

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E
INVESTIGACIÓN



SEP

Determinación de las cargas que producen el colapso plástico en juntas de corte simple en tuberías de alta presión sometidas a cargas dentro y fuera de plano.

**Tesis
que para obtener el grado de
Maestro en Ingeniería Mecánica**

Presenta:

Jorge Ernesto Espitia Islas

Director de Tesis: M. C. Luis Manuel Palacios Pineda

Codirectores: Dr. Sadegh Babaii Kocheckseraii
Dra. Erika Osiris Ávila Dávila
Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo

Pachuca de Soto, Hgo., Diciembre 2011.



"2011 Año del Turismo en México"

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA



Pachuca de Soto Hidalgo, a 09/DICIEMBRE/2011
Departamento: División de Estudios de Posgrado e Investigación
No. de Oficio: DEPI-245-11

C. Ing. Jorge Ernesto Espitia Islas

Presente

La que suscribe Jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, comunica a usted que se autoriza la impresión de tesis titulada:

"DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE PRODUCEN EL COLAPSO PLÁSTICO EN JUNTAS DE CORTES SIMPLE EN TUBERÍAS DE ALTA PRESIÓN SOMETIDAS A CARGAS DENTRO Y FUERA DE PLANO"

Para obtener el grado de Maestro en Ingeniería Mecánica, una vez que han sido efectuadas las correcciones indicadas por el Jurado correspondiente.

Sin otro particular por el momento, quedo de usted.

Atentamente

"El hombre alimenta el ingenio en contacto con la ciencia"

Dra. Érika Osins Ávila Dávila

Jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación

c.c.p. Coordinador de la Maestría en Ingeniería Mecánica
c.c.p. Archivo

EOAD/epr



SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA
I. T. PACHUCA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE
POSTGRADO E INVESTIGACIÓN



Carretera México-Pachuca Km. 87.5 A. P. 276 C.P. 42080, Col.
Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. Tels. : 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399 www.itpachuca.edu.mx



Agradecimientos

*Agradezco al CONACyT y COCyTEH por la beca proporcionada para mis estudios de maestría, a través del Fondo Mixto de Fomento a la Investigación Científica y Tecnológica CONACyT – Gobierno del estado de Hidalgo:
Proyecto No. FOMIX-HGO-2009-C01-131238*

A los profesores del Departamento de Estudios de Posgrado, en especial al Maestro Luis Manuel Palacios Pineda por haberme dado la oportunidad de trabajar nuevamente con él.

Al doctor Sadegh Babaii Kocheekseraii, por habernos dado la oportunidad de trabajar en conjunto en el desarrollo de este interesante tema de investigación.

A mi familia y amigos, que estuvieron para motivarme o brindarme un buen consejo y alentarme para poder llevar a cabo este importante paso en mi desarrollo académico.

Y también agradezco a mi madre Ubalda Islas Armenta, quien gracias a sus consejos y a su carácter estricto me ha motivado a conseguir cada uno de mis logros académicos profesionales y personales.

GRACIAS

JORGE ERNESTO ESPITIA ISLAS.

Resumen

En este trabajo se obtiene el contorno que define la estabilidad estructural de la junta de corte simple sujeta, al mismo tiempo, a un momento fuera de plano y a una presión interna. El análisis considera la no linealidad del material. Estos resultados son un aporte al estado del arte dentro de esta área del conocimiento.

Se desarrolla un modelo de elemento finito para caracterizar el comportamiento estructural de la junta. El modelo desarrollado cubre geometrías con ángulos de corte desde 10 hasta 55 grados.

Inicialmente se valida el modelo numérico comparando los resultados obtenidos contra resultados reportados en la literatura.

Luego, mediante un análisis en el rango elástico, se obtienen graficas de la distribución de esfuerzos en la junta. Posteriormente, se lleva a cabo un análisis en el rango plástico para determinar el momento de colapso de la junta. Lo anterior se realiza sólo aplicando el momento fuera de plano. Adicionalmente, se lleva a cabo un experimento con las mismas condiciones de carga y se observa una completa correspondencia con los resultados numéricos.

Por último, se realiza un análisis estructural en el rango plástico en la junta sometida a cargas combinadas. Con estos resultados se obtienen las gráficas de comportamiento del colapso plástico de una junta a corte simple, sometida a cargas combinadas de momento fuera de plano y de presión interna.

Abstract

The envelope that defines the structural stability of a single mitred pipe bend (SMPB) is obtained, such analysis considers material nonlinear behavior and combined loading: out of plane bending moment and internal pressure. These results are a contribution to the state of the art in this area of knowledge.

A finite element model is developed to characterize the structural behavior of the pipe bend. The model covers geometries with mitred angles from 10 to 55 degrees.

Initially, the numerical model is validated by comparing the results against results reported in the literature.

Then, through an analysis in the elastic range, graphs of stress distribution on the pipe bend are obtained. Subsequently, an analysis in the plastic range is carried out to determine the collapse moment in the pipe bend. This is done by applying only the out of plane moment. Additionally, an experiment with the same load conditions is carried out and a complete correspondence with the numerical results is shown.

Finally, a structural analysis in the plastic range is performed in the pipe bend under combined loads. With these results, the graphs of plastic collapse behavior are obtained for a single mitred pipe bend, subjected to combined loads of out of plane and internal pressure.

Contenido

	Página.
Resumen	iv
Abstract	v
Contenido	vi
Nomenclatura	x
Índice de figuras	xii
Índice de tablas	xiv
Introducción	1
Planteamiento del problema	3
Justificación	4
Hipótesis	4
Objetivos	4
Objetivo general	4
Objetivos específicos	5
Metodología	5
Capítulo 1. Marco teórico	6
1.1. Aspectos relevantes sobre los sistemas de tuberías.	7
1.2. Juntas de corte simple.	9
1.3. Condiciones de carga consideradas en el diseño de tuberías.	11
1.4. Condiciones de carga consideradas para el presente análisis.	14
1.4.1. Definiciones de colapso plástico y momentos límite.	15

1.5.	No linealidades.	19
1.5.1.	Plasticidad.	20
1.6.	Elementos utilizados en la discretización.	22
Capítulo 2. Estado del arte		25
2.1.	“Elastic and plastic design of mitred bends”	27
2.1.1.	Montaje de la prueba.	27
2.1.2.	Resultados de la prueba.	28
2.2.	“Parametric survey of upper and lower bound limit in-plane bending moments for single mitred pipe bends of various geometries”	29
2.2.1.	Análisis de elemento finito.	30
2.2.2.	Análisis de límite inferior.	32
2.3.	“Flexural behaviour of a polyvinyl chloride-lined glass-reinforced plastic composite multi-mitred pipe bend subjected to combined loads: a comparative. finite element analysis and experimental case study”	33
2.3.1.	Comparación de los resultados del análisis de elemento finito y los datos experimentales.	34
2.3.2.	Conclusiones.	36
2.4.	Simulación por el método del elemento finito de cargas fuera de plano y combinadas aplicadas a tubos con dobleces a partir de cortes simples. Análisis elástico y plástico	36
Capítulo 3. Construcción y validación del modelo numérico		38
3.1.	Construcción del modelo y condiciones de frontera.	39
3.1.1.	Construcción de la geometría y consideraciones generales de los materiales.	39
3.1.2.	Construcción del mallado y aplicación de las condiciones de frontera.	40
3.2.	Descripción de los análisis elástico y plástico.	43
3.2.1.	Análisis elástico.	43
3.2.2.	Análisis plástico.	44

3.3.	Adimensionalización.	48
3.4.	Validación del modelo numérico.	50
3.4.1.	Análisis elástico, momento dentro de plano.	50
3.4.2.	Análisis plástico, momento dentro de plano.	53
Capítulo 4. Comportamiento estructural de la junta sujeta a momento fuera de plano		57
4.1.	Análisis del dobléz sujeto a momento fuera de plano.	58
4.2.	Análisis de colapso plástico, momento fuera de plano.	61
Capítulo 5. Experimentación		66
5.1.	Diseño y construcción del espécimen de prueba.	67
5.2.	Montaje y prueba.	68
5.3.	Resultados experimentales y comparación de resultados.	69
5.3.1.	Momento flector fuera de plano, numérico.	69
5.3.2.	Momento flector fuera de plano, experimental.	70
Capítulo 6. Comportamiento estructural de la junta sujeta a momento fuera de plano y presión interna		72
6.1.	Modelo numérico y condiciones de frontera.	73
6.2.	Análisis plástico bajo cargas combinadas.	73
6.2.1.	Análisis plástico aplicando un momento fuera de plano.	74
6.2.2.	Análisis plástico considerando una presión interna uniforme en la junta.	74
6.2.3.	Análisis plástico considerando cargas de presión interna y momento fuera de plano.	74
6.3.	Obtención de las gráficas de colapso plástico de juntas a corte simple sometidas a cargas combinadas.	75
Conclusiones		81
Referencias		83

Apéndice A1. Comportamiento del colapso plástico de una junta a corte simple sometida a cargas combinadas $m^*(p^*)$	86
Apéndice B1. Dibujo de construcción del espécimen de prueba.	89
Apéndice C1. Colapso plástico en uniones soldadas de corte simple, utilizadas en tuberías de alta presión	90
Apéndice C2. Predicción del colapso plástico en dobleces de tubería y de corte simple sometidos a momento fuera de plano	99
Apéndice D1. Reconocimiento, 17^a Semana Nacional de Ciencia y Tecnología	107
Apéndice D2. Reconocimiento, XII Congreso y exposición latinoamericana de turbomaquinaria	108
Apéndice D3. Reconocimiento, XVII Congreso internacional de la SOMIM	109
Apéndice D4. Reconocimiento, 18^a Semana Nacional de Ciencia y Tecnología	110
Apéndice D5. Reconocimiento, 2^{do} Concurso de proyectos académicos en ingeniería basados en diseño y simulación por computadora	111

Nomenclatura

α	Ángulo de corte
a	Radio
t	Espesor
b	Radio de la línea de centro de la sección curva
M_y	Momento de fluencia
M_L	Momento límite
σ_0	Resistencia última de fluencia
M_c	Momento de colapso plástico
x, y, z	Coordenadas cartesianas
m^*	Momento de colapso plástico adimensional
l	Longitud mínima
$\{\tau\}$	Vector de esfuerzo
$[D]$	Matriz de elasticidad
$\{\epsilon\}$	Vector de deformación unitaria
σ_e	Esfuerzo equivalente
$\{\sigma\}$	Vector de esfuerzo
$\{s\}$	Esfuerzo diferencial
$\{\alpha\}$	Vector de cedencia, superficie de traslación
σ_θ	Componente de esfuerzo circunferencial
σ_z	Componente de esfuerzo longitudinal
σ_n	Esfuerzo nominal del dobléz
\bar{F}	Fuerza aplicada
A_t	Área de la sección transversal de la junta
\bar{M}	Momento aplicado
θ	Localización circunferencial
M_a	Momento aplicado al modelo
t_d	Tiempo al que el programa diverge
M_t	Momento medido en el torquímetro
p_a	Presión aplicada al modelo
p	Presión aplicada
p^*	Presión adimensional de colapso

Índice de figuras

Figura	Descripción	Página
1-1	<i>Cuatro formas de hacer un dobléz en un tubo: (a) dobléz de radio largo, (b) dobléz de radio corto, (c) dobléz a corte simple y (d) dobléz de multicorte.</i>	10
1-2	<i>Condiciones de frontera del modelo. a) Momento flector aplicado dentro del plano que forma la junta, b) Momento flector aplicado fuera del plano que forma la junta.</i>	15
1-3	<i>Método de intersección de tangente para determinar el momento plástico de colapso.</i>	17
1-4	<i>Método de la pendiente dos veces elástica para determinar el momento plástico de colapso.</i>	18
1-5	<i>Diagrama esfuerzo - deformación de un material elástico perfectamente - plástico.</i>	21
1-6	<i>Geometría del elemento SHELL93.</i>	22
1-7	<i>Geometría del elemento BEAM4.</i>	23
2-1	<i>Experimentación realizada por Gresnit, detalles del equipo de medición.</i>	27
2-2	<i>Flexión positiva para el espécimen 51 y negativa para el espécimen 53.</i>	28
2-3	<i>Diagrama del momento angular en función de la rotación, espécimen 51.</i>	28
2-4	<i>Diagrama del momento angular en función de la rotación, espécimen 53.</i>	29
2-5	<i>Diagrama de las tres etapas del refinamiento de malla, 1) malla de 6 x 16 elementos, 2) Malla de 12 x 16 elementos y 3) Malla de 24 x 16 elementos.</i>	30
2-6	<i>Curvas de la carga en función de la deflexión final para las mallas 1 a 3, un mayor refinamiento de la malla 2 a la 3 no causa una diferencia importante .</i>	31
2-7	<i>Variación del momento plástico adimensional m^* en función de α para juntas a corte simple. $a/t = 30, 52$ y 100.</i>	31

Figura	Descripción	Página
2-8	<i>Momento de colapso plástico para juntas con dobleces a corte simple. Comparación entre resultados del análisis de elemento finito de pequeños desplazamientos y análisis de límite inferior, $a/t = 52$.</i>	32
2-9	<i>Ensamble de la tubería con doblez multicorte.</i>	34
3-1	<i>Tipos de dobleces en tuberías de alta presión. a) Doblece suave, b) Doblece de corte simple.</i>	39
3-2	<i>Geometría, a) Representación de áreas, b) Representación de líneas.</i>	40
3-3	<i>Modelo de elemento finito, considerando $\alpha = 45^\circ$.</i>	42
3-4	<i>Condiciones de frontera del modelo de elemento finito: a) Momento flector aplicado dentro del plano que forma la junta, b) Momento flector aplicado fuera del plano que forma la junta, c) Visualización en ANSYS.</i>	42
3-5	<i>Sección N-N de la junta donde se determinan los esfuerzos en el rango elástico.</i>	44
3-6	<i>Parámetros considerados en la solución plástica.</i>	46
3-7	<i>Gráfica de convergencia.</i>	47
3-8	<i>Esfuerzo circunferencial obtenido en la pared externa del tubo. Comparación entre los valores experimentales \bullet y los obtenidos numéricamente \diamond.</i>	50
3-9	<i>Esfuerzo circunferencial obtenido en la pared interna del tubo. Comparación entre los valores experimentales \bullet y los obtenidos numéricamente \diamond.</i>	51
3-10	<i>Esfuerzo longitudinal obtenido en la pared externa del tubo. Comparación entre los valores experimentales \bullet y los obtenidos numéricamente \diamond.</i>	52
3-11	<i>Esfuerzo longitudinal obtenido en la pared interna del tubo. Comparación entre los valores experimentales \bullet y los obtenidos numéricamente \diamond.</i>	52
3-12	<i>Modelos de elemento finito utilizados para el análisis plástico con un momento aplicado dentro de plano. a) 35°, b) 45° y c) 55°.</i>	54
3-13	<i>Momento dentro de plano que produce el colapso plástico. Comparación numérica con respecto a la teórica.</i>	55

Figura	Descripción	Página
3-14	<i>Colapso plástico producido por el momento dentro del plano. a) Doblez con corte simple colapsado, b) Sección N-N colapsada. $a/t = 100$, $\alpha = 45^\circ$.</i>	56
4-1	<i>Esfuerzos circunferenciales en la junta (sección N-N) sujeta a momento fuera de plano. Superficie interna \bullet y superficie externa \diamond.</i>	59
4-2	<i>Esfuerzos longitudinales en la junta (sección N-N) sujeta a momento fuera de plano. Superficie interna \bullet y superficie externa \diamond.</i>	60
4-3	<i>Modelos de elemento finito utilizados para el análisis plástico con momento flector aplicado fuera de plano. a) 15°, b) 25°, c) 35°, d) 45° e) 55°.</i>	62
4-4	<i>Curvas que describen el comportamiento del colapso plástico para la condición de momento fuera de plano.</i>	63
4-5	<i>Colapso plástico producido por el momento fuera del plano. a) doblez con corte simple colapsado, b) sección N-N colapsada. $a/t = 100$, $\alpha = 45^\circ$.</i>	64
5-1	<i>Espécimen de prueba, incluye la junta y su dispositivo sujeción.</i>	68
5-2	<i>Montaje del espécimen. En el cabezal divisor se aplica un momento fuera de plano, y en el lado opuesto se empotra firmemente en una prensa.</i>	69
5-3	<i>Espécimen colapsado. a) Montado en la máquina de prueba y b) desmontada mostrada de ambos lados.</i>	70
5-4	<i>Colapso plástico producido por el momento fuera del plano. a) doblez con corte simple colapsado, b) sección N-N colapsada. $a/t = 30$, $\alpha = 45^\circ$.</i>	71
6-1	<i>Modelos de elemento finito utilizados para el análisis plástico con cargas combinadas aplicadas. a) 10°, b) 25°, c) 35°, d) 50°.</i>	73
6-2	<i>Gráfica de colapso plástico de juntas a corte simple sometida a cargas combinadas de presión y momento fuera de plano, para $\alpha = 10^\circ$ y $a/t = 30$.</i>	77

Figura	Descripción	Página
6-3	<i>Gráfica de colapso plástico de juntas a corte simple sometida a cargas combinadas de presión y momento fuera de plano, para $\alpha = 25^\circ$ y $a/t = 30$.</i>	77
6-4	<i>Gráfica de colapso plástico de juntas a corte simple sometida a cargas combinadas de presión y momento fuera de plano, para $\alpha = 35^\circ$ y $a/t = 30$.</i>	78
6-5	<i>Gráfica de colapso plástico de juntas a corte simple sometida a cargas combinadas de presión y momento fuera de plano, para $\alpha = 50^\circ$ y $a/t = 30$.</i>	78
6-6	<i>Grafica de comportamiento del colapso plástico de una junta a corte simple, sometida a cargas combinadas de momento fuera de plano y de presión interna. $a/t = 30$.</i>	79

Índice de tablas

Tabla	Descripción	Página
3-1	<i>Configuraciones de las geometrías utilizadas y tipos de análisis llevados a cabo.</i>	41
3-2	<i>Modelos de los materiales utilizados en el modelo computacional.</i>	41
3-3	<i>Principales características del modelo computacional.</i>	43
4-1	<i>Comparación de los esfuerzos máximos presentes en la junta con momento dentro y fuera de plano aplicados respectivamente.</i>	60
4-2	<i>Comparación del valor del momento que provoca el colapso plástico, momentos dentro y fuera de plano aplicados respectivamente. $a/t = 30$.</i>	64
5-1	<i>Dimensiones y propiedades mecánicas de la probeta.</i>	68
5-2	<i>Comparación entre el momento flector que produce el colapso plástico obtenido numéricamente y el momento flector obtenido experimentalmente.</i>	71
6-1	<i>Obtención de los valores de colapso plástico adimensional, con cargas combinadas</i>	75

Introducción

Los sistemas de tuberías son ampliamente utilizados en todo tipo de industrias, desde la distribución de agua, los oleoductos y gaseoductos, en la industria petrolera, hasta la industria aeroespacial. Estos sistemas, tanto en alta mar como bajo tierra, están sometidos a una combinación de cargas, como la presión interna o externa, que rodea la tierra, inclinaciones, la fuerza normal, fuerza de corte y a veces de torsión y de cargas locales (por ejemplo, debido al apoyo de las reacciones). En muchos casos, la capacidad de deformación es de especial importancia. Ejemplos son oleoductos en el mar durante la instalación, las tuberías de los oleoductos en fondos marinos accidentados y en tierra debido a las diferencias en los sedimentos del suelo a lo largo de la tubería.

Los sistemas de transporte de fluidos a alta presión, generalmente de 2 MPa (300 psi) en adelante, requieren de alternativas de construcción que permitan reducir sus costos de manufactura. Los procesos de fabricación de tuberías se han desarrollado para proporcionar la calidad y fiabilidad que demandan todos los sectores en donde se utilizan sistemas de tuberías, estos además, deben ser económicamente viables. La selección de un método apropiado de fabricación de tubos para la especificación de diseño en ingeniería es muy importante. Por lo tanto, se necesita analizar su comportamiento para conocer qué tipo de materiales, juntas y tratamientos se necesitan para disminuir su costo y elevar su rendimiento [1-1].

En los sistemas de tuberías de alta presión es posible utilizar, además de los dobleces que tienen un cambio suave de dirección, dobleces con corte simple. La ventaja que tienen los dobleces de corte simple sobre los de cambio suave es un menor costo de manufactura, pero tienen la desventaja de producir una mayor concentración de esfuerzos. Un mejor conocimiento del comportamiento estructural de las juntas de corte simple permite que se puedan utilizar con mayor

frecuencia con la consecuente reducción de costos en la manufactura de sistemas de transporte de fluidos. Por lo tanto, el uso de dobleces suaves contra uniones soldadas en los cambios de dirección, debe ser evaluado cuidadosamente desde el punto de vista estructural.

La determinación de los tipos de carga a los que se encuentran sometidas las tuberías también es importante, así como los tipos de fallas que se pueden presentar y que pueden derivar en el colapso de toda la red. Cargas térmicas, presión interna, cargas ocasionadas por el viento, cargas sísmicas y el propio peso de la tubería son tipos de cargas que producen esfuerzos estructurales en las tuberías y afectan el rendimiento de dichos sistemas. Una condición de falla poco deseable en estos sistemas es el colapso plástico, ya que cuando esté se presenta, la tubería queda inservible y hay que reemplazar la línea.

La aplicación de la teoría de la elasticidad para el análisis de las uniones de tuberías ha demostrado ser inadecuada para un buen conocimiento de los esfuerzos y las propiedades de deformación reales, y por consiguiente en la seguridad estructural real. Cuando en la década de 1970 la teoría de la elasticidad se aplicó en un re-análisis de algunas uniones de gasoductos ya existentes, en varios de ellos se constató que no cumplían tales requerimientos [1-2].

Por lo tanto, nuevas investigaciones se han llevado a cabo, resultando en un nuevo método para el diseño y análisis de tuberías, las cuales se basan en el diseño en estado límite. La teoría de la plasticidad se ha introducido. Por medio de este nuevo método, se pudo comprobar que la mayoría de las uniones de tuberías previamente validadas por la teoría elástica estaban a salvo. Esto resultó en un ahorro considerable, ya que no había necesidad de reemplazo. Los principales resultados de la investigación sobre los tubos rectos y curvos se han presentado en numerosas publicaciones.

Sin embargo, el desarrollo de modelos que describan el comportamiento de cargas fuera de plano aplicadas a sistemas de tuberías con dobleces de corte simple es un campo de estudio poco abordado debido al alto nivel de complejidad de los modelos.

Durante la presente investigación toma como referencia la información de las publicaciones anteriores para la validación de los modelos de elemento finito. Y la información de otros se toma como punto de partida en el desarrollo de este trabajo, pero la parte significativa del presente estudio se basa en que se incluye el concepto de cargas fuera de plano en combinación con presión interna. Adicionalmente se incluye un experimento que se compara con resultados numéricos previamente obtenidos.

De este análisis se espera determinar la distribución de esfuerzos en condiciones elásticas y además, cuando se da el colapso plástico de las juntas considerando las condiciones de carga antes mencionadas. Por último, no se considera la simetría de las cargas ni de los esfuerzos, lo que se apega más al comportamiento real de las juntas.

Un concepto fundamental para el presente trabajo es el del colapso plástico, ya que se determina la carga combinada de momento fuera de plano y presión interna del ducto que produce el colapso plástico. Además, se determina la forma en cómo varía la carga que produce el colapso plástico a partir de todas las combinaciones posibles de momento y presión.

Planteamiento del problema

Los sistemas de transporte de fluidos a alta presión requieren de alternativas de construcción que permitan reducir sus costos de manufactura. Tales sistemas de transporte de fluido son los utilizados en refinerías, oleoductos, acueductos, etcétera. Por otra parte, en los sistemas de tuberías de alta presión es posible utilizar, además de los dobleces que tienen un cambio suave de dirección,

dobleces con corte simple unidos por medio de soldadura. En la medida en que se conozca mejor el comportamiento mecánico de estas juntas se podrán utilizar en mayor medida con la consecuente reducción de costos en la manufactura de sistemas de transporte de fluidos.

Justificación

En el diseño o calificación de una tubería estructural, es útil tener una estimación fiable de su capacidad de carga, también es importante un profundo conocimiento de su comportamiento estructural hasta la inestabilidad, bajo diferentes condiciones de carga.

Hipótesis

Al conocer el comportamiento mecánico del dobléz con corte simple es posible construir líneas de conducción de fluido a un menor costo cumpliendo los estándares de seguridad aplicables.

Al determinar la distribución de esfuerzos en el régimen elástico y el comportamiento del dobléz en el régimen plástico permite un mejor diseño de dobleces de corte simple.

Objetivos

Objetivo general.

Proveer al diseñador de líneas de transporte de flujo, información acerca del comportamiento mecánico no lineal de los dobleces de corte simple. Determinando la distribución de esfuerzos y obteniendo las cargas que provocan su colapso plástico en juntas de corte simple sometidas a momentos dentro y fuera de plano, además de la gráfica que describe su comportamiento cuando se aplican las cargas combinadas de presión interna y momento fuera de plano.

Objetivos específicos.

- Obtener los modelos numéricos de las juntas de corte simple para ángulos de 0 a 55 grados.
- Validar el modelo numérico.
- Determinar la distribución de esfuerzos en juntas de corte simple, sometidas a momento fuera de plano, en un análisis elástico.
- Obtener las cargas que provocan el colapso plástico en este tipo de juntas:
 - Cuando se aplica un momento dentro de plano.
 - Cuando se aplica un momento fuera de plano.
- Obtener las graficas que se describen el comportamiento del colapso plástico de una junta a corte simple, sometida a cargas combinadas de presión interna y momento fuera de plano.

Metodología

Se presenta el proceso sistemático que se siguió en el desarrollo de este proyecto:

- i. Se realiza una exhaustiva investigación documental de los principios en los que se basa la presente investigación, además de hacer una profunda investigación del estado del arte de las juntas con dobleces a corte simple.
- ii. Se definen los modelos numéricos que se van a utilizar para cada análisis, lo que implica, definir la geometría, las condiciones de frontera y el modelo del material para cada análisis, para lo cual, se utilizan veintitrés configuraciones de dobleces, definidos por el ángulo de corte α y por la relación radio – espesor a/t . En lo que respecta a las condiciones de frontera, se aplican tres: momento dentro de plano, momento fuera de plano y cargas combinadas de presión interna y momento fuera de plano.

- iii. Se validan los análisis, el análisis elástico con un momento aplicado dentro de plano se compara con desarrollos experimentales, mientras que el análisis elástico con un momento aplicado dentro de plano se compara con desarrollos analíticos. Con el fin de dar certidumbre a las soluciones obtenidas y así, poder aplicar otras condiciones de frontera para obtener los resultados que se han planteado en los objetivos, y por lo tanto, validar la hipótesis planteada.
- iv. Se procede a realizar un análisis lineal elástico para determinar la distribución de esfuerzos en el dobléz, aplicando una carga de momento fuera de plano y se hace una comparación cualitativa de los valores de esfuerzo obtenidos para las condiciones de momentos dentro y fuera de plano, respectivamente.
- v. Después, se realiza el análisis plástico para determinar la carga máxima que producirá el colapso plástico, aplicando un momento fuera de plano. La carga máxima que produce el colapso plástico en la condición dentro de plano se valida por medio de un desarrollo experimental que reproduce fielmente las condiciones de frontera aplicadas al modelo numérico.
- vi. Al final, se efectúa un análisis plástico considerando la combinación de cargas de presión interna y momento fuera de plano, con el fin de obtener las gráficas del comportamiento de las cargas combinadas que ocasionan el colapso plástico en la junta soldada.

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

En la mayoría de las instalaciones industriales, los sistemas de tuberías están presentes para ayudar a transportar a gran escala ya sean, fluidos de trabajo o fluidos de consumo. Es por esta razón que los sistemas de tuberías deben ser confiables y seguros y al mismo tiempo fáciles de instalar y económicamente rentables. Con este fin, en este capítulo se abordan algunos de los aspectos más relevantes de los sistemas de tuberías, como son: procesos de fabricación y de instalación de tubos y tuberías, tipos de dobleces, la clasificación de los posibles tipos de carga encontrados en estos sistemas, y algunos aspectos concernientes a la teoría de la plasticidad.

1.1. Aspectos relevantes sobre los sistemas de tuberías

Los procesos de fabricación de tuberías [1-1] se han desarrollado para proporcionar calidad y fiabilidad que demandan todos los sectores en donde se utilizan sistemas de tuberías, además de volverlos económicamente viables. La selección de un método apropiado de fabricación de tubos para la especificación de diseño en ingeniería es muy importante. Existen dos tipos de fabricación de tubos, cada proceso proporciona características específicas a los tubos: Tubos sin costura y tubos con costura.

El término fabricación aplica para el corte, doblado, formado y soldado de componentes individuales de los sistemas y el término instalación se refiere a la colocación física de los subensambles de tuberías, válvulas y demás componentes de un sistema.

La fabricación comprende:

- Dibujos (instalación, para taller, tolerancias, procedimientos y transporte, etc).
- Prácticas de fabricación
- Corte y biselado
- Doblado
- Diseño, ensamble y preparación para la aplicación de soldadura.
- Soldadura

Y la instalación:

- Dibujos
- Planeación de montaje
- Alineación de la junta

- Corte, doblado, soldadura, tratamiento térmico e inspección
- Prueba de fugas

Como se puede observar, los sistemas de tuberías son una característica indispensable de muchas instalaciones industriales. En tales sistemas predominan los tubos rectos, pero problemas de la distribución de planta, instalación de nuevos equipos, etc., obviamente hacen necesario el uso de dobleces en las esquinas de los sistemas de tuberías [1-3].

1.2. Juntas de corte simple

En general, hay cuatro formas de hacer una esquina en una línea de tubería. En primer lugar, la figura 1-1a muestra un doblez llamado de radio largo en el cual el radio **b** de la línea de centro de la porción curva es mucho más larga que el radio **a** del mismo tubo. Se ilustra un doblez recto, pero es obvio que el ángulo a través de la línea de tubería es arbitrario. En general, los dobleces de este tipo pueden hacerse a propósito de tuberías de material dúctil para usar máquinas dobladoras de tubos, pero la sección transversal resultante de la porción curva usualmente no es circular.

En segundo lugar, la figura 1-1b muestra el doblez llamado de radio corto, en el cual la relación **b/a** tiene un valor menor a 4 [1-3]. La sección curva es especialmente fabricada por fundición, o soldando convenientemente paneles curvos, para posteriormente conectar la sección curva a piezas rectas por medio de juntas atornilladas o soldadas. Los tipos mostrados en las figuras 1-1a y 1-1b se conocen como dobleces suaves. En tercer lugar, la figura 1-1c muestra un doblez de corte simple, el cual es hecho juntando una tubería que ha sido cortada por un plano oblicuo. Una junta de corte puede ser sin reforzar o reforzada con un anillo elíptico o brida. Por último, la figura 1-1d muestra un doblez de multicorte.

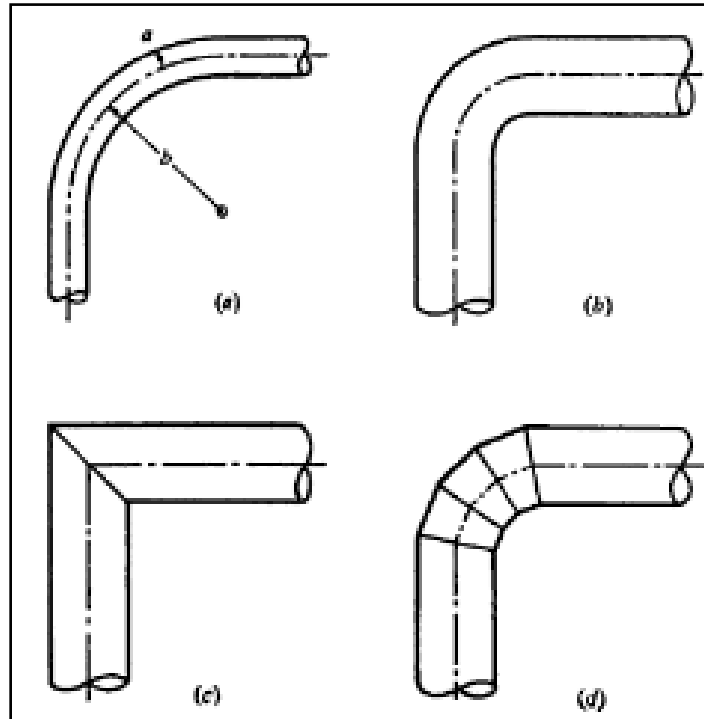


Figura 1-1. Cuatro formas de hacer un dobléz en un tubo: (a) dobléz de radio largo, (b) dobléz de radio corto, (c) dobléz a corte simple y (d) dobléz de multicorte [1-3].

La principal característica estructural de una tubería curva es que es más flexible que una tubería recta equivalente [1-4]. Esto fue señalado por primera vez en 1910 por Bantlin y explicado en 1911 por Von Kármán. La flexibilidad adicional está asociada con la capacidad del tubo de ovalizarse o aplastarse cuando un momento flector es aplicado sobre este. La cantidad de flexibilidad adicional depende de las proporciones del tubo y está determinada por el valor de un grupo adimensional que involucran los radios a y b (Figura 1-1) y el espesor t del tubo. En general, un tubo curvo que tiene un alto factor de flexibilidad también tiene un relativamente alto factor de concentración de esfuerzos en el sentido que el pico local de esfuerzos es más grande que el pico de esfuerzos en un correspondiente tubo recto bajo un igual momento flector. Por otro lado, la aplicación de presión interna a un tubo curvo produce esfuerzos que no son apreciablemente más altos que los que se presentan el tubo recto correspondiente. La alta flexibilidad de dobleces en tuberías juega un papel importante en el comportamiento general de los sistemas de tuberías.

Una unión a corte simple es también, en general, flexible para el caso de flexión dentro de plano. Las razones son casi las mismas que para los tubos con dobleces suaves, pero la flexibilidad para las dimensiones dadas a y t serán usualmente menores de la mitad de un tubo con doblez suave con $b = 2a$. Las uniones flexibles soldadas también tienen factores altos de concentración de esfuerzos para flexión pura y, en contraste con los dobleces suaves, tienen factores altos de concentración de esfuerzos para cargas de presión interna [1-3].

1.3. Condiciones de carga consideradas en el diseño de tuberías

Un sistema de tuberías constituye un marco espacial irregular dentro del cual, las deformaciones y sus respectivos esfuerzos pueden ser introducidos por la fabricación y el montaje, y también pueden existir debido a varias circunstancias durante la operación, pero parcial o total. En su posición de montaje, un sistema de tuberías está sujeto a cargas debidas a cargas muertas, (tubos, conexiones, aislamiento), nieve o hielo, el contenido de las líneas, la carga del viento sobre la tubería expuesta y temblores o cargas de choque en situaciones especiales. Presiones internas o externas pueden ser impuestas en la línea de servicio o fuera de esta. La restricción de la expansión térmica provocada por los anclajes intermedios y finales, las guías y los paros, introducen esfuerzos térmicos en la tubería debidos a los cambios de temperatura. Esfuerzos adicionales pueden ser introducidos por el movimiento del equipo terminal, cimentaciones o construcciones bajo cambios de temperatura u otras cargas, o de alguna influencia que afecte la posición relativa de la línea, los anclajes, o las restricciones intermedias [1-5].

Las cargas que se presentan en los sistemas de tuberías se pueden separar para propósitos de diseño en dos categorías:

- Las que representan la aplicación de fuerzas externas, que si son excesivas, pueden causar una falla independiente de la deformación.
- Las que representan la aplicación de una deformación finita interna o externa. Estas son generalmente introducidas a través del cambio de temperatura.

Las consideraciones de diseño de las cargas individuales pueden seleccionarse con base en la duración, frecuencia, naturaleza y probabilidad de ocurrencia. Las cargas individuales incluyen:

- a. Las presentes durante la operación normal extendida pero no durante la condición "off-stream"
- b. Las mantenidas a lo largo de la vida de servicio.
- c. Ocasionales y de corta duración así como de poca duración acumulativa (incluyendo paro y arranque).
- d. Condiciones de emergencia o anormales de corta duración.

Por otra parte, cuando se consideran los valores de los esfuerzos admisibles básicos, es apropiado distinguir entre esfuerzos primarios, secundarios y localizados.

Los esfuerzos primarios son directos, esfuerzos cortantes o de flexión generados por cargas impuestas que son necesariamente para satisfacer las leyes de equilibrio de las fuerzas y momentos internos y externos, entre los esfuerzos primarios debidos a los efectos externos están los esfuerzos longitudinales y circunferenciales directos debidos a la presión interna y a esfuerzos de flexión y torsionales ocasionados por las cargas muertas, nieve y hielo, viento o temblores. En general, el nivel de esfuerzos primarios mide directamente la capacidad de un sistema de tuberías de resistir las cargas impuestas de manera segura. En consecuencia, estos esfuerzos debidos a las cargas externas soportadas

(categorías a y b) están controlados por valor del esfuerzo en el código disponible para la temperatura de operación.

Usualmente, los esfuerzos secundarios son de naturaleza flexionante, variando de positivos a negativos a través del espesor de la pared de la tubería y se incrementan generalmente debido a la deflexión radial de la misma. El ejemplo más importante de los esfuerzos secundarios es que de los esfuerzos de flexión circunferenciales en una tubería curva sujeta a flexión. Los esfuerzos secundarios no son una fuente directa de falla en materiales dúctiles sobre una sola aplicación de carga. Si están por arriba de la resistencia última de fluencia solamente generaran deformación local que resulte en una redistribución de las cargas y una reducción de los esfuerzos en las condiciones de operación. Sin embargo, si las cargas aplicadas son cíclicas establecen un rango de deformación local esencialmente correspondiente a su magnitud completa original. En este caso entonces constituyen una fuente potencial de falla por fatiga.

Los esfuerzos localizados son esos que se desvanecen rápidamente dentro de una distancia corta del origen. Algunos ejemplos son los esfuerzos de flexión en el cubo de una brida, en una junta como cilindro o en el diámetro interno de una ramificación. Los esfuerzos localizados de flexión pueden considerarse equivalentes en importancia con los esfuerzos secundarios. Es posible en algunos casos para el flujo plástico el cual pueda resultar de un sobreesfuerzo inicial para alterar el contorno de la tubería en una forma más resistente. Podría ser más bajo que el rango de deformación local durante las aplicaciones subsecuentes de carga y en consecuencia la resistencia a la fatiga se incrementaría. Sin embargo, grandes cantidades disponibles de deformaciones localizadas tienen el riesgo de propagar defectos en el material base, particularmente en soldaduras y en grietas iniciales en las zonas menos dúctiles afectadas por el calor, adyacentes a las zonas con soldadura.

En los códigos de recipientes a presión y tuberías el nivel de esfuerzos localizados en toberas, ramales, calentadores, etc., solamente es controlado aproximadamente e indirectamente mediante formulas y requerimientos de forma, y puede ser fácilmente 100% o más que el esfuerzo de membrana primario circunferencial de presión. Debido a la falta de un adecuado análisis o a la diferente forma de su evaluación, muchos esfuerzos secundarios y localizados son despreciados por los códigos, por ejemplo, los esfuerzos de flexión en recipientes a presión o en membranas tubulares debidos a las reacciones en las tuberías, aunque los códigos pueden advertir al diseñador de considerar tales cargas.

En general, en los sistemas de tuberías promedio las cargas estructurales no son investigadas; en vez de esto, se controlan por medio de prácticas y detalles estandarizados. Sin embargo, en el caso de los sistemas de tuberías que utilizan dobleces a corte simple, la información al respecto es escasa, y por lo tanto, no se ha generalizado su utilización.

1.4. Condiciones de carga consideradas para el presente análisis

Son de interés para este trabajo de investigación tres condiciones de carga: momento dentro de plano, momento fuera de plano y presión interna. A continuación se da una breve explicación de cada una.

Momento dentro de plano. Se considera como momento dentro de plano a aquella carga aplicada a las tuberías que solo tiene efecto en un plano bidimensional y que es el que forma el dobléz (Figura 1-2 a).

Momento fuera de plano. Se considera como momento fuera de plano a aquella carga que actúa de manera perpendicular al plano de la geometría que forma el dobléz (Figura 1-2 b).

Presión interna.- Es la presión provocada por el fluido transportado por el sistema de tubería. Se considera constante en toda la superficie interna de la junta y se considera solo la presión radial en la tubería (ejercida sobre las paredes laterales).

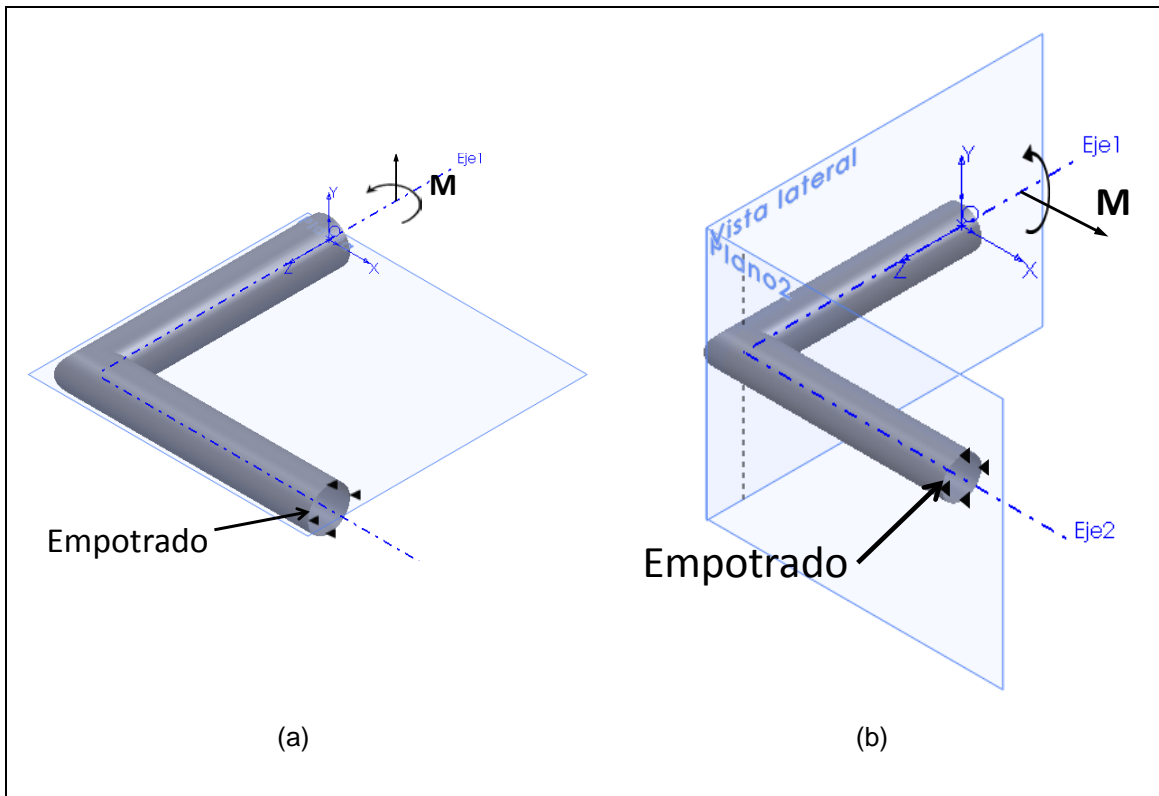


Figura 1-2. Condiciones de frontera del modelo. a) Momento flector aplicado dentro del plano que forma la junta, b) Momento flector aplicado fuera del plano que forma la junta.

1.4.1 Definiciones de colapso plástico y momentos limite.

Cuando a una estructura se le somete a una carga que se está incrementando de manera sostenida, la formación de la primera articulación plástica, en general, no causa un **colapso plástico**. Un incremento adicional de la carga produce la formación de otras articulaciones plásticas hasta que finalmente existen suficientes articulaciones que producen un movimiento de la estructura y entonces ocurre el colapso plástico

En un componente estructural antes que se presente una falla por fractura por propagación inestable de una grieta se puede presentar deformación plástica generalizada en la sección residual resistente y una falla por colapso plástico dependiendo de la combinación de las propiedades del material y de las dimensiones del componente. Materiales con tenacidad elevada y resistencia baja usualmente fallan por colapso plástico [1-6].

El **primer momento de fluencia M_y** , es definido como el momento al cual el material de la estructura, en este caso el tubo doblado, fluye por primera vez en el punto más alto de esfuerzo. Sobre la curva del diagrama carga - deformación, este momento de carga no necesariamente corresponde con el límite elástico. Además, un tubo doblado es usualmente capaz de soportar cargas que son considerablemente más altas que M_y , porque en esta etapa de la historia de carga, la mayoría del material del doblado es todavía elástico y puede conservar el doblado en su totalidad aún experimentando una deformación excesivamente grande [1-4].

La definición del **momento límite M_L** , de acuerdo al análisis de límite clásico, es un momento idealizado. Ignora no linealidades geométricas y por lo tanto, efectos de cambio de rigidez por deformación, debido a que está construido con base en la teoría de pequeños desplazamientos, y asume que la respuesta del material es elástica perfectamente – plástica. De acuerdo a esta definición, hay tres etapas en la historia de la carga. La primera etapa es donde el momento aplicado es menor que el momento de fluencia, no ocurre deformación en la estructura y los esfuerzos son menores que la resistencia última de fluencia σ_0 . Después, como el momento se incrementa por arriba de M_y , pero antes de alcanzar M_L , parte del material está sometido a deformación plástica con esfuerzos en σ_0 , pero la estructura está aun restringida por la región del material que todavía es elástica.

Finalmente, cuando el momento límite es alcanzado, la región elástica es inexistente o insuficiente para prevenir la deformación excesiva de la estructura. El

momento límite, de acuerdo a esta definición, es a veces referido como el momento del punto de fluencia, dado que se dice que toda la estructura fluye en este punto; pero el momento límite M_L es diferente del primer momento de fluencia M_y .

El **momento de colapso plástico M_c** , o simplemente el momento de colapso es definido aproximadamente como el momento al cual ocurre deformación plástica significativa en la estructura del tubo doblado. Varias definiciones específicas y métodos para determinar M_c están disponibles en la literatura. Fuera de estas definiciones y métodos, se muestran y se discuten algunos que se han utilizado en el análisis de dobleces de tuberías.

Métodos para determinar el momento de colapso plástico.

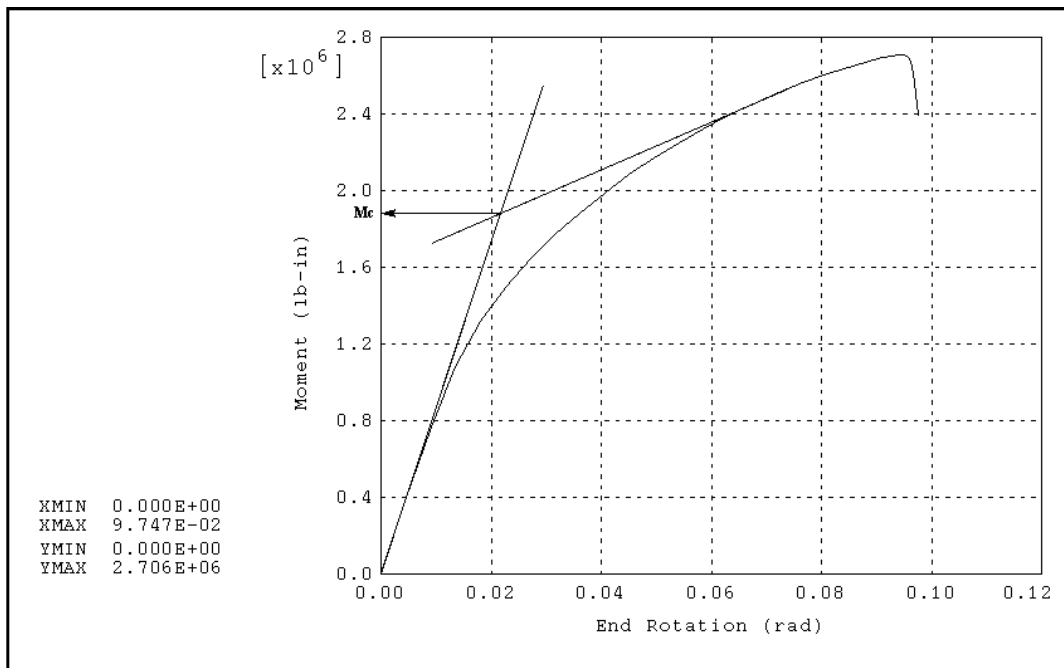


Figura 1-3. Método de intersección de tangente para determinar el momento plástico de colapso.

De acuerdo al **método de intersección de tangente (Tangent – Intersection method)**, el momento de colapso puede obtenerse dibujando líneas tangentes en

las porciones lineales y no lineales de la curva esfuerzo deformación, como se muestra en la figura 1-3.

El momento en la intersección de las dos tangentes es tomado como el momento de colapso plástico. Aunque esta definición tiene un inconveniente, debido a que depende en donde se trace la tangente en la porción no lineal de la curva. De hecho, si esta tangente se dibuja en el punto más alto de la curva el resultado será el momento de inestabilidad.

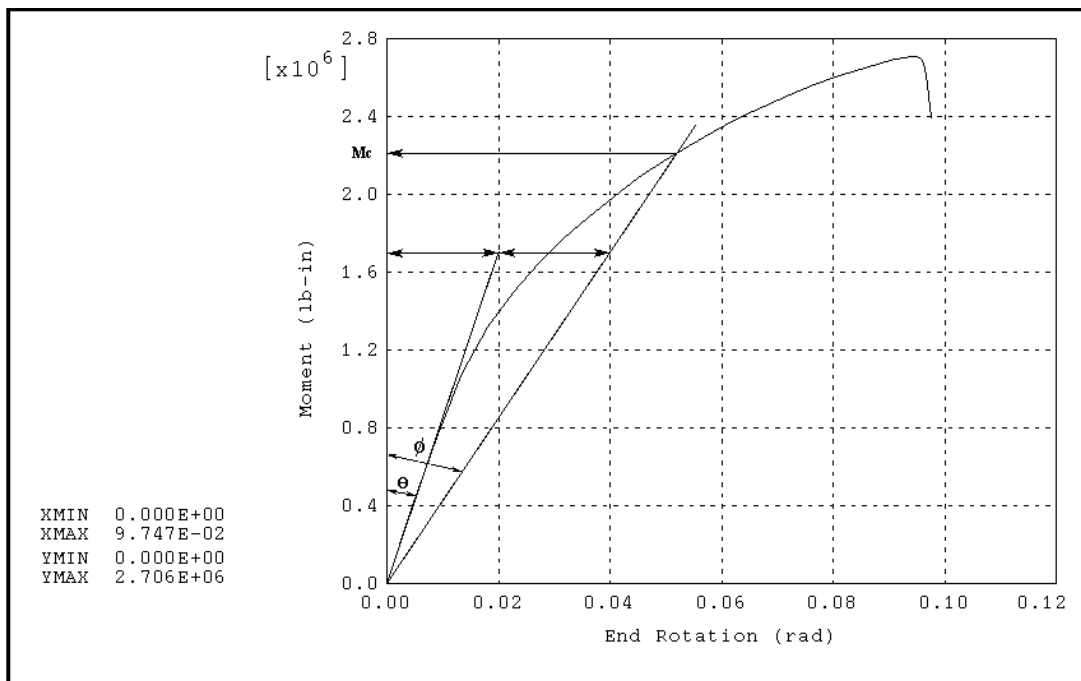


Figura 1-4. Método de la pendiente dos veces elástica para determinar el momento plástico de colapso.

Otro método para determinar el momento de colapso plástico es el **método de la pendiente dos veces elástica (Twice – Elastic – Slope Method TES)**. Este método es ilustrado en la figura 1-4 y define al momento de colapso plástico como el momento en la intersección de una línea trazada desde el origen de la curva de carga-deformación, al doble de la pendiente de la porción lineal o elástica de la curva carga - deformación. Esta definición, puede expresarse como: $M = M_c$ cuando $\tan \varphi = 2 \tan \theta$.

Un método similar es llamado el **método del ángulo** (*Angle Method*), y es expresado como: $M = M_c$ cuando $\varphi = 2 \theta$.

Por supuesto, estos dos métodos no son equivalentes y se puede ver que el método del ángulo es sensible a cambios en las escalas de los ejes de la curva carga deformación.

El método de la pendiente dos veces elástica es uno de los adoptados en las secciones III y VIII del código ASME de Calderas y Recipientes a Presión. Esta definición de momento de colapso es clara y precisa, lo que promueve la consistencia en sus resultados.

También, este método es conveniente, ya que solo la curva carga – deformación es necesaria. Elimina la necesidad de determinar el primer punto de fluencia o la localización de las deformaciones máximas para cada caso analizado. El momento de colapso determinado por este método es una estimación más conservativa de la capacidad de carga soportada por la estructura, comparada con el momento de inestabilidad. Puede usarse como una aproximación del momento de inestabilidad en caso de no obtener la convergencia arriba de la inestabilidad [1-4].

1.5. No linealidades

En el análisis mecánico y en particular en el análisis estructural se presentan tres tipos de no linealidades que deben ser consideradas para obtener resultados más apegados a la realidad. La primera de ellas es la no linealidad debida al tipo de material, como ejemplo se puede considerar a la curva de esfuerzo deformación en la zona plástica. Otra no linealidad que se presenta es la geométrica y describe el cambio de rigidez de la estructura al momento en que está siendo aplicada la carga. La última se refiere a la no linealidad debida al tipo de contacto, es decir

cuando dos cuerpos pasan de estar en no contacto a contacto en el fenómeno que se está analizando. En este trabajo se consideran las no linealidades debidas al material.

Las principales características de la no linealidad son: los niveles de esfuerzo se acercan al punto de fluencia, los desplazamientos acoplados se ven limitados, se esperan grandes desplazamientos, elevadas deflexiones se observan sin razón, invasión de dos superficies o curvas. Cuando los desplazamientos (o rotaciones) se vuelven tan grandes que tienen un efecto significativo sobre la rigidez, etc. la condición de grandes desplazamientos se convierte en un problema especializado, en donde se presenta la no linealidad geométrica.

Del análisis de pequeños desplazamientos se supone que la deformación de la sección transversal es pequeña. Por lo tanto, la variación en las propiedades de la sección transversal puede ser ignorada entre la geometría inicial y final. Esto evita la evaluación intermedia de la matriz de rigidez de la geometría. Así, se predice un comportamiento lineal. Lo que es más, las cargas se aplican sólo en un solo paso. En este trabajo se utilizará la metodología de pequeños desplazamientos.

En contraste, el análisis de grandes desplazamientos asume que la deformación intermedia de la sección transversal debido a la aplicación gradual de la carga influye en deformaciones posteriores. Por lo que, el análisis se realiza en varias fases de carga. Después de la aplicación de cada fase de carga, la matriz de rigidez intermedia de la geometría deformada tiene que ser evaluada. El análisis de grandes desplazamientos podría dar lugar a un comportamiento no lineal si los desplazamientos geométricos son relativamente grandes.

1.5.1 Plasticidad.

Los materiales en ingeniería más comunes muestran una relación lineal de esfuerzo - deformación hasta un nivel de esfuerzos conocido como el límite

elástico. Más allá de este límite, la relación esfuerzo-deformación será lineal, pero no necesariamente será inelástica. El comportamiento plástico, que se caracteriza por la deformación no recuperable, se inicia cuando los esfuerzos exceden el punto de fluencia del material. Debido a que hay una pequeña diferencia entre el límite elástico y el límite de fluencia, el programa ANSYS [1-7] supone que estos dos puntos son coincidentes en los análisis de plasticidad.

La plasticidad es un fenómeno dependiente de la trayectoria, no conservativo. En otras palabras, la secuencia en que se aplican las cargas y en la que se producen las respuestas plásticas afecta los resultados de la solución final. Por lo tanto, las cargas se deben aplicar como una serie de pequeños pasos incrementales de carga o de pasos de tiempo, de modo que el modelo siga la ruta de carga de respuesta en la medida de lo posible.

Material elástico perfectamente - plástico

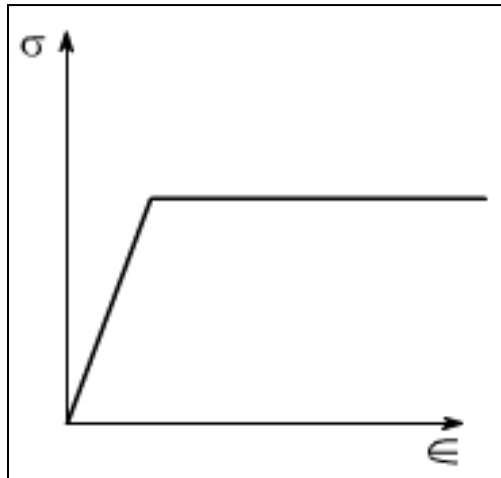


Figura 1-5. Diagrama esfuerzo - deformación de un material elástico perfectamente – plástico.

Un material elástico perfectamente – plástico es el que es lineal elástico y conforme la carga se incrementa hasta el punto de fluencia el esfuerzo permanece constante mientras que la deformación se incrementa, es decir no hay trabajo de

endurecimiento, la figura 1-5 muestra el diagrama esfuerzo - deformación para este material idealizado.

1.6. Elementos utilizados en la discretización

Se consideran dos tipos de elementos para los análisis de elemento finito:

SHELL 93. Para las áreas tridimensionales se considera el elemento SHELL 93, el cual, está particularmente bien adaptado al modelo de cáscaras curvas [1-7]. El elemento tiene seis grados de libertad en cada nodo: traslaciones en las direcciones nodales x , y y z , y rotaciones de los ejes nodales x , y y z . Las formas de deformación son de segundo grado en ambas direcciones en el plano. El elemento tiene capacidades de plasticidad, lo que es de gran utilidad para este trabajo; la geometría, las localizaciones de los nodos y el sistema de coordenadas se muestra en la figura 1-6.

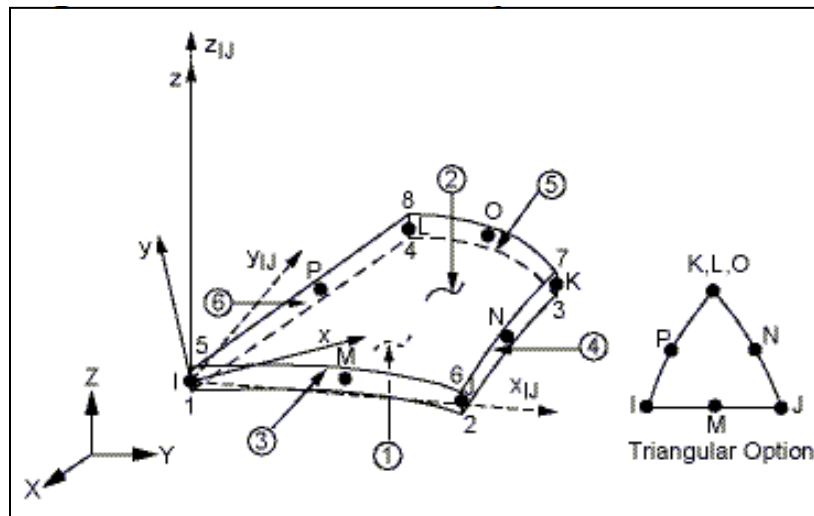


Figura 1-6. Geometría del elemento SHELL93 [1-7].

El elemento está definido por ocho nodos, cuatro espesores y propiedades ortotrópicas de material. Los nodos intermedios no se pueden remover de este

elemento. Puede tener espesor variable, se asume que el espesor varía suavemente sobre el área del elemento. El espesor del nodo intermedio se toma como el promedio de los nodos de los extremos. La presión se puede aplicar como carga de superficie sobre las caras del elemento, presiones positivas actúan hacia dentro del elemento. La salida de solución asociada con este elemento es de varias formas: desplazamientos nodales en todos los nodos, esfuerzos deformaciones, entre otras.

BEAM 4. Se consideran para las líneas en el extremo, son uniaxiales con capacidades de tensión, compresión, torsión, flexión y también tienen seis grados de libertad en cada nodo. Endurecimiento por esfuerzos y grandes deflexiones están incluidas [1-7].

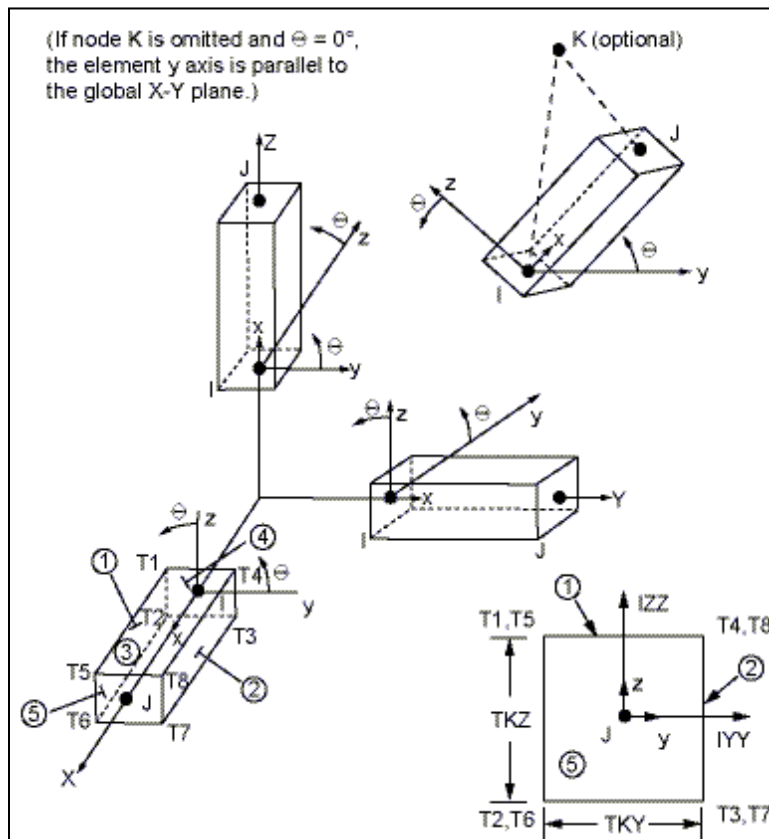


Figura 1-7. Geometría del elemento BEAM 4 [1-7].

La geometría, la localización de los nodos y el sistema de coordenadas se muestran en la figura 1-7. El elemento está definido por dos o tres nodos, el área de la sección transversal, dos momentos de inercia (I_{ZZ} y I_{YY}), dos espesores (TKY y TKZ), un ángulo de orientación con respecto del eje x , el momento torsional de inercia (IXX) y las propiedades de material.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE

Es este capítulo se presenta una selección de algunos artículos que dan un panorama general de la situación actual en lo que respecta a los análisis elásticos y plásticos de dobleces en tuberías, principalmente los dobleces a corte simple. Algunos de estos trabajos presentan desarrollos teóricos, análisis numéricos o desarrollos experimentales y sus respectivas comparaciones.

Dado que la teoría elástica ha demostrado no predecir correctamente el comportamiento de ciertas estructuras como los sistemas de tuberías, se ha introducido la teoría de plasticidad, por lo que a lo largo de las últimas décadas, la consideración de está en los análisis estructurales ha tomado gran importancia.

Con el auge de las herramientas computacionales de análisis de elemento finito y el desarrollo exponencial de la potencia de cómputo, se ha popularizado el análisis de componentes estructurales considerando la no linealidad del material (plasticidad). Así mismo, el uso de estas herramientas ha permitido que sea posible analizar diversos tipos de estructuras cuyas cargas provocan una deformación excesiva que puede llegar a sobrepasar el límite elástico.

Es de interés para este trabajo conocer a cerca de las investigaciones de análisis estructurales a dobleces en sistemas de tuberías, en especial de dobleces a corte simple; considerando análisis elásticos, y plásticos.

Por años, se han analizado los distintos tipos de cargas (momentos dentro y fuera de plano, presión interna y externa) que producen esfuerzos estructurales en las tuberías y afectan su rendimiento. Considerando algunos de estos tipos de cargas, autores como Kitching [2-1], Gresnit [1-2] y Kochekserei [2-2, 2-3 y 2-5] han realizado análisis tanto numéricos como experimentales, con el fin de determinar el comportamiento estructural de las uniones en tuberías.

Los estudios de Kitching y Rahimi [2-1] se basan fundamentalmente en el análisis del comportamiento de tuberías sujetas dentro de plano con dobleces suaves, combinación de cargas dentro de plano y presión interna en dobleces suaves y también aborda conceptos de cargas dentro de plano para tubos con dobleces a partir de cortes simples y multicorte.

2.1. “Elastic and plastic design of mitred bends”

Gresnigt [1-2], de la universidad tecnológica de Holanda presenta los resultados teóricos y experimentales de tubos con dobleces a corte simple con cargas combinadas de momento de flexión y de presión interna, producto de un programa de investigación. Parte de la consideración de que los modelos analíticos que se han desarrollado para curvas suaves se pueden utilizar como base para el análisis de las curvas cuadradas. Así, presenta reglas de diseño para el diseño de estado límite.

2.1.1. Montaje de la prueba.

La figura 2-1 muestra en montaje de la prueba junto con el equipamiento para el cambio en la rotación entre las dos secciones transversales a 400 mm del centro del dobléz a corte simple. Los desplazamientos fueron medidos con indicadores de caratula. En el centro la ovalización fue medida, así como el desplazamiento vertical al centro de la sección transversal.

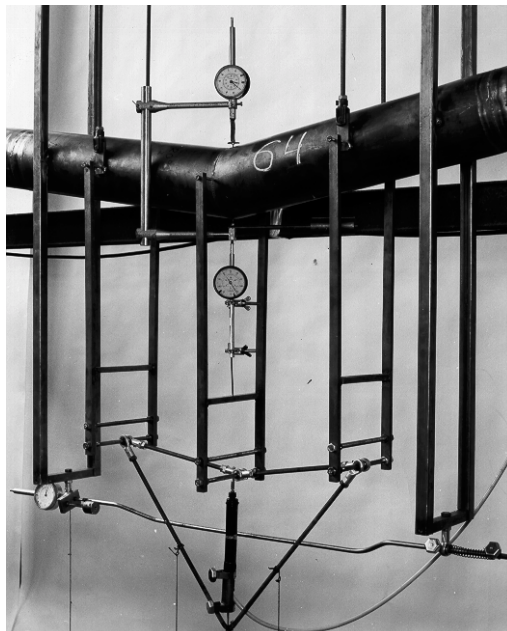
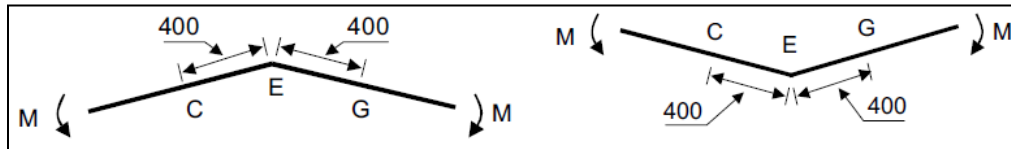


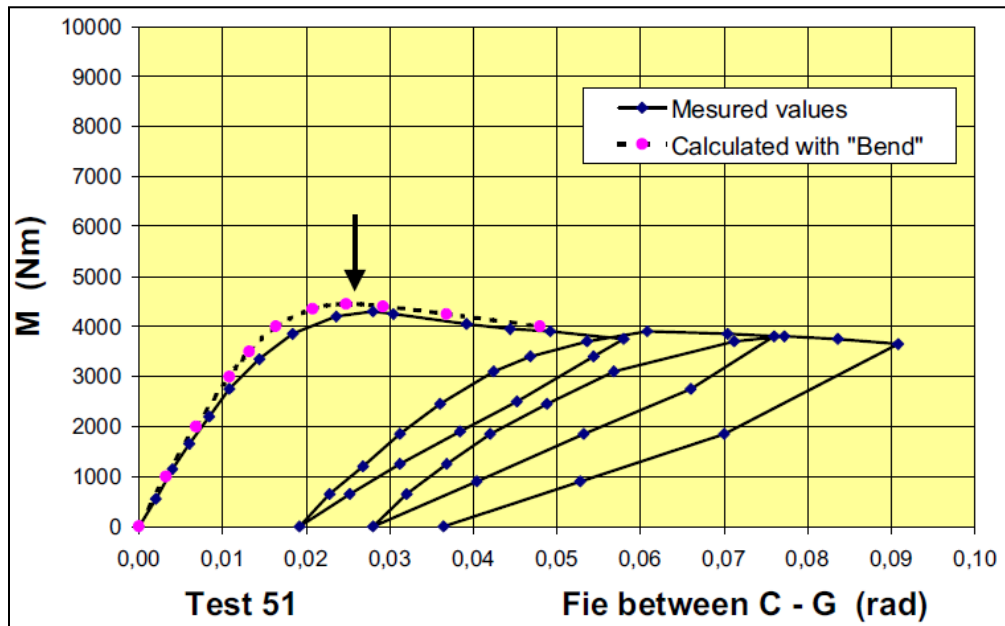
Figura 2-1. Experimentación realizada por Gresnigt, detalles del equipo de medición.

2.1.2. Resultados de la prueba.

Las figuras 2-2 a 2-4 muestran los resultados medidos de la prueba junto con los resultados calculados con los modelos analíticos presentados. Se presentan los casos de cuando se aplica un momento flector positivo y uno negativo. Los cálculos fueron realizados por medio del programa computacional “Bend” del mismo autor.



2-2. Flexión positiva para el espécimen 51 y negativa para el espécimen 53.



2-3. Diagrama del momento angular en función de la rotación, espécimen 51.

Las conclusiones más importantes de Gresnigt [1-2] son que la aproximación de sus resultados es buena tanto para la zona elástica como para la zona plástica, además de que el comportamiento de las tuberías unidas a partir de corte simple es muy parecido al de las tuberías con doblez suave. También, la capacidad de resistencia y deformación de los dobleces a corte simple son mucho más grandes

que las que se pueden calcular con la teoría elástica. Finalmente, que el comportamiento de dobleces depende en gran medida de la dirección del momento aplicado, si el momento es negativo, el momento de flexión puede ser tan grande que puede ocurrir fluencia en las tangentes adyacentes. Y se puede presentar pandeo local en las inmediaciones de la junta como la falla gobernante.

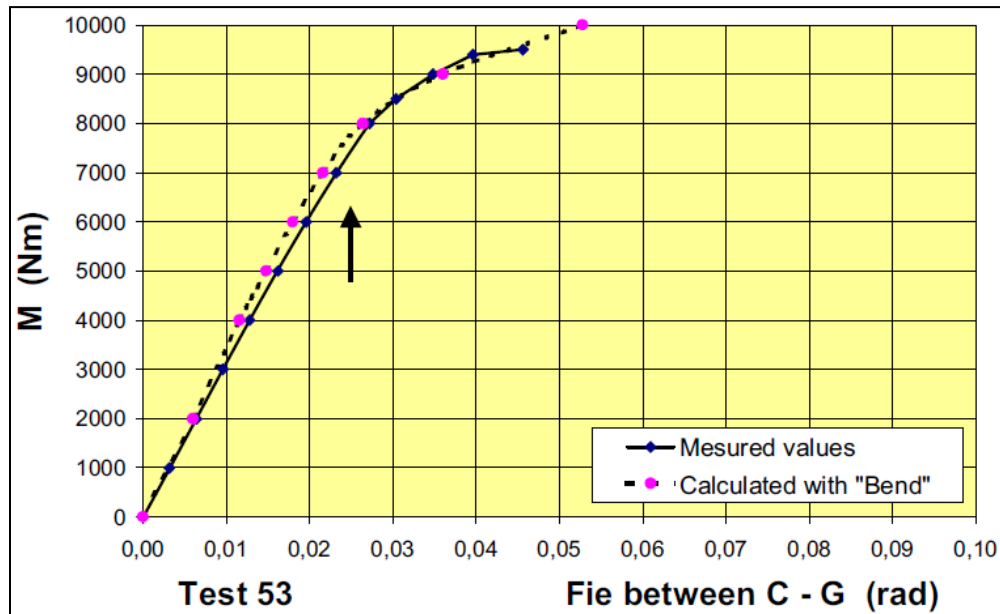


Figura 2-4. Diagrama del momento angular en función de la rotación, espécimen 53.

2.2. “Parametric survey of upper and lower bound limit in-plane bending moments for single mitred pipe bends of various geometries”

Robinson y Kocheksarai [2-2] investigaron el problema del análisis límite de una junta con doblez a corte simple sujeta a un momento dentro de plano. Un análisis de límite inferior con nuevas ecuaciones de equilibrio de fuerza y momento junto con un mayor número de parámetros, resultó en una mayor estabilidad en comparación con un análisis previo del mismo problema. Al mismo tiempo, los momentos de colapso plástico obtenidos numéricamente fueron obtenidos como

los límites superiores para el problema. Dos conjuntos de resultados fueron comparados, mostrando una buena concordancia. Finalmente, se pudo llegar a la conclusión de que los momentos límite reales están entre ambos límites calculados.

2.2.1. Análisis de elemento finito.

Para este análisis, el programa ABAQUS fue utilizado. La figura 2-5 muestra las mallas de la geometría utilizada, una malla final de 12 por 16 elementos fue empleada para obtener los límites superiores, dando soluciones con una convergencia aceptable (Figura 2-6).

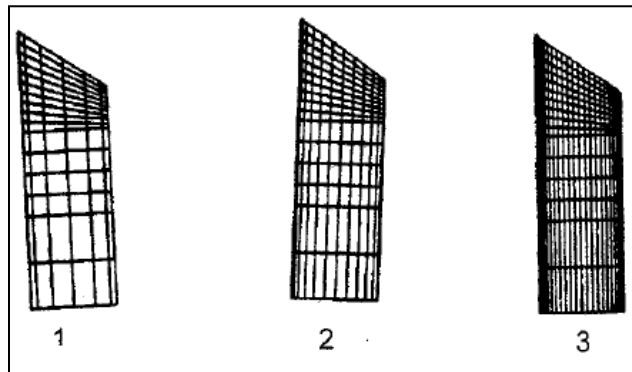


Figura 2-5. Diagrama de las tres etapas del refinamiento de malla, 1) malla de 6 x 16 elementos, 2) Malla de 12 x 16 elementos y 3) Malla de 24 x 16 elementos.

Los momentos aplicados se incrementaron gradualmente hasta que la estructura mostró una fluencia considerable y no fue posible soportar cargas adicionales. Para propósitos de compatibilidad con los resultados del análisis del límite inferior, se utilizó un análisis de elemento finito con pequeños desplazamientos y propiedades de material elástico perfectamente- plástico.

La figura 2-7 muestra, de manera adimensional, los momentos obtenidos de colapso plástico adimensional del límite superior m^* en función del ángulo de corte α con relaciones radio espesor a/t de 30, 52 y 100.

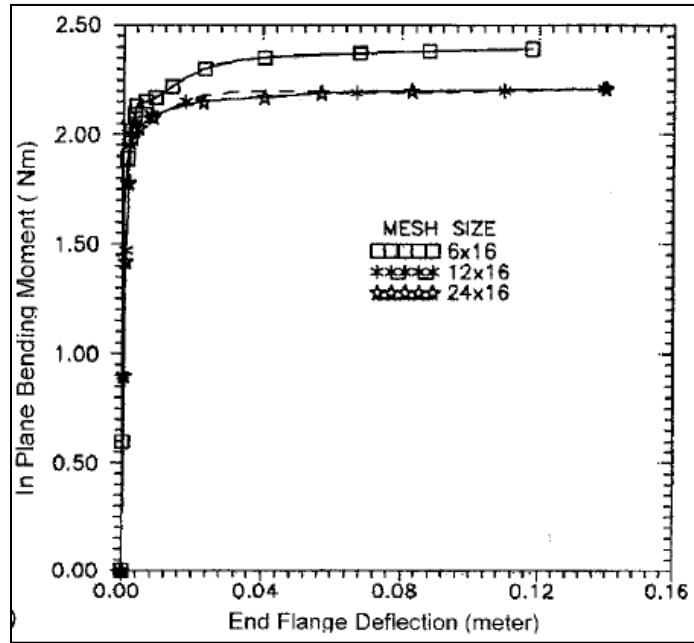


Figura 2-6. Curvas de la carga en función de la deflexión final para las mallas 1 a 3, un mayor refinamiento de la malla 2 a la 3 no causa una diferencia importante .

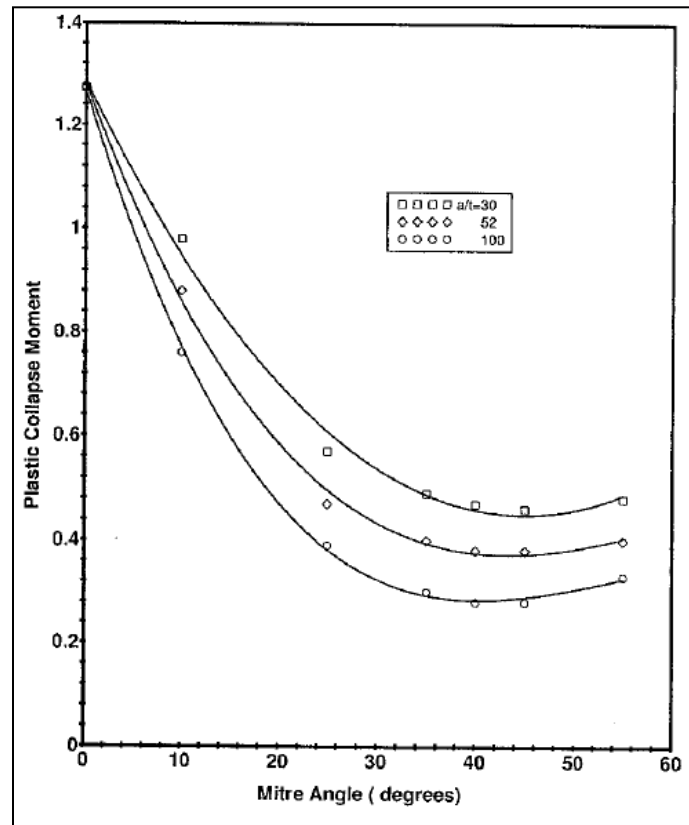


Figura 2-7. Variación del momento plástico adimensional m^* en función de α para juntas a corte simple. $a/t = 30, 52$ y 100 .

2.2.2. Análisis de límite inferior.

Para obtener la formulación límite inferior, se asumió que una junta con doblez a corte simple consiste de dos tubos delgados circulares con geometrías y propiedades de material idénticas. La obtención de los momentos límite inferiores involucraron la optimización no lineal de un campo de esfuerzos admisibles incluyendo el momento de flexión aplicado, sujeto a la fluencia, las condiciones de simetría y el equilibrio de unión en el estado límite. Sólo una cuarta parte de la estructura fue analizada debido a la existencia de dos planos de simetría en toda la geometría.

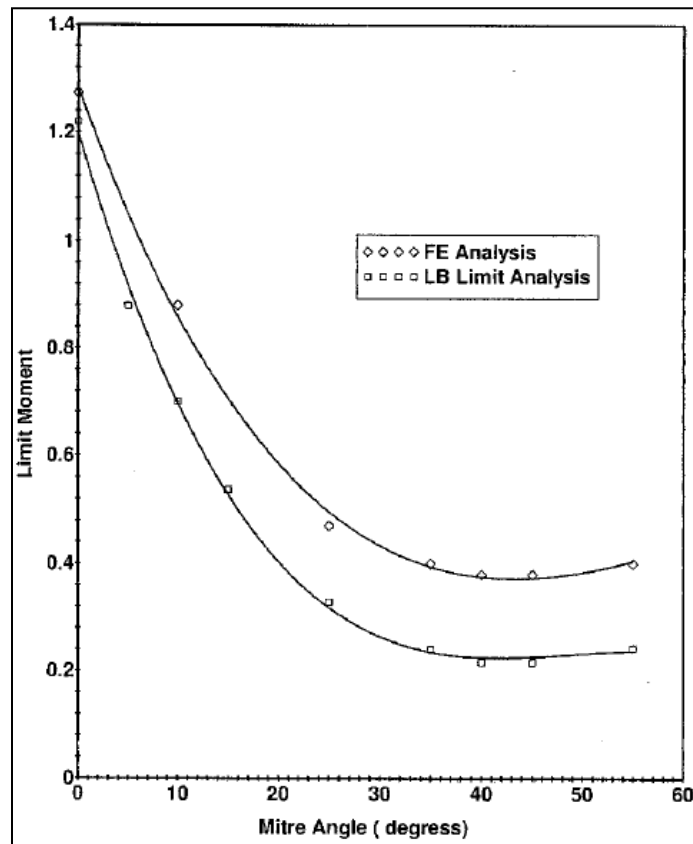


Figura 2-8. Momento de colapso plástico para juntas con dobleces a corte simple.

Comparación entre resultados del análisis de elemento finito de pequeños desplazamientos y análisis de límite inferior, $a/t = 52$.

En la figura 2-8 se comparan los resultados de límite superior obtenidos mediante el análisis de elemento finito de pequeños desplazamientos con los momentos límite obtenidos por medio del análisis de límite inferior.

Los autores concluyen que se pudieron obtener los momentos límite inferiores de colapso plástico aceptables, para juntas con dobleces a corte simple. Estos corresponden con los resultados alternativos de límite superior obtenidos a partir de análisis de elemento finito de pequeños desplazamientos. Se puede deducir que los momentos límite reales se encuentran dentro de los dos conjuntos de resultados.

2.3. “Flexural behaviour of a polyvinyl chloride-lined glass-reinforced plastic composite multi-mitred pipe bend subjected to combined loads: a comparative. finite element analysis and experimental case study”

En lo que respecta a investigaciones que involucran el análisis de tuberías considerando cargas combinadas, el trabajo de Kochekseraii y Robinson [2-3] es una buena referencia de estudio. En un artículo presentan el comportamiento a la flexión de un tubo de PVC con doblez multicorte recubierto de plástico reforzado con vidrio, sometido a cargas combinadas de presión interna y de momento dentro de plano. Los resultados de un análisis de elemento finito (usando ABAQUS) considerando pequeños y grandes desplazamientos y utilizando elementos shell, fueron comparados con los resultados experimentales de un espécimen idéntico. Al modelar un doblez multicorte sujeto a cargas aplicadas individuales de presión interna o de momento dentro de plano, las comparaciones entre datos experimentales y el análisis de elemento finito lineal de pequeños desplazamientos mostraron una buena concordancia. Sólo el análisis de elemento finito de grandes desplazamientos mostró concordancia con los experimentos,

cuando se modelaron dobleces multicorte sujetos a cargas combinadas de presión y cargas de flexión. El análisis de elemento finito de grandes desplazamientos mostró un comportamiento geoméricamente no lineal que sigue muy de cerca la tendencia experimental.

Se construyeron varios tubos de cloruro de polivinilo (PVC), recubierto de plástico reforzado con vidrio. Los cuales consistían de un doblez a 90°, con cuatro dobleces multicorte soldados, dos tubos rectos y dos bridas con refuerzo (Figura 2-9).

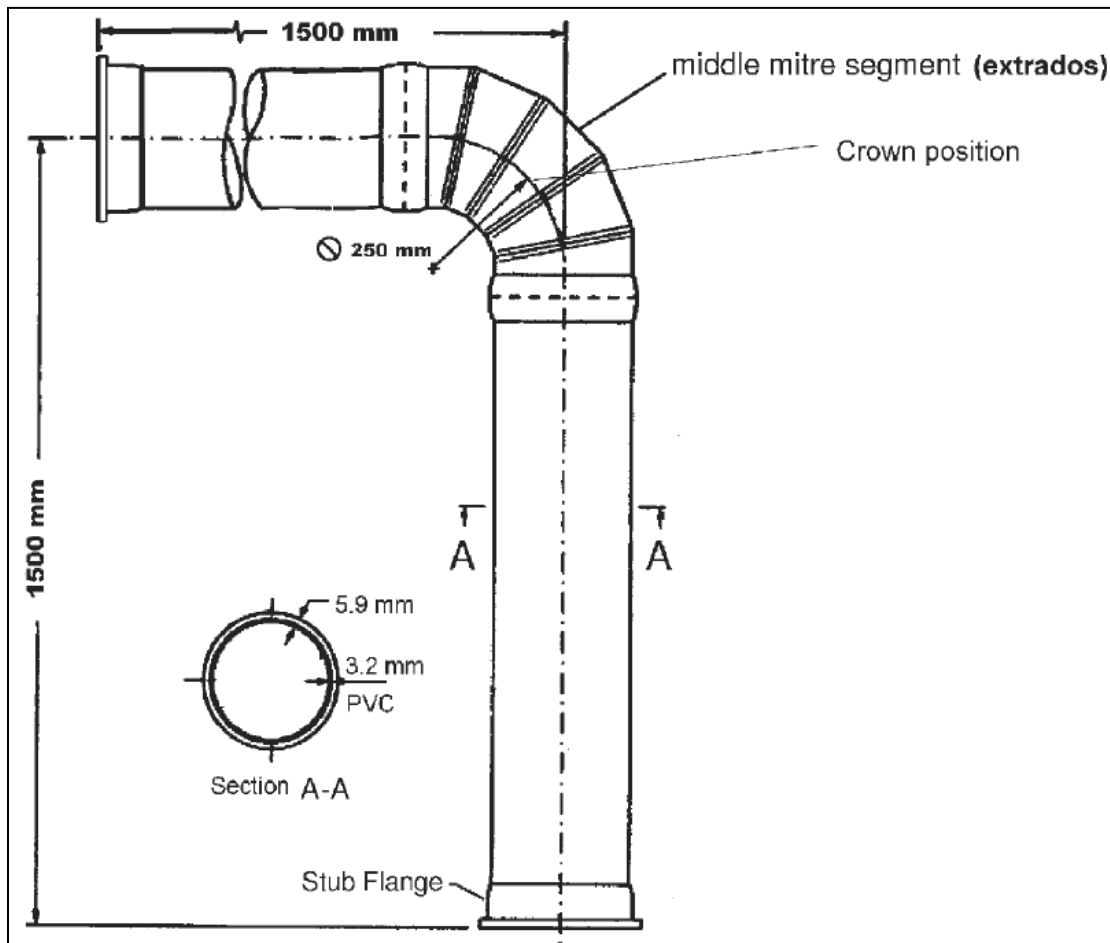


Figura 2-9. Ensamble de la tubería con doblez multicorte.

2.3.1. Comparación de los resultados del análisis de elemento finito y los datos experimentales.

Presión interna.

Los resultados del análisis de elemento finito para una presión interna aplicada de 0.4 Mpa se compararon con los resultados experimentales correspondientes. Tanto los resultados con pequeños desplazamientos, como los de grandes desplazamientos, dieron resultados idénticos. Estos mostraron buena concordancia con los datos experimentales, confirmando el comportamiento lineal para cargas de presión interna.

Momento dentro de plano.

Se realizaron comparaciones mediante la aplicación de momentos de flexión dentro de plano de 267 y 534 N-m al dobléz de la tubería. Duplicar el momento aplicado resultó en la duplicación de las deformaciones registradas. Los resultados con grandes y pequeños desplazamientos para esta carga fueron idénticos.

Cargas combinadas.

Se estudiaron dos casos de pruebas para cargas combinadas: al primero se le aplicó un momento dentro de plano de 267 N-m y una presión interna máxima de 0,6 MPa, y al segundo caso 2 un momento dentro de plano de 534 N-m y una presión interna máxima de 0.3 MPa.

El comportamiento experimental no lineal fue acompañado de cerca por el del análisis de elemento finito de grandes desplazamientos, mientras que los resultados lineales se separaron de los otros dos. Se presentó menos divergencia cuando el momento de flexión dentro de plano tendía a cerrar el dobléz de la tubería. La ausencia de un comportamiento lineal inicial confirmó que la

interacción inmediata de las deformaciones debidas a cada carga individual es compleja y por lo tanto, una geometría de elemento finito no lineal es esencial para su análisis.

2.3.2. Conclusiones.

Después de realizar las pruebas experimentales y los análisis de elemento finito de la junta, se confirmó el comportamiento lineal, tanto experimentalmente como numéricamente, cuando las cargas se aplicaron de forma individual. Sin embargo, cuando el doblez multicorte fue sometido a cargas combinadas de presión interna y flexión dentro plano, el comportamiento demostró ser completamente no lineal. Así, los autores concluyen que el análisis de elemento finito con grandes desplazamientos, es una herramienta adecuada para el diseño práctico de tuberías con dobleces multicorte sometidos a cargas combinadas de flexión dentro de plano y presión interna. Además, concluyen que el comportamiento no lineal es debido a la recuperación de la sección transversal del doblez de la tubería, ya deformada por la aplicación de una carga, como resultado de la introducción de una segunda carga.

2.4. Simulación por el método del elemento finito de cargas fuera de plano y combinadas aplicadas a tubos con dobleces a partir de cortes simples. Análisis elástico y plástico

El último estudio concerniente al tema fue plasmado en el trabajo de J. Ortiz [2-4], en el cual se analizan momentos fuera de plano. En ese trabajo obtuvo la distribución de esfuerzos para cargas fuera de plano en tuberías con corte simple y la concentración de esfuerzos que se generaron cerca de la zona de discontinuidad geométrica del tubo. La tubería presentó mayor estabilidad

estructural para cargas dentro de plano, la estabilidad disminuyó para el caso de cargas fuera de plano y en este análisis se presentó la condición de esfuerzos anti-simétricos.

En lo que respecta a los resultados obtenidos cuando se aplicaron cargas combinadas, el autor afirma que, la deformación de la geometría del modelo con la aplicación de cargas combinadas presentó características particulares, deformación en la parte interna de la unión de los dos segmentos del tubo, pero además deformación en la parte interna de la unión de los dos segmentos del tubo y además, deformación fuera de plano y también una aparente deformación dentro de plano.

Todos estos resultados son de gran utilidad a la hora de llevar a cabo los análisis y pruebas previamente mencionadas, esta información es también útil cuando se presentan los resultados obtenidos.

CAPÍTULO 3

CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO

En esta sección se explica el procedimiento llevado a cabo para la construcción de las geometrías del modelo de elemento finito, también se explica el procedimiento mediante el cual, se malló el modelo y se le aplicaron las condiciones de frontera correspondientes. Después se explican los análisis elásticos y plásticos realizados y la forma en que se adimensionalizaron los resultados obtenidos. Finalmente, se explica la forma en que se validaron los resultados obtenidos.

3.1. Construcción del modelo y condiciones de frontera

3.1.1. Construcción de la geometría y consideraciones generales de los materiales.

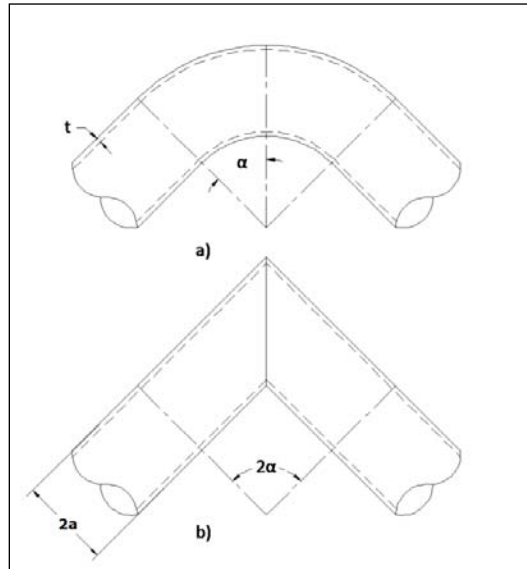


Figura 3-1. Tipos de dobleces en tuberías de alta presión. a) Doble suave, b) Doble de corte simple.

Se considera una geometría sencilla a base de áreas tridimensionales que representan dos tubos de longitud 12 m, que es mayor a la longitud mínima recomendada ($l = 10 a$) [2-5], con un corte en un extremo con una inclinación α , los cortes quedan encontrados de manera que la junta haga un doblez de dos veces alfa [2-4]. En la figura 3-1 se muestran, el ángulo de corte α y los parámetros a y t .

Se hace uso de los varios sistemas de referencia locales que ayudan en la construcción de las áreas. Es importante mencionar que aunque la geometría consiste en áreas, el modelo representa un sólido, ya que se emplean elementos Shell, que tienen la propiedad de espesor. La geometría resultante se muestra en la figura 3-2a. Adicionalmente, se modela una serie de líneas en un extremo de la

geometría, estas servirán de apoyo para aplicar las cargas necesarias en los análisis (Figura 3-2b).

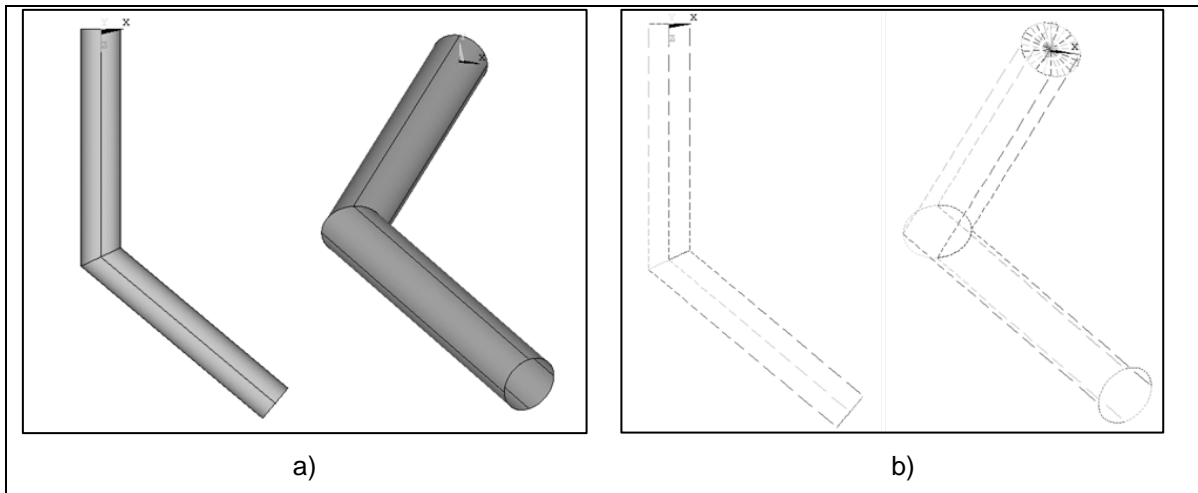


Figura 3-2. Geometría. a) Representación de áreas, b) Representación de líneas.

En la tabla 3-1 se muestran los modelos utilizados para todos los análisis llevados a cabo, se analizan siete geometrías cada una con distinto ángulo de corte α . A cada una de estas geometrías, se les pueden aplicar hasta cinco distintas relaciones radio – espesor a/t , dependiendo de las condiciones de frontera aplicadas y si el análisis llevado a cabo es elástico o plástico.

Dado que se utilizan dos elementos, se definen dos tipos de materiales. Para los análisis elásticos se utilizan modelos de materiales elásticos, sin embargo, para los análisis no lineales el material de los elementos Shell se considera elástico perfectamente - plástico y en la tabla 3-2 se especifican las propiedades de los materiales considerados.

3.1.2. Construcción del mallado y aplicación de las condiciones de frontera.

Dada la forma de la geometría se estructura un mallado mapeado, por lo se divide el perímetro de la sección transversal del tubo en 48 líneas, y las líneas longitudinales en 16 y se aplica una relación de espaciamiento de 4 para asegurar

los resultados más precisos cerca de la unión de los tubos. En la Figura 3-3 se muestran los modelos ya mapeados.

Tabla 3-1. Configuraciones de las geometrías utilizadas y tipos de análisis llevados a cabo.

Condición de frontera $\alpha[^\circ]$ @ a/t	Dentro de Plano	Fuera de plano	Fuera de plano y presión interna
10 @ 30			Plástico
15 @ 15		Plástico	
15 @ 30		Plástico	
15 @ 52		Plástico	
15 @ 100		Plástico	
25 @ 15		Plástico	
25 @ 30		Plástico	Plástico
25 @ 52		Plástico	
25 @ 100		Plástico	
35 @ 15		Plástico	
35 @ 30	Plástico	Elástico / Plástico	Plástico
35 @ 52	Plástico	Plástico	
35 @ 100	Plástico	Plástico	
45 @ 15		Plástico	
45 @ 16.5		Plástico	Elástico
45 @ 30	Plástico	Elástico / Plástico	
45 @ 52	Plástico	Plástico	
45 @ 100	Plástico	Plástico	
50 @ 30			Plástico
55 @ 15		Plástico	
55 @ 30		Elástico / Plástico	
55 @ 52		Plástico	
55 @ 100		Plástico	

Tabla 3-2. Modelos de los materiales utilizados en el modelo computacional.

	Tipo de elemento	Propiedad	Valor
Isotrópico lineal	Shell 93	EX	1.8×10^{11}
		PRX	0.3
	Beam 4	EX	1
		PRX	0
Endurecimiento cinemático bilineal	Shell 93	Yield Stres	2.05×10^8
		Tang Mods	0

En general, los modelos realizados tienen la misma cantidad de elementos, áreas y líneas. La tabla 3-3 muestra un resumen de las características de los modelos de elemento finito.

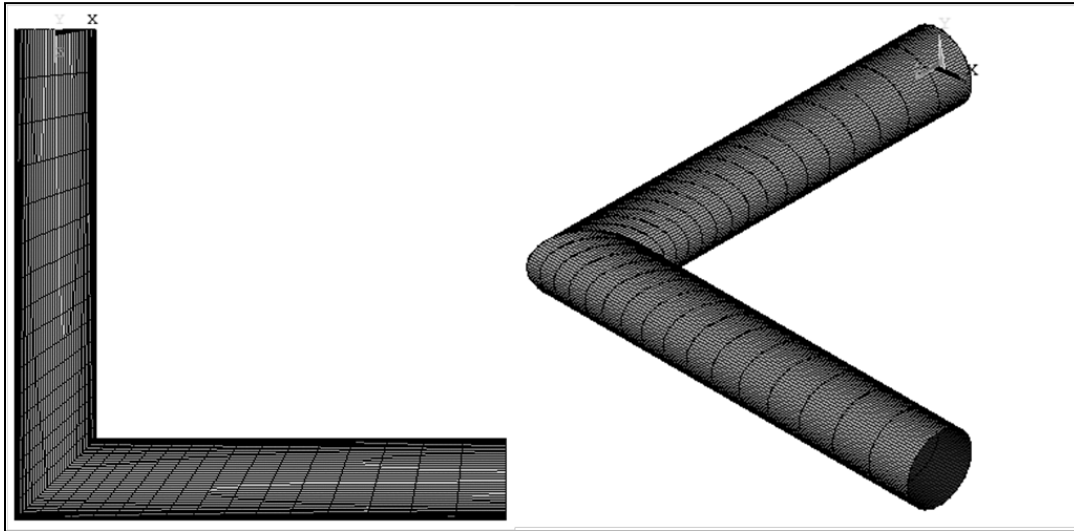


Figura 3-3. Modelo de elemento finito, considerando $\alpha = 45^\circ$.

Ahora se explica el procedimiento para aplicar las condiciones de frontera. La condición de frontera aplicada en un extremo del modelo es la restricción completa del movimiento, mientras que en el extremo opuesto se aplica un momento flector. La figura 3-4 muestra la dirección del momento flector para los análisis de momento dentro de plano (Figura 3-4 a) y los análisis con el momento fuera de plano (Figura 3-4 b). Mientras que en la figura 3-4 c se muestran las condiciones de frontera aplicadas sobre el modelo en ANSYS.

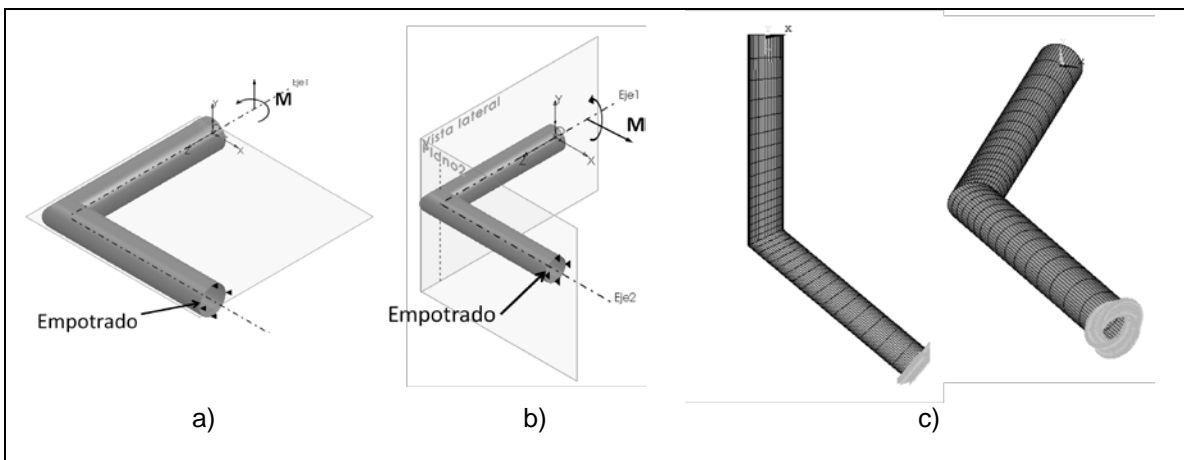


Figura 3-4. Condiciones de frontera del modelo de elemento finito: a) Momento flector aplicado dentro del plano que forma la junta, b) Momento flector aplicado fuera del plano que forma la junta, c) Visualización en ANSYS.

Tabla 3-3. Principales características del modelo computacional

Característica	Número total
Keypoints	33
Lines	64
Areas	12
Nodes	4753
Elements	1608

3.2. Descripción de los análisis elástico y plástico

Para la validación del modelo se ejecutan dos análisis, el primero es elástico con un momento dentro de plano como condición de carga y el segundo es plástico con un momento dentro de plano aplicado. Se utilizan como referencia los trabajos de Kitching et. al. [2-1], Gresnit [1-2] y Kochekserei [2-2], se realiza la comparación tanto para los esfuerzos elásticos en la junta como para el valor del momento flector dentro de plano que produce el colapso plástico.

3.2.1. Análisis elástico.

El análisis de elemento finito se lleva a cabo de la siguiente forma:

1. Se elige la geometría que debe ser de características geométricas idénticas a las de la probeta analizada por Gresnit [1-2]. En este caso es una junta con ángulo de corte $\alpha = 45^\circ$ y relación radio espesor $a/t = 16.5$. (Figura 3-3).
2. Se selecciona un análisis estructural - estático y se aplican las condiciones de frontera antes definidas (Tabla 3-1).
 - a. En un extremo se restringe la junta en todas direcciones
 - b. En el otro se aplica un momento dentro de plano, a lo largo del eje y .
3. Se ejecuta un análisis elástico lineal y se obtiene la distribución de esfuerzos del modelo.

4. Se define un sistema de coordenadas polar que coincida con la sección transversal de la unión. (Figura 3-5).

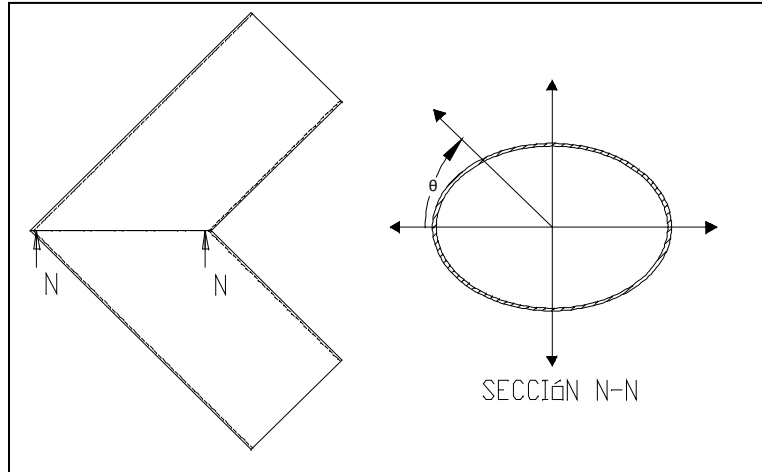


Figura 3-5. Sección N-N de la junta donde se determinan los esfuerzos en el rango elástico.

5. Al final se listan los valores de los esfuerzos para cada uno de los nodos que constituyen la junta, tanto los de la pared interna como los de la pared externa de la cascara (3-1). Ahí es donde la concentración de esfuerzos es mayor.

$$\{\tau\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (3-1)$$

Estos esfuerzos se comparan con los datos experimentales antes mencionados.

3.2.2. Análisis plástico.

Para realizar el análisis considerando la no linealidad del material y obtener la carga que produce el colapso plástico se utiliza el modelo de plasticidad bilineal de endurecimiento cinemático. El uso de esta opción se recomienda para deformaciones pequeñas en materiales que obedecen el criterio de cedencia de Von Mises. Adicionalmente se aplica un momento lo suficientemente grande que

llevara al material a su límite de fluencia σ_0 , ocasionando el colapso plástico. Este valor del momento se aplica gradualmente hasta que se llega a la falla (3-2).

$$\sigma_e = f\{\sigma\} \quad (3-2)$$

Y relacionando el criterio de Von Mises con la regla de flujo y la dureza cinemática (3-3).

$$\sigma_e = \left[\frac{3}{2} (\{s\} - \{\alpha\})^T [M] (\{s\} - \{\alpha\}) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3-3)$$

A diferencia del análisis elástico, en el plástico se consideran otras opciones en el programa de elemento finito. Se hace uso del cuadro de dialogo “controles de solución” (*Solution controls*), que se puede usar cuando se lleva a cabo un análisis estático o completamente transitorio. Consiste de cinco pestañas que contiene distintos comandos para llevar a cabo distintos tipos de análisis. La pestaña “básico” (*Basic*) está activa cuando se entra al cuadro de dialogo, provee la cantidad mínima de datos que el programa necesita para un análisis.

A continuación, se detallan las opciones contenidas en la pestaña “básico”.

Opciones de análisis.- En la pestaña “básico” la primera opción es “opciones de análisis” (*Analysis options*) y ahí se especifica el tipo de análisis que se quiere desarrollar (pequeños y grandes desplazamientos y de estado estable y estado transitorio). Dado que no se quiere analizar el comportamiento pos-colapso, y es un análisis en estado estable, se elige la opción “pequeños desplazamientos en estado estable” (*Small displacement static*).

Control de tiempo.- La segunda opción es el “control de tiempo” (*Time control*) y controla varias opciones de tiempo. Si se elige “tiempo al final del paso de carga” (*Time at end of loadstep*) en cero se lleva a cabo un análisis estático. Y

cuando se enciende “paso automático de tiempo” (*Automatic time stepping*) se habilita la opción para modificar el número máximo y mínimo de subpasos.

Número de paso.- En el “número de paso” (*Number of step*) se especifica el número de subpasos que se tomarán en este paso de carga: “tamaño del paso de tiempo” (*Time step size*), “paso de tiempo mínimo” (*Minimum time step*) y “paso de tiempo máximo” (*Maximum time step*).

Frecuencia.- (*Frequency*) Se usa para indicar que tan frecuentemente el programa escribirá los resultados.

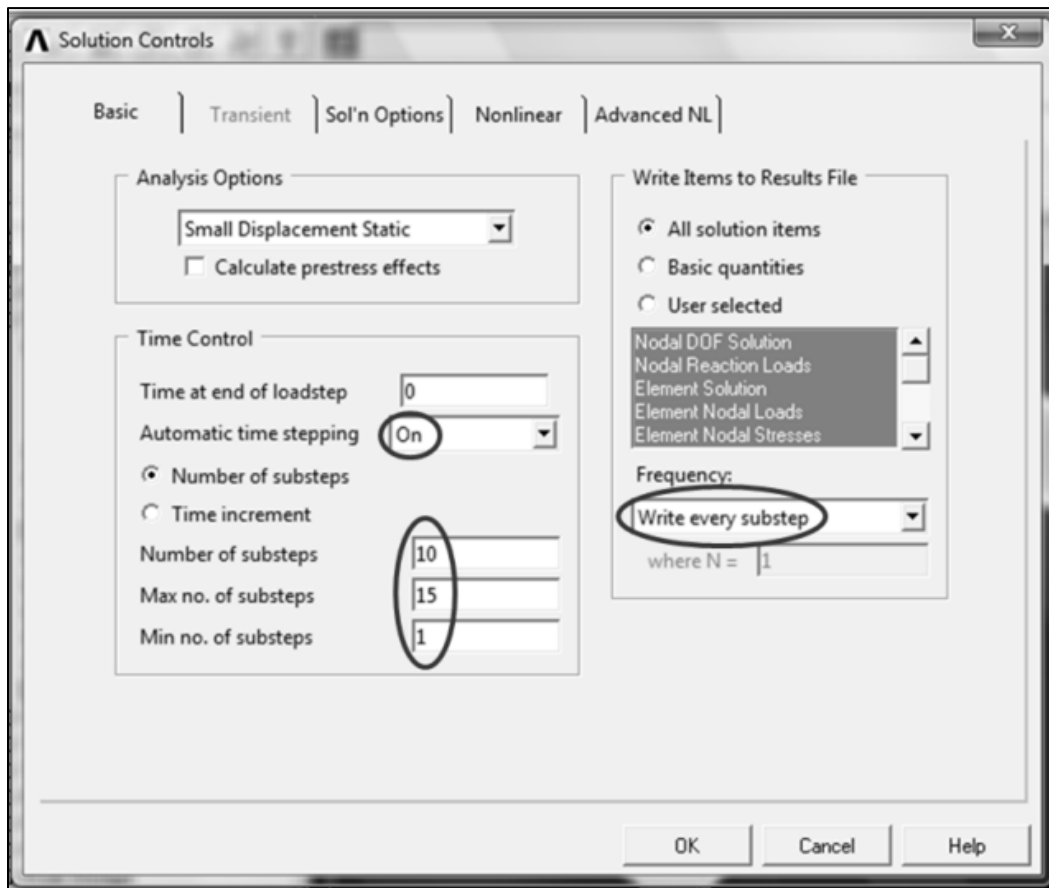


Figura 3-6. Parámetros considerados en la solución plástica.

Una vez que se han seleccionado los comandos de la pestaña “básico”, no es necesario modificar las demás pestañas. En la figura 3-6 se observan los parámetros modificados en la ventana de “control de soluciones”.

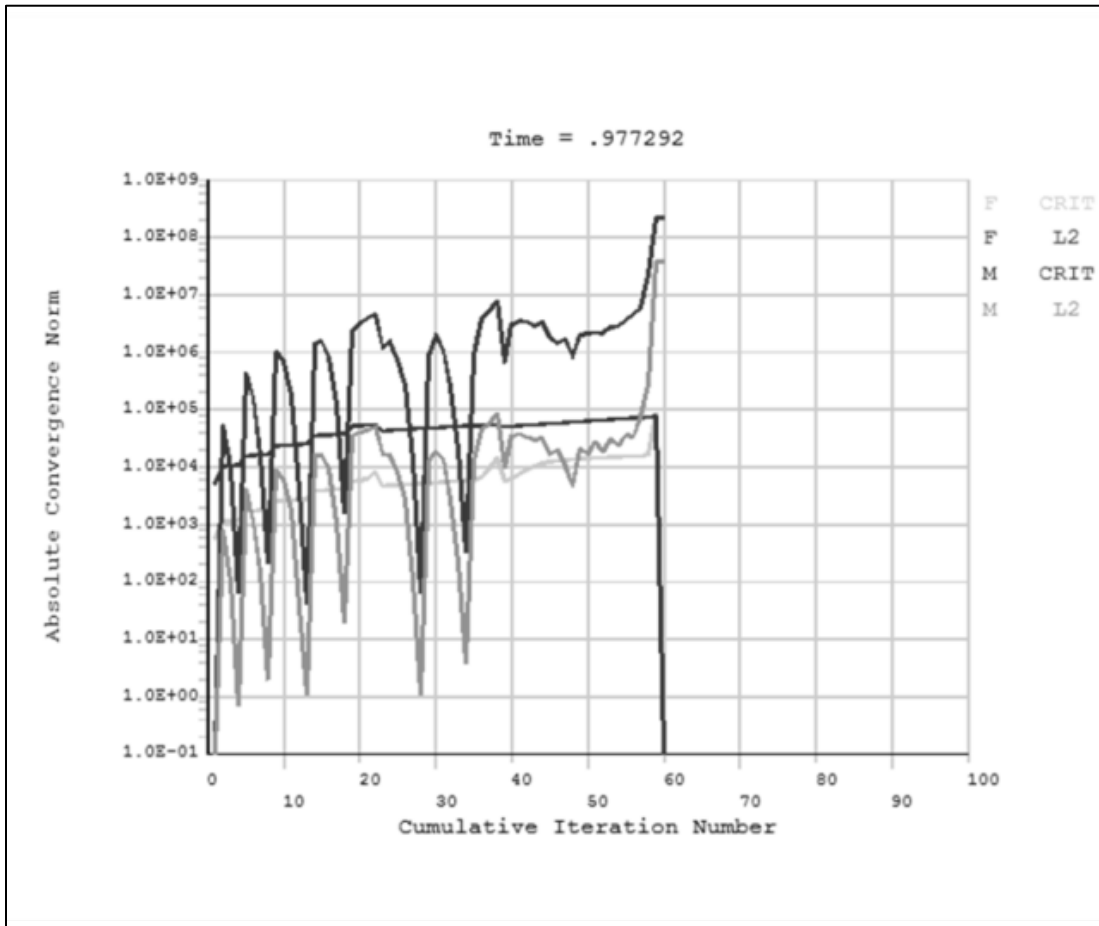


Figura 3-7. Gráfica de convergencia.

Después de modificar los valores del cuadro de dialogo “control de soluciones”, se aplica el comando “solución” (*Solve*) para obtener la solución del análisis. En la figura 3-7 se muestra la gráfica de convergencia de las fuerzas y los momentos críticos cuando se considera la plasticidad del material. Finalmente, en la ventana de pos-proceso se obtienen las cargas causantes del colapso plástico.

3.3. Adimensionalización

Con la finalidad de producir resultados que tengan un espectro de aplicación más amplio y para realizar con mayor claridad los análisis de resultados, se lleva a cabo la adimensionalización de los esfuerzos longitudinales σ_z/σ_n y circunferenciales σ_θ/σ_n , así como la adimensionalización del momento de colapso, producto de los resultados obtenidos de los análisis numéricos correspondientes. El procedimiento se muestra a continuación.

Los esfuerzos se adimensionalizan al dividirlos entre un esfuerzo que se denomina esfuerzo nominal del doblé σ_n y que se calcula a partir de la fuerza aplicada a la junta \bar{F} y la sección transversal de la tubería A_t (3-4).

$$\sigma_n = \bar{F} \cdot \frac{1}{A_t} \quad (3-4)$$

Pero dado que la fuerza aplicada es igual al momento aplicado \bar{M} entre el radio de la junta a y el área de la sección transversal es igual a π por el radio a por el espesor de la junta t (3-5) y (3-6).

$$\bar{F} = \frac{\bar{M}}{a} \quad (3-5)$$

$$A_t = \pi \cdot a \cdot t \quad (3-6)$$

Así, sustituyendo las ecuaciones (3-5) y (3-6) en (3-4):

$$\sigma_n = \frac{\bar{M}}{\pi \cdot a^2 \cdot t} \quad (3-4-1)$$

De esta manera se obtiene un valor de esfuerzo adimensional para el esfuerzo circunferencial σ_θ/σ_n (3-7) y para el esfuerzo longitudinal σ_z/σ_n (3-8). Cabe

mencionar que tanto el esfuerzo circunferencial como el longitudinal, se toman a partir del sistema de referencia polar mostrado en la figura 3-5 y que está justo en el plano de corte N-N de la junta soldada.

$$\text{Esfuerzo circunferencial} = \frac{\sigma_{\theta}}{\sigma_n} \quad (3-7)$$

$$\text{Esfuerzo longitudinal} = \frac{\sigma_z}{\sigma_n} \quad (3-8)$$

Tanto los esfuerzos longitudinales como circunferenciales se grafican en función del ángulo θ , que indica la posición de los esfuerzos a lo largo del perímetro de la sección de corte del tubo.

En el caso de momento dentro de plano el rango de θ va de 0° a 180° ya que el comportamiento de la junta es simétrico. Mientras que para el caso del momento fuera de plano el rango de θ va de 0° a 360° .

En lo que respecta al momento aplicado se adimensionaliza dividiendo el esfuerzo nominal del doblado entre el límite de fluencia del material (3-9).

$$m^* = \frac{\sigma_n}{\sigma_0} \quad (3-9)$$

Y sustituyendo el σ_n en la ecuación anterior, se obtiene el momento de colapso adimensional m^* :

$$m^* = \frac{\bar{M}}{\pi \cdot \sigma_0 \cdot a^2 \cdot t} \quad (3-9-1)$$

3.4. Validación del modelo numérico

A continuación se presentan los resultados obtenidos para la validación del modelo numérico en el caso de un momento fuera de plano aplicado. Se muestra la distribución de esfuerzos elásticos en la junta y el valor del momento que produce el colapso plástico.

3.4.1. Análisis elástico, momento dentro de plano.

Para la validación del modelo numérico se lleva a cabo un análisis elástico, utilizando una geometría de junta con un ángulo de corte $\alpha = 45^\circ$ y una relación entre el radio del tubo y su espesor de $a/t = 16.5$. Terminado el análisis, se cambia el sistema de coordenadas global a un sistema cilíndrico y se obtienen entonces los valores de esfuerzo longitudinal y circunferencial, con su respectiva coordenada, pero solo en la sección en donde se une la junta (Figura 3-5).

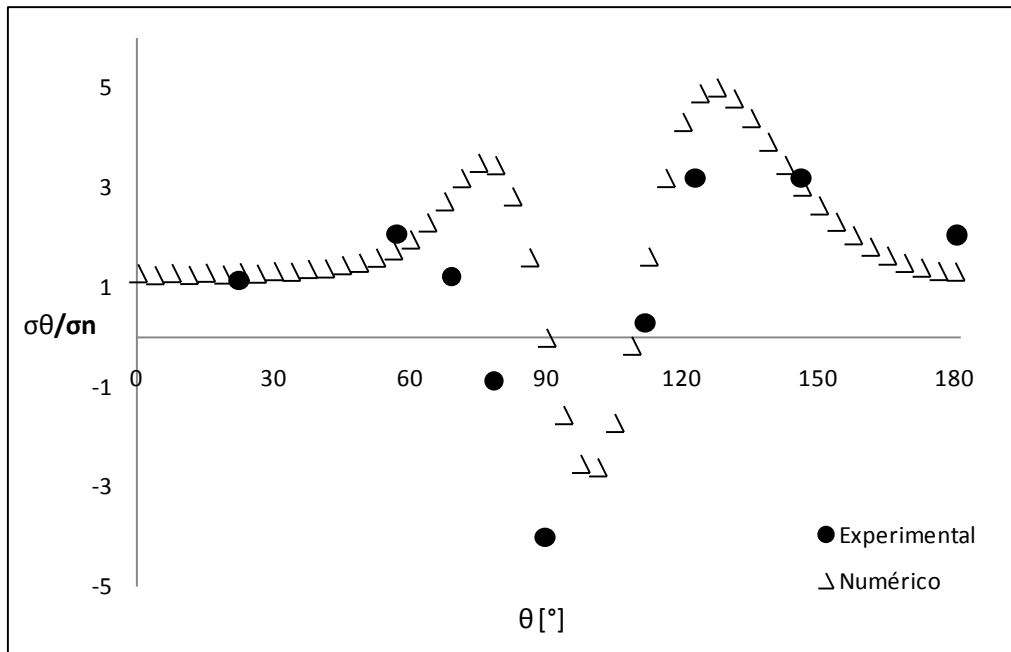


Figura 3-8. Esfuerzo circunferencial obtenido en la pared externa del tubo. Comparación entre los valores experimentales ● [1-2] y [2-1] y los obtenidos numéricamente △.

Los valores de esfuerzo obtenidos se adimensionalizan utilizando las fórmulas (3-4) a (3-8) y se grafican con respecto de θ . En la misma gráfica se incluyen los datos experimentales obtenidos por Kitching et al. [2-1].

En la figura 3-8 se muestra la distribución del esfuerzo circunferencial en la pared externa del tubo, numérica y experimental, obtenida en la sección N-N de acuerdo con el sistema de referencia polar que se muestra en la figura 3-5. Mientras que los esfuerzos longitudinales obtenidos en la pared interna del tubo se muestran en la figura 3-9.

Las figuras 3-10 y 3-11 exponen la comparación entre los valores experimentales y los obtenidos numéricamente para los esfuerzos longitudinales, tanto para la pared interna del tubo como para la pared externa.

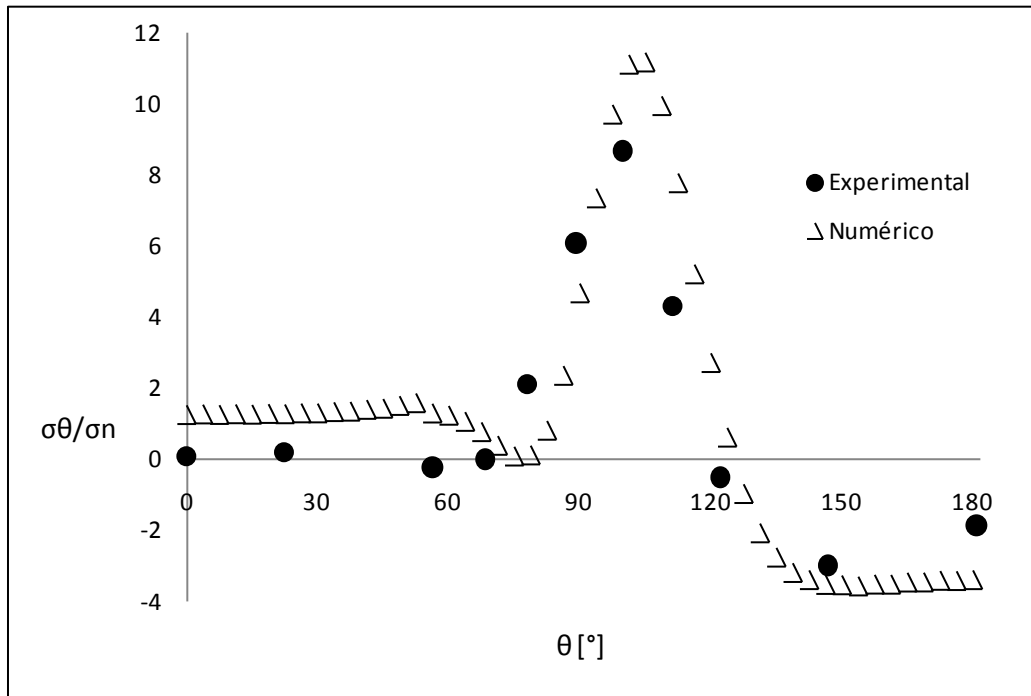


Figura 3-9. Esfuerzo circunferencial obtenido en la pared interna del tubo. Comparación entre los valores experimentales \bullet [1-2] y [2-1] y los obtenidos numéricamente \diamond .

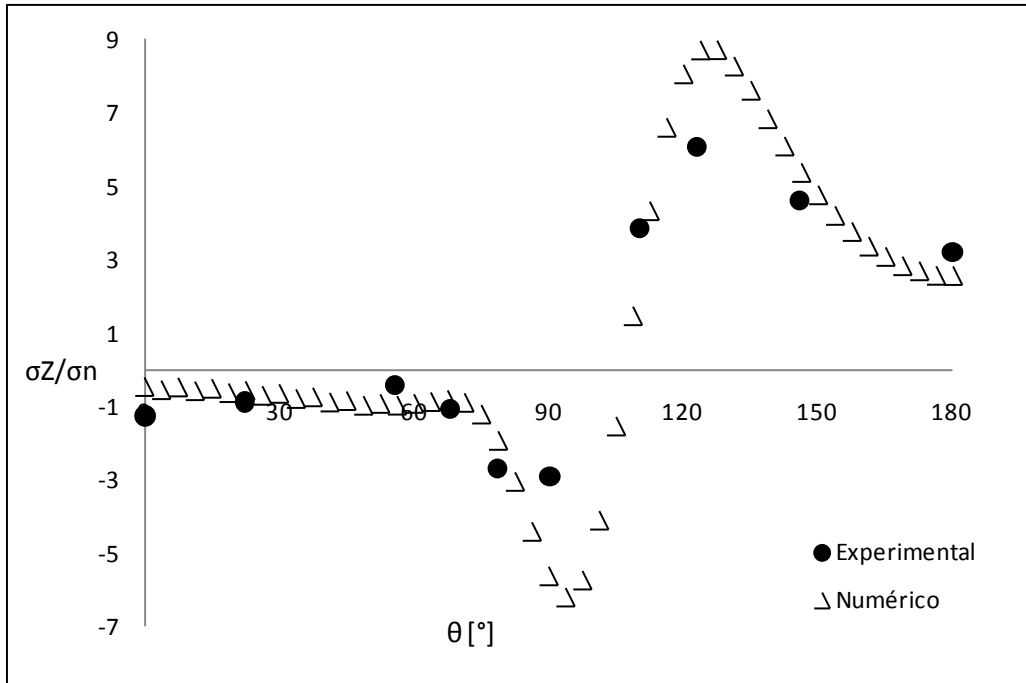


Figura 3-10. Esfuerzo longitudinal obtenido en la pared externa del tubo. Comparación entre los valores experimentales • [1-2] y [2-1] y los obtenidos numéricamente \diamond .

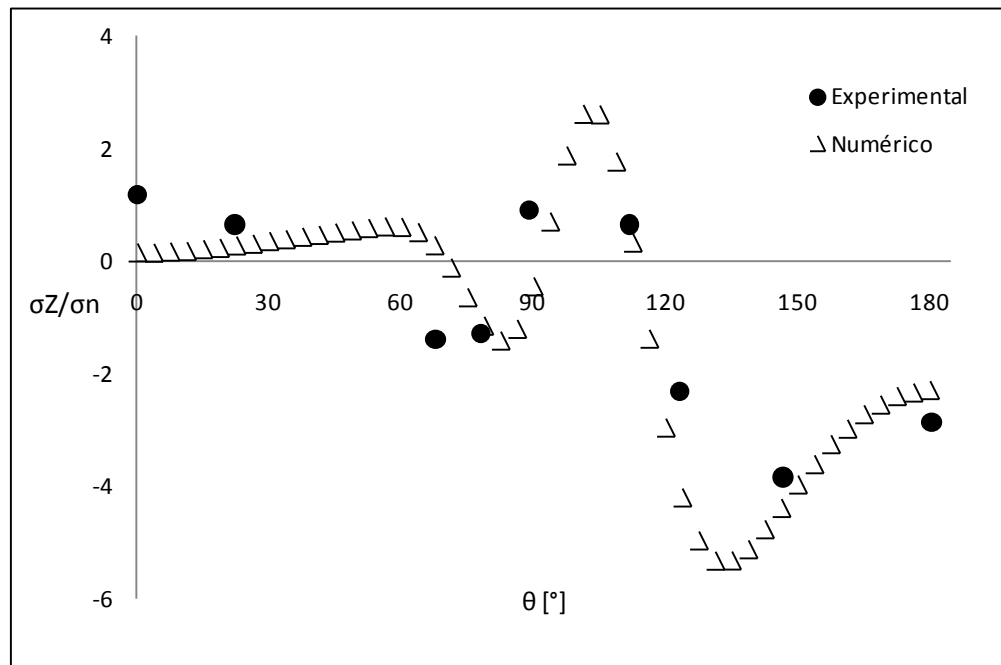


Figura 3-11. Esfuerzo longitudinal obtenido en la pared interna del tubo. Comparación entre los valores experimentales • [1-2] y [2-1] y los obtenidos numéricamente \diamond .

Como se puede observar, las figuras de la 3-8 a la 3-11, muestran una buena correspondencia de los datos numéricos con los experimentales, tanto en la distribución como en los valores de los esfuerzos. Por lo tanto se deduce que el modelo de elemento finito y el análisis lineal llevado a cabo arrojan resultados confiables, que dan la certeza necesaria para continuar, ahora con la validación del análisis plástico.

3.4.2. Análisis plástico, momento dentro de plano.

Ahora se presentan los resultados de la comparación validadora para cuando la junta está sujeta al momento dentro de plano, lo que produce el colapso plástico. Adicionalmente se ilustra el modo en que ocurre el colapso plástico.

La formulación analítica [2-2] para el cálculo del límite del momento plástico para un tubo metálico recto de material elástico perfectamente - plástico regido por el criterio de Von Mises, para la sección completa se convierte en completamente plástico:

$$\bar{M} = 4 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sigma_0 a^2 t \cos \theta d\theta = 4 \sigma_0 a^2 t \quad (3-10)$$

Por lo tanto, el momento de colapso plástico dentro de plano para una unión recta es:

$$m^* = \frac{4}{\pi} = 1.2732 \quad (3-11)$$

Como se explico anteriormente, una vez que se ha determinado el tipo de material (elástico perfectamente – plástico) y se han seleccionado correctamente las opciones en el “control de soluciones”, se puede determinar la carga que ocasiona el colapso plástico, multiplicando la carga aplicada por el tiempo al que el programa divergió.

De acuerdo a la experiencia, se determina que el tiempo cuando el programa diverge debe ser entre 0.8 y 0.9, ya que utilizando este porcentaje de tiempo los análisis han sido más precisos.

El procedimiento utilizado es el siguiente:

1. Determinar el momento M_a aplicado al modelo y el tiempo al que el programa diverge t_d .
2. Multiplicar el momento obtenido por el tiempo (3-12).

$$\bar{M} = M_a \cdot t_d \quad (3-12)$$

3. Obtener el momento de colapso adimensional mediante la fórmula (3-9-1).

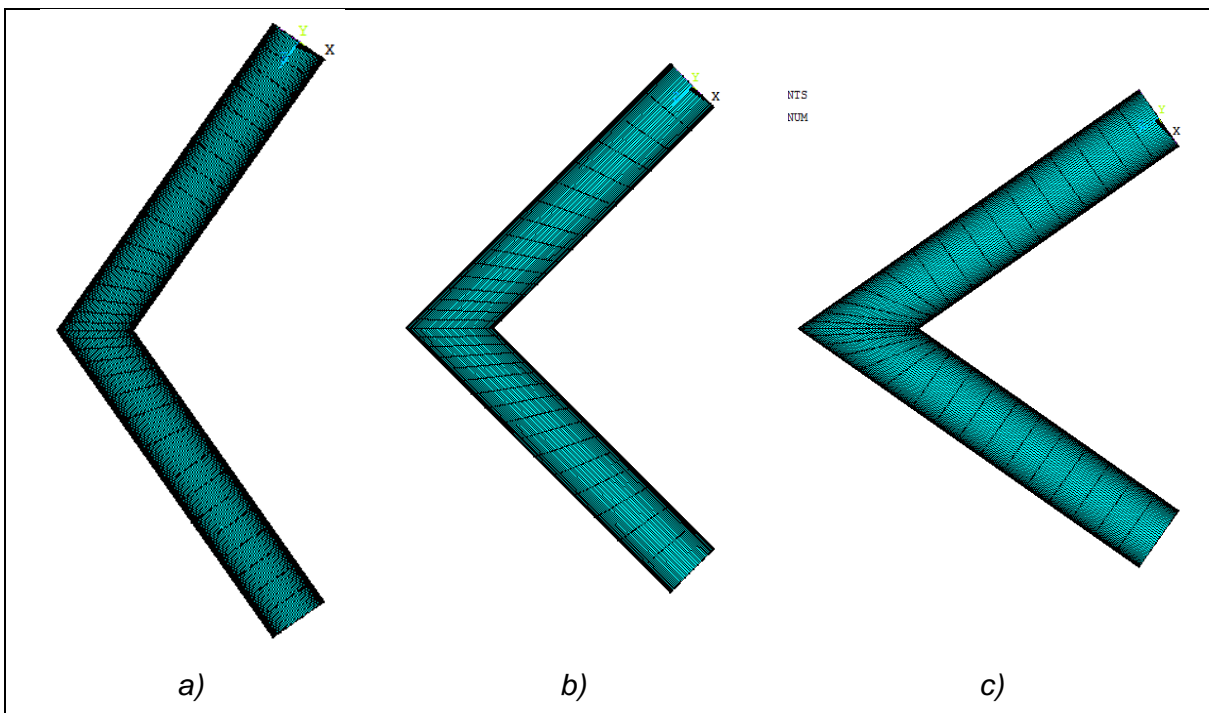


Figura 3-12. Modelos de elemento finito utilizados para el análisis plástico con un momento aplicado dentro de plano. a) 35°, b) 45° y c) 55°.

Para la validación de este modelo se consideran nueve configuraciones considerando la relación radio - espesor a/t y el ángulo de corte α (Tabla 3-1). La figura 3-12 muestra los tres modelos de elemento finito con diferente ángulo de corte α (35° , 45° y 55°). Cada modelo se analiza para tres relaciones distintas a/t (30, 52 y 100).

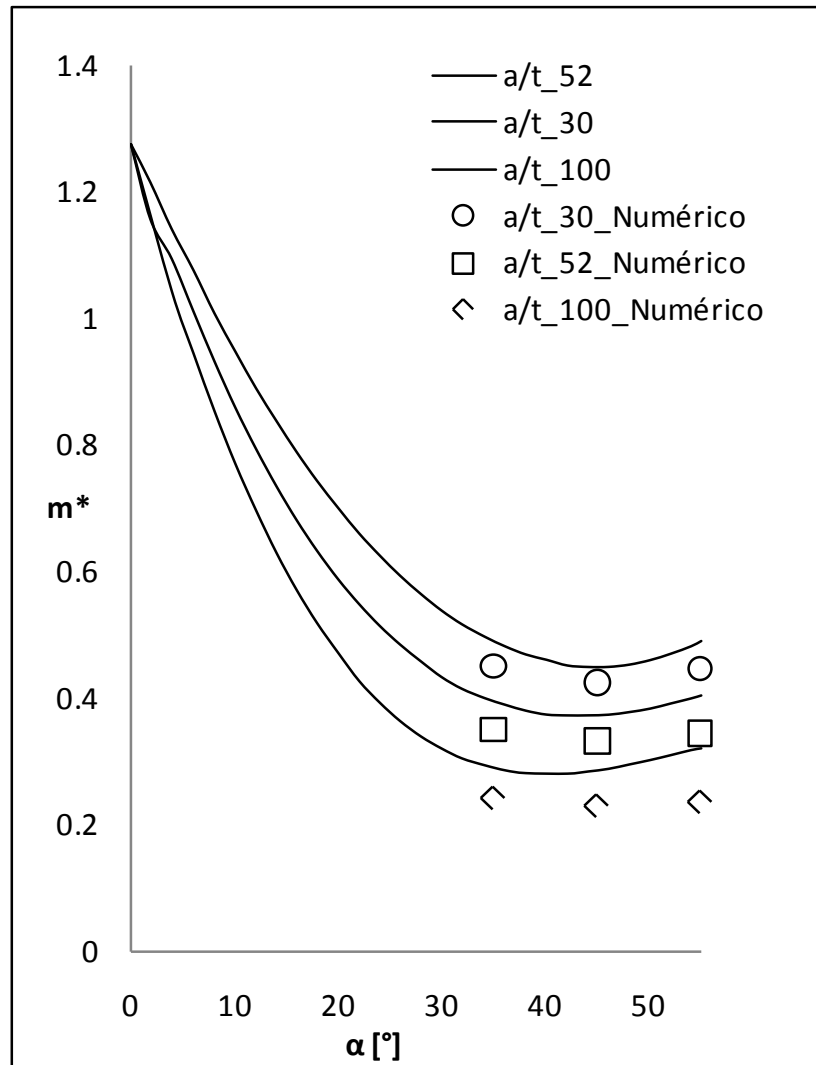


Figura 3-13. Momento dentro de plano que produce el colapso plástico. Comparación numérica del presente análisis con respecto a un desarrollo numérico previo [2-2].

Con la ayuda de las formulaciones matemáticas (3-10) a (3-12) se pueden graficar los puntos obtenidos numéricamente del momento adimensional m^* en función de

α , tomando en cuenta a/t . Sobre esta gráfica se trazan los valores numéricos del momento adimensional, obtenidos para distintos valores de α y a/t .

La figura 3-13 presenta los valores de colapso plástico dentro de plano obtenidas por medios numéricos y su comparación con los valores del análisis numérico del desarrollo numérico llevado a cabo por Robinson y Kochekserrai [2-2] de referencia. En el eje horizontal se grafica la variable α y en el eje vertical se grafica m^* para casos de a/t que van desde 30 hasta 100.

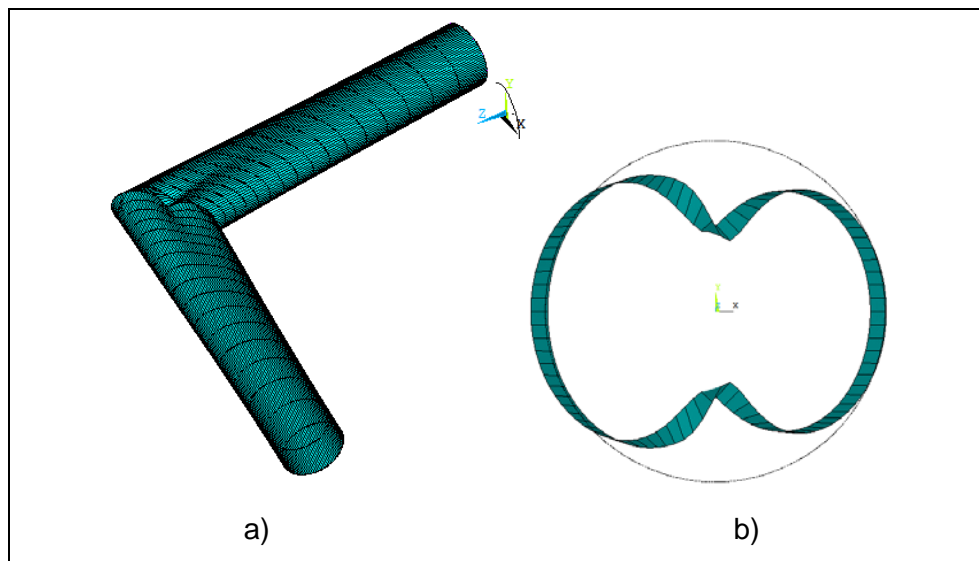


Figura 3-14. Colapso plástico producido por el momento dentro del plano. a) Doblez con corte simple colapsado, b) Sección N-N colapsada. $a/t = 100$, $\alpha = 45^\circ$

Finalmente, se presenta el modo de deformación plástica obtenido del modelo de elemento finito, para el caso $a/t = 100$ y $\alpha = 45^\circ$ (Figura 3-14). En la figura 3-14 a se presenta el colapso plástico del modelo completo mientras que en la figura 3-14 b se ilustra el corte de la sección donde se sobrepone el modo de colapso plástico de la junta.

Se puede observar que la diferencia entre los valores de momento plástico no es significativa y que la distribución de las deformaciones a lo largo de la sección transversal N-N es simétrica, como los esfuerzos.

CAPÍTULO 4

COMPORTAMIENTO ESTRUCTURAL DE LA JUNTA SUJETA A MOMENTO FUERA DE PLANO

Basados en los resultados obtenidos en el capítulo anterior, se realiza un análisis estructural lineal de elemento finito para determinar la distribución de los esfuerzos longitudinales y circunferenciales adimensionales para una junta con doblez a corte simple cuando se somete a un momento fuera de plano. También, para la misma condición de carga se realiza un análisis plástico para determinar el momento de colapso plástico adimensional.

Ya se han ejecutado distintos análisis para la condición de carga de momento dentro de plano y se han comparado con resultados experimentales y numéricos obtenidos por otros autores.

Estas comparaciones han sido fundamentales para dar la certeza necesaria a los modelos de elemento finito y los procedimientos llevados a cabo para obtener los resultados numéricos.

4.1. Análisis del dobléz sujeto a momento fuera de plano

Una vez que se ha validado el modelo numérico sometido a una condición de carga de momento dentro de plano en un análisis elástico, se procede a conducir el análisis estructural del dobléz en el rango elástico, pero sometido a un momento flector fuera de plano.

Para obtener los resultados numéricos bajo la condición de carga descrita, se repite el proceso descrito en la sección 3.2.1, pero se utiliza la otra configuración del modelo con $\alpha = 45^\circ$ y $a/t = 30$, que es igual al mostrado en la figura 3-3, pero diferente relación radio espesor. En lo que respecta a las condiciones de frontera, en un extremo se restringe en todas direcciones y en el otro, se aplica un momento fuera de plano (sobre el eje x).

Luego, como se explico en la sección 3.4.1, se lleva a cabo el mismo procedimiento para obtener la distribución de esfuerzos a lo largo de la sección N-N. Se grafica el esfuerzo adimensional en función de θ , solo que en este caso, θ va de 0 a 360°, ya que la distribución de esfuerzos es antisimétrica.

Para este análisis se hizo un mallado refinado que permitió trazar más puntos en las gráficas 4-1 y 4-2. Por lo que se muestra una distribución mucho más uniforme.

En la figura 4-1 se ilustra la distribución de esfuerzos circunferenciales tanto en la pared interna como en la externa, mientras que la figura 4-2 muestra la distribución de esfuerzos para el caso de los esfuerzos longitudinales, para el caso donde la relación radio entre espesor del tubo a/t es de 30 y el ángulo de corte α es de 45° .

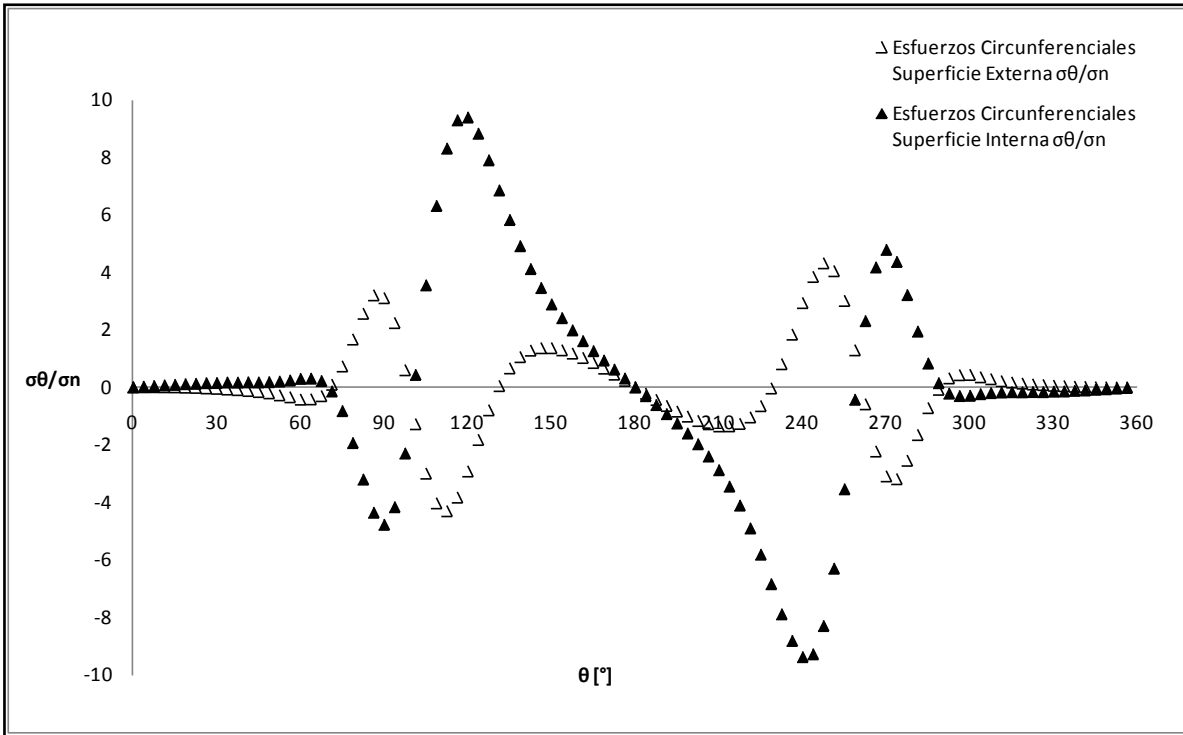


Figura 4-1. Esfuerzos circunferenciales en la junta (sección N-N) sujeta a momento fuera de plano. Superficie interna \bullet y superficie externa \diamond [4-1].

Finalmente, en la tabla 4-1 se hace una comparación entre los valores máximos absolutos de esfuerzos adimensionales longitudinales σ_z / σ_n y circunferenciales σ_θ / σ_n para ambas condiciones de carga.

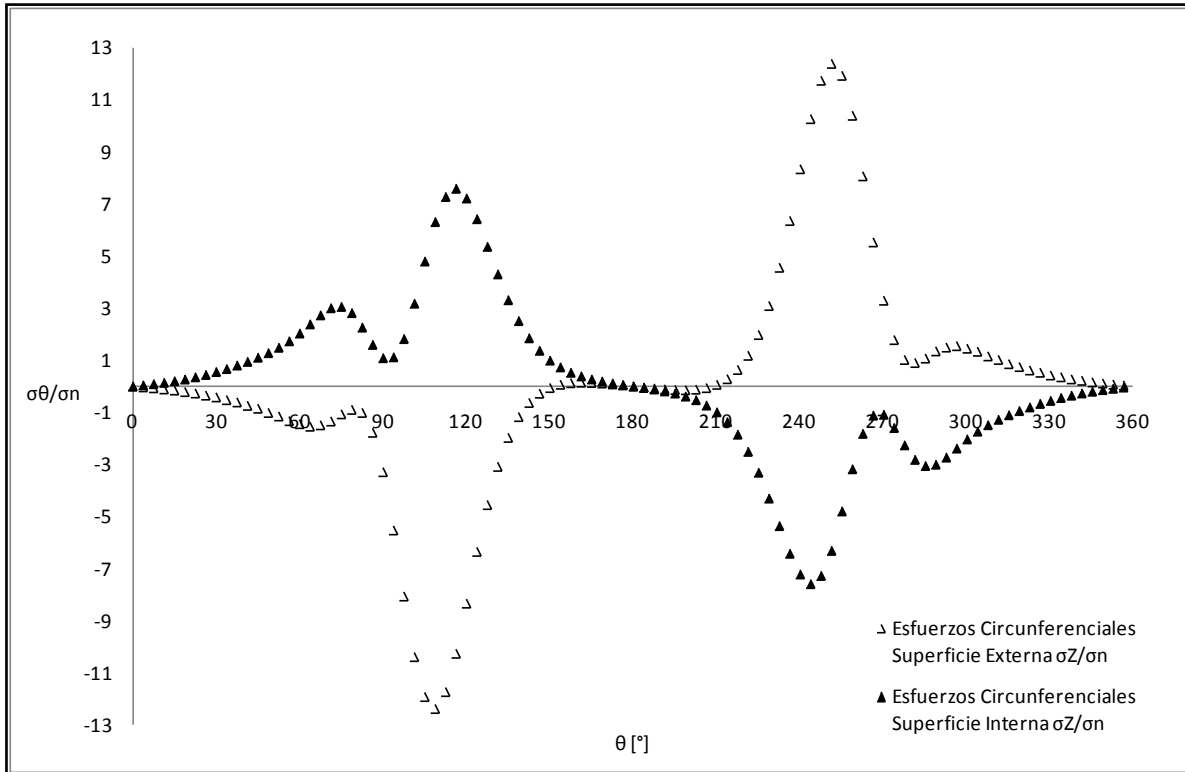


Figura 4-2. Esfuerzos longitudinales en la junta (sección N-N) sujeta a momento fuera de plano. Superficie interna ● y superficie externa ◊ [4-1].

Tabla 4-1. Comparación de los esfuerzos máximos presentes en la junta con momento dentro y fuera de plano aplicados respectivamente [4-1].

Esfuerzo [-]	Superficie del tubo	Dentro de plano	Fuera de plano
$\sigma_{\theta} / \sigma_n$	Externa	5	4.3
	Interna	11.14	9.4
σ_z / σ_n	Externa	8.73	12.36
	Interna	5.3	7.56

Como conclusión, se observa en general, que los valores de esfuerzo para la condición de carga fuera de plano son mayores. Además de que la distribución es antisimétrica a lo largo de θ según las figuras 4-1 y 4-2. Este comportamiento es congruente con el tipo y dirección de carga aplicada.

4.2. Análisis de colapso plástico, momento fuera de plano

Habiendo obtenido buenos resultados en el análisis elástico, se procede a ejecutar el análisis plástico considerando la carga de momento fuera de plano. El procedimiento llevado a cabo se describe a continuación.

Primero, se siguen los procedimientos descritos en las secciones 3.2.1 y 3.4.2 para repetir un análisis plástico, la diferencia es que la carga aplicada es diferente. En un extremo se restringe el modelo en todas direcciones, como se ha hecho en todos los análisis previos y en el otro extremo se aplica un momento flector fuera de plano (sobre el eje x).

A diferencia de la validación llevada a cabo para determinar el momento de colapso plástico dentro de plano, para la determinación del momento de colapso plástico fuera de plano se utilizan cinco modelos de elemento finito, los cuales tienen ángulos de corte α , de 15°, 25°, 35°, 45° y 55° (Figura 4-3) respectivamente. Se llevan a cabo todos estos análisis para poder obtener una línea de comportamiento del colapso más homogénea.

Para cada uno de estos modelos se lleva a cabo un análisis considerando cuatro relaciones radio – espesor (15, 30, 52 y 100), lo que da un total de 20 análisis en el rango plástico.

Todos los resultados obtenidos se compilan en una gráfica que muestra al momento adimensional m^* en función del ángulo de corte α . El momento de colapso cuando $\alpha = 0^\circ$, es el mismo para todas las relaciones a/t , y es igual al valor obtenido de las ecuaciones (3-10) y (3-11), ya que siendo $\alpha = 0^\circ$, no existe ninguna diferencia entre aplicar al modelo una condición de carga dentro o fuera de plano.

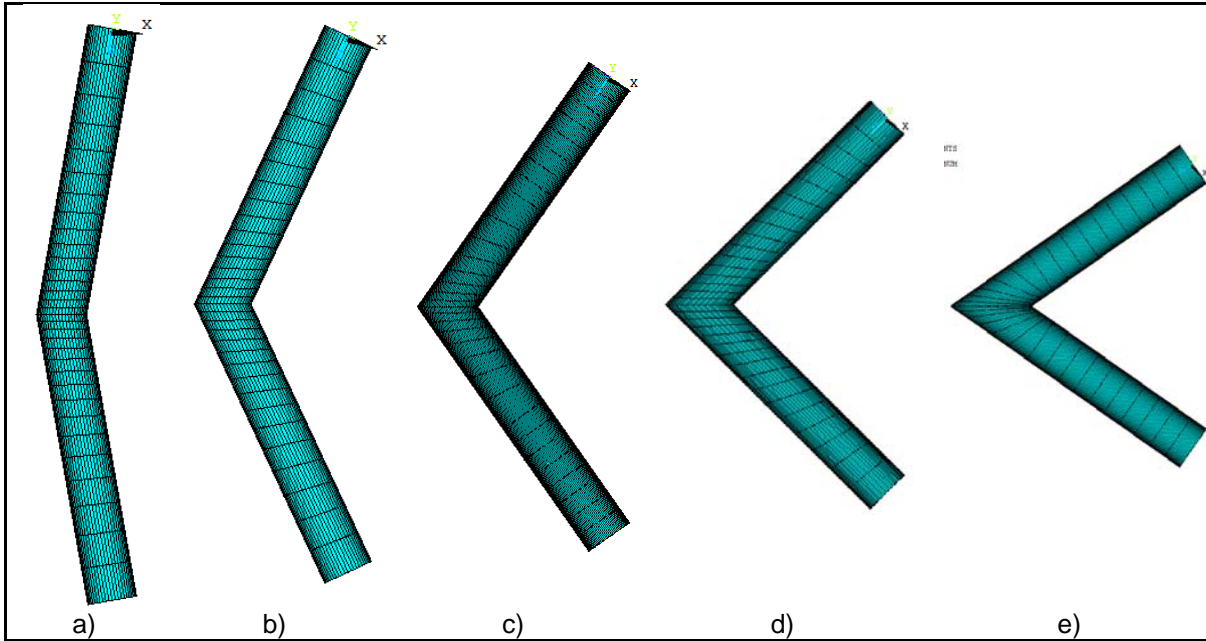


Figura 4-3. Modelos de elemento finito utilizados para el análisis plástico con momento flector aplicado fuera de plano. a) 15°, b) 25°, c) 35°, d) 45° e) 55°.

En la figura 4-4 se muestra el valor del momento flector fuera de plano que produce el colapso plástico de la estructura. Los veinte puntos obtenidos numéricamente más el valor teórico para $\alpha = 0^\circ$ se grafican. Estos puntos forman varias curvas que describen el comportamiento de una junta a corte simple para distintas relaciones radio espesor y ángulos de corte.

Así, la ecuación que describe el comportamiento de una junta a corte simple con una relación radio – espesor $a/t = 15$ es:

$$m^* = -2 \times 10^{-7}\alpha^4 + 1 \times 10^{-5}\alpha^3 + 9 \times 10^{-5}\alpha^2 - 0.0323\alpha + 1.2584 \quad (4-1)$$

Y para $a/t = 30, 52$ y 100 son las ecuaciones (4-2), (4-3) y (4-4) respectivamente.

$$m^* = 1 \times 10^{-9}\alpha^5 - 3 \times 10^{-7}\alpha^4 + 2 \times 10^{-5}\alpha^3 + 6 \times 10^{-5}\alpha^2 - 0.0419\alpha + 1.258 \quad (4-2)$$

$$m^* = -1 \times 10^{-5}\alpha^3 + 0.0016\alpha^2 - 0.0676\alpha + 1.2551 \quad (4-3)$$

$$m^* = 6 \times 10^{-9}\alpha^5 - 5 \times 10^{-7}\alpha^4 - 2 \times 10^{-5}\alpha^3 + 0.0028\alpha^2 - 0.0956\alpha + 1.2579 \quad (4-4)$$

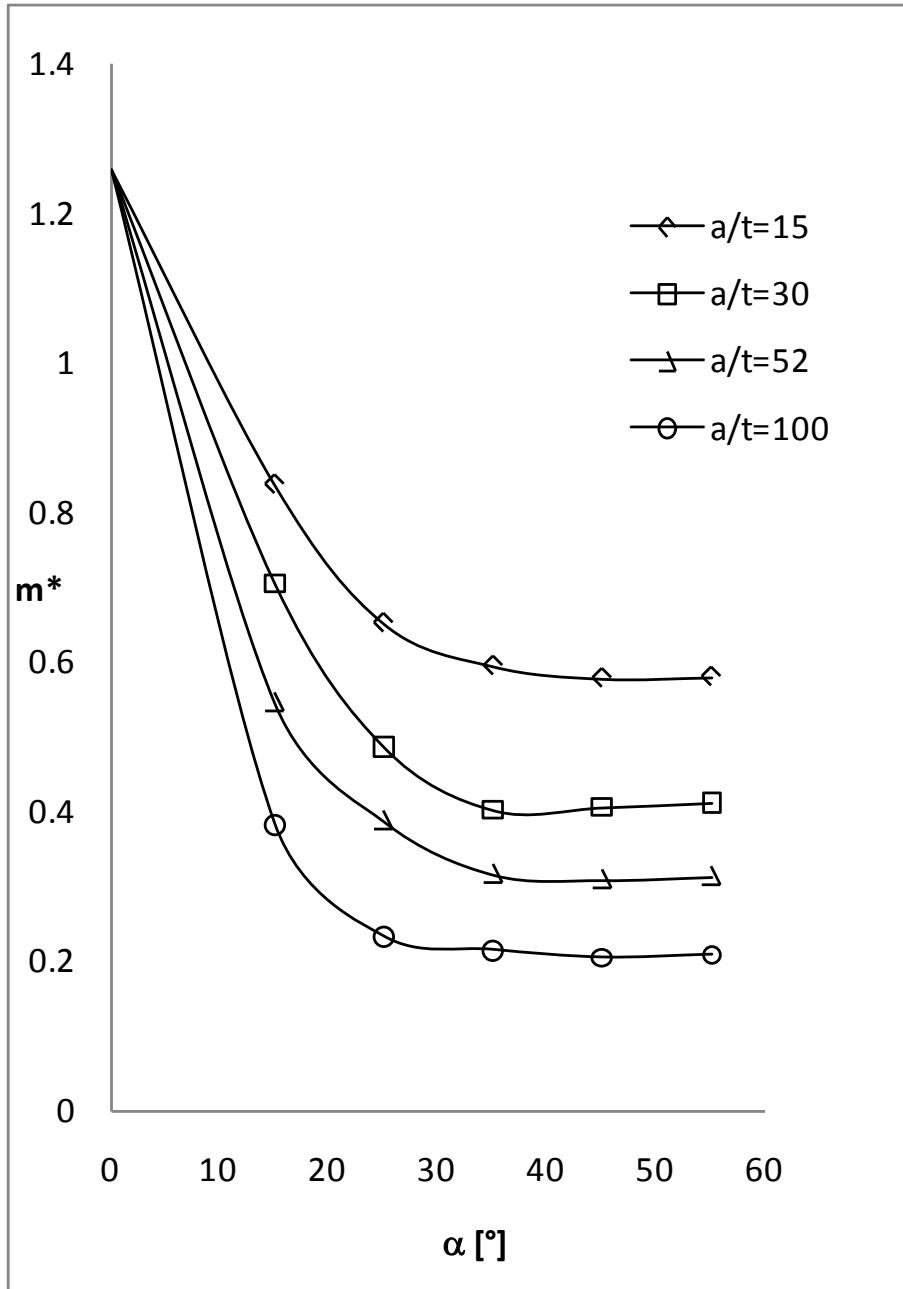


Figura 4-4. Curvas que describen el comportamiento del colapso plástico para la condición de momento fuera de plano [2-4] y [4-1].

Además, la figura 4-5 muestra el modo del colapso plástico (Figura 4-5 a) y la sección N-N colapsada (Figura 4-5 b). El comportamiento del modo de

deformación es antisimétrica como la distribución de esfuerzos obtenida para el análisis elástico bajo la misma condición de carga.

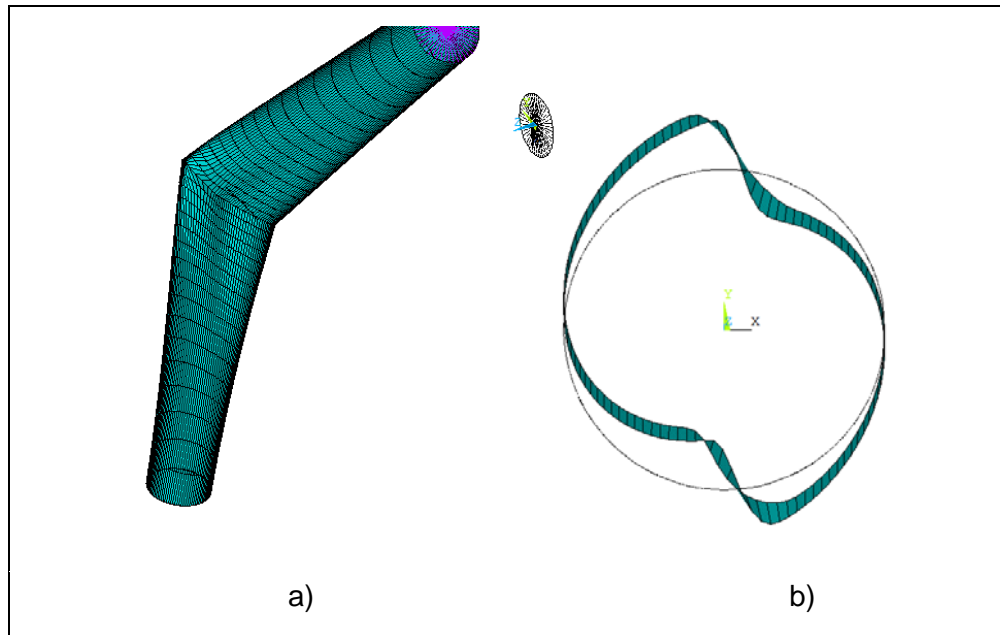


Figura 4-5. Colapso plástico producido por el momento fuera del plano. a) doblez con corte simple colapsado, b) sección N-N colapsada. $a/t = 100$, $\alpha = 45^\circ$.

Tabla 4-2. Comparación del valor del momento que provoca el colapso plástico, momentos dentro y fuera de plano aplicados respectivamente. $a/t = 30$.

α [°]	Momento dentro de plano [-]	Momento fuera de plano [-]
35	0.45	0.401
45	0.42	0.405
55	0.44	0.46

Los valores del momento adimensional m^* de la gráfica 4-4 se comparan con los valores de la gráfica 3-13 y se listan en la tabla 4-2. Así, se puede ver que el momento adimensional m^* es mayor cuando se aplica un momento flector dentro de plano que cuando se aplica uno fuera de plano, para el mismo valor de α . Lo que significa que, una junta a corte simple, soporta una carga mayor, cuando se aplica un momento dentro de plano.

En la investigación bibliográfica realizada no se encontraron resultados teóricos o experimentales que mostraran el comportamiento del momento adimensional de colapso de una junta a corte simple sometida a un momento flector fuera de plano. Por lo que para dar validez a los resultados obtenidos en la gráfica 4-4, se realiza un desarrollo experimental para confrontar los datos experimentales contra los numéricos, los resultados de este desarrollo experimental se muestran en el capítulo 5.

CAPÍTULO 5

EXPERIMENTACIÓN

Se lleva a cabo un experimento en el que se diseña una junta de tubería y un dispositivo de sujeción a los cuales se le aplica un momento fuera de plano, igualando las condiciones de frontera consideradas en el análisis de elemento finito. Obtenidos los resultados experimentales se comparan con los resultados obtenidos numéricamente.

El objetivo de realizar este experimento es validar modelo de elemento finito del momento de colapso plástico fuera de plano que se determinó numéricamente. Para este fin se diseñó una probeta que cumple con los parámetros adimensionales y las propiedades del modelo numérico.

5.1. Diseño y construcción del espécimen de prueba

Para llevar a cabo esta experimentación, primero se prepara una junta a corte simple. Ya que los resultados obtenidos numéricamente se han adimensionalizado, se puede usar tubería de pared delgada, cuya relación radio espesor este dentro del rango analizado numéricamente.

Para empezar, se cortan dos tubos de igual longitud, después a cada tubo se le hace un corte sesgado de manera que ambos queden con un ángulo de corte de 45°. Una vez que se realizaron los cortes de cada uno de los elementos metálicos se unen por medio de un proceso de soldadura protegida con gas (Gas metal arc welding GMAW). El material base es un acero ASTM A 36, el material de aporte tiene una designación AWS A 5.9 ER 2594 y el fundente (gas) es una mezcla de 97.5% Ar 2.5% CO₂.

Después se diseña un herramental que se une a la probeta y que ayuda a aplicar las condiciones de carga deseadas. Este herramental se construye con una barra de acero de 3/4 de pulgada de lado y de solera de 3/16 de pulgada de espesor y su dibujo de construcción se muestra en el apéndice B1. El resultado final es el espécimen de prueba mostrado en la figura 5-1.

El espécimen tiene un ángulo de doblez α de 45° con una relación radio espesor del tubo de $a/t = 31.38$, la tabla 5-1 muestra las características del mismo.



Figura 5- 1. Espécimen de prueba, incluye la junta y su dispositivo sujeción.

Tabla 5-1. Dimensiones y propiedades mecánicas de la probeta.

Característica	Nomenclatura	Valor
Radio	a	3.810×10^{-2} [m]
Espesor	t	1.214×10^{-3} [m]
Resistencia última de fluencia	σ_0	250 [MPa]
Ángulo de doblez	α	45°

5.2. Montaje y prueba

El montaje experimental está conformado por una prensa en donde se fija un extremo del espécimen y un cabezal divisor con una relación de velocidad de 40 a 1 en donde se aplica el par de torsión (Figura 5-2). El proceso de fijación se hace de tal forma que el espécimen quede correctamente montado, evitando así desplazamientos no deseados durante el desarrollo de la prueba. Montado el espécimen se aplica un par de torsión por medio de un torquímetro, (Figura 5-2), que se va incrementando gradualmente hasta llevar al colapso plástico al doblez de tubería.

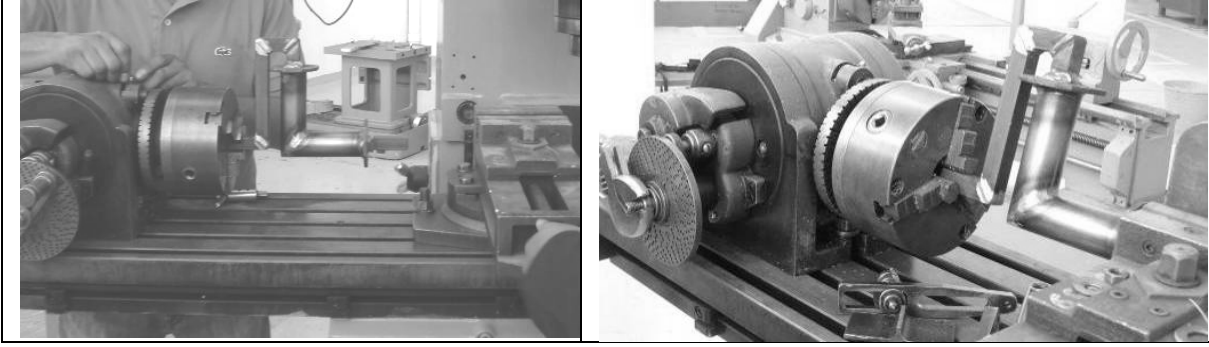


Figura 5-2. Montaje del espécimen. En el cabezal divisor se aplica un momento fuera de plano, y en el lado opuesto se empotra firmemente en una prensa.

5.3. Resultados experimentales y comparación de resultados

La figura 5-3 muestra el doblado de tubería ya colapsado desde de distintas perspectivas. Posterior al colapso, y con la finalidad de preservar la forma colapsada, el tubo se rellena de pasta cementante para que, una vez que la pasta ha fraguado, se realicen cortes al espécimen a través del área transversal de la junta con el objetivo de poder hacer las comparaciones necesarias con el modelo numérico.

Para poder comparar los resultados numéricos con los experimentales, primero se necesitan calcular los momentos aplicados al modelo numérico y al espécimen de prueba.

5.3.1. Momento flector fuera de plano, numérico.

Con base en la figura 4-4 se puede encontrar el valor del momento de colapso plástico cuando la relación a/t es igual a 31.38 (Tabla 5-1). Por lo tanto:

$$m^* = 0.4352 \quad (5-1)$$

Con este valor de colapso, los datos de la tabla 5-1 y utilizando la ecuación 3-9-1 se obtiene el valor del momento aplicado sobre el modelo de elemento finito M_a :

$$M_a = m^* \cdot \pi \cdot \sigma_0 \cdot a^2 \cdot t = 602.4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5-2)$$

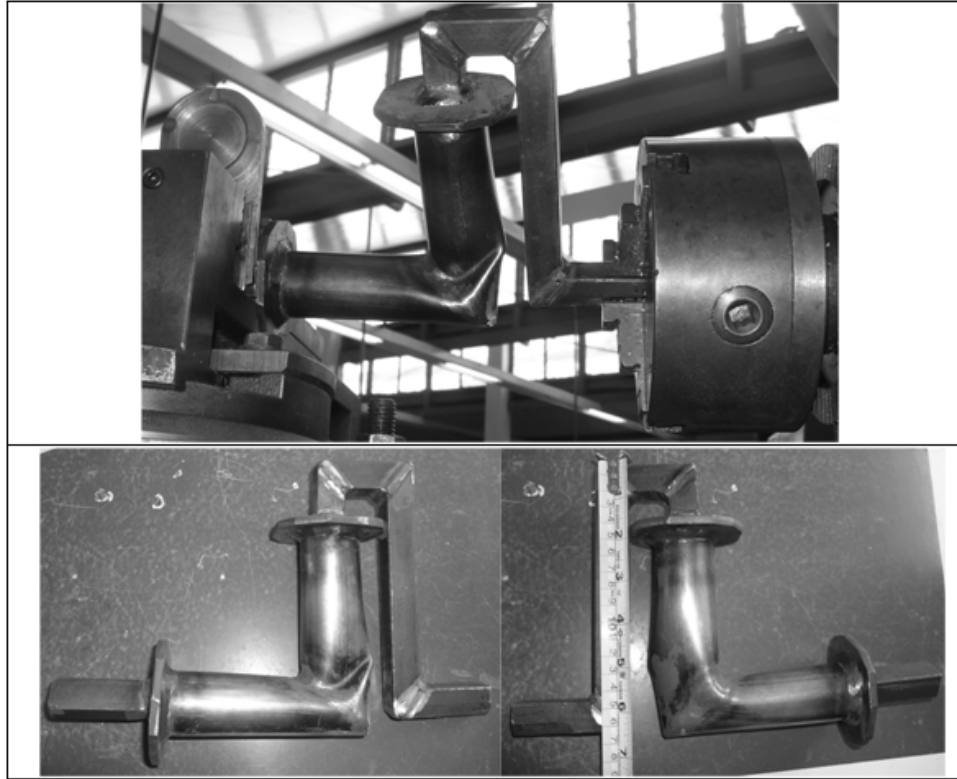


Figura 5-3. Espécimen colapsado. a) Montado en la máquina de prueba y b) desmontada mostrada de ambos lados [5-1].

5.3.2. Momento flector fuera de plano, experimental.

Cuando se llega al colapso se toma la medida registrada en el torquímetro. En este caso, el valor fue de 15.7 N-m (lb-ft). Multiplicando este valor por la relación de velocidad 40 se obtiene el momento aplicado total.

$$M_a = 40 \cdot M_t = 628 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (5-3)$$

Tabla 5-2. Comparación entre el momento flector que produce el colapso plástico obtenido numéricamente y el momento flector obtenido experimentalmente.

M_a numérico [N-m]	M_a experimental [N-m]	Variación [%]
602	628	4.1

La tabla 5-2 y la figura 5-4 muestran el comparativo de los resultados del análisis numérico contra los resultados experimentales. En la tabla 5-2 se muestra la variación entre el momento obtenido numéricamente con aquel obtenido experimentalmente, dicha variación es del 4%.

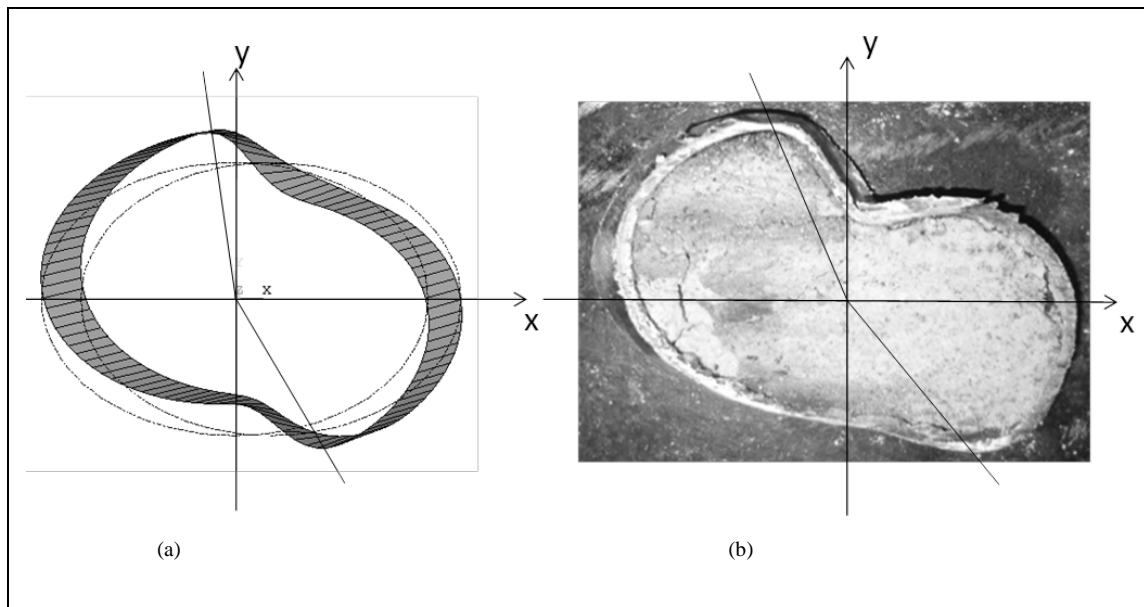


Figura 5-4. Colapso plástico producido por el momento fuera del plano. a) Doblez con corte simple colapsado, b) Sección N-N colapsada. $a/t = 30$, $\alpha = 45^\circ$ [5-1].

CAPÍTULO 6

COMPORTAMIENTO ESTRUCTURAL DE LA JUNTA SUJETA A MOMENTO FUERA DE PLANO Y PRESIÓN INTERNA

En esta sección se muestran los últimos análisis numéricos obtenidos para esta investigación y consisten en la determinación de las gráficas que describen el comportamiento del colapso plástico de juntas a corte simple sometidas a cargas combinadas de presión interna y momento fuera de plano. Esta investigación es considerada nuevo material de aporte dentro de esta área de conocimiento, debido a que no existen publicaciones que consideren la carga de momento fuera de plano, considerando las no linealidades del material, en combinación con presión interna. Debido a la complejidad de este análisis, se necesita mucho tiempo para correr los análisis, porque se tienen que hacer cientos de análisis para encontrar los puntos de la curva que modela el colapso plástico.

6.1. Modelo numérico y condiciones de frontera

Previamente se modelaron cuatro juntas con ángulos de corte de 10, 25, 35 y 50°, todas con una relación de radio – espesor a/t de 30 (Figura 6-1). El procedimiento llevado a cabo es el mismo que se explico en la sección 3.1 y las condiciones de frontera y los tipos de carga aplicados se muestran en la tabla 3-1.

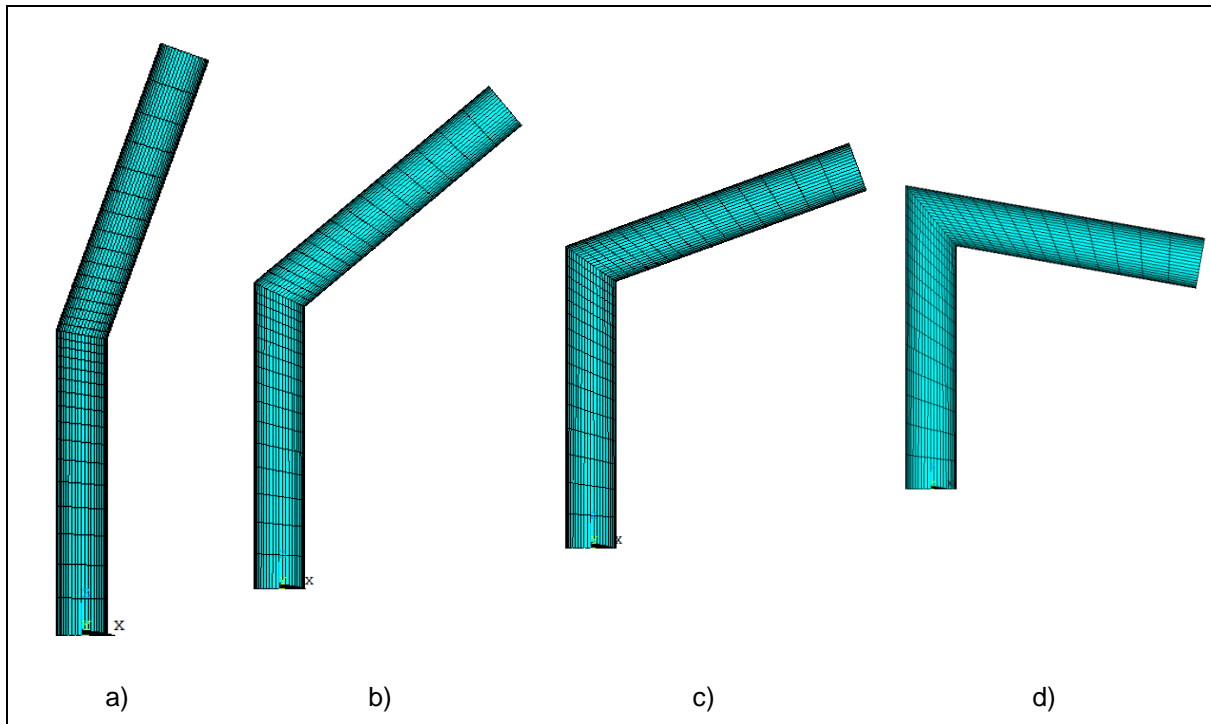


Figura 6-1. Modelos de elemento finito utilizados para el análisis plástico con cargas combinadas aplicadas. a) 10°, b) 25°, c) 35°, d) 50°.

6.2. Análisis plástico bajo cargas combinadas

A diferencia de los análisis anteriores, se presenta un mayor grado de dificultad, ya que se deben aplicar dos tipos de carga al mismo tiempo, además de que se deben encontrar los valores de colapso para cada condición de carga por separado.

6.2.1. Análisis plástico aplicando un momento fuera de plano.

Se obtiene el momento de colapso plástico aplicando la condición de frontera de momento fuera de plano, pero para las geometrías con ángulos de corte de 10, 25, 35 y 50° y relación $a/t = 30$, de la misma forma en que se indica en las secciones 3.4.2 y 4.2.

6.2.2. Análisis plástico considerando una presión interna uniforme en la junta.

Igualmente, se obtiene el momento de colapso pero aplicando una carga de presión interna uniforme sobre el modelo numérico, para las geometrías antes mencionadas (Figura 6-1).

La carga de presión interna se adimensionaliza, del mismo modo que el momento de colapso plástico. Se utiliza la ecuación 6-1 para obtener la presión adimensional de colapso p^* .

$$p^* = \frac{p \cdot a}{\sigma_0 \cdot t} \quad (6-1)$$

6.2.3. Análisis plástico considerando cargas de presión interna y momento fuera de plano.

Por último, se ejecuta un análisis combinado de ambas condiciones de carga, partiendo desde el 100% del momento y disminuyéndolo de 5 en 5% e incrementado la carga de presión interna hasta llevar el modelo al colapso plástico. Se sigue este procedimiento hasta que se deja de aplicar el momento y la estructura solo falla por la presión aplicada.

6.3. Obtención de las gráficas de colapso plástico de juntas a corte simple sometidas a cargas combinadas

Tabla 6-1. Obtención de los valores de colapso plástico adimensional, con cargas combinadas.

Alfa- 10°						
Momento fuera de plano M_a [kN-m]	Presión interna p_a [kPa]	Tiempo t_d [s]	Momento corregido \bar{M} [kN-m]	Presión corregida p [kPa]	Momento adimensional m^* [-]	Presión adimensional p^* [-]
-42000	0	0.874	-36700	0	-1.709	0
-39900	2500	0.874	-34900	2180	-1.624	0.32
-37800	3000	0.879	-33200	2640	-1.547	0.386
-35700	3500	0.86	-30700	3010	-1.431	0.441
-33600	3700	0.86	-28900	3180	-1.346	0.466
-31500	3800	0.86	-27100	3270	-1.262	0.478
-29400	3900	0.86	-25300	3350	-1.178	0.491
-27300	3950	0.888	-24200	3510	-1.129	0.513
-25200	3980	0.888	-22400	3530	-1.042	0.517
-23100	4050	0.888	-20500	3600	-0.956	0.526
-21000	4140	0.888	-18600	3680	-0.869	0.538
-18900	4360	0.86	-16300	3750	-0.757	0.549
-16800	4430	0.86	-14500	3810	-0.673	0.558
-14700	4470	0.86	-12600	3850	-0.589	0.563
-12600	4560	0.849	-10700	3870	-0.498	0.566
-10500	4550	0.86	-9030	3910	-0.421	0.573
-8400	4580	0.86	-7230	3940	-0.337	0.577
-6300	4600	0.86	-5420	3960	-0.252	0.579
-4200	4620	0.86	-3610	3970	-0.168	0.582
-2100	4629	0.86	-1810	3980	-0.084	0.583
0	4633	0.86	0	3990	0	0.583
2140	4620	0.86	1840	3970	0.086	0.582
4280	4610	0.86	3680	3970	0.172	0.58
6420	4600	0.86	5520	3960	0.257	0.579
8560	4580	0.86	7360	3940	0.343	0.577
10700	4540	0.86	9200	3910	0.429	0.572
12840	4550	0.849	10900	3860	0.508	0.565
14980	4460	0.86	12900	3840	0.6	0.562
17120	4410	0.86	14700	3790	0.686	0.555
19260	4350	0.86	16600	3740	0.772	0.548
21400	4130	0.888	19000	3670	0.885	0.537
23540	4050	0.888	20900	3600	0.974	0.526
25680	3960	0.888	22800	3520	1.062	0.515
27820	3870	0.888	24700	3440	1.151	0.503
29960	3930	0.86	25800	3380	1.201	0.495
32100	3820	0.86	27600	3290	1.286	0.481
34240	3760	0.849	29100	3190	1.354	0.467
36380	3560	0.86	31300	3060	1.458	0.448
38520	3410	0.86	33100	2930	1.544	0.429
40660	3140	0.874	35500	2740	1.655	0.402
42800	0	0.874	37400	0	1.742	0

Los datos obtenidos en la sección anterior se agrupan en la tabla 6-1, la primera columna muestra el momento fuera de plano aplicado, tanto positivo como negativo, la segunda columna muestra la presión interna aplicada y la tercera muestra el tiempo al cual el programa divergió. Se observa un decremento de 5% en el momento, mientras que la presión aumenta gradualmente. Cuando el momento negativo es cero y presión es máxima, nuevamente se incrementa el valor del momento y se disminuye la presión, hasta que esta vuelve a ser cero y el momento positivo aplicado es máximo.

Utilizando las ecuaciones 3-9-1 y 6-1 se obtienen los valores del momento y presión adimensionales de colapso (columnas 7 y 8).

Aunque la tabla 6-1 muestra los resultados para la junta con $\alpha = 10^\circ$, el procedimiento descrito se sigue para todos los ángulos de corte que abarcan este análisis, y de la misma forma se genera una tabla similar a la 6-1 para cada caso de análisis (Ver los apéndices del A1 al A3). Los valores obtenidos se plotean y se obtienen las siguientes gráficas.

La primera gráfica obtenida se muestra en la figura 6-2. El eje x muestra el momento adimensional de colapso m^* , tanto positivo como negativo, mientras que el eje y muestra la presión adimensional de colapso p^* . En general, se observa que la presión de colapso es de 0.58 considerando solo la carga de presión interna; los momentos de colapso son de -1.7 y 1.75 respectivamente, considerando solamente las cargas de momento fuera de plano.

La segunda gráfica obtenida se muestra en la figura 6-3. Se observa que la presión de colapso es de 0.156 considerando solo la carga de presión interna; los momentos de colapso son de -0.47 y 0.48 respectivamente, considerando solamente las cargas de momento fuera de plano.

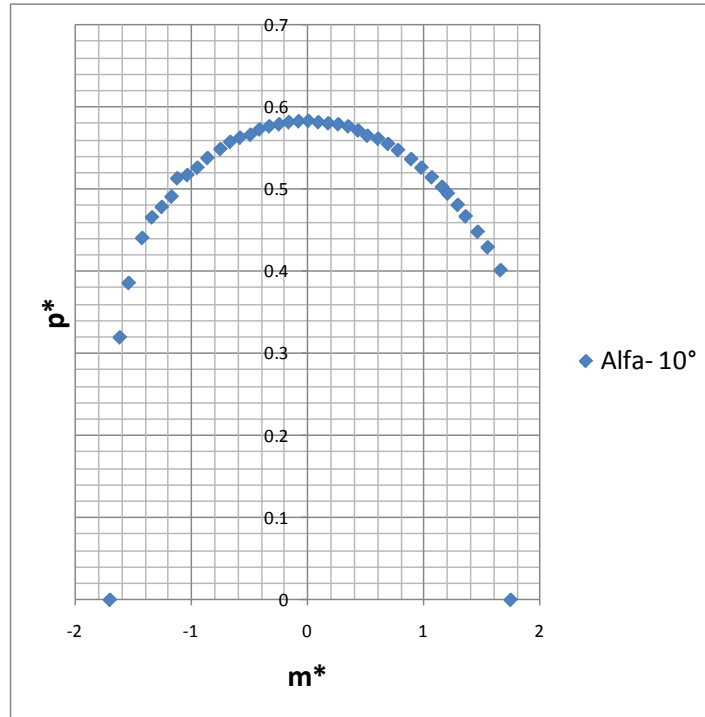


Figura 6-2. Gráfica de colapso plástico de juntas a corte simple sometida a cargas combinadas de presión y momento fuera de plano, para $\alpha = 10^\circ$ y $a/t = 30$.

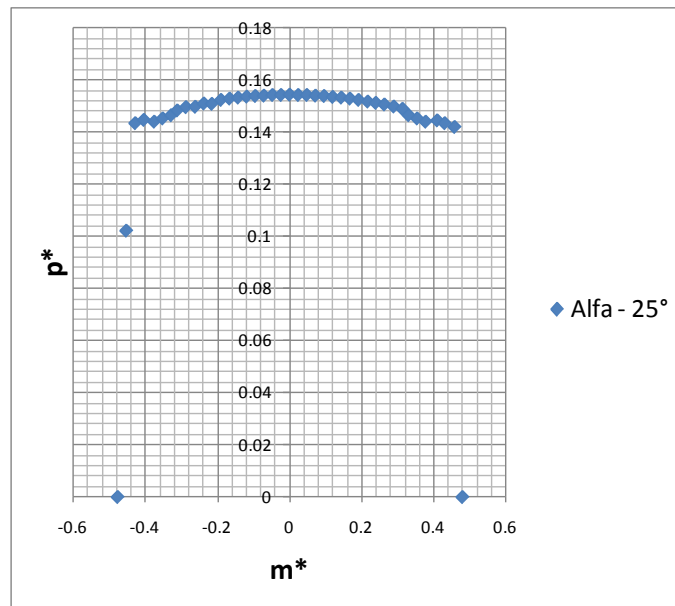


Figura 6-3. Gráfica de colapso plástico de juntas a corte simple sometida a cargas combinadas de presión y momento fuera de plano, para $\alpha = 25^\circ$ y $a/t = 30$.

La tercera gráfica obtenida se muestra en la figura 6-4. Se observa que la presión adimensional de colapso es de 0.129 considerando solo la carga de presión

interna; los momentos adimensionales de colapso son de - 0.42 y 0.43 respectivamente, considerando solamente las cargas de momento fuera de plano.

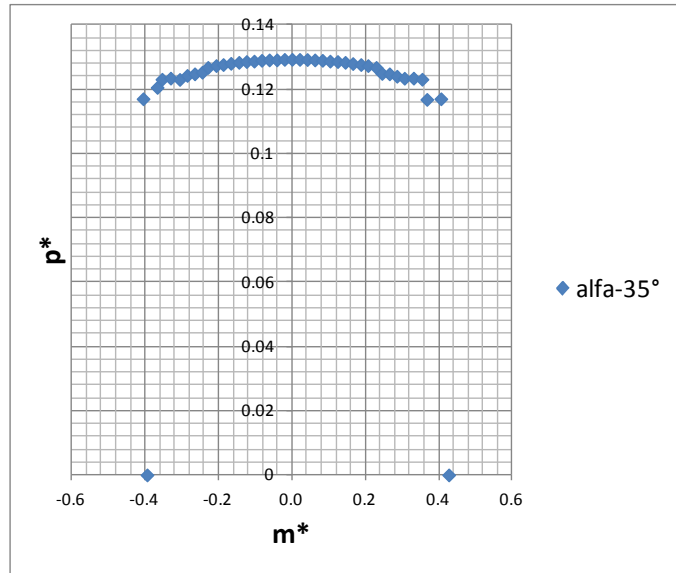


Figura 6-4. Gráfica de colapso plástico de juntas a corte simple sometida a cargas combinadas de presión y momento fuera de plano, para $\alpha = 35^\circ$ y $a/t = 30$.

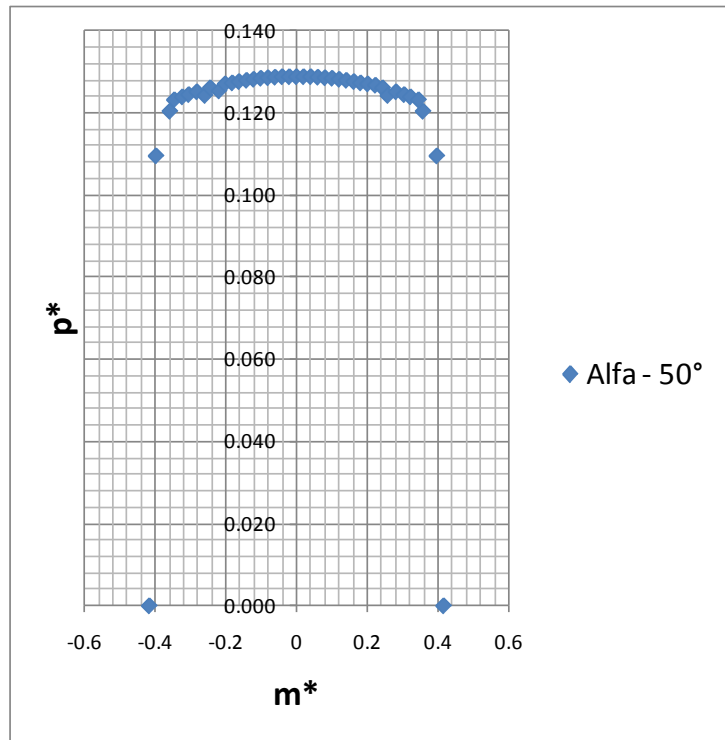


Figura 6-5. Gráfica de colapso plástico de juntas a corte simple sometida a cargas combinadas de presión y momento fuera de plano, para $\alpha = 50^\circ$ y $a/t = 30$.

La cuarta gráfica obtenida se muestra en la figura 6-5. Se observa que la presión de colapso es de 0.128 considerando solo la carga de presión interna; los momentos de colapso son de -0.42 y 0.42 respectivamente, considerando solamente las cargas de momento fuera de plano.

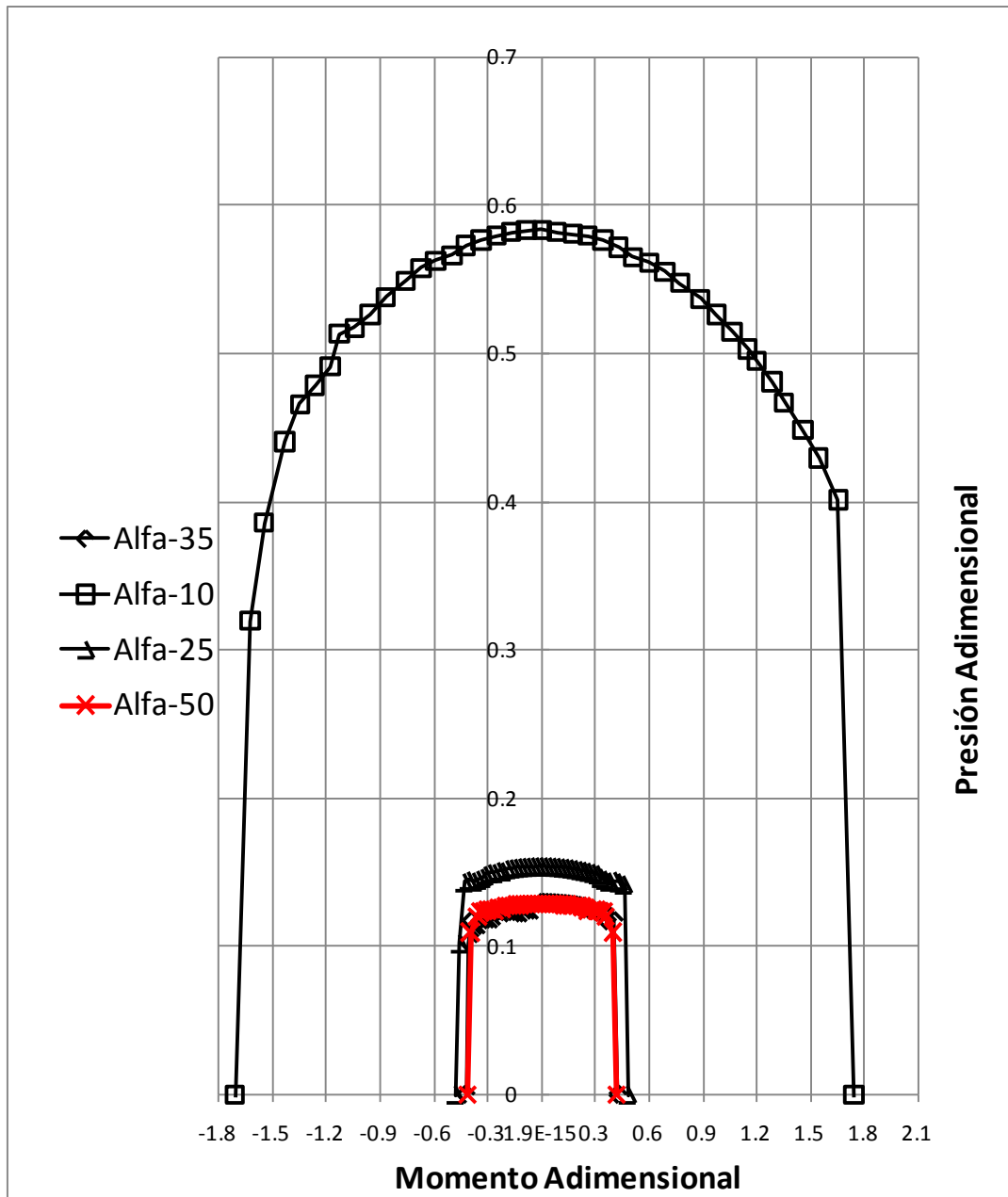


Figura 6-6. Gráfica de comportamiento del colapso plástico de una junta a corte simple, sometida a cargas combinadas de momento fuera de plano y de presión interna. $a/t = 30$.

Finalmente, todas las curvas de las gráficas anteriores se presentan en la grafica 6-6. Se grafican los ángulos de corte de 10, 25, 35 y 50°, todos con una relación $a/t = 30$.

Esta grafica puede ser de gran ayuda a los ingenieros diseñadores de líneas de tuberías, porque pueden tomarla como referencia para definir los factores de seguridad aplicables, según la presión de trabajo a la que vaya a estar sometida la línea de tubería.

Conclusiones

En este estudio se ha obtenido el comportamiento estructural para dobleces de tuberías de corte simple sujetas a cargas combinadas, de momento fuera de plano y presión interna. Se observa que una junta con ángulo de corte menor es más estable, además existe un comportamiento cuasi simétrico respecto al sentido en que se aplica el momento.

Los resultados se obtuvieron a partir de un modelo computacional debidamente validado, tanto en su comportamiento elástico como plástico.

El momento flector fuera de plano produce en la junta una respuesta estructural anti-simétrica, tanto en la distribución de esfuerzos como en el modo del colapso plástico. En general se observa un aumento del 44% en el nivel de esfuerzos para el caso en que la junta está sujeta al momento fuera de plano con respecto a cuando está sujeta al momento dentro de plano. Por otro lado se observa que el momento requerido para alcanzar el colapso plástico para momento fuera y dentro de plano no varía de manera importante.

Se concluye que el modelo numérico brinda una adecuada predicción del comportamiento estructural no lineal de dobleces de tuberías de corte simple para el caso en que están sujetas a un momento flector aplicado fuera del plano. Se observó una variación del 4% en la magnitud del momento respecto al resultado experimental, así mismo se observó una alta correspondencia en la forma colapsada de la junta. Por lo tanto, el modelo utilizado en el análisis numérico es adecuado para evaluar las uniones soldadas de corte simple con grandes relaciones radio espesor (a/t).

Por otra parte, este trabajo concientiza acerca de la importancia de los análisis que involucran la no linealidad del material, debido a que hay sistemas mecánicos

de los que no se puede predecir su comportamiento aplicando las clásicas teorías de elasticidad.

En lo que respecta a trabajos futuros, es importante señalar que esta línea de investigación es muy amplia y todavía faltan muchos estudios para poder sentar una teoría sólida del comportamiento estructural de las juntas con dobleces a corte simple. En lo que respecta a la predicción del momento de colapso plástico cuando la junta está sometida a cargas combinadas de presión interna y momento fuera de plano, es necesario llevar a cabo análisis de elemento finito como los realizados en este trabajo, pero considerando la no linealidad geométrica, es decir considerando grandes desplazamientos.

Posteriormente, es necesario realizar un experimento que reproduzca las condiciones de carga antes mencionadas para poder compararlas con los resultados numéricos considerando pequeños y grandes desplazamientos y poder así, determinar cuál es el modelo numérico que predice de manera más apegada a la realidad este fenómeno.

Finalmente, hay que definir los parámetros de diseño para juntas con doblez a corte simple y utilizarlos en un problema de aplicación en la industria en donde las juntas con doblez a corte simple puedan ser utilizadas, resultando en una reducción significativa de los costos de instalación.

Referencias

[1-1]. Nayyar, M. L. *Piping Handbook*. Séptima edición, 2000, McGraw Hill, ISBN 0-07-047106-1

[1-2]. Gresnigt, A.M. (2002), "*Elastic and plastic design of mitred bends*". International offshore and polar engineering conference. Kitakyushu, Japón, del 26 al 31 de Mayo, 2002, p.90-99.

[1-3]. Calladine, C. R. *Theory of Shell structures*. Primera edición, 1983, Cambridge University Press, ISBN 978-0-521-23835-9.

[1-4]. Mourad H. M., "*Elastic-plastic behavior and limit load analysis of pipe bends under out-of plane moment loading and internal pressure*". The American University in Cairo school of sciences and engineering, December 1999.

[1-5]. The M. W. Kellogg Company. *Design of piping systems*. Segunda edición, 1956, John Wiley & sons. ISBN 0 471 46795 2.

[1-6]. Hernández Albañil H., Espejo Mora E. "*Mecánica de fractura y análisis de falla*", Universidad Nacional de Colombia. 2002.

[1-7]. ANSYS, Ansys 2009 versión Educacional. Documentación del programa. SAS IP, Inc.; 2009.

[2-1]. Kitching R, Rahimi G. H. "*Plastic collapse of single mitred pipe bends*". International Journal of Pressure Vessel Piping 1989;38:129–45.

[2-2]. Robinson, M., Kocheksaraii, S. B., "*Parametric survey of upper and lower bound limit in-plane bending moments for single mitred pipe bends of various*

geometries". International Journal of Pressure Vessel and Piping 79 (2002) 735-740.

[2-3]. Kochekserai, S. B., Robinson M. "*Flexural behaviour of a polyvinyl chloride-lined glass-reinforced plastic composite multi-mitred pipe bend subjected to combined loads: a comparative finite element analysis and experimental case study*". Journal of Strain Analysis 2003 Vol. 39 No. 2.

[2-4]. Ortiz T. J. "*Simulación por el método de elemento finito de cargas fuera de plano y combinadas aplicadas a tubos con dobleces a partir de cortes simples. Análisis elástico y plástico*". ITESM Campus Edo. Mex. Noviembre 2009.

[2-5]. Kochekserai S. B. (2003), "*Finite element modeling of plastic collapse of metallic single mitred pipe bends subject to in-plane bending moments*". International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004) p. 75–81.

[4-1]. Kochekserai S. B., Ortiz, J. J., Palacios, L. M. y Espitia, J. E. (2011), "*Colapso plástico en uniones soldadas de corte simple utilizadas en tuberías de alta presión*". XII Congreso y Exposición Latinoamericana de Turbomaquinaria. Querétaro, Querétaro, México.

[5-1]. Palacios L. M., Espitia, J. E. y Kochekserai S. B. (2011). "*Predicción del colapso plástico en dobleces de tubería soldados y de corte simple sometidos a momentos fuera de plano*". XVII Congreso Internacional Anual de la SOMIM. San Luis Potosí, México.

Apéndice A-1. Tabla de valores de colapso plástica adimensional, con cargas combinadas, $\alpha = 25^\circ$.

Alfa - 25°						
Momento fuera de plano M_a [kN-m]	Presión interna p_a [kPa]	Tiempo t_d [s]	Momento corregido \bar{M} [kN-m]	Presión corregida p [kPa]	Momento adimensional m^* [-]	Presión adimensional p^* [-]
-11910	0	0.863	-10300	0	-0.479	0
-11314.5	810	0.863	-9760	699	-0.455	0.102
-10719	1140	0.86	-9220	981	-0.43	0.144
-10123.5	1150	0.86	-8710	989	-0.406	0.145
-9528	1160	0.849	-8090	985	-0.377	0.144
-8932.5	1170	0.849	-7580	993	-0.353	0.145
-8337	1180	0.849	-7080	1000	-0.33	0.147
-7741.5	1170	0.867	-6710	1010	-0.313	0.148
-7146	1180	0.867	-6190	1020	-0.289	0.15
-6550.5	1190	0.86	-5630	1020	-0.263	0.15
-5955	1200	0.86	-5120	1030	-0.239	0.151
-5359.5	1190	0.867	-4640	1030	-0.216	0.151
-4764	1211	0.86	-4100	1040	-0.191	0.152
-4168.5	1215	0.86	-3590	1050	-0.167	0.153
-3573	1218	0.86	-3070	1050	-0.143	0.153
-2977.5	1221	0.86	-2560	1050	-0.119	0.154
-2382	1223	0.86	-2050	1050	-0.095	0.154
-1786.5	1224	0.86	-1540	1050	-0.072	0.154
-1191	1226	0.86	-1020	1050	-0.048	0.154
-595.5	1226	0.86	-512	1050	-0.024	0.154
0	1227	0.86	0	1060	0	0.154
598.5	1226	0.86	515	1050	0.024	0.154
1197	1226	0.86	1030	1050	0.048	0.154
1795.5	1224	0.86	1540	1050	0.072	0.154
2394	1223	0.86	2060	1050	0.096	0.154
2992.5	1220	0.86	2570	1050	0.12	0.154
3591	1218	0.86	3090	1050	0.144	0.153
4189.5	1215	0.86	3600	1050	0.168	0.153
4788	1211	0.86	4120	1040	0.192	0.152
5386.5	1197	0.867	4670	1040	0.217	0.152
5985	1202	0.86	5150	1030	0.24	0.151
6583.5	1197	0.86	5660	1030	0.264	0.151
7182	1182	0.867	6220	1020	0.29	0.15
7780.5	1175	0.867	6740	1020	0.314	0.149
8379	1180	0.849	7110	1000	0.331	0.147
8977.5	1170	0.849	7620	993	0.355	0.145
9576	1160	0.849	8130	985	0.379	0.144
10174.5	1140	0.867	8820	988	0.411	0.145
10773	1140	0.86	9270	981	0.432	0.144
11371.5	1120	0.867	9860	971	0.459	0.142
11970	0	0.863	10300	0	0.481	0

Apéndice A-2. Tabla de valores de colapso plástico adimensional, con cargas combinadas, $\alpha = 35^\circ$.

Alfa - 35°						
Momento fuera de plano M_a [kN-m]	Presión interna p_a [kPa]	Tiempo t_d [s]	Momento corregido \bar{M} [kN-m]	Presión corregida p [kPa]	Momento adimensional m^* [-]	Presión adimensional p^* [-]
-10320	0	0.821	-8480	0	-0.395	0
-9804	900	0.888	-8710	799	-0.406	0.117
-9288	970	0.849	-7880	823	-0.367	0.12
-8772	970	0.867	-7600	841	-0.354	0.123
-8256	980	0.86	-7100	843	-0.331	0.123
-7740	990	0.849	-6570	840	-0.306	0.123
-7224	1000	0.849	-6130	849	-0.286	0.124
-6708	1004	0.849	-5690	852	-0.265	0.125
-6192	1008	0.849	-5260	856	-0.245	0.125
-5676	999	0.867	-4920	866	-0.229	0.127
-5160	1011	0.86	-4440	870	-0.207	0.127
-4644	1006	0.867	-4020	872	-0.188	0.128
-4128	1009	0.867	-3580	874	-0.167	0.128
-3612	1019	0.86	-3110	877	-0.145	0.128
-3096	1021	0.86	-2660	878	-0.124	0.129
-2580	1022	0.86	-2220	879	-0.103	0.129
-2064	1024	0.86	-1780	881	-0.083	0.129
-1548	1025	0.86	-1330	882	-0.062	0.129
-1032	1025.1	0.86	-888	882	-0.041	0.129
-516	1026.3	0.86	-444	883	-0.021	0.129
0	1026.5	0.86	0	883	0	0.129
516	1026.3	0.86	444	883	0.021	0.129
1032	1025.9	0.86	888	882	0.041	0.129
1548	1025	0.86	1330	882	0.062	0.129
2064	1024	0.86	1780	881	0.083	0.129
2580	1022	0.86	2220	879	0.103	0.129
3096	1021	0.86	2660	878	0.124	0.129
3612	1019	0.86	3110	877	0.145	0.128
4128	1016	0.86	3550	874	0.165	0.128
4644	1006	0.867	4020	872	0.188	0.128
5160	1011	0.86	4440	870	0.207	0.127
5676	999	0.867	4920	866	0.229	0.127
6192	1005	0.849	5260	853	0.245	0.125
6708	1004	0.849	5690	852	0.265	0.125
7224	998	0.849	6130	847	0.286	0.124
7740	993	0.849	6570	843	0.306	0.123
8256	980	0.86	7100	843	0.331	0.123
8772	970	0.867	7600	841	0.354	0.123
9288	940	0.849	7880	798	0.367	0.117
9804	900	0.888	8710	799	0.406	0.117
10320	0	0.888	9160	0	0.427	0

Apéndice A-3. Tabla de valores de colapso plástica adimensional, con cargas combinadas, $\alpha = 50^\circ$.

Alfa - 50°						
Momento fuera de plano M_a [kN-m]	Presión interna p_a [kPa]	Tiempo t_d [s]	Momento corregido \bar{M} [kN-m]	Presión corregida p [kPa]	Momento adimensional m^* [-]	Presión adimensional p^* [-]
-10060	0	0.888	-8930	0	-0.416	0
-9557	840	0.892	-8520	749	-0.397	0.11
-9054	970	0.849	-7680	823	-0.358	0.12
-8551	972	0.867	-7410	842	-0.345	0.123
-8048	985	0.86	-6920	847	-0.323	0.124
-7545	9820	0.867	-6540	851	-0.305	0.125
-7042	997	0.858	-6040	856	-0.282	0.125
-6539	1001	0.849	-5550	850	-0.259	0.124
-6036	995	0.867	-5230	862	-0.244	0.126
-5533	1010	0.849	-4700	857	-0.219	0.125
-5030	1010	0.86	-4330	869	-0.202	0.127
-4527	1012	0.86	-3890	871	-0.181	0.127
-4024	1007	0.867	-3490	873	-0.162	0.128
-3521	1017	0.86	-3030	875	-0.141	0.128
-3018	1019	0.86	-2600	877	-0.121	0.128
-2515	1021	0.86	-2160	878	-0.101	0.129
-2012	1022	0.86	-1730	879	-0.081	0.129
-1509	1023	0.86	-1300	880	-0.06	0.129
-1006	1024	0.86	-865	881	-0.04	0.129
-503	1024	0.86	-433	881	-0.02	0.129
0	1024	0.86	0	881	0	0.129
503	1024	0.86	433	881	0.02	0.129
1006	1024	0.86	865	881	0.04	0.129
1509	1023	0.86	1300	880	0.06	0.129
2012	1022	0.86	1730	879	0.081	0.129
2515	1021	0.86	2160	878	0.101	0.129
3018	1019	0.86	2600	877	0.121	0.128
3521	1017	0.86	3030	875	0.141	0.128
4024	1007	0.867	3490	873	0.162	0.128
4527	1012	0.86	3890	871	0.181	0.127
5030	1010	0.86	4330	869	0.202	0.127
5533	1000	0.867	4800	867	0.223	0.127
6036	995	0.867	5230	862	0.244	0.126
6539	1001	0.849	5550	850	0.259	0.124
7042	997	0.858	6040	856	0.282	0.125
7545	982	0.867	6540	851	0.305	0.125
8048	985	0.86	6920	847	0.323	0.124
8551	972	0.867	7410	842	0.345	0.123
9054	970	0.849	7680	823	0.358	0.12
9557	840	0.892	8520	749	0.397	0.11
10060	0	0.888	8930	0	0.416	0

Apéndice B1. Dibujo de construcción del espécimen de prueba.

DOCUMENTO DE CONTROL DE TALLER

No. DE DIBUJO: ITP-01-DEPI-001
 No. DE COPIAS ELABORADAS: _____
 No. DE COPIAS EN ALMACÉN: _____
 No. DE COPIAS EN OFICINA: _____
 No. DE COPIAS EN LABORATORIO: _____
 No. DE COPIAS EN BIBLIOTECA: _____
 No. DE COPIAS EN ARCHIVO: _____

CLIENTE: _____
 DISEÑO: J.E.E. | REVISIÓN: L.M.G.P. | DIBUJO: J.E.E. | ESCALA: 1:1
 REV. B (REVISIÓN PARA REVISIÓN O COMENTARIOS) | FECHA: 30/05/11 | HOJA: 1 DE 1

LISTA DE MATERIAL

ITEM	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	Cuadrado de 19 mm x 60 mm de long.	ASTM-A-36	1
2	Solera de 4.8 mm de espesor	ASTM-A-36	2
3	Tubo de $\phi 38.1$ mm x 1.2 mm de esp.	ASTM-A-36	2
4	Cuadrado de 19 mm x 40 mm de long.	ASTM-A-36	1
5	Cuadrado de 19 mm x 64 mm de long.	ASTM-A-36	1
6	Cuadrado de 19 mm x 187.1 mm de long.	ASTM-A-36	1
7	Cuadrado de 19 mm x 64 mm de long.	ASTM-A-36	1

VISTA SUPERIOR

VISTA ISOMETRICO

VISTA LATERAL

VISTA FRONTAL

NOTAS:

- DIMENSIONES EN MM Y PULGADAS ENTRE PARENTESIS
- LOS CUADRADOS DE 3/4" LLEVAN UN CORTE A 45° SEGUN ENSAMBLE

PARAMETROS DE CONTROL

WPS	PQR	CON CALOR	%Z	VISUAL	PRUEBA HIDRAULICA	PRUEBA NEUMATICA	PRUEBA LIQUIDOS PENETRANTES	PRUEBAS ULTRASONIDO	PARTICULAS MAGNETICAS	PRUEBA DUREZA	PHI

MAPA PROCESO: INICIO -> CORTE -> SI -> PREF -> SI -> SOLD -> SI -> DIM -> SI -> DIM -> SI -> PND -> SI -> FIN

INSPECCIÓN: PROCESO

CONTROL Y PROCESOS ESPECIALES

LIMPIEZA	SANDBLAST	PAINTURA ESPEC.	PROTECCION FINAL ESPEC.	PICKLING	DISEÑO	APROBACION PARA FABRICACION	CORTE DE TUBERIA	POSICIONAMIENTO DE TUBERIA	SOLDADURA	NICK	REPORTES NOT

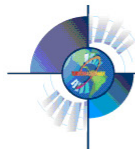
NOTAS:

FRMA: _____ FECHA: _____

DIMENSION FINAL
 PRUEBA HIDRAULICA
 CONTROL FINAL
 INSPECCION FINAL

DOC. No.: ITP-01-DEPI-001 1 DE 1

Apéndice C1. Colapso plástico en uniones soldadas de corte simple, utilizadas en tuberías de alta presión.



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA
21 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.



COLAPSO PLÁSTICO EN UNIONES SOLDADAS DE CORTE SIMPLE, UTILIZADAS EN TUBERÍAS DE ALTA PRESIÓN.

**S. Babaii
Kochekserraii**

Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores
de Monterrey - Campus Estado México
Departamento de Ingeniería Mecánica y
Mecatrónica
Atizapán de Zaragoza, Edo. Mex., 52926.

**J. J. Ortiz
Tenorio**

**L. M. Palacios
Pineda**

Instituto Tecnológico de Pachuca
Departamento de Metalmeccánica
Pachuca, Hidalgo, 42080.
Impalacios73@prodigy.net.mx

**J. E. Espitia
Islas**

RESUMEN

Se presenta el estudio del comportamiento estructural de uniones soldadas de corte simple, se analiza el desempeño de estas uniones bajo la acción del momento aplicado fuera del plano que forma la unión de la tubería, se obtiene la distribución de esfuerzos en la zona elástica y se determina el momento aplicado que produce el colapso plástico de la estructura mediante un análisis no lineal.

Se incluye la validación del modelo numérico, utilizado en el presente trabajo, mediante la comparación con resultados presentados anteriormente y que consideran la carga en estos componentes con un momento dentro del plano que forma la unión de la tubería.

PALABRAS CLAVE

Dobleses en tuberías de corte simple, colapso plástico, análisis no lineal.

ABSTRACT

Single mitred pipe bend (SMPB) structural behavior analysis is presented, the bend performance subjected to an out-of-plane bending is analyzed. Elastic stress distribution on the SMPB is derived and moment load that produces structural plastic collapse is obtained by means of nonlinear analysis.

Numerical model validation is presented through a comparison for SMPB subjected to an in-plane moment results published earlier.

KEYWORDS

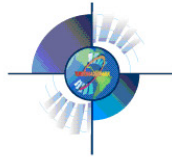
Single mitred pipe bend (SMPB), plastic collapse, nonlinear analysis.

NOMENCLATURA

α	Ángulo de corte
$\{\tau\}$	Vector de esfuerzo
$[D]$	Matriz de elasticidad
$\{\epsilon\}$	Vector de deformación unitaria
σ_0	Límite de fluencia
σ_e	Esfuerzo equivalente
$\{\sigma\}$	Vector de esfuerzo
$\{s\}$	Esfuerzo diferencial
$\{\alpha\}$	Vector de cedencia, superficie de traslación
$[M]$	Matriz diagonal
σ_n	Esfuerzo nominal
M	Momento aplicado
a	Radio
t	Espesor
σ_θ	Componente de esfuerzo circunferencial
σ_z	Componente de esfuerzo longitudinal
θ	Localización circunferencial

1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas de transporte de fluidos a alta presión requieren de alternativas de construcción que permitan reducir sus costos de manufactura. Tales sistemas de transporte de fluido se utilizan en sistemas auxiliares de turbomaquinaria, así como también en oleoductos, refinerías y centrales de generación de electricidad. Una de estas alternativas de construcción es tema del presente trabajo.



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA
21 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.



En los sistemas de tuberías de alta presión es posible utilizar, además de los dobleces que tienen un cambio suave de dirección, dobleces con corte simple (figura 1). La ventaja que tienen los dobleces de corte simple sobre los de cambio suave es un menor costo de manufactura, pero tienen la desventaja de producir una mayor concentración de esfuerzos.

Los procesos de fabricación de tuberías se han desarrollado para proporcionar calidad y fiabilidad que demandan todos los sectores en donde se utilizan sistemas de tuberías, además deben ser económicamente viables. La selección de un método apropiado de fabricación de tubos para la especificación de diseño en ingeniería es muy importante.



Figura 2. Sistemas de tuberías utilizados para transporte de fluidos a alta presión.

Un mejor conocimiento del comportamiento estructural de las juntas de corte simple permite que se puedan utilizar con mayor frecuencia con la consecuente reducción de costos en la manufactura de sistemas de transporte de fluidos (figura 2). Por lo tanto, el uso de dobleces suaves contra uniones soldadas en los cambios de dirección, debe ser evaluado cuidadosamente desde el punto de vista estructural y económico.

El objetivo del presente trabajo es el de estudiar el comportamiento estructural de las uniones en tuberías de corte simple mediante la obtención de la distribución de esfuerzos y la carga de flexión que produce su colapso plástico, sujetas a momentos fuera de plano.

2. ANTECEDENTES

Cargas térmicas, presión interna y el propio peso de la tubería son tipos de cargas que producen esfuerzos estructurales en las tuberías y afectan el rendimiento de dichos sistemas. Autores como R. Kitching [1] y Gresnit [2] han llevado a cabo análisis numéricos y experimentales para determinar el comportamiento de las uniones en tuberías sometidas a distintos tipos de cargas.

Los estudios de R. Kitching [1] se basan fundamentalmente en el análisis del comportamiento de tuberías sujetas dentro de plano con dobleces suaves, combinación de cargas dentro de plano y presión interna en dobleces suaves y también aborda conceptos de cargas dentro de plano para tubos con dobleces a partir de cortes simples y multicorte.

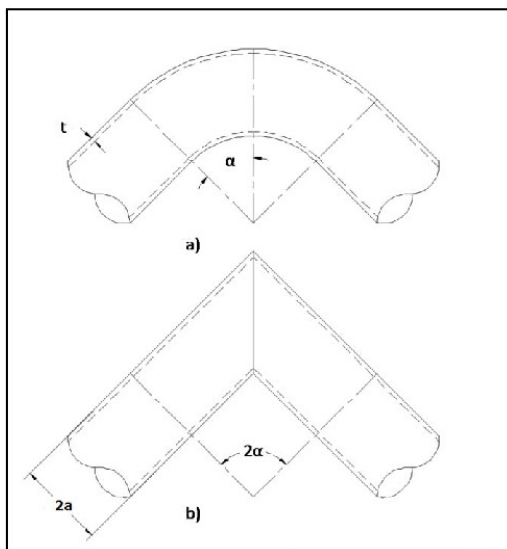
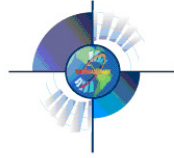


Figura 1. Tipos de dobleces en tuberías de alta presión. a) Doblece suave, b) Doblece de corte simple.

Existen dos tipos de fabricación de tubos, cada proceso proporciona características específicas a los tubos: los tubos sin costura y los tubos unidos por soldadura. El término fabricación aplica para el corte, doblado, formado y soldado de componentes individuales de los sistemas. El término instalación se refiere a la colocación física de los subensambles de tuberías, válvulas y demás componentes de un sistema.



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA
21 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.



Los resultados obtenidos por Gresnigt [2] en su experimento los compara con resultados analíticos publicados en estudios previos por R. Kitching [1], el punto de interés es la distribución de esfuerzos longitudinales y circunferenciales (esfuerzos de Hoop) a lo largo del perímetro de la unión entre los dos tubos. Una de las conclusiones más importantes de Gresnigt [2] es que la aproximación de sus resultados es buena tanto para la zona elástica como para la zona plástica, además de que el comportamiento de las tuberías unidas a partir de corte simple es muy parecido al de las tuberías con doblez suave.

La mayor parte de las publicaciones presentadas por los autores citados incluyen momentos flectores que actúan dentro de plano. Estos resultados nos permiten conocer el comportamiento mecánico del doblez con corte simple; y por lo tanto es posible construir líneas de conducción de fluidos a un menor costo cumpliendo los estándares de seguridad aplicables.

3. METODOLOGÍA

El desarrollo de este trabajo se lleva a cabo de la siguiente manera: se realiza la construcción del modelo de elemento finito que se utilizará en el análisis, se realiza el estudio para cargar de flexión con el momento dentro de plano y se compara con estudios realizados anteriormente [1] con la finalidad de validar dicho modelo numérico; por último, y una vez validado el modelo de elemento finito, se realiza el estudio de la junta considerando el momento flector fuera del plano que forma la tubería.

3.1. Construcción del modelo y condiciones de frontera.

Se construyó el modelo numérico del doblez, la geometría consiste de dos superficies con forma de tubo cilíndrico, con un corte simple de cierta inclinación para los análisis llevados a cabo en este trabajo, $\alpha = 35^\circ, 45^\circ$ y 55° (figuras 1 y 3). Se utilizan elementos SHELL 93 [4] y se especifica el modulo de elasticidad y el espesor de los elementos. El modelo cuenta con 3,240 elementos y 9,529 nodos.

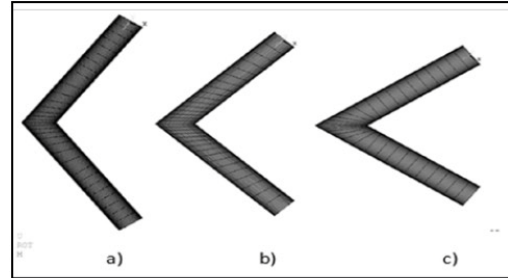


Figura 3. Modelo de elemento finito para el análisis, considerando $\alpha = 35^\circ, 45^\circ$ y 55° .

Las condición de frontera aplicada en un extremo del modelo es la restricción completa del movimiento y mientras que en el extremo opuesto se aplica un momento flector. La figura 4 muestra la dirección del momento flector para los análisis de momento dentro de plano (Figura 4a) y los análisis con el momento fuera de plano (figura 4b).

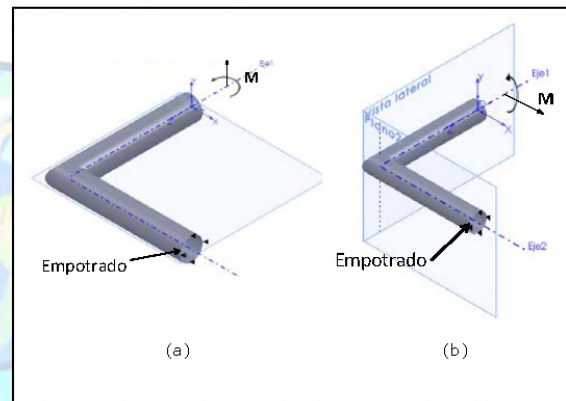
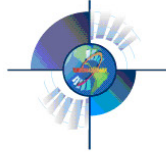


Figura 4. Condiciones de frontera del modelo de elemento finito para el análisis, en un extremo restricción completa del movimiento y en el extremo opuesto: a) Momento flector aplicado dentro del plano que forma la junta, b) Momento flector aplicado fuera del plano que forma la junta.

3.2. Validación del modelo (momento dentro de plano).

Para la validación del modelo se utiliza como referencia el trabajo experimental de Kitching et. al. [1], y se realiza la comparación tanto para los esfuerzos elásticos en la junta y el



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA
21 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.



valor del momento flector dentro de plano que produce el colapso plástico.

3.2.1. Análisis elástico.

Se analizan los esfuerzos generados en la junta, en donde la concentración de esfuerzos es mayor, sección N-N (figura 5). Se genera un sistema de coordenadas polar en la sección de la unión (sección N-N figura 5) para obtener las componentes de esfuerzo, circunferencial y longitudinal ecuación (1).

$$\{\tau\} = [D]\{\varepsilon\} \tag{1}$$

3.2.2. Análisis plástico.

Para realizar el análisis no lineal y obtener la carga que produce el colapso plástico se utiliza el modelo de plasticidad bilineal de endurecimiento cinemático. El uso de esta opción se recomienda para deformaciones pequeñas en materiales que obedecen el criterio de cedencia de Von Mises. Adicionalmente, se aplica un momento lo suficientemente grande que llevará el material a su límite de fluencia σ_0 , y producirá pandeo, lo que ocasiona el colapso plástico. Este valor del momento se aplica gradualmente hasta que se llega a la falla (2).

$$\sigma_e = f\{\sigma\} \tag{2}$$

Y relacionando el criterio de Von Mises con la regla de flujo y el endurecimiento cinemático (3).

$$\sigma_e = \left[\frac{3}{2} (\{s\} - \{\alpha\})^T [M] (\{s\} - \{\alpha\}) \right]^{\frac{1}{2}} \tag{3}$$

3.2. Análisis del dobléz sujeto a momento fuera de plano.

Una vez que se ha validado el modelo numérico se procede a conducir el análisis estructural del dobléz pero sometido a momento flector fuera de plano.

Se procede de la misma manera que en el apartado 3.1, para obtener la distribución de esfuerzos elásticos en la junta, posteriormente se obtiene el valor del momento fuera de plano que produce el colapso plástico del componente. Para dicho efecto se utilizan las ecuaciones (1) y (2) empleadas en el apartado 3.1 y que se resuelven mediante el método del elemento finito [4]

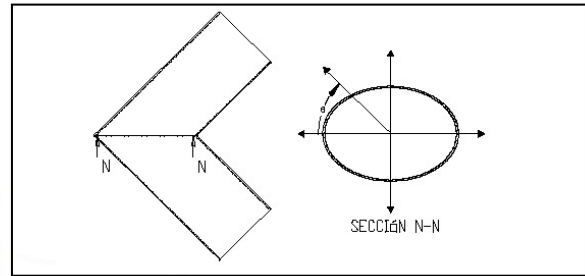


Figura 5. Sección N-N de la junta donde se determinan los esfuerzos en el rango elástico.

3.3. Adimensionalización.

Con la finalidad de producir resultados que tengan un mayor espectro de aplicación, y para realizar con mayor claridad los análisis de resultados, se lleva a cabo una adimensionalización de cada uno de los valores obtenidos en el análisis con respecto a la geometría del dobléz de la tubería.

El esfuerzo se adimensionaliza al compararlo con un esfuerzo que se denomina esfuerzo nominal del dobléz y que se calcula a partir del momento aplicado y la sección transversal de la tubería (4).

$$\sigma_n = \frac{M}{\pi \cdot a^2 \cdot t} \tag{4}$$

De esta manera se obtiene un valor de esfuerzo adimensional para el esfuerzo circunferencial (5) y para el esfuerzo longitudinal (6). Cabe hacer mención que tanto el esfuerzo circunferencial como el longitudinal, se toman a partir del sistema de referencia polar mostrado en la figura 5 y que está justo en el plano de corte N-N de la junta soldada.



$$\frac{\sigma_{\theta}}{\sigma_n} \tag{5}$$

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_n} \tag{6}$$

En lo que respecta al momento aplicado se adimensionaliza con respecto al límite de fluencia del material, el radio del tubo y su espesor (7).

$$m^* = \frac{M}{\pi \cdot \sigma_0 \cdot a^2 \cdot t} \tag{7}$$

Estas variables adimensionales son las que se presentan en los resultados.

4. RESULTADOS

Tanto los esfuerzos longitudinales como circunferenciales se grafican en función del ángulo θ , que indica la posición de los esfuerzos a lo largo del perímetro de la sección de corte del tubo.

En el caso del momento dentro de plano el rango de θ va de 0° a 180° ya que el comportamiento de la junta es simétrico. Mientras que para el momento fuera de plano el rango de θ va de 0° a 360°.

4.1. Esfuerzos sobre la junta en el rango elástico lineal.

A continuación se presenta cada uno de los resultados obtenidos, para la validación del modelo numérico (momento dentro de plano) y para el caso de momento fuera de plano. En ambos casos se muestra la distribución de esfuerzos elásticos en la junta y el valor del momento que produce el colapso plástico.

4.1.1. Análisis elástico-lineal, momento dentro de plano

Para la validación del modelo se compara el caso cuando la relación entre el radio del tubo y su espesor es $a/t = 16.5$. La figura 6 muestra la distribución del esfuerzo circunferencial obtenido en la sección N-N y de acuerdo al sistema de referencia polar (figura 5).

Las figuras 8 y 9 exponen la comparación entre los valores experimentales y los obtenidos numéricamente para los esfuerzos longitudinales, tanto para la pared interna del tubo como para la pared externa. Teniendo en cuenta que esta distribución de esfuerzos corresponde a la sección N-N (figura 5) y el sistema de referencia polar correspondiente

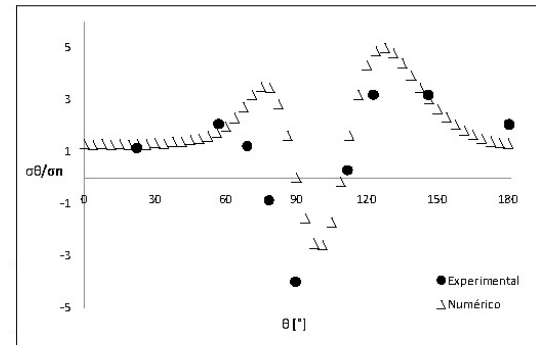


Figura 6. Comparación entre los valores experimentales ● [1] y los obtenidos numéricamente ◊. Esfuerzo circunferencial en la pared externa del tubo.

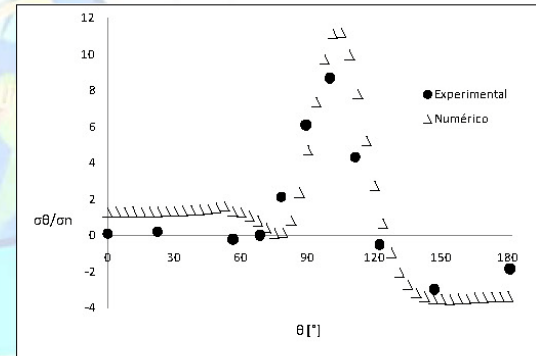
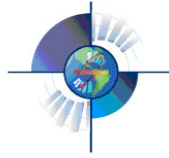


Figura 7. Comparación entre los valores experimentales ● [1] y los obtenidos numéricamente ◊. Esfuerzo circunferencial en la pared interna del tubo.

4.1.2. Análisis elástico-lineal, momento fuera de plano

La distribución de esfuerzos en la junta de la tubería ocasionada por el momento fuera de



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA
21 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.



plano se muestra en esta sección. En la figura 10 se ilustra la distribución de esfuerzos circunferenciales tanto en la pared interna como en la externa, mientras que la figura 11 muestra la distribución de esfuerzos para el caso de los esfuerzos longitudinales, para el caso donde la relación radio entre espesor del tubo a/t es de 16.5.

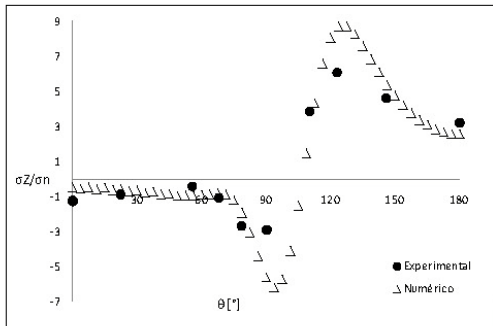


Figura 8. Comparación entre los valores experimentales ● [1] y los obtenidos numéricamente ◊. Esfuerzo longitudinal en la pared externa del tubo.

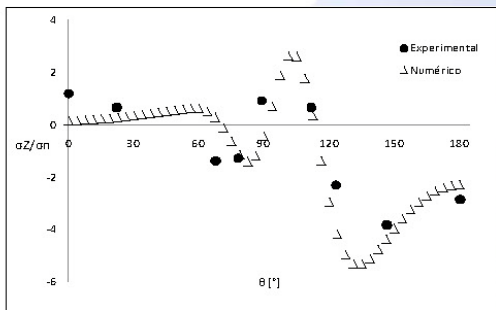


Figura 9. Comparación entre los valores experimentales ● [1] y los obtenidos numéricamente ◊. Esfuerzo longitudinal en la pared interna del tubo.

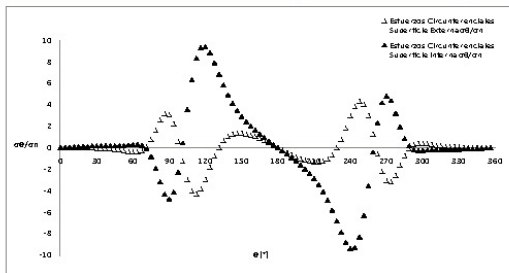


Figura 10. Esfuerzos circunferenciales en la junta (sección N-N) sujeta a momento fuera de plano. Superficie interna ● y superficie externa ◊.

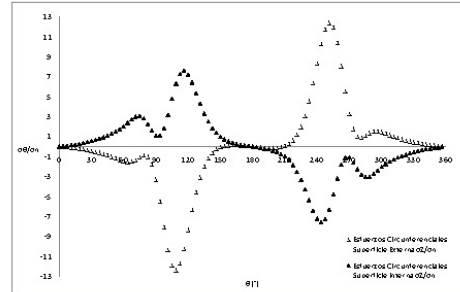


Figura 11. Esfuerzos longitudinales en la junta (sección N-N) sujeta a momento fuera de plano. Superficie interna ● y superficie externa ◊.

Tabla 1. Comparación de los esfuerzos máximos presentes en la junta con momento dentro y fuera de plano aplicados respectivamente.

Esfuerzo [-]	Superficie del tubo	Dentro de plano	Fuera de plano
σ_θ / σ_n	Externa	5	4.3
	Interna	11.14	9.4
σ_z / σ_n	Externa	8.73	12.36
	Interna	5.3	7.56

4.2. Momento que produce el colapso plástico.

Se presentan los resultados de la comparación validadora para cuando la junta está sujeta al momento dentro de plano y produce el colapso plástico y los valores de momento que producen dicho colapso para cuando es aplicado fuera de plano. Adicionalmente se ilustra el modo en que ocurre el colapso plástico.

La formulación analítica [3] para el cálculo del límite del momento plástico para un tubo metálico recto de material de Von Mises elástico-perfectamente plástico para la sección completa se convierte en completamente plástico:

$$M = 4 \int_0^{\pi} \sigma_0 a^2 t \cos \theta d\theta = 4 \sigma_0 a^2 t \tag{8}$$



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA
21 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.

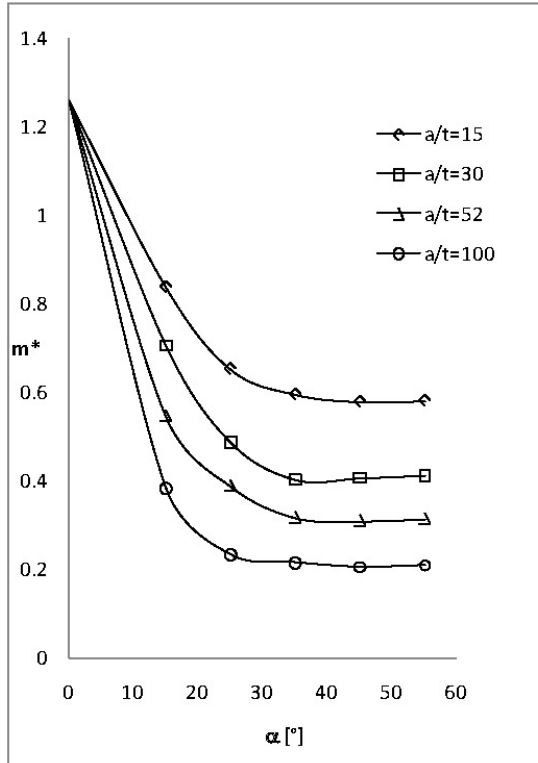


Figura 14. Momento fuera de plano que produce el colapso plástico [6].

5. CONCLUSIONES

Se obtuvo el comportamiento estructural para dobleces de tuberías de corte simple para el caso en que están sujetas a un momento flector aplicado fuera del plano que forma la junta.

Este estudio se obtuvo a partir de un modelo computacional debidamente validado como lo muestran las figuras 6 a 9 en cuanto a su comportamiento elástico; mientras que para el comportamiento no lineal de la estructura se puede apreciar la adecuada correlación que existe entre los valores analíticos y los numéricos del modelo (figura 12).

El momento flector fuera de plano produce en el doblez una respuesta estructural anti-simétrica, tanto en la distribución de esfuerzos (figura 10 y 11) como en el modo del colapso plástico (figura 15). En general se observa un aumento del 44% (tabla 1) en el nivel de esfuerzos para el caso en que la junta está sujeta al momento fuera de plano con respecto a cuando está sujeta al momento dentro de plano. Por otro lado se observa que el momento requerido para alcanzar el colapso plástico para momento fuera y dentro de plano no varía de manera importante (tabla 2).

REFERENCIAS

[1] KITCHING R, RAHIMI G. H. Plastic collapse of single mitred pipe bends. *International Journal Pressure Vessel Piping* 1989;38:129-45.

[2]. GRESNIGT A.M. (2002), Elastic and plastic design of mitred bends. *International Offshore and Polar Engineering Conference Kitakyushu, Japan, May 26-31, 2002*, p.90-99.

[3]. KOCHKSERAI S. B.(2003), Finite element modeling of plastic collapse of metallic single mitred pipe bends subject to in-plane bending moments. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 81 (2004) p. 75-81.

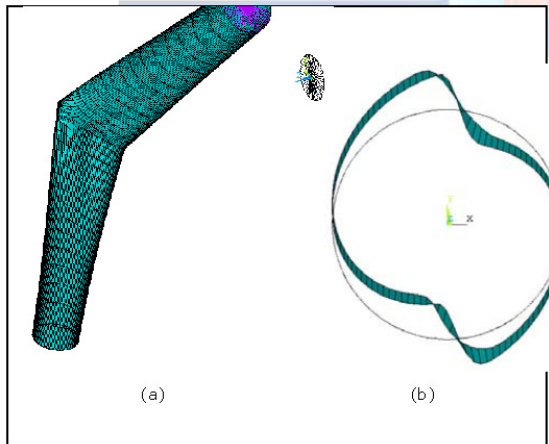


Figura 15. Colapso plástico producido por el momento fuera del plano. a) Dobleces con corte simple colapsado, b) sección N-N colapsada. $a/t = 100$, $\alpha = 45^\circ$



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA
21 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.



Por lo tanto, momento de colapso plástico dentro de plano es:

$$m^* = \frac{4}{\pi} = 1.2732 \quad (9)$$

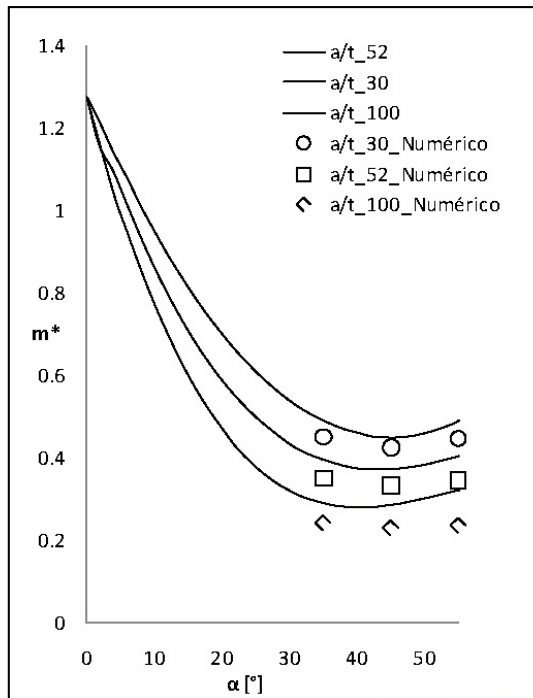


Figura 12. Momento dentro de plano que produce el colapso plástico. Comparación numérica con respecto a la teórica [1].

4.2.1. Análisis de colapso plástico no-lineal, momento dentro de plano

La figura 12 presenta los valores de colapso plástico dentro de plano obtenidas por medios numéricos y su comparación con el comportamiento teórico [1] de referencia en el eje horizontal se coloca la variable α que corresponde al ángulo de corte y en el eje vertical se grafica el momento adimensional que produce el colapso plástico para casos de a/t que van desde 30 hasta 100.

Por otro lado la figura 13 presenta el modo en que ocurre el colapso plástico en el caso a/t = 100 y α = 45°, en la figura 13a se presenta el colapso plástico del modelo completo mientras que en la figura 13b se ilustra el corte de la sección donde se sobrepone el modo de colapso plástico de la junta.

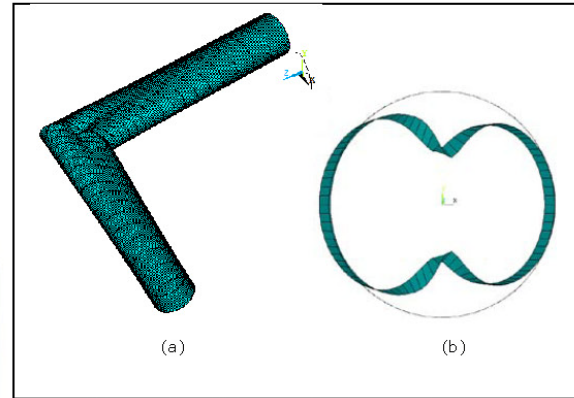


Figura 13. Colapso plástico producido por el momento dentro del plano. a) Doble con corte simple colapsado, b) sección N-N colapsada. a/t = 100, α = 45°.

4.2.2. Análisis de colapso plástico no-lineal, momento fuera de plano

En la figura 14 se muestra el valor del momento flector fuera de plano que produce el colapso plástico de la estructura. La figura 15 muestra el modo del colapso plástico (figura 15a) y la sección N-N colapsada (figura 15b).

Tabla 2. Comparación del valor del momento que provoca el colapso plástico, momentos dentro y fuera de plano aplicados respectivamente. a/t = 30

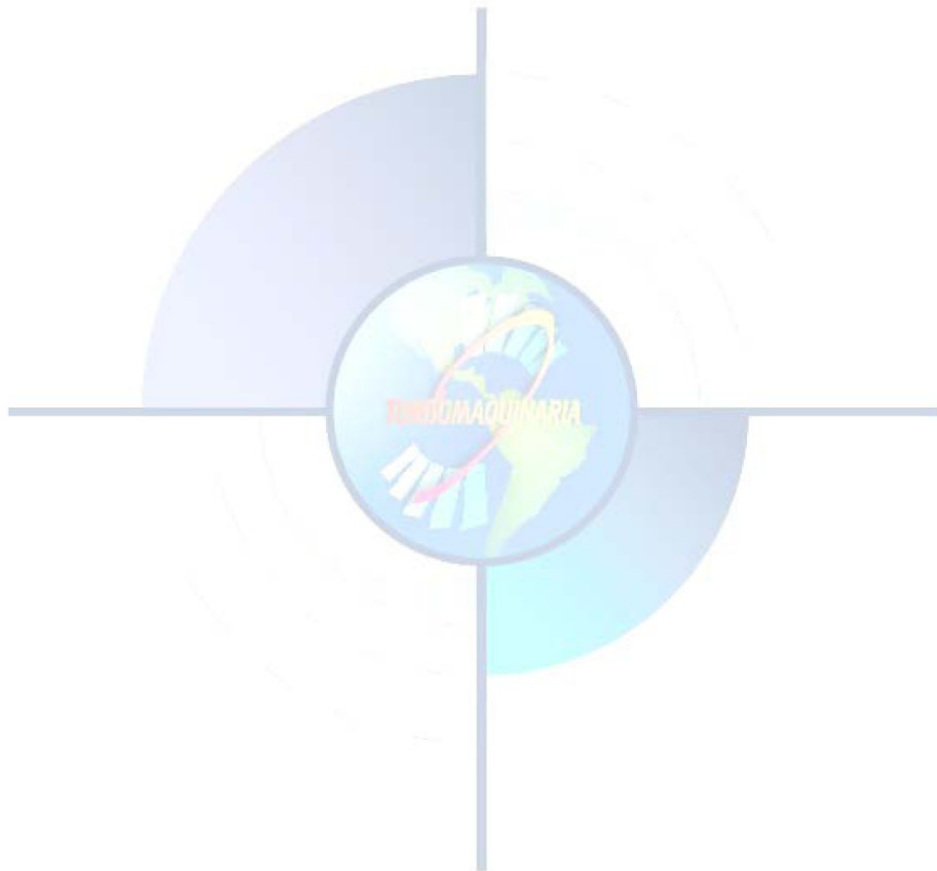
α [°]	Momento Dentro de plano	Momento Fuera de plano
35	0.45	0.401
45	0.42	0.405
55	0.44	0.46



**XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA**
21 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.



- [4]. ANSYS, Ansys 2009 Educational versión. Program documentation. SAS IP, Inc.; 2009.
- [5]. S. S. Gill. Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessel Components. Elsevier; 1st edition (June 11, 1970).
- [6] ORTIZ T. J. Simulación por el método de elemento finito de cargas fuera de plano y combinadas aplicadas a tubos con dobleces a partir de cortes simples. Análisis elástico y plástico. ITESM Campus Edo. Mex. Noviembre 2009.



Apéndice C2. Predicción del colapso plástico en dobleces de tubería soldados y de corte simple, sometidos a momentos fuera de plano.

AI_21

MEMORIAS DEL XVII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
21 al 23 DE SEPTIEMBRE, 2011 SAN LUIS POTOSÍ, MÉXICO

PREDICCIÓN DEL COLAPSO PLÁSTICO EN DOBLECES DE TUBERÍA SOLDADOS Y DE CORTE SIMPLE SOMETIDOS A MOMENTOS FUERA DE PLANO

¹ Luis Manuel Palacios Pineda, ¹ Jorge Ernesto Espitia Islas, ² Sadegh Babaii Kochekserrail

¹Instituto Tecnológico de Pachuca
Departamento de Metalmeccánica - División de Estudios de Posgrado e Investigación
Carr. México-Pachuca, km 87.5
Pachuca, Hidalgo, México. C.P. 42080
Teléfono (771) 711 3140 x 131, 139

² Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey - Campus Estado México
Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica
Atizapán de Zaragoza, Edo. Mex., C. P. 52926.

lpalacios73@prodigy.net.mx, jorgees1101@hotmail.com, sadegh.babaii@itesm.mx

RESUMEN.

Se presenta el estudio del comportamiento estructural no lineal de un doblez de tubería para transporte de fluidos a alta presión, el doblez es soldado y de corte simple. Se determina el momento flector, aplicado fuera del plano que forma el doblez, que es necesario para producir el colapso plástico del componente; asimismo, se determina la geometría que adquiere la estructura colapsada. Se muestran los resultados experimentales de ambos parámetros, tanto el valor del momento flector como la deformación producida en el doblez y se comparan con aquellos obtenidos numéricamente.

Adicionalmente se presentan valores del momento que produce colapso plástico en términos de variables adimensionales que tienen un amplio rango de aplicación para diversos dobleces soldados de este tipo y que pueden ser empleados para su diseño. Por último se muestra la distribución de esfuerzos en la superficie interior y exterior del doblez de la tubería.

ABSTRACT.

Nonlinear structural performance study of single mitred pipe bend, subjected to an out of plane bending moment, is presented. Plastic collapse load is determined and post buckling geometry is derived and shown. Experimental load and post buckling shape are obtained and compared with numerical results. Dimensionless results that are applicable to a broad number of single mitred pipe bends are derived and presented in a chart that can be very useful in the pipe bend design stage. In the end, stress distribution on the pipe bend, outer and inner surface, is shown.

NOMENCLATURA

α Angulo del doblez
 σ Esfuerzo
 ϵ Deformación Unitaria
 t Espesor
 σ_0 Resistencia a la fluencia
Subíndices
 n Valor de referencia para adimensionalizar
 θ Dirección tangencial
 z Dirección normal

Derechos Reservados © 2011, SOMIM

A1_21

1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas de transporte de fluidos a alta presión requieren de alternativas de construcción que permitan reducir sus costos de manufactura. Tales sistemas de transporte de fluido se utilizan en oleoductos, refinerías y centrales de generación de electricidad.

En los sistemas de tuberías de alta presión es posible utilizar, además de los dobleces que tienen un cambio suave de dirección, dobleces con corte simple (figura 1). La ventaja que tienen los dobleces de corte simple sobre los de cambio suave es un menor costo de manufactura, pero tienen la desventaja de producir una mayor concentración de esfuerzos.

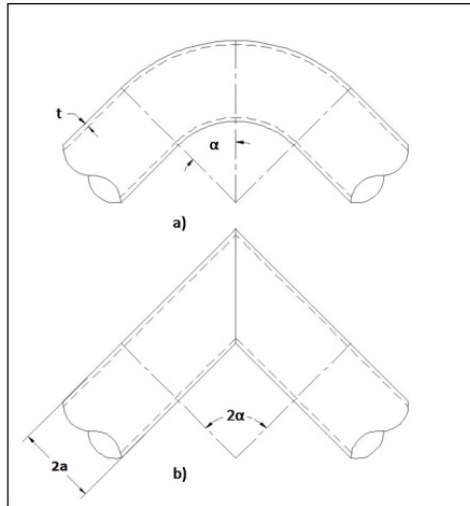


Figura 1. Tipos de dobleces en tuberías de alta presión. a) Doblece suave, b) Doblece de corte simple.

Los procesos de fabricación de tuberías se han desarrollado para proporcionar calidad y fiabilidad que demandan todos los sectores en donde se utilizan sistemas de tuberías, además deben ser económicamente viables.

Existen dos tipos de fabricación de tubos, cada proceso proporciona características específicas a los tubos: los tubos sin costura y los tubos unidos por soldadura. El término fabricación aplica para el corte, doblado, formado y soldado de componentes individuales de los sistemas. El término instalación se refiere a la colocación física de los subensambles de tuberías, válvulas y demás componentes de un sistema.

Un mejor conocimiento del comportamiento estructural de las juntas de corte simple permite que se puedan utilizar con mayor frecuencia con la consecuente reducción de costos en la manufactura de sistemas de transporte de fluidos (figura 2). Por lo tanto, el uso de dobleces suaves contra uniones soldadas en los cambios de dirección, debe ser evaluado cuidadosamente desde el punto de vista estructural y económico.



Figura 2. Sistemas de tuberías utilizados para transporte de fluidos a alta presión.

Cargas térmicas, presión interna y el propio peso de la tubería son tipos de cargas que producen esfuerzos estructurales en las tuberías y afectan el rendimiento de dichos sistemas. Autores como R. Kitching [1] y Gresnit [2] han llevado a cabo análisis numéricos y experimentales para determinar el comportamiento de las uniones en tuberías sometidas a distintos tipos de cargas.

Los estudios de R. Kitching [1] se basan fundamentalmente en el análisis del comportamiento de tuberías sujetas dentro de plano con dobleces suaves, combinación de cargas dentro de plano y presión interna en dobleces suaves y también aborda conceptos de cargas dentro de plano para tubos con dobleces a partir de cortes simples y multicorte.

Los resultados obtenidos por Gresnigt [2] en su experimento los compara con resultados analíticos publicados en estudios previos por R. Kitching [1], el punto de interés es la distribución de esfuerzos longitudinales y circunferenciales (esfuerzos de Hoop) a lo largo del perímetro de la unión entre los dos tubos. Una de las conclusiones más importantes de Gresnigt [2] es que la aproximación de sus resultados es buena tanto para la zona elástica como para la zona plástica, además de que el comportamiento de las tuberías unidas a partir de corte simple es muy parecido al de las tuberías con doblece suave.

A1_21

La mayor parte de las publicaciones presentadas por los autores citados incluyen momentos flectores que actúan dentro de plano. Estos resultados nos permiten conocer el comportamiento mecánico del dobléz con corte simple; y por lo tanto es posible construir líneas de conducción de fluidos a un menor costo cumpliendo los estándares de seguridad aplicables.

El objetivo del presente artículo consiste en conocer el comportamiento de estos dobleces de tuberías pero con momentos flectores aplicados fuera de plano, con la finalidad de proveer de suficiente información para realizar mejores diseños de este tipo de dobleces. Adicionalmente se valida el modelo de elemento finito utilizado al comparar los resultados numéricos con resultados experimentales.

2. DESARROLLO

El proceso de este trabajo se lleva a cabo de la siguiente manera: se realiza la construcción del modelo de elemento finito que se utilizará en el análisis, se realiza el estudio de la junta considerando el momento flector fuera del plano para encontrar la distribución de esfuerzos en el rango elástico y el valor del momento que ocasiona el colapso plástico

Posteriormente se lleva a cabo un experimento en el que se diseña una junta de tubería y un dispositivo para posteriormente aplicarle un momento fuera de plano, igualando las condiciones de frontera consideradas en el análisis de elemento finito.

Finalmente se comparan ambos, los resultados numéricos y experimentales.

3. ANÁLISIS NUMÉRICO.

Se construyó el modelo numérico del dobléz de la tubería, la geometría consiste de dos superficies con forma de cilindro hueco, con un corte simple de cierta inclinación. Para los análisis llevados a cabo en este trabajo se utilizaron valores de α (véase figura 1b) de 35°, 45° y 55°, la figura 3 muestra la geometría de

cada uno de estos valores del ángulo de dobléz α . Para la discretización del dominio se utilizan elementos SHELL93 [4] que es un elemento tridimensional para análisis estructural tipo cascarón con ocho nodos con seis grados de libertad en cada uno de los nodos. El modelo cuenta con 3,240 elementos y 9,529 nodos.

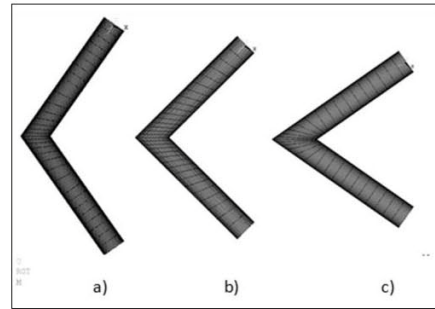


Figura 3. Modelo de elemento finito para el análisis, considerando a) $\alpha = 35^\circ$, b) $\alpha = 45^\circ$ y c) $\alpha = 55^\circ$.

La condición de frontera aplicada en un extremo del modelo es la restricción completa del movimiento, mientras que en el extremo opuesto se aplica un momento flector fuera de plano, alrededor del eje x, la figura 4 muestra la dirección del momento flector para los análisis de momento fuera de plano.

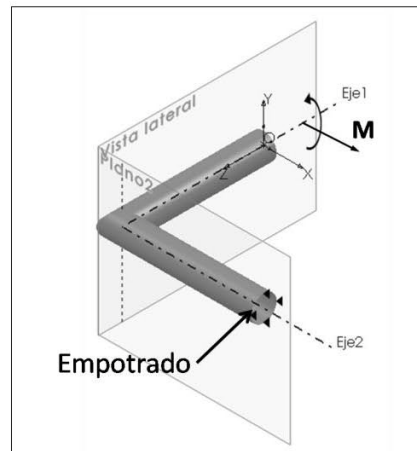


Figura 4. Condiciones de frontera del modelo de elemento finito para el análisis. En un extremo restricción completa del movimiento y en el extremo opuesto momento flector aplicado fuera del plano que forma la junta.

Se realiza el análisis estructural del dobléz sometido a momento flector fuera de plano. Primero, se lleva a cabo un análisis estructural lineal para obtener los esfuerzos generados en la

A1_21

junta. Para este fin se genera un sistema de coordenadas polar en la sección de la unión (sección N-N de la figura 5) y se obtienen las componentes de esfuerzo, circunferencial y longitudinal obtenidas a partir de la solución numérica de la ecuación (1).

$$\{\tau\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (1)$$

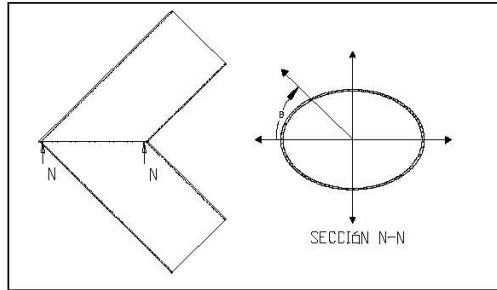


Figura 5. Sección N-N de la junta donde se obtienen los esfuerzos en el rango elástico.

Posteriormente, para realizar el análisis no lineal y obtener la carga que produce el colapso plástico, se utiliza el modelo de plasticidad bilineal de endurecimiento cinemático. El uso de esta opción se recomienda para deformaciones pequeñas en materiales que obedecen el criterio de cedencia de Von Mises. Adicionalmente, se aplica un momento lo suficientemente grande que llevará el material a su límite de fluencia σ_0 , y producirá pandeo, lo que ocasiona el colapso plástico. Este valor del momento se aplica gradualmente hasta que se llega a la falla (2).

$$\sigma_e = f\{\sigma\} \quad (2)$$

Y relacionando el criterio de Von Mises con la regla de flujo y el endurecimiento cinemático (3).

$$\sigma_e = \left[\frac{3}{2} (\{s\} - \{\alpha\})^T [M] (\{s\} - \{\alpha\}) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Finalmente, se obtiene el valor del momento fuera de plano que produce el colapso plástico del componente, mediante el método del elemento finito [4].

Con la finalidad de producir resultados que tengan un mayor espectro de aplicación, y para realizar con mayor claridad los análisis de resultados, se lleva a cabo una

adimensionalización de cada uno de los valores obtenidos en el análisis con respecto a la geometría del doblé de la tubería.

El esfuerzo se adimensionaliza al compararlo con un esfuerzo que se denomina esfuerzo nominal del doblé y que se calcula a partir del momento aplicado y la sección transversal de la tubería (4).

$$\sigma_n = \frac{\bar{M}}{\pi \cdot a^2 \cdot t} \quad (4)$$

De esta manera se obtiene un valor de esfuerzo adimensional para el esfuerzo circunferencial (5) y para el esfuerzo longitudinal (6). Cabe hacer mención que tanto el esfuerzo circunferencial como el longitudinal, se toman a partir del sistema de referencia polar mostrado en la figura 5 y que está justo en el plano de corte N-N de la junta soldada.

$$\frac{\sigma_\theta}{\sigma_n} \quad (5)$$

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_n} \quad (6)$$

El momento aplicado se adimensionaliza con respecto al límite de fluencia del material, el radio del tubo y su espesor (7).

$$m^* = \frac{M}{\pi \cdot \sigma_0 \cdot a^2 \cdot t} \quad (7)$$

Estas variables adimensionales son las que se presentan en los resultados.

4. DESARROLLO EXPERIMENTAL.

El objetivo de realizar este experimento es validar modelo de elemento finito del momento de colapso plástico fuera de plano que se determinó numéricamente. Para este fin se diseñó una probeta que cumple con los parámetros adimensionales y las propiedades del modelo numérico. La probeta consiste de una junta de tubería unida a un armazón rígido que hace posible el montaje en la máquina de ensayo (figura 6). El espécimen tiene un ángulo de doblé α de 45° con una relación radio espesor

AI_21

del tubo de a/t igual a 31.38, la tabla 1 muestra las características del espécimen de prueba.

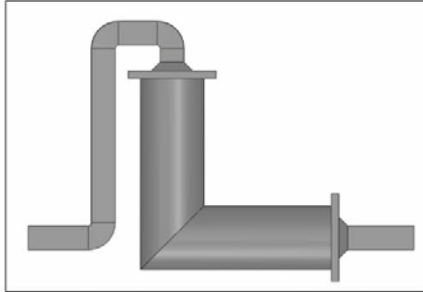


Figura 6. Modelo del espécimen de prueba, que incluye el doblado de la tubería y el dispositivo para la sujeción de la probeta.

Una vez que se realizaron los cortes de cada uno de los elementos metálicos se unieron por medio de un proceso de soldadura MIG con un micro alambre con propiedades mecánicas superiores al material base.

Tabla 1. Dimensiones y propiedades mecánicas de la probeta.

Característica	Nomenclatura	Valor
Radio	a	3.810×10^{-4} [m]
Espesor	t	1.214×10^{-3} [m]
Resistencia última de fluencia	σ_0	250 [MPa]
Ángulo de doblado	α	45°

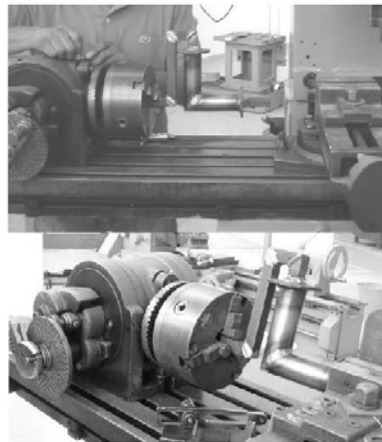


Figura 7. Montaje del espécimen. En el cabezal divisor se aplica un momento fuera de plano, y en el lado opuesto se empotra firmemente en una prensa.

El montaje experimental está conformado por una prensa en donde se fija un extremo de la probeta y un cabezal divisor con una relación de velocidad de 40 a 1 en donde se aplica el par de torsión (figura 7). El proceso de fijación se hace de tal forma que la probeta quede correctamente montada, evitando así desplazamientos no deseados durante el desarrollo de la prueba. Montada la probeta se aplica un par de torsión por medio de un torquímetro, véase la figura 7, que se va incrementando gradualmente hasta llevar al colapso plástico al doblado de tubería.

5. RESULTADOS

A continuación se presentan los resultados obtenidos, en primer término se muestra la distribución de esfuerzos, en las paredes interior y exterior del doblado de tubería, obtenida a partir de un análisis estructural elástico lineal. Para posteriormente mostrar los valores de momento que produce el colapso plástico de la junta a partir de un análisis estructural plástico no lineal utilizando el modelo bilineal de endurecimiento cinemático. En un tercer segmento se presentan los resultados obtenidos a partir del experimento realizado, para que finalmente se comparen los resultados del experimento con los resultados del análisis plástico no lineal.

5.1. Análisis lineal elástico.

Los esfuerzos longitudinales y circunferenciales, obtenidos del análisis elástico, se grafican en función del ángulo θ (figura 5) que indica la posición de los esfuerzos a lo largo del perímetro de la sección de corte del tubo. El rango de valores de θ va de 0° a 360° .

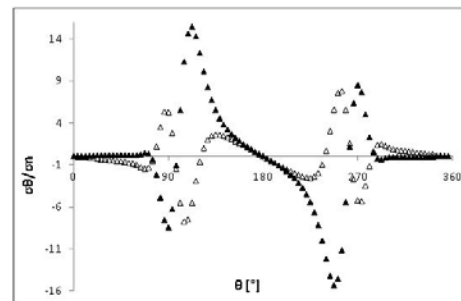


Figura 8. Esfuerzos circunferenciales en la junta (sección N-N) sujeta a momento fuera de plano. Superficie interna \bullet y superficie externa \diamond .

A1_21

La distribución de esfuerzos circunferenciales en la junta de la tubería, ocasionada por el momento fuera de plano, se muestra en la figura 8: Se puede observar esta distribución en la pared interna como en la externa; por otro lado, la figura 9 muestra la distribución de esfuerzos longitudinales en la pared interna y externa. Ambos para el caso donde la relación radio espesor del tubo a/t es de 30.

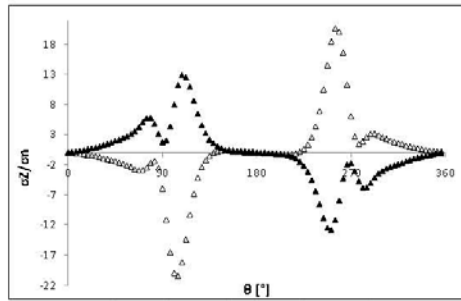


Figura 9. Esfuerzos longitudinales en la junta (sección N-N) sujeta a momento fuera de plano. Superficie interna ● y superficie externa ◊.

Tabla 2. Comparación de los esfuerzos máximos presentes en la junta con momento dentro y fuera de plano respectivamente.

Esfuerzo []	Superficie del tubo	Dentro de plano	Fuera de plano
$\sigma_{\theta} / \sigma_n$	Externa	8.4	7.8
	Interna	18.6	15.4
σ_z / σ_n	Externa	14.0	20.6
	Interna	9.2	12.9

La tabla 2 se muestra una comparación entre el valor máximo de esfuerzos para dobleces de tubería sometidos a momentos dentro de plano [7] y los resultados obtenidos en este trabajo para momentos fuera de plano.

5.2. Análisis de colapso plástico.

Se presentan los resultados para cuando la junta está sujeta a un momento fuera de plano que produce el colapso plástico.

El diagrama de la figura 10 muestra el valor del momento flector fuera de plano que produce el colapso plástico de la estructura para diversos dobleces de tubería.

En el eje horizontal se coloca la variable α que corresponde al ángulo del doblez y en el eje vertical se grafica el momento adimensional que produce el colapso plástico para casos de a/t que van desde 30 hasta 100.

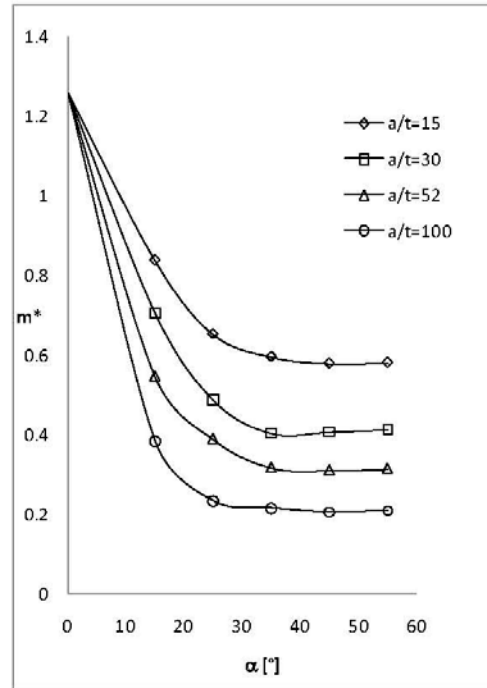


Figura 10. Momento fuera de plano que produce el colapso plástico.

La figura 11 muestra el modo del colapso plástico (figura 11a) y la sección N-N colapsada (figura 11b). Además, la tabla 3 muestra una comparación entre el valor de momento que produce el colapso para dobleces de tubería sometidos a momentos dentro de plano [7] y los resultados obtenidos en este trabajo para momentos fuera de plano. Ambos para ángulos de corte de 35, 45 y 55°.

Derechos Reservados © 2011, SOMIM

AI_21

MEMORIAS DEL XVII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
21 al 23 DE SEPTIEMBRE, 2011 SAN LUIS POTOSÍ, MÉXICO

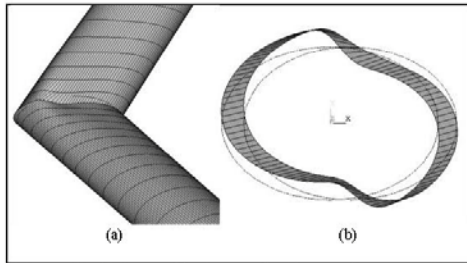


Figura 11. Colapso plástico producido por el momento fuera del plano. a) Doblez con corte simple colapsado, b) sección N-N colapsada. $a/t = 30$, $\alpha = 45^\circ$

Tabla 3. Comparación del valor del momento que provoca el colapso plástico, momentos dentro [7] y fuera de plano respectivamente. $a/t = 30$.

α [°]	Momento dentro de plano	Momento fuera de plano
35	0.45	0.401
45	0.42	0.405
55	0.44	0.46

5.3. Resultados experimentales y comparación de resultados.

La figura 12 muestra el doblez de tubería ya colapsado desde de distintas perspectivas. Posterior al colapso, y con la finalidad de preservar la forma colapsada, el tubo se rellena de pasta cementante para que, una vez que la pasta ha fraguado, se realicen cortes de la probeta a través del área transversal de la junta con el objetivo de poder hacer las comparaciones necesarias con el modelo numérico.

La tabla 4 y la figura 13 muestran el comparativo de los resultados del análisis numérico contra los resultados experimentales. En la tabla 4 se muestra la variación entre el momento obtenido numéricamente con aquel obtenido experimentalmente, dicha variación es del 4%.

A partir de la tabla 10 se obtiene el valor del momento adimensional que produce el colapso de 0.43 para una junta con relación a/t de 30, de esta manera a partir de la ecuación (7) se obtiene que para el espécimen el valor teórico del momento que producirá el colapso de la junta, este valor se compara con el que se obtiene al realizar el experimento y la comparación se muestra en la tabla 4.

La figura 13 muestra la forma colapsado del doblez obtenida numéricamente (figura 13a) y la obtenida experimentalmente (figura 13b).

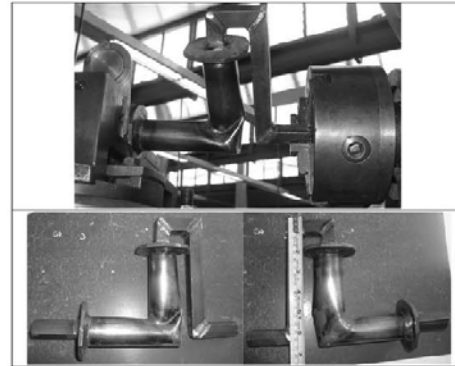


Figura 12. Especimen colapsado. a) Montado en la máquina de prueba y b) desmontada mostrada de ambos lados.

Tabla 4. Comparación entre el momento flector que produce el colapso plástico obtenido numérica y el momento flector obtenido experimentalmente.

Numérico [N-m]	Experimental [N-m]	Variación [%]
602	628	4.1

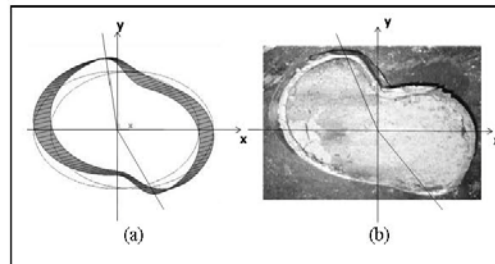


Figura 13. Colapso plástico producido por el momento fuera del plano. a) Doblez con corte simple colapsado, b) sección N-N colapsada. $a/t = 30$, $\alpha = 45^\circ$

CONCLUSIONES

Se obtuvo una adecuada predicción del comportamiento estructural no lineal de dobleces de tuberías de corte simple para el caso en que están sujetas a un momento flector aplicado fuera del plano. Se observó una variación del 4% en la magnitud del momento respecto al resultado experimental, así mismo se

Derechos Reservados © 2011, SOMIM

A1_21

observo una alta correspondencia en la forma colapsada de la junta.

De la misma forma, el modelo numérico utilizado en el análisis numérico para determinar el momento de colapso plástico fuera de plano es adecuado para uniones soldadas de corte simple con grandes relaciones radio espesor.

El momento flector fuera de plano produce en el doblez una respuesta estructural anti-simétrica, tanto en la distribución de esfuerzos (figura 8 y 9) como en el modo del colapso plástico (figura 11). En general se observa un aumento del 44% (tabla 2) en el nivel de esfuerzos para el caso en que la junta está sujeta al momento fuera de plano con respecto a cuando está sujeta al momento dentro de plano. Por otro lado se observa que el momento requerido para alcanzar el colapso plástico para momento fuera y dentro de plano no varía de manera importante (tabla 2).

REFERENCIAS

- [1] KITCHING R, RAHIMI G. H. Plastic collapse of single mitred pipe bends. *International Journal Pressure Vessel Piping* 1989;38:129-45.
- [2] GRESNIGT A.M. (2002), Elastic and plastic design of mitred bends. *International Offshore and Polar Engineering Conference Kitakyushu, Japan, May 26-31, 2002*, p.90-99.
- [3] KOCHERSERAI S. B. (2003), Finite element modeling of plastic collapse of metallic single mitred pipe bends subject to in-plane bending moments. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 81 (2004) p. 75-81.
- [4] ANSYS, Ansys 2009 Educational versión. Program documentation. SAS IP, Inc.; 2009.
- [5] S. S. Gill. *Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessel Components*. Elsevier; 1st edition (June 11, 1970).
- [6] ORTIZ T. J. Simulación por el método de elemento finito de cargas fuera de plano y combinadas aplicadas a tubos con dobleces a partir de cortes simples. *Análisis elástico y*

plástico. ITESM Campus Edo. Mex. Noviembre 2009.

- [7] KOCHERSERAI S. B., et. al. (2010), Colapso plástico en uniones soldadas de corte simple utilizadas en tuberías de alta presión. XII Congreso y Exposición Latinoamericana de Turbomaquinaria.

Apéndice D1. Reconocimiento, 17ª Semana Nacional de Ciencia y Tecnología



Apéndice D2. Reconocimiento, XII Congreso y exposición latinoamericana de turbomaquinaria



Apéndice D3. Reconocimiento, XVII Congreso internacional de la SOMIM



Apéndice D4. Reconocimiento, 18ª Semana Nacional de Ciencia y Tecnología

Estado Libre y Soberano de Hidalgo

SECRETARÍA DE DESARROLLO ECONÓMICO
GOBIERNO DEL ESTADO
HIDALGO
TIERRA DE TRABAJO

GOBIERNO FEDERAL
CONACYT
Viver Mejor

EL CONSEJO DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA DEL ESTADO DE HIDALGO

Otorga el presente

RECONOCIMIENTO

A: *Ing. Jorge Ernesto Espitia Islas*

Por su valiosa participación en la Décima Octava Semana Nacional de Ciencia y Tecnología que tuvo lugar del 24 al 28 de octubre de 2011.

Con la conferencia "Predicción del colapso plástico en dobles de tubería soldados y de corte simple, sometidos a momentos fuera del plano" del Año Internacional de la Química.

J. P. Macaúd Pontón
Ing. José Pablo Macaúd Pontón
Secretario de Desarrollo Económico del Gobierno del Estado de Hidalgo

J. C. Hernández
Ing. José Calderón Hernández
Director General del Consejo de Ciencia y Tecnología del Estado de Hidalgo

18ª
Semana Nacional de Ciencia y Tecnología

Apéndice D5. Reconocimiento, 2do Concurso de proyectos académicos en ingeniería basados en diseño y simulación por computadora



GRUPO SSC

Soluciones Integrales en Diseño Basado en Simulación

"UN COMPROMISO CONSTANTE CON LA EDUCACIÓN Y LA PREPARACIÓN DE PROFESIONALES EXITOSOS"



GRUPO SSC A TRAVÉS DEL JURADO CALIFICADOR OTORGA EL PRESENTE RECONOCIMIENTO A:

Jorge Ernesto Espitia Islas

POR SU VALIOSA PARTICIPACIÓN EN EL



Ing. Fernando Balderas López
Director Grupo SSC

San Miguel de Allende, Gto., 26 de Octubre, 2011

www.grupossc.com

