” que van alojadas en la ranura T de los perfiles.

Cojinetes lineales posicionamiento según X

Se utilizaron dos cojinetes lineales para perfiles de 1”, el “Deluxe single flange wide linear bearing - short - 657055” según T-Slot’s. El mismo es fabricado en aluminio y posee tres tacos de UHWM de baja fricción regulables. Posee varios agujeros para fijar cosas a él. Los mismos deslizan sobre dos “perfil central-guía de posicionamiento según X-T 1 pulgada - 650000” los cuales están vinculados mediante tornillos UNC $\frac{1}{4}$ 20 $\frac{1}{2}$ y tuerca tipo T a los “cojinetes lineales posicionamiento según Y”.

Cojinetes lineales posicionamiento según Y

Se utilizaron dos cojinetes lineal para perfiles de 1”, el “Deluxe double flange single wide linear bearing - long - 657060” según T-Slot’s. El mismo es fabricado en aluminio y posee tres tacos de UHWM de baja fricción regulables. Posee varios agujeros para fijar cosas a él. Los mismos deslizan sobre dos perfiles que también ofician de bastidor de la máquina.

Transmisión de potencia

La transmisión de potencia se realizó mediante poleas y correas síncronas del tipo T2,5. Se tuvo especial cuidado de no transmitir fuerza radial a los ejes de los motores ya que los valores admisibles sugeridos por los fabricantes eran muy bajos en comparación a las cargas que se debían transmitir. Para esto se diseñaron soportes para las poleas y ejes los cuales se llevan toda la carga, sin comprometer los cojinetes del motor.

Motor MX: Este motor (PKP243D15A2-Oriental Motors) fue seleccionado para entregar un par de 255 Nmm a 458 rpm, alimentado con 24VDC mediante un controlador Easydriver V44 A3967 controlado por Arduino.

Motores MY: Estos motores (PKP243D15A2-Oriental Motors) fueron seleccionados para entregar un par de 127 Nmm a 458 rpm, alimentado con 24VDC mediante un controlador Easydriver V44 A3967 controlado por Arduino.

Acoples flexibles

Estos acoples (MBC15-5-5-A-Ruland) fueron seleccionados debido al tamaño de los ejes 5 mm, por su versatilidad de absorber desalineaciones y su alta rigidez a la torsión 8000 Nmm/grado.

Eje de polea

Estos ejes fueron diseñados para vincular a través de los acoples flexibles el torque entregado por los motores a la poleas para lograr los posicionamiento según X e Y, evitando que la carga radial dañe los cojinetes de los motores que tienen un límite de 35 N aplicado en la punta. En un extremo poseen un hombro que lo posiciona axialmente en el soporte, y en el otro extremo poseen una ranura en la cual se aloja un seguro (ANSI B27.7M 3CMI-3) que evita que el mismo tenga movimiento axial. Las poleas van aseguradas mediante prisioneros (DIN 913 M3x4).

Soporte poleas

Estos soportes fueron diseñados para soportar las cargas necesarias para lograr los posicionamiento según X e Y. Los mismos serán de chapas de 3 mm de espesor de AISI 1010. Ellos se vinculan a los perfiles T mediante tornillos UNC $\frac{1}{4}$ 20 $\frac{1}{2}$ y tuercas tipo T alojadas en la ranura del perfil. La posición es ajustable. En las paredes laterales posee dos agujeros uno de 3 mm y otro de 4 mm enfrentados, serán los “cojinetes” del eje de las poleas. El mismo va insertado desde el agujero mayor, atraviesa la polea y sale por el otro agujero donde se coloca el seguro.

Poleas

Para determinar el paso y el tamaño de las poleas se tuvo en cuenta, que se pudiera avanzar 25 mm (distancia entre ejes de tornillo posicionador) con un número entero de pasos y disminuir el torque a transmitir. Por lo tanto se eligieron poleas de 16 dientes con un paso de 2,5 mm (T2,5). Las mismas son hechas en aluminio y no especifican el tipo de aleación. Nosotros seleccionamos la aleación 6061 T6 por la facilidad de maquinado y la posibilidad de endurecerla mediante tratamiento de envejecimiento.

Correas

Las correas seleccionadas serán 3 iguales, una para el posicionamiento según X y dos para el posicionamiento según Y. Son correas abiertas del tipo (20 T2,5 1300), esto es, 20 mm de ancho, 2,5 mm de paso y 1300 mm de largo. Las cuales van ajustadas al punto fijo que está vinculado mediante el “soporte clamper correa” que va atornillado (con dos DIN 7985 M3x14 y tuercas ISO 4032 M3) a uno de los “cojinetes lineales según X” y a los dos “cojinetes lineales según Y” para cada subsistema de posicionamiento. La correa queda presionada entre el “soporte clamper correa” y el “Plástico clamper correa” mediante cuatro tornillos DIN 7985 M3x6 roscados al plástico. La separación entre las poleas es de 630 mm, logrando un recorrido total útil de 500 mm.

Comentarios

- Las correas tienen una precarga mínima sugerida para disminuir el backlash (juego entre dientes de poleas y correas).
- Vale destacar que el fabricante de los cojinetes no daba información sobre el coeficiente de fricción de los mismos, solamente sugerían un valor de 200 N para poder lograr el deslizamiento, en la realidad este valor deberá ser corroborado. Teniendo esto en cuenta los motores se seleccionaron con “holgura”. Debido al diseño del configurador, los cojinetes lineales no soportan cargas laterales, esto se logró centrando las cargas respecto al conjunto “cojinetes lineales”. Dicho esto es esperable que la fuerza necesaria para lograr el deslizamiento sea menor que la recomendada por el fabricantes, pudiendo aumentar la velocidad de seteo.

- De las planillas de cálculo se extrae que el componente limitante son las correas, por lo que se debería realizar un estudio más exhaustivo de la fuerza necesaria para lograr el deslizamiento de los cojinetes lineales antes de descartar el uso de las mismas.

Control

Leyendo proyectos electromecánicos en internet, se encontraron controladores de motores paso a paso (Easydriver V44) los cuales se alimentan de dos señales de una placa Arduino y de la fuente. Esto disminuye la cantidad de cables a la Arduino y permite utilizarlos a 1,5 A que la Arduino no soportaría. Las señales lógicas de referencia espacial, las proporcionarán dos “microswitch NA” los cuales enviarán una señal a la placa que puede leerse de manera digital (encendido, apagado).

Fichas de componentes

Perfiles extruidos tipo “T”

Error! Reference source not found.

Cojinetes lineales posicionamiento según X
Error! Reference source not found.

Cojinetes lineales posicionamiento según Y
Error! Reference source not found.

Motores MX, MY

Error! Reference source not found.

Acople flexible

Error! Reference source not found.

Eje de polea

Error! Reference source not found.

Soporte polea

Error! Reference source not found.

Polea T2,5 16

Error! Reference source not found.

Correa 20 T2,5 / 1300 M

Error! Reference source not found.

3.6.3. Posicionamiento según Z

Función

Proporcionar movimiento según Z al cabezal que transporta el embrague. La transmisión será mediante un actuador lineal con un recorrido de 35 mm. Los finales de carrera 3 y 4 definen el cero y el final del recorrido vertical del cabezal posicionador, el cual es utilizado para que el embrague mecánico actúe acoplando y desacoplando a cada uno de los formadores.

Componentes

Soporte superior actuador lineal

Este componente está vinculado al “actuador lineal” por medio de un pasador (DIN EN ISO 13337 6x26), y al “cojinete lineal según Z” por medio de 4 tornillos UNC $\frac{1}{4}$ 20 $\frac{3}{4}$ y tuercas AS 2465 $\frac{1}{4}$ pulgada.

Actuador lineal

Este componente fue seleccionado para entregar una fuerza máxima de 490 N (en el peor caso) y una carrera de 35 mm. Tiene dos articulaciones una superior que lo vincula al “soporte motor MZ” y una inferior que lo vincula al “perfil vertical” por medio de dos pasadores.

Soporte inferior actuador lineal

Está compuesto por dos placas las cuales están vinculadas, al “actuador lineal” por medio de un pasador (DIN EN 22341 B B 6x35), y al “perfil vertical” mediante dos tornillos UNC $\frac{1}{4}$ 20 $\frac{1}{2}$ con tuerca T cada uno.

Soporte perfil vertical

Este componente fue diseñado para fijar el “perfil vertical” perpendicular y centrado según Y a los “cojinetes lineales según X”. No se pudo lograr debido a la geometría de los cojinetes que quedara centrado respecto a X, por lo que se ubicó a 48 mm desplazado según X la distancia mínima lograda para disminuir los momentos reactivos sobre los cojinetes. El mismo tiene forma de “L” y posee un agujero central en una de las caras por donde pasa el émbolo del “actuador lineal”. Está vinculado al “perfil vertical” por medio de dos tornillos UNC $\frac{1}{4}$ 20 $\frac{1}{2}$ con tuerca T cada uno y los “cojinetes lineales según X” mediante cuatro tornillos DIN 7985 (z) M3x6, roscados en el componente.

Perfil vertical

Perfil de 1” de lado “tipo T” de largo 300 mm. Este componente sirve de guía al “cojinete lineal según Z” y es el encargado de descargar la fuerza efectuada por el “actuador lineal” sobre los “cojinetes lineales según X”.

Cojinete lineal según Z

Se utilizó un cojinete lineal para perfiles de 1”, el “Deluxe double flange single wide linear bearing - short - 657059” según T-Slot’s. El mismo es fabricado en aluminio y posee tres tacos de UHWM de baja fricción regulables. Posee varios agujeros para fijar cosas a él, en este caso al “soporte superior actuador lineal” y al “soporte motor MZ” mediante cuatro tornillos UNC $\frac{1}{4}$ 20 $\frac{3}{4}$ con tuercas UNC $\frac{1}{4}$ AS 2465.

Fichas de componentes

Soporte superior actuador lineal

Error! Reference source not found.

Actuador lineal

Error! Reference source not found.

Error! Reference source not found.

Soporte inferior actuador lineal

Error! Reference source not found.

Soporte perfil vertical

Error! Reference source not found.

Cojinete lineal posicionamiento según Z

Error! Reference source not found.

3.6.4. Posicionamiento según C

Función

Proporcionar movimiento según C (giro del tornillo posicionador del formador) una vez que el embrague está acoplado al eje del formador (definido por el final de carrera 4). La transmisión será mediante un motor paso a paso y el movimiento vertical de cada formador será proporcional al número de pasos que el mismo haya efectuado y el paso del tornillo posicionador. En este caso no habrá un micro que defina la posición, la posición estará guardada en el “mapa de alturas”, para lo cual se deberá tener el “mapa de alturas inicial” y el “mapa de alturas final” para poder calcular el número de pasos y dirección de giro del motor. En la práctica real será necesario tener algún sensor para corroborar las posiciones reales, de manera de poder ajustar el comportamiento del configurador.

Componentes

Motor MZ

Este motor (PKP244D15A2-Oriental Motors) fue seleccionado para entregar un par de 390 Nmm a 333 rpm (alimentado con 24VDC mediante un controlador Easydriver V44 A3967 controlado por Arduino), el cual fue estimado para lograr el giro del “tornillo posicionador” de cada “formador”. El estándar NEMA 17 fija las dimensiones del motor pero no el comportamiento, existen muchos con diferentes curvas torque-velocidad.

Soporte motor MZ

Se diseñó el “soporte motor MZ” con la geometría necesaria para la fijación del motor (NEMA 17) y la geometría necesaria para la fijación con el “cojinete lineal según Z”. El mismo debe proveer el apoyo necesario al “cojinete axial” para que el motor no experimente cargas axiales en el eje. El mismo va vinculado al “cojinete lineal de posicionamiento según Z” mediante cuatro tornillos UNC ¼ 20 ¾ con tuercas UNC ¼ AS 2465.

Cojinete axial

Este componente (BA8-SKF) se seleccionó para soportar la carga axial de acoplamiento y desviarla del eje del “motor MZ”, el cual soporta un máximo de 15 N. El mismo va apoyado sobre el “soporte motor MZ”, y el “soporte del embrague” se introduce en el.

Fichas de componentes

Motor MZ (PKP244D15A2)

Error! Reference source not found.

Soporte motor MZ

Error! Reference source not found.

Cojinete axial (BA8-SKF)

Error! Reference source not found.

3.6.5. Embrague

Función

Proporcionar el acople y desacople de cada tornillo posicionador de los formadores para realizar el cambio de altura de los mismos. El dispositivo diseñado es totalmente mecánico, logrando el acople por medio de ajuste radial de un “canutillo” impreso en ABS con el tornillo posicionador. La “arandela de ajuste” es obligada a descender logrando la deformación de las aletas del “puntero” las cuales presionan radialmente al “canutillo” el cual proporciona ajuste radial al tornillo configurador. La “arandela de ajuste” desciende al entrar en contacto con un hombro del tornillo posicionador, a medida que el embrague sube al extenderse el actuador lineal. Un resorte obliga a ascender a la “arandela de ajuste” a medida que el embrague desciende al retraerse el actuador lineal, logrando el desacople del tornillo posicionador.

Diseño real

Se crearon dos conceptos:

- A. Consiste en ajuste por interferencia sin actuación, esto es, el eje del tornillo posicionador siempre es más grande que el canutillo. Este diseño fracasó, debido a que la variabilidad dimensional del eje del tornillo posicionador generaba fuerzas verticales de acoplamiento muy altas para los ejes de mayor tamaño (2,5 kN).

- B. Este diseño contempla la variabilidad dimensional de los ejes del tornillo posicionador, haciendo que el canutillo sea más grande que todos los ejes, siendo necesario un ingenio que logre el acople al deformar el canutillo radialmente. Pero la fuerza de actuación se logró mantener en 200 N, sin perder transmisión de torque.

El diseño de este dispositivo fue realizado mediante formulas analíticas y simulaciones numéricas mediante ANSYS.

Las simulaciones se utilizaron para estimar:

- El desplazamiento de la arandela de ajuste y la fuerza mínima necesaria para lograr el ajuste asegurando la transmisión de torque.
- La fuerza necesaria aplicada por el resorte para desacoplar.
- Las tensiones de contacto generadas.
- Estimar la deformación angular del canutillo.

Las formulas analíticas utilizadas fueron para:

- Diseñar el resorte (fatiga por torsión).
- Estimar la dureza superficial del puntero y de la arandela superficial (fatiga superficial).
- Comprobar aplastamiento en las zonas de apoyo del resorte.
- Comprobar aplastamiento en la zona superior de la arandela de ajuste.
- Comprobación de tensión por flexión de la carcasa debido a la interacción con la arandela de ajuste por el empuje del resorte precargado.
- Cálculos de rigidez torsional.

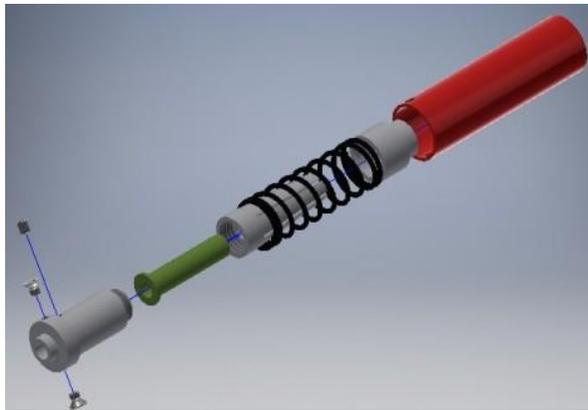


Figura 83: Despiece de embrague, fotografía extraída de ensamblaje de embrague Inventor

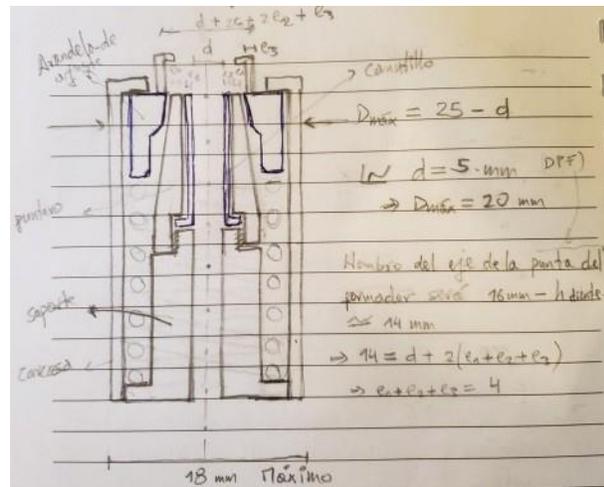


Figura 84: Perfil de embrague

Componentes

Soporte

Este componente va roscado al puntero y va ajustado al eje del motor MZ (que posee una cara plana) por medio de un prisionero DIN 913 M3x4 lo cual hace que giren solidarios. Posee una rosca y la longitud de la misma fue dimensionada de manera de comprimir el hombro del canutillo, logrando por rozamiento que el embrague no se desarme al transmitir torque. Posee un eje "saliente" en donde se introduce el "cojinete axial" y donde va apoyado.

Puntero

Este componente va roscado al soporte y dentro contiene al "canutillo", este componente interactúa con la "arandela de ajuste" para lograr un ajuste radial del "eje del tornillo posicionador", al deformar radialmente las aletas. La distancia entre aletas se proyectó según el tamaño mínimo de pilana que se obtiene en plaza (0,8 mm). El ángulo de ataque fue elegido como el entero más cercano luego de fijar el diámetro mínimo y el diámetro externo del "puntero", quedando en 4° . Debido a las altas tensiones de contacto entre la "la arandela de ajuste" y este componente, se seleccionó el material para cumplir con una dureza superficial mínima.

Canutillo

Este componente fue seleccionado debido al coeficiente de rozamiento entre el y el acero (0,2), y la facilidad de fabricarlo en una impresora 3D. El mismo va alojado por dentro del "puntero" y ajustado por un hombro entre el "soporte" y el "puntero".

Arandela de ajuste

Este componente confiere el mecanismo de acople al embrague, posee el mismo ángulo de ataque que el puntero, y al desplazarse según Z obliga a las aletas a deformarse elásticamente comprimiendo el canutillo. Debido a las altas tensiones de contacto entre el puntero y este componente, se seleccionó el material para cumplir con una dureza superficial mínima.

Resorte

Este componente fue diseñado para desacoplar el eje del tornillo posicionador una vez terminada la secuencia de posicionamiento del formador. Al haber fricción entre el “puntero” y la “arandela de ajuste” es necesario conferir una fuerza adicional para desacoplar. Para esto el resorte deberá estar precargado y con la deformación extra del desplazamiento de la “arandela de ajuste” llegará a la fuerza necesaria para vencer la fricción (este valor fue estimado de las simulaciones numéricas de ANSYS).

Debido a las restricciones geométricas se tuvo que diseñar un resorte de perfil rectangular y su diseño fue realizado con el libro “Mechanical Springs - Wahl [15]”. Se realizaron cálculos de fatiga debido a las cargas fluctuantes a la cual estará sometido (10^6 ciclos para realizar mil configuraciones).

Carcasa

Este componente tiene la función de darle soporte a la “arandela de ajuste”, ya que el resorte le realiza una fuerza al estar precargado. Las tensiones debido a esta interacción fueron calculadas con el libro “Theory of Plates and Shells - Timoshenko [16]”. Se utilizaron dos tornillos M3x4 para fijarla al “soporte”.

Fichas de componentes

Soporte

Error! Reference source not found.

Canutillo

Error! Reference source not found.

Puntero

Error! Reference source not found.

Arandela de ajuste

Error! Reference source not found.

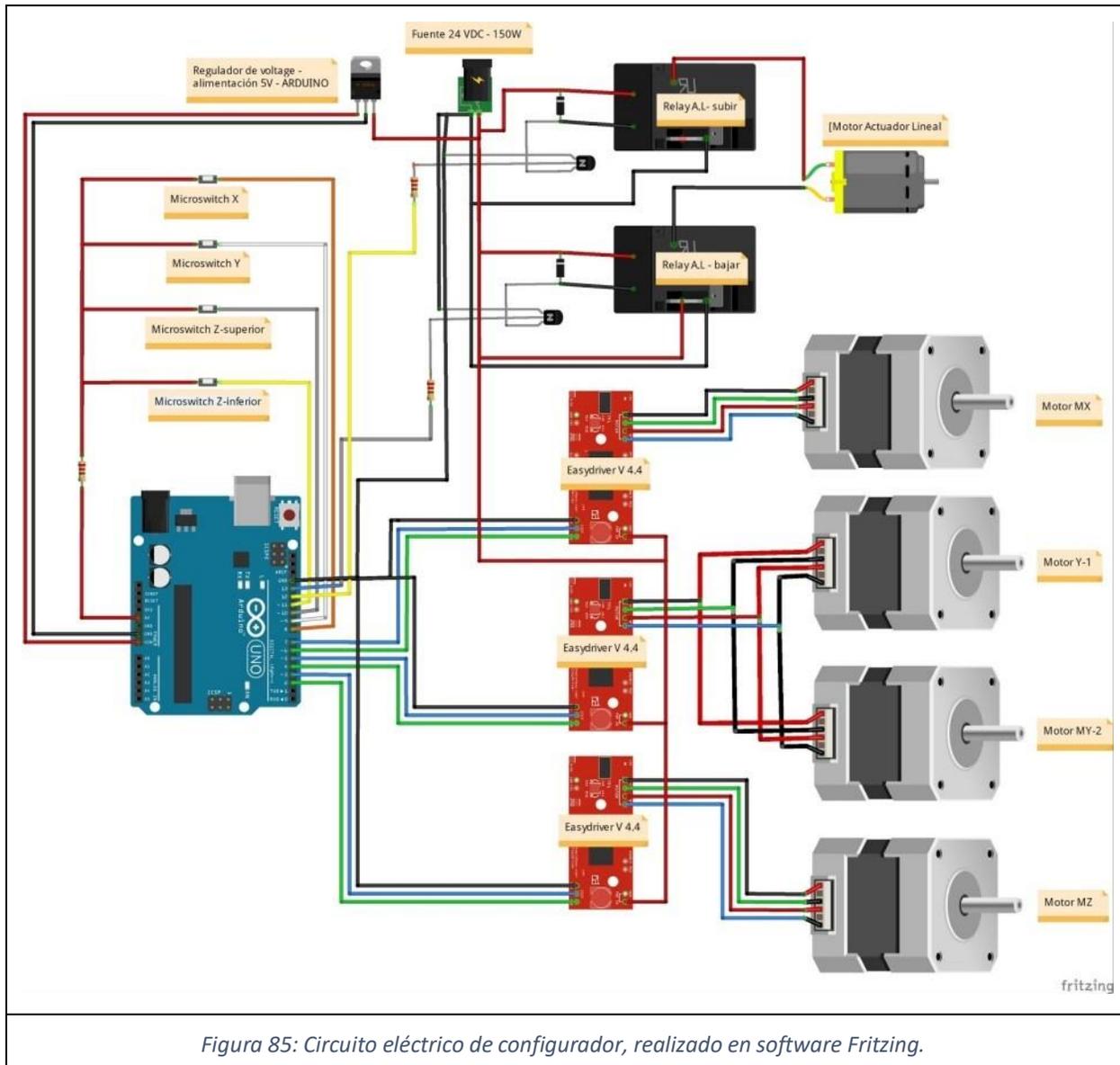
Resorte

Error! Reference source not found.

Carcasa

Error! Reference source not found.

3.6.6. Circuito eléctrico



Componentes

Etiqueta	Codigo	Cantidad	Detalles
Arduino uno	Arduino Uno (Rev3)	1	Tipo Arduino UNO (Rev3)
Controlador Stepper	EasyDriver_v44	3	Controlador de motores, hasta cuatro SM; 7-30 VDC al motor
Diodo	Rectifier Diode	2	Tipo Rectifier; Número de componente 1N4001
MX	Stepper Motor - Bipolar	1	Motor Paso-Paso, 2 fases, bipolar (200 step/rev; 2,7 VDC; 1,5 A/phase; HT=3,5 kgcm)
MY1	Stepper Motor - Bipolar	1	Motor Paso-Paso, 2 fases, bipolar (200 step/rev; 2,7 VDC; 1,5 A/phase; HT=3,5 kgcm)
MY2	Stepper Motor - Bipolar	1	Motor Paso-Paso, 2 fases, bipolar (200 step/rev; 2,7 VDC; 1,5 A/phase; HT=3,5 kgcm)
MZ	Stepper Motor - Bipolar	1	Motor Paso-Paso, 2 fases, bipolar (200 step/rev; 3,2 VDC; 1,5 A/phase; HT=4,9 kgcm)
Actuador lineal	DC Motor	1	Actuador lineal 500N; 50 mm; motor continua 24 VDC
Fuente de potencia	Power plug	1	Fuente 24 VDC, 150W
Transistor	NPN-Transistor	2	Tipo NPN (EBC); paquete TO92 [THT]
Resistencia	220Ω Resistor	3	Resistencia 220Ω; tolerancia ±5%
Microswitch 1, 2, 3 y 4	Final de carrera	4	Microswitch 5A subminiatura palanca con rueda-Normal abierto
Relay	RELAY	2	Relay 10 A-bobina 24VDC
Regulador de voltaje	Voltage Regulator - 5V	1	Paquete TO220 [THT]; voltaje 5V

3.6.7. Desempeño

Ver planilla de cálculo Configurador

Secuencia y tiempo estimado de configuración

Utilizando la secuencia de recorrido explicada en “lógica de funcionamiento”, se estimó un tiempo total de reconfiguración de cada matriz.

- El recorrido según X, Y consume un total de 0,6 min.
- El acoplamiento y desacoplamiento consume un total de 17,2 min.
- El posicionamiento de todos los formadores suponiendo que efectúan la mitad del recorrido máximo consume un total de 99,2 min.

En total se estima que la matriz estará reconfigurada en 2 hs. Si el equipo tiene dos configuradores, uno por matriz, entonces el tiempo total de configuración será de 2 hs.

Errores estimados de posicionamiento

Los mismos fueron estimados en condiciones estáticas, el comportamiento dinámico deberá ser abordado para “pulir” el comportamiento global del sistema, mediante por ejemplo la bibliografía [12]. Además no se tuvieron en cuenta desalineaciones del montaje, las cuales deberán ser medidas en la realidad mediante niveles, y comparadores para cuantificar sus errores.

Posicionamiento según X, Y

El error de posicionamiento estará determinado por:

- El juego de la correa en la polea (backlash) este error es disminuido si se realiza una precarga a la correa (datos recomendados por fabricante).
- El error de control del motor, $0,05^\circ$ equivalente a $0,006$ mm según X o Y.
- Deflexión torsional de acople eje motor a eje polea, $0,05^\circ$ (transmitiendo en regimen) equivalente a $0,006$ mm .
- Deflexión torsional del eje de la polea, $0,01^\circ$ (transmitiendo en regimen) equivalente a $0,0026$ mm.
- Juego radial de, motores paso a paso $0,025$ mm y ejes de poleas $0,04$ mm.

Obteniendo un valor de $\pm 0,079$ mm.

Posicionamiento según Z

Este error no es posible estimarlo, ya que depende de la posición de los microswitch, de la velocidad de actuación de los relays y la velocidad de señales de la placa Arduino. Será testeado in situ para lograr que en todos los formadores haya una fuerza de acople mínima, evitando así el deslizamiento.

Posicionamiento según C

El error de posicionamiento estará determinado por:

- Juego entre la tuerca y el tornillo posicionador M16x2. Se utilizaron dos tolerancias para analizar los valores, 4h4H dando un juego de $0,1$ mm y 6g6H dando un juego de $0,4$ mm.
- Deflexión torsional de tornillo posicionador, $3,1^\circ$ (transmitiendo en regimen) equivalente a $0,0173$ mm.
- Deflexión torsional de embrague, $1,57^\circ$ (transmitiendo en regimen) equivalente a $0,0087$ mm.
- El error de control del motor, $0,05^\circ$ equivalente a $0,003$ mm según z.

Obteniendo un valor de $\pm 0,127$ mm y $\pm 0,426$ utilizando las dos tolerancias extremas seleccionadas del tornillo y en la tuerca posicionadoras.

Costo estimado

El equipo tienen un costo estimado final de 1500 U\$S, los valores fueron extraídos de cotizaciones suministradas por proveedores (T-Slot's, SDP SI, , Oriental Motors, Ruland, SKF, Robotec), búsqueda en internet (mercadolibre, ebay, alibaba) y costos estimados.

4. Conclusiones y continuidad

4.1. Conclusiones

Luego de concluido el proyecto de grado se lograron todos los objetivos planteados al comienzo:

Objetivos de trabajo

- Definición de sistema de ensayos mecánicos de análisis y validación de modelos para procesos de conformación de chapas, realizables en las instalaciones de FIng/UdelaR.
- Diseñar un prototipo completo de máquina de conformación multi-punto de chapas metálicas (MPF sheet metal forming), incluyendo su memoria de cálculo y sus archivos CAD de piezas y ensamblajes.

Objetivos de formación profesional

- Profundizar conocimientos en procesos de manufactura mecánica, conformación mecánica de placas y hojas.
- Aplicar integralmente las disciplinas de ingeniería estudiadas en la carrera para desarrollar análisis y síntesis que resuelvan un proyecto de largo plazo de duración.
- Desarrollar habilidades de búsqueda y selección bibliográfica para la resolución satisfactoria de problemas reales y con ello, preparar también la argumentación científica para defender profesionalmente los análisis y las síntesis realizadas frente colegas y clientes de la solución.
- Estudio y realización de ensayos mecánicos, y procesamiento de la información generada, para la práctica de análisis mediante uso combinado de modelos analíticos, numéricos y experimentales en ingeniería (ejemplos: validación experimental de modelos numéricos).
- Utilizar herramientas básicas de gestión de proyectos de ingeniería.
- Utilizar estándares de materiales y productos mecánicos en el diseño de sistemas mecánicos.

- Trabajar en la resolución de problemas reales con la computadora utilizando programas de diseño asistido (CAD) e ingeniería asistida (CAE).

4.2. Continuidad

- El equipo de proyecto es a la vez equipo de trabajo en UdelaR, en el área de metalurgia. El tema desarrollado, fue elegido para mejorar el conocimiento por parte del equipo en esta área para generar material didáctico para dictar clases.
- Además el equipo logró financiamiento a través del programa PAIE CSIC (Programa de Apoyo a la Investigación Estudiantil Comisión Sectorial de Investigación Científica, Llamado 2018) para la construcción de un prototipo, el cual será, una vez fabricado, el instrumental para laboratorios de manufactura para las carreras de ingeniería mecánica y naval.

5. Bibliografía

Nomenclatura utilizada

[n° identificador de bibliografía en tesis], Apellido de Primer Autor, “Nombre de texto”, n° de edición, año de publicación, editorial.

5.1. Libros de Mecánica de materiales metálicos

[1], Callister, “Materials Science and Engineering, an Introduction”, 9na, 2013, Wiley

[2], Groover, “Fundamentals of Modern Manufacturing, Materials, Processes, and Systems”, 5ta, 2013, Wiley

[3], Hosford, “Metal Forming, Mechanics and Metallurgy”, 4ta, 2011, Cambridge University Press

[4], Marciniak, “Mechanics of Sheet Metal Forming”, 2da, 2002, Butterworth-Heinemann

[5], Emmens, “Formability, A Review of Parameters and Processes that Control, Limit or Enhance the Formability of Sheet Metal”, 1era, 2011, Springer

[6], Dowling, “Mechanical Behavior of Materials, Engineering Methods for Deformation, Fracture and Fatigue”, 4ta, 2013, Pearson

[7], Chakrabarty, “Applied Plasticity”, 2da, 2010, Springer

5.2. Libros de Diseño mecánico

[8], Dieter, “Engineering Design”, 5ta, 2013, Mc Graw-Hill

[9], Budynas, “Shigley’s Mechanical Engineering Design”, 10ma, 2015, Mc Graw-Hill

[10], Juvinall, “Fundamentals of Machine Component Design”, 6ta, 2013, Wiley

[11], Slocum, "FUNdaMENTALS of Design", 1era, 2007, Massachusetts Institute of Technology - MIT

[12], Moritz, "Electromechanical Motion Systems, Design and Simulation", 1era, 2014, Wiley

[13], Ugural, "Mechanical Design of Machine Components", 2da, 2015, CRC Press

[14], Mott, "Machine Elements in Mechanical Design", 6ta, 2018, Pearson

[15], Wahl, "Mechanical Springs", 1era, 1944, The Penton Publishing Cleveland

[16], Timoshenko, "Theory of Plates and Shells", 2da, 1959, Mc Graw-Hill

5.3. Artículos de investigación

[17], Nakajima, "A newly developed technique to fabricate complicated dies and electrodes and wires", 1969, Japan Society of Mechanical Engineers

[18], Ousterhout, "Design and control of a flexible process for three-dimensional sheet metal forming", 1991, Tesis de doctorado en ingeniería mecánica del MIT bajo tutoría del Prof. Hardt

[19], Finckenstein, "Flexible numerically controlled tool system for hydro-mechanical deep drawing", 1991, CIRP Annals (International Institution for Production Engineering Research - CIRP)

[20], Li, "Multi point forming: a flexible manufacturing method for a 3D surface sheet", 1997, Journal of Materials Processing Technology (Elsevier)

[21], Walczyk, "Design and analysis of reconfigurable discrete dies for sheet metal forming", 1998, Journal of Manufacturing Systems (Society of Manufacturing Engineers - SME)

[22], Im, "A comparison of pin actuation schemes for large-scale discrete dies", 2000, Journal of Manufacturing Processes (SME)

[23], Haas, "Design and test of a reconfigurable forming die", 2002, Journal of Manufacturing Processes (American Society of Mechanical Engineers -ASME)

[24], Papazian, Artículo de difusión "Tools of change", 2002, Mechanical Engineering Magazine (ASME)

[25], Li, "Multi point forming technology for sheet metal", 2002, Journal of Materials Processing Technology (Elsevier)

[26], Liu, "Principles and apparatus of multi-point forming for sheet metal", 2006, Journal of Advanced Manufacturing Technologies (Springer)

[27], Munro, "Reconfigurable Pin-Type Tooling: A Survey of Prior Art and Reduction to Practice", 2007, Journal of Manufacturing Science and Engineering (ASME)

[28], Zhang, "The mechanics of multi-point sandwich forming", 2008, Journal of Machine Tools & Manufacture (Elsevier)

[29], Xing, "Effect of the arrangement of the punch units in multi-point stretch forming process", 2016, Journal of Advanced Manufacturing Technologies (Springer)

[30], Jia, "New process of multi-point forming with individually controlled force-displacement and mechanism of inhibiting springback", 2016, Journal of Advanced Manufacturing Technologies (Springer)

5.4. Guías y manuales de mecánica de materiales computacional

[31], Guide for Verification and Validation in Computational Solid Mechanics V&V 10, 2006, ASME

[32], Manual ANSYS 17 - https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/ans_thry/, ANSYS

5.5. Catálogos, folletos y manuales técnicos de fabricantes

[33], Linear Motion Technology Handbook, 2017, Rexroth Bosch Group

[34], Master Catalog T-Slot's, 2018, T Slot's by Futura a Division of Bonnell Aluminum

[35], Geared Motors WEG Technical catalogue, 2015

[36], SKF Rolling Bearings Catalogue, 2018

[37], IWIS Handbook for Chain Engineering Design and Construction, 2010

5.6. Normas de ensayos mecánicos

[38], ISO 6892-1_Metallic Materials - Tensile Testing - Part 1: Method for test at room temperature

[39], ASTM E 646_Standard Test Method for Tensile Strain Hardening Exponents (n values)

[40], ASTM E643_Standard Test Method for Ball Punch Deformation of Metallic Sheet Material

[41], ISO 10024-1_Metallic materials - Sheet and strip - Determination of forming limit curves - Part 1: Measurement and application of forming limit diagrams in the press shop

[42], ISO 10024-2_Metallic materials - Sheet and strip - Determination of forming limit curves - Part2: Determination of forming limit curves in the laboratory

[43], ISO 7500-1_Metallic materials - Verification of static uniaxial testing Machines Part 1: Tension/compression testing machines - Verification and calibration of the force-measuring system

5.6. Estándares de materiales, y elementos de máquinas y estructuras

Nota sobre nomenclatura utilizada en este apartado

Para facilitar la revisión del uso de materiales y elementos estandarizados utilizados en el diseño realizado, a continuación se listan los números identificatorios de cada norma junto a una descripción resumida que no es el nombre verdadero de la norma.

Tornillería estructural

[44], DIN 976-1_Espárragos (studs) en 2 estilos A (borde recto) B (borde biselado)

[45], ISO 273_Agujeros estandarizados para bulones (bolt)

[46], ISO 898-1_Propiedades mecánicas de tornillos (screw), bulones (bolt) y espárragos (stud)

[47], ISO 898-2_Propiedades mecánicas de tuercas (nuts) que se usan con las roscas externas de ISO 898-1

[48], ISO 898-5_2012_Tornillos prisioneros (set screws)

[49], ISO 4014_2011_Bulones cabeza hexagonal

[50], ISO 4017_2011_Tornillos cabeza hexagonal

[51], ISO 4032_1987_TuercasHEXregulares_Geometría

[52], ISO 4762_2004_Tornillos cabeza ranurada hexagonal (Allen)

[53], ISO 7089_2000_Arandelas tamaño regular

[54], ISO 7093_2000_Arandelas tamaño grande

Transmisión por cadenas

[55], ISO 606_2012-06_Definición de cadenas de transmisión de potencia

[56] , ISO 10823_2006-10_Guia para proyectar transmisiones de cadenas

[57], ISO 13203_2011-02_Términos en transmisiones de cadenas

Materiales

[58], EN 10305-5_Tubos cuadrados de precisión

[59], EN 10027-1_Definición de nombres de aceros

[60] , EN 10083-2_Aceros al carbono para construcciones mecánicas

[61] , EN-10083-3_Aceros de baja aleación para construcciones mecánicas

[62] , ASTM B505-14_Aleaciones de cobre por colada continua para construcciones mecánicas

[63], A36A36M-14_Standard_Specification_for_Carbon_Structural_Steel

[64], DIN 650_1989_Ranuras T estandarizadas (según herramientas de mecanizado)

