

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**ESCUELA DE POSGRADO**



**Título**

**INFLUENCIA DE LA VARIABILIDAD DE PARÁMETROS DE DISEÑO  
EN UNIONES CON JUNTAS MECÁNICAS, PARA APLICACIONES EN  
CODOS DE RADIO MAYOR DE SERVICIO DE PULPA MINERA.**

TESIS PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE MAGÍSTER EN INGENIERÍA  
MECÁNICA

**AUTOR:**

GUSTAVO ARTURO PEÑALOZA ARRAYA

**ASESOR:**

DR. ING. JORGE HERNAN ALENCASTRE MIRANDA

NOVIEMBRE, 2020

## RESUMEN

El presente trabajo de investigación permite establecer un modelo analítico lineal de una junta mecánica semirrígida Victaulic estilo 77, utilizada para unir codos de radio mayor (1.5D, 3D, 5D) con tuberías rectas de acero al carbono en servicios de transporte a presión de pulpa minera. En la industria minera peruana el traslado de pulpa mediante tuberías es ampliamente utilizado, permitiendo aislar la pulpa de entornos sensibles. Sin embargo, la pulpa genera abrasión y consecuentemente desgaste en cambios de dirección, especialmente en codos. El reemplazo de estos últimos elementos casi siempre se realiza en parada de planta donde el tiempo para su sustitución es limitado. El presente trabajo, mediante el modelo antes descrito, permite garantizar un diseño de disposiciones de tuberías confiables bajo la norma ASME B31.3, donde es posible utilizar codos con uniones Victaulic estilo 77 sin ningún tipo de soporteria para algunos casos presentados, ahorrando tiempo valioso en el desmontaje y montaje. Gracias al modelo se puede establecer el nivel de flexibilidad de este tipo de juntas comparando su comportamiento con uniones de tubería rígida y flexible, lo que permite concluir que este tipo de conexión se apega más al comportamiento de una unión flexible, próxima a un tipo de unión articulada. Adicionalmente, con los resultados se obtienen recomendaciones de ubicación y cantidad de soportes para tuberías rectas e instalaciones que involucran codos de radio superior. Estas recomendaciones permiten diseñar los soportes estructurales típicos donde realmente son necesarios.



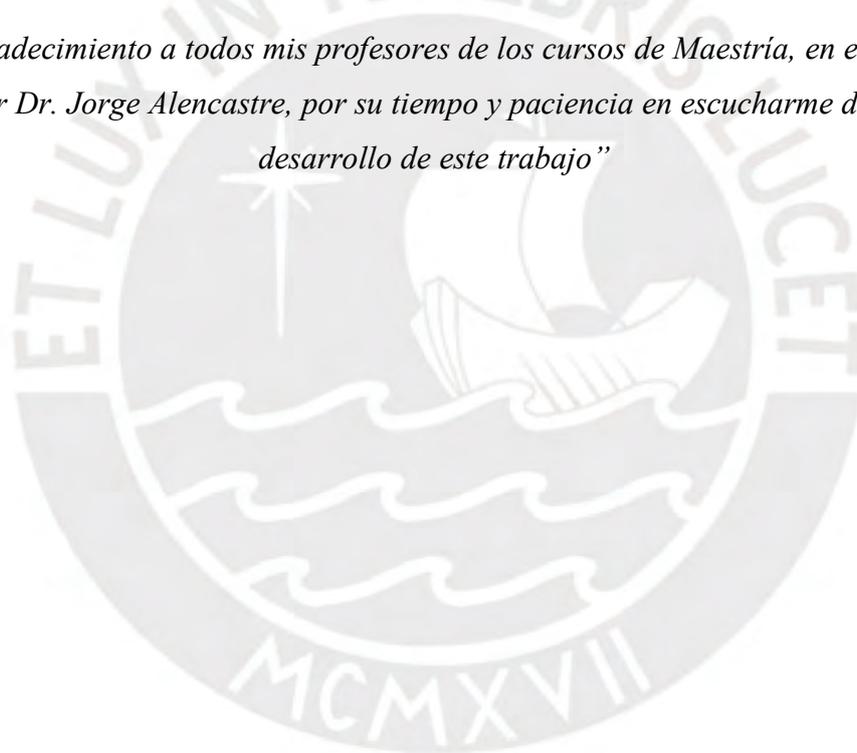
## DEDICATORIA

*“A Dios, ingeniero del universo, que mi ejercicio sea siempre su voluntad”*

*“A mi familia, por su apoyo para culminar este trabajo”*

## AGRADECIMIENTO

*“Un agradecimiento a todos mis profesores de los cursos de Maestría, en especial al Profesor Dr. Jorge Alencastre, por su tiempo y paciencia en escucharme durante el desarrollo de este trabajo”*



# CONTENIDO

RESUMEN.....	2
DEDICATORIA.....	3
AGRADECIMIENTO.....	4
ÍNDICE DE FIGURAS.....	8
ÍNDICE DE TABLAS.....	10
LISTA DE SÍMBOLOS.....	11
CAPÍTULO 1.....	13
CAPÍTULO 2.....	18
2.1    Análisis de esfuerzos en tuberías.....	18
2.2    Análisis de deformaciones en tuberías.....	18
2.3    Necesidades del análisis de flexibilidad y análisis de esfuerzos en tuberías en general.....	19
2.4    Estado de esfuerzos en paredes de tuberías.....	19
2.4.1    Esfuerzos longitudinales.....	20
2.4.2    Esfuerzos circunferenciales.....	22
2.4.3    Esfuerzos radiales.....	22
2.4.4    Esfuerzos de corte.....	23
2.5    Modos de falla en tuberías.....	25
2.6    Criterios de falla en tuberías.....	26
2.6.1    Teoría de falla de Von Mises.....	26
2.6.2    Teoría de falla de Tresca.....	26
2.6.3    Rankine.....	26
2.6.4    Intensidad de Esfuerzo.....	27
2.7    Condiciones de carga en sistemas de tubería.....	28
2.8    Sistemas de uniones rígidas y flexibles.....	28
2.8.1    Uniones rígidas.....	28
2.8.2    Uniones flexibles.....	28
2.9    Sistema de uniones mecánicas con ranura.....	29
2.10    Espaciamiento entre soportes de tubería para instalaciones convencionales y sistemas con ranura.....	31
2.11    Método de flexibilidad y método de rigidez para el análisis de tuberías.....	34
2.12    Velocidad de sedimentación en servicios de pulpa minera.....	35
CAPÍTULO 3.....	37
3.1    Esfuerzos internos en tubería recta.....	37
3.2    Descripción del ensamble de tuberías.....	38
3.3    Características en operación de una unión mecánica con ranura semirrígida.....	39
3.4    Carga distribuida sobre tuberías de pulpa y características del relave a utilizar.....	40
3.5    Modelo Estructural existente para soportes y uniones de tuberías convencionales.....	42

3.6	Modelo estructural referencial + condiciones de borde por la existencia del acople mecánico .....	44
3.6.1	Condición de Borde: Desplazamiento angular en un sistema ranurado.....	45
3.6.2	Condición de Borde: Desplazamiento axial en un sistema ranurado.....	46
3.6.3	Condición de Borde: Análisis de los apoyos estructurales .....	47
3.7	Modelo Estructural final propuesto para tuberías rectas .....	49
3.7.1	Descripción del modelo.....	50
3.8	Variables y constantes para la evaluación del modelo.....	52
CAPÍTULO 4.....		54
4.1	Modelo con tres Segmentos de tubería unidos sin soporte.....	54
4.2	Fuerza hidráulica en codos.....	55
4.2.1	Ecuaciones básicas para un sistema de control .....	55
4.2.2	Aplicación de las ecuaciones del volumen de control a accesorios de cambio de dirección .....	57
4.2.3	Fuerza hidráulica producida en codos por desbalance .....	59
4.3	Modelo Estructural para sistemas de tubería con codos.....	60
CAPÍTULO 5.....		64
5.1	Análisis estructural de tuberías rectas.....	64
5.1.1	Análisis del modelo con unión rígida .....	64
5.1.2	Análisis del modelo con unión articulada, modelo de (Helguero, 1986) modificado	65
5.1.3	Análisis del modelo con unión semirrígida.....	67
5.2	Análisis estructural extendido a codos de radio mayor .....	78
5.2.1	Análisis estructural de tres segmentos de tubería recta.....	78
5.2.2	Análisis estructural de dos segmentos de tubería más un codo.....	81
CAPÍTULO 6.....		95
BIBLIOGRAFÍA.....		97
ANEXO 1. Pesos y dimensiones de tubería, Modificado de (ASME B36.10, 2015).....		99
ANEXO 2. Pesos y dimensiones de Junta Mecánica Victaulic Estilo 77 .....		100
ANEXO 3. Verificación de uniones semirrígidas en el plano.....		101
A.	Calculo analítico de un segmento de tubería con uniones semirrígidas.....	101
B.	Simulación mediante SAP 2000 V19.....	104
C.	Comparativa de Resultados .....	107
ANEXO 4. Verificación de deformación en codos de 90°, Obtención de la matriz de rigidez de un elemento de tubería codo.....		109
A)	Matriz de rigidez de elemento estructural codo 90°.....	109
B)	Simulación mediante CAESAR II 2016 y verificación.....	115
ANEXO 5. Resultados obtenidos para codos de Radio 1.5D. Unión rígida.....		121
Anexo 5.1	- Codos NPS 16, Radio curvatura 1.5D.....	121
Anexo 5.2	- Codos NPS 18, Radio curvatura 1.5D.....	121
Anexo 5.3	- Codos NPS 20, Radio curvatura 1.5D.....	122
Anexo 5.4	- Codos NPS 24, Radio curvatura 1.5D.....	123

Anexo 5.5 - Codos NPS 28, Radio curvatura 1.5D.....	123
Anexo 5.6 - Codos NPS 30, Radio curvatura 1.5D.....	124
Anexo 5.7 - Codos NPS 32, Radio curvatura 1.5D.....	125
ANEXO 6. Resultados obtenidos para codos de Radio 3D. Unión rígida.....	126
Anexo 6.1 - Codo NPS 16, Radio curvatura 3D .....	126
Anexo 6.2 - Codo NPS 18, Radio curvatura 3D .....	126
Anexo 6.3 - Codo NPS 20, Radio curvatura 3D .....	127
Anexo 6.4 - Codo NPS 24, Radio curvatura 3D .....	128
Anexo 6.5 - Codo NPS 28, Radio curvatura 3D .....	128
Anexo 6.6 - Codo NPS 30, Radio curvatura 3D .....	129
Anexo 6.7 - Codo NPS 32, Radio curvatura 3D .....	130
ANEXO 7. Resultados obtenidos para codos de Radio 5D. Unión rígida.....	131
Anexo 7.1 - Codo NPS 16, Radio curvatura 5D .....	131
Anexo 7.2 - Codo NPS 18, Radio curvatura 5D .....	131
Anexo 7.3 - Codo NPS 20, Radio curvatura 5D .....	132
Anexo 7.4 Codo NPS 24, Radio curvatura 5D .....	133
ANEXO 8. Resultados obtenidos para codos de 90°. Unión semirrígida.....	134
Anexo 8.1 - Codo NPS 16. Radio curvatura 1.5D .....	134
Anexo 8.2 - Codo NPS 24. Radio curvatura 1.5D .....	134
Anexo 8.3 - Codo NPS 32. Radio curvatura 1.5D .....	135
Anexo 8.4 - Codo NPS 16. Radio curvatura 3D .....	136
Anexo 8.5 - Codo NPS 24. Radio curvatura 3D .....	136
Anexo 8.6 - Codo NPS 32. Radio curvatura 3D .....	137
Anexo 8.7 - Codo NPS 16. Radio curvatura 5D .....	138
Anexo 8.8 - Codo NPS 24. Radio curvatura 5D .....	138
ANEXO 9. Resultado de replanteo de distancias para un codo NPS 16, curvatura 1.5D .....	140
ANEXO 10. Revisión estructural de soportes típicos:.....	143
Anexo 10.1. Cálculo de Soporte SP-1 .....	143
Anexo 10.2 Revisión de Soporte SP-2.....	150
Anexo 10.3 Revisión de Soporte SP-3.....	151
ANEXO 11. Plano de Ingeniería Básica de soportes SP-1, SP-2, SP-3.....	153

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1-1:</b> Curvatura de codos. (Extraído de Catálogo Steeljrv.com) .....	13
<b>Figura 1-2:</b> Pipe Drafting and design. (Parisher & Rhea 2001) .....	14
<b>Figura 1-3:</b> Unión bridada rígida y unión flexible con ranura anular y plana.(D. Style, 1999). ...	14
<b>Figura 1-4:</b> Soporte de codos de radio mayor .....	15
<b>Figura 2-1:</b> Esfuerzos normales y cortantes en tuberías.....	20
<b>Figura 2-2:</b> Esfuerzo longitudinal causado por fuerza axial en tuberías. Modificado de (COADE, 1993) .....	20
<b>Figura 2-3:</b> Esfuerzo longitudinal causado por presión interna, Modificado de (COADE, 1993) .....	21
<b>Figura 2-4:</b> Variación del esfuerzo de flexión en la sección de tubería. Modificado de (COADE, 1993) .....	21
<b>Figura 2-5:</b> Esfuerzo circunferencial debido a presión manométrica. Modificado de (COADE, 1993) .....	22
<b>Figura 2-6:</b> Esfuerzo radial causado por presión manométrica interna. Modificado de (COADE, 1993) .....	23
<b>Figura 2-7:</b> Distribución de esfuerzo cortante en tubería. Modificado de (COADE, 1993) .....	24
<b>Figura 2-8:</b> Esfuerzo cortante originado por momento torsional. (COADE, 1993) .....	25
<b>Figura 2-9:</b> Junta mecánica ranurada (Victaulic 77 Style, 2008) .....	29
<b>Figura 2-10:</b> Junta mecánica sin ranura (Victaulic-Style230, 2015) .....	30
<b>Figura 2-11:</b> Métodos de generación de canal en extremo de tubería .....	30
<b>Figura 2-12:</b> Máxima separación sugerida para tuberías recomendada según (ASME B31.1, 2004) .....	32
<b>Figura 3-1 :</b> Modelos usados para un ensamble de sistemas de tubería. (Peng & Peng, 2010) .....	38
<b>Figura 3-2:</b> Línea presurizada.(Nayyar, 2000, p. A434).....	39
<b>Figura 3-3:</b> Resumen de comportamiento real de una unión con ranura, adaptado de (Vibration Victaulic., 2000).....	40
<b>Figura 3-4:</b> (Golder Associates, 2008) .....	41
<b>Figura 3-5:</b> Soportes más usados en la industria minera en servicio de pulpa. Unidad Minera de Cuajone .....	42
<b>Figura 3-6:</b> Vista de perfil de un sistema de tuberías.....	43
<b>Figura 3-7:</b> Dos modelos para sistemas de tubería apoyado. (Helguero, 1986).....	43
<b>Figura 3-8:</b> Modelo inicial sobre el que se proyectará el modelo final .....	45
<b>Figura 3-9:</b> Rotación máxima y su relación con el GAP, estilo 77. (Victaulic 77 Style, 2008)....	45
<b>Figura 3-10:</b> Cuadro resumen de pruebas de fabricante (Vibration Victaulic., 2000) para rotaciones límite.....	46
<b>Figura 3-11:</b> Desplazamiento axial de una unión mecánica con ranura.(Victaulic, 2005) .....	47
<b>Figura 3-12:</b> Soportes rígidos (Helguero, 1986) .....	47
<b>Figura 3-13:</b> Comportamiento de una unión rígida, semirrígida y articulada.(Chen, Kishi, & Komuro, 2011).....	48
<b>Figura 3-14:</b> Conceptualización ampliada de la rigidez del soporte estructural. (Escoe., 2006)49	49
<b>Figura 3-15:</b> Modelo estructural de análisis-Unión mecánica.....	49
<b>Figura 3-16:</b> Modelo General de unión mecánica con ranura .....	51
<b>Figura 3-17:</b> Modelo Final conceptualizado de un tramo recto de tubería de pulpa con unión mecánica de ranura .....	52
<b>Figura 4-1:</b> Modelo Final conceptualizado de tres segmentos rectos de tubería con unión mecánica de ranura .....	54
<b>Figura 4-2:</b> Volumen de control y superficie de control en estudio .....	55
<b>Figura 4-3:</b> Modelo de análisis para fuerzas en codos .....	58
<b>Figura 4-4:</b> Dirección de la presión y cantidad de movimiento en codo.....	58
<b>Figura 4-5:</b> Conceptualización de un codo unido por junta mecánica Victaulic estilo 77.....	60
<b>Figura 4-6:</b> Rigidez Axial entre los nodos 0 y 1 .....	61
<b>Figura 4-7:</b> Rotación relativa entre un nodo a otro .....	62

<b>Figura 4-8:</b> Fuerza de fricción sobre acople mecánico .....	63
<b>Figura 4-9:</b> Expansión de tuberías por presión interna en junta mecánica .....	63
<b>Figura 5-1 :</b> Modelo conservador (unión bridada): Efecto de la distancia de apoyos sobre flecha .....	65
<b>Figura 5-2:</b> Rotación en el centro es nula. $L=6m$ $\phi =16"$ .....	65
<b>Figura 5-3.</b> Diagrama General de fuerzas y momentos para un modelo con unión articulada ..	66
<b>Figura 5-4:</b> Comparativo de Flechas; unión rígida vs. unión articulada, diferentes diámetros y longitudes de tubería.....	67
<b>Figura 5-5:</b> Fuerzas cortantes, momento flector y deflexión bajo el efecto de la rigidez torsional en la unión .....	69
<b>Figura 5-6:</b> 16"- Variación de la rotación por el incremento de la rigidez rotacional $Kt_2$ .....	72
<b>Figura 5-7:</b> 16"-Variación del momento flector en la junta mecánica por incremento de $Kt_2$ .....	73
<b>Figura 5-8:</b> 16"-Variación de la deflexión por el incremento de $Kt_2$ .....	73
<b>Figura 5-9:</b> 24"-Variación de la rotación por el incremento del $Kt_2$ .....	74
<b>Figura 5-10:</b> 24"-Variación del momento flector por el incremento de $Kt_2$ .....	74
<b>Figura 5-11:</b> 24"-Variación del momento de la deflexión por incremento de $Kt_2$ .....	75
<b>Figura 5-12:</b> 32"-Variación de la rotación por el incremento de la rigidez rotacional $Kt_2$ .....	75
<b>Figura 5-13:</b> 32"-Variación del momento flector en la junta por el incremento de $Kt_2$ .....	76
<b>Figura 5-14:</b> Fuerzas cortantes, momento flector y deflexión para dos miembros soportados y uno flotante .....	79
<b>Figura 5-15:</b> Rotaciones diferentes en un nodo de conexión para un arreglo de tres segmentos de tubería, comportamiento general .....	81
<b>Figura 5-16:</b> Participación de peso de brida en análisis.....	82
<b>Figura 5-17:</b> Diagrama de momentos resultantes en general .....	83
<b>Figura 5-18:</b> Condición de borde en CAESAR II, para el desplazamiento lineal y rotacional de un codo 90°, 1.5D con uniones semirrígidas .....	85



## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1:</b> Distancia entre soportes para aplicaciones donde no se necesita desplazamiento lineal.(Victaulic 77 Style, 2008).....	33
<b>Tabla 2:</b> Recomendación de distancia a acople mecánico estilo 77 y 44. FLUOR.....	34
<b>Tabla 3:</b> Momento flector máximo en tubería a partir de la norma MSS SP69 (peso tubería + peso fluido).....	34
<b>Tabla 4:</b> Velocidad Límite de pulpas en función de porcentaje de sólidos para una malla de 65.....	36
<b>Tabla 5:</b> Cargas en tubería recta.....	37
<b>Tabla 6:</b> Esfuerzos en tubería recta.....	37
<b>Tabla 7:</b> Carga distribuida para cada diámetro estandarizado de tubería de uso típico.....	41
<b>Tabla 8:</b> Rotación admisible de diseño para condiciones sísmicas, acople estilo 77, Victaulic.....	46
<b>Tabla 9:</b> Pesos de juntas mecánicas.....	50
<b>Tabla 10:</b> Rigidez rotacional y radial aproximado. Según Victaulic por (Motriuk, 2008).....	52
<b>Tabla 11:</b> Variables dependientes e independientes.....	53
<b>Tabla 12:</b> Leyes básicas expresadas en sistema de control.....	55
<b>Tabla 13:</b> Fuerza en codos 90° producto del flujo de pulpa en interior.....	59
<b>Tabla 14:</b> Variables de análisis para uniones semirrígidas, tuberías rectas.....	68
<b>Tabla 15:</b> Comparación de las deflexiones en uniones rígidas, articuladas y semirrígidas.....	70
<b>Tabla 16:</b> Comparación de rotaciones entre uniones rígidas, articuladas y semirrígidas.....	70
<b>Tabla 17:</b> Comparación de momentos entre uniones rígidas, articuladas y semirrígidas.....	70
<b>Tabla 18:</b> Comparación de momentos en soporte para uniones rígida, articulada y semirrígida.....	71
<b>Tabla 19:</b> Resumen de límites de diseño según normativa y tipo de junta mecánica.....	76
<b>Tabla 20:</b> Resultados de deflexiones y rotaciones para la distancia entre soportes recomendada por el modelo semirrígido.....	77
<b>Tabla 21:</b> Resultados de momentos para la distancia entre soportes recomendada por el modelo semirrígido.....	77
<b>Tabla 22:</b> Comparación de espaciamiento o distancia entre soportes recomendado por Victaulic – FLUOR – Modelo semirrígido.....	77
<b>Tabla 23:</b> Valores de ratios de rotación, deflexión para arreglo de tuberías con segmentos iguales.....	79
<b>Tabla 24:</b> Valores de ratios de momento flector (en soporte y unión) para arreglo de tuberías con segmentos iguales.....	79
<b>Tabla 25:</b> Reducción de la distancia del soporte hacia la junta mecánica.....	80
<b>Tabla 26:</b> Estándar de separación de vanos entre soportes para efectos prácticos.....	80
<b>Tabla 27:</b> Resultado de distancias aceptables recomendadas desde un soporte hacia la conexión rígida con codo.....	83
<b>Tabla 28:</b> Comparación de momentos en eje “Z” en soporte, para uniones rígida y semirrígida, codo 90°.....	86
<b>Tabla 29:</b> Comparación de momentos en eje “Y” en soporte, para uniones rígidas versus semirrígidas en codo 90°.....	87
<b>Tabla 30:</b> Comparación de la deflexión máxima, para uniones rígidas y semirrígidas en codo 90°.....	88
<b>Tabla 31:</b> Comparación de giro en acople mecánico Victaulic estilo 77.....	89
<b>Tabla 32:</b> Luz entre extremos de tubería dentro de junta mecánica-Victaulic estilo 77.....	90
<b>Tabla 33:</b> Resultado de distancias aceptables recomendadas (L) desde un soporte hacia la conexión semirrígida.....	91
<b>Tabla 34:</b> Tipo de soporte y cantidad para uniones Victaulic estilo 77.....	93
<b>Tabla 35:</b> Comparación de costos y tiempos entre bridas y juntas mecánicas.....	94

## LISTA DE SÍMBOLOS

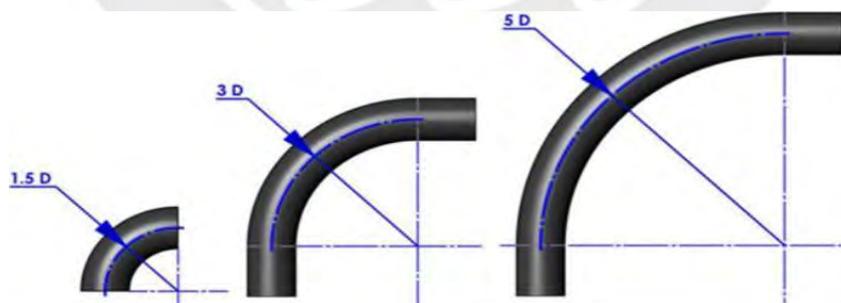
$\sigma_{L1}$	: Esfuerzo Longitudinal por fuerza axial (N/m <sup>2</sup> ).
$F_{AX}$	: Fuerza interna axial en la tubería por expansión (N).
$A_m$	: Área de sección transversal del tubo (m <sup>2</sup> ).
$\sigma_{L2}$	: Esfuerzo Longitudinal por presión interna (N/m <sup>2</sup> ).
$P$	: Presión manométrica en interior de tubería (Pa).
$d_i$	: Diámetro interior de tubería (m).
$d_o$	: Diámetro exterior de tubería (m).
$d_m$	: Diámetro promedio (m).
$t$	: Espesor de tubería (m).
$\sigma_{L3}$	: Esfuerzo Longitudinal por flexión (N/m <sup>2</sup> ).
$M_b$	: Momento flector sobre la sección transversal en b (N·m).
$r_o$	: Radio exterior de tubería (m).
$I$	: Momento de inercia de sección transversal (m <sup>4</sup> ).
$\sigma_H$	: Esfuerzo circunferencial (N/m <sup>2</sup> ).
$\sigma_R$	: Esfuerzo radial (N/m <sup>2</sup> ).
$\sigma_L$	: Esfuerzo longitudinal (N/m <sup>2</sup> ).
$r$	: Distancia radial de análisis de esfuerzo (m).
$\tau$	: Esfuerzo cortante (N/m <sup>2</sup> ).
$V$	: Fuerza cortante (N).
$A$	: Área de sección transversal (m <sup>2</sup> ).
$Q$	: Factor de forma de corte.
$T$	: Momento torsional (N·m).
$J_P$	: Momento de inercia polar de la sección transversal (m <sup>4</sup> ).
$\tau_{oct}$	: Esfuerzo cortante octaédrico para un estado de esfuerzos uniaxial en la tubería (N/m <sup>2</sup> ).
$\sigma_{yield}$	: Esfuerzo de fluencia del material de la tubería (N/m <sup>2</sup> ).
$\tau_{max}$	: Esfuerzo cortante máximo (N/m <sup>2</sup> ).
$\sigma_{max}$	: Esfuerzo normal máximo (N/m <sup>2</sup> ).
$S$	: Tensor de esfuerzo.
$M_{max}$	: Momento flector máximo (N · m).
$M_a$	: Momento flector en nodo "a".
$q$	: Carga distribuida (N/m)
$L$	: Longitud de vano entre soportes (m).
$[F]$	: Vector de fuerza (N).
$[K]$	: Matriz de rigidez.
$[X]$	: Vector de desplazamiento -traslación y rotación.
$[A]$	: Matriz de flexibilidad.
$V_L$	: Velocidad límite (m/s).
NPS	: National Pipe Size (plg).
SG	: Specific Gravity.
$E$	: Módulo de Elasticidad (GPa).
$\theta$	: Rotación de nodo (rad).
$\sigma_{int}$	: Intensidad de esfuerzo (MPa).
PT	: Presión de trabajo (Pa).
$K_b$	: Rigidez por flexión [N·m/deg].

$D$	: Diámetro externo de tubería (mm).
$K_{ax}$	: Rigidez axial (N/cm).
$R_x$	: Reacción en la dirección "X" de la fuerza hidráulica (N).
$R_z$	: Reacción en la dirección "Z" de la fuerza hidráulica (N).
$P_1$	: Presión manométrica de ingreso (Pa).
$P_2$	: Presión manométrica de salida (Pa).
$A_1$	: Área de ingreso del codo (m <sup>2</sup> ).
$A_2$	: Área de salida del codo (m <sup>2</sup> ).
$V$	: Velocidad promedio del fluido dentro del codo (m/s).
$K_t$	: Constante de rigidez torsional (N·m/rad).
$K_{rot}$	: Constante de rigidez rotacional (N·m/rad).
$R$	: Separación entre soporte de tubería y unión mecánica (m).
$Y$	: Deflexión de tubería (m).
$U_{int}$	: Energía Interna de deformación (J).
$P_i$	: Presión de ingreso al Volumen de control (N/m <sup>2</sup> ).
$P_o$	: Presión de salida al Volumen de control (N/m <sup>2</sup> ).
$v_{in}$	: Velocidad de ingreso al volumen de control (m/s).
$v_{sal}$	: Velocidad de salida del volumen de control (m/s).
$m_{vc}$	: Masa dentro del volumen de control (kg).
$p$	: Cantidad de movimiento (kg·m/s).
$F_s$	: Vector de fuerza externa (N).
$F_b$	: Vector de fuerzas másicas (N).

# CAPÍTULO 1.

## 1. INTRODUCCIÓN

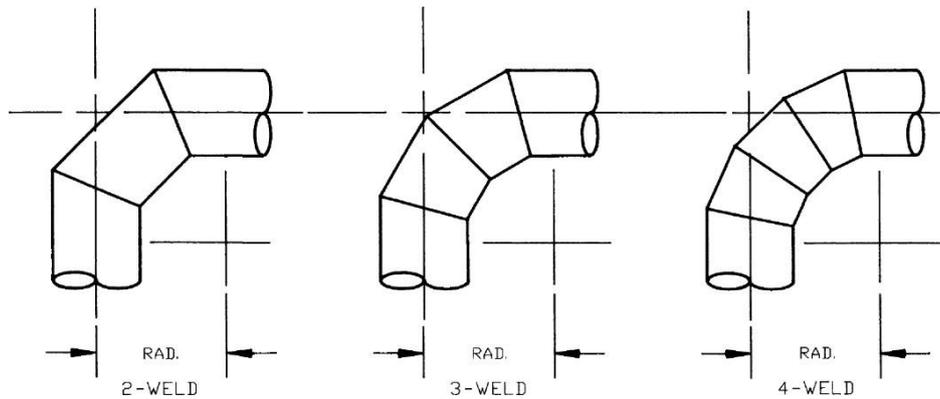
Las tuberías en aplicaciones industriales trabajan bajo diferentes solicitaciones de carga tales como presión, temperatura, carga de viento, carga sísmica, cargas dinámicas de fluido y el peso propio de la tubería. En los años de 1950 la gran preocupación de los ingenieros era los gradientes térmicos y los estudios desarrollados tenían como finalidad comprender los efectos de estos sobre el sistema. En la actualidad con el desarrollo de nuevos materiales de tubería, mejores accesorios, sumado a que cada vez se solicitan mayores exigencias a la operación, el concepto de flexibilidad ya generaliza el estudio de esfuerzos y deformaciones en sistemas de tuberías ampliando el concepto a diferentes criterios y modos de falla, alineándolas todas ellas a los diferentes códigos y normas de cada país. La práctica industrial en el Perú, en la mayoría de casos, utiliza los códigos ASME B31.3 y ASME B31.4 para el diseño de sistemas de tubería en planta (Piping) y API 5L para sistemas de transporte a larga distancia (Pipeline). Los codos como accesorios de sistemas de tubería permiten los cambios de dirección horizontal y vertical del fluido, pudiendo ser de  $90^\circ$ ,  $45^\circ$  (estandarizados). También, es común tener codos de radio largo, esto significa que su radio de curvatura es 1.5 veces el diámetro de la tubería, así como codos 3D y hasta 5D.



**Figura 1-1:** Curvatura de codos. (Extraído de Catálogo Steeljrv.com)

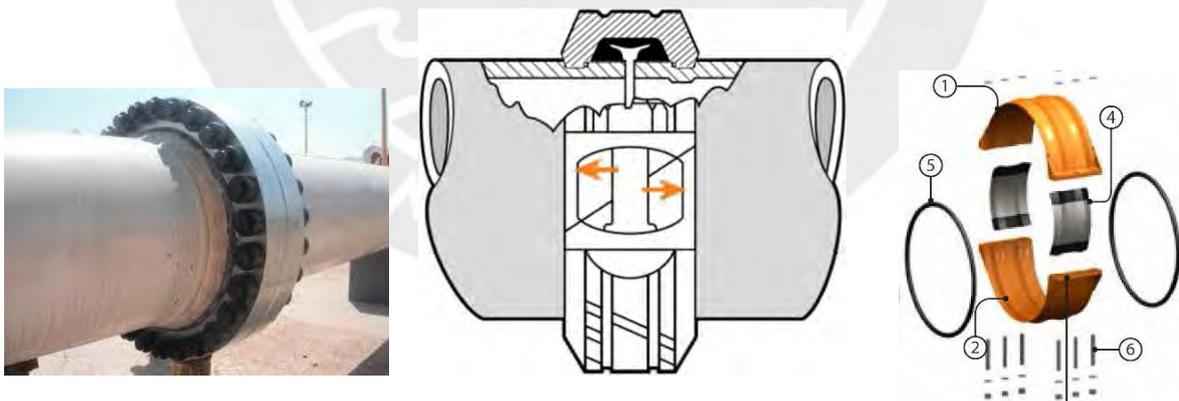
En cuanto a la fabricación, los codos para efectos de menor costo, pueden ser segmentados y rolados, a estos, se le conoce como codos mitrados o virolados, también por otro lado, pueden ser rolados a partir de un tubo recto. Estos últimos

generalmente utilizados para reducir las pérdidas hidráulicas o para reducir el desgaste interno prematuro ocasionado por la abrasión.



**Figura 1-2:** Pipe Drafting and design. (Parisher & Rhea 2001)

La unión de estos accesorios con los sistemas de tubería es muy variada y van desde las uniones rígidas como las uniones bridadas o soldadura, así como uniones flexibles pasando por uniones semirrígidas y hasta uniones de junta de expansión. El uso de uno u otro tipo de unión involucra un análisis detallado de los esfuerzos y desplazamientos de nodos de todo el sistema en conjunto y las posibilidades del grado de flexibilidad considerando las limitaciones de la junta y soportería. La dificultad en el análisis de flexibilidad de estos elementos hace que su uso sea muy restringido.

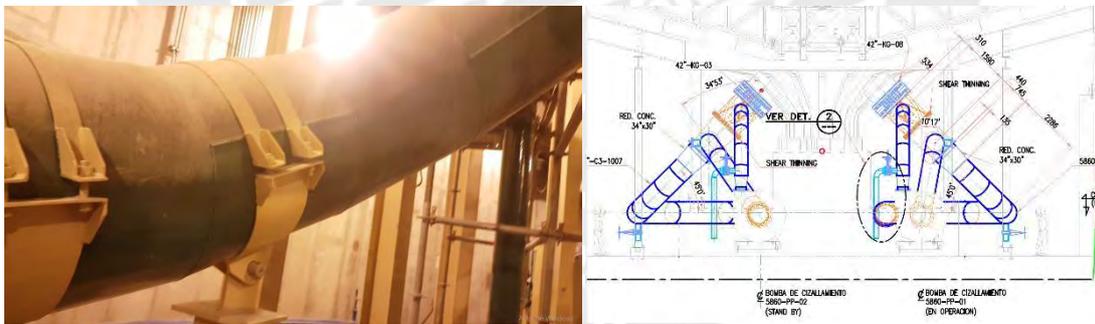


**Figura 1-3:** Unión bridadada rígida y unión flexible con ranura anular y plana. (D. Style, 1999).

Dentro de los diferentes tipos de uniones semirrígidas y flexibles en el mercado existen las que llevan una ranura anular y otras son planas como se indica en la tercera imagen de la *figura 1-3*. También existe la clasificación por el tipo de presión que pueden soportar, entonces existen aquellas que trabajan para

tuberías de canal y otras que trabajan bajo presión hidrostática, sea por gravedad o por una altura dinámica total generada por una bomba. Todas estas uniones reciben el nombre de uniones mecánicas.

El problema para este tipo de uniones mecánicas conectadas a codos, desde el punto de vista de la fluido-dinámica y análisis de esfuerzos, es que la fuerza hidráulica del fluido genera desplazamientos axiales y radiales en el codo, los mismos que son trasladados a las uniones flexibles, así también se producen momentos flectores, torques y reacciones en las juntas. Estos desplazamientos axiales y radiales de los codos llegan a afectar a la unión mecánica que trabaja con tolerancias de alineamiento y separación, además el momento generado en las uniones, así como las reacciones producen falla en los sellos internos por mordedura. Por estas razones la gran mayoría prefiere el uso de uniones mediante brida que uniones mecánicas. Evidentemente para evitar estos problemas es necesario el diseño de soportes adecuados que limiten los desplazamientos y reduzcan los esfuerzos en los nodos (ver *figura 1-4*). Este procedimiento de análisis no se establece en ningún estándar por lo que su metodología de resolución es poco conocida y su solución es más empírica basado en instalaciones exitosas.



**Figura 1-4:** Soporte de codos de radio mayor

Para solucionar estas limitaciones sobre el análisis de las juntas mecánicas se propone un modelo para su evaluación que permita predecir su comportamiento. Con ello es posible un diseño óptimo con una correcta distribución de soportes para absorber los desplazamientos axiales y radiales, así como asegurar el cumplimiento de los esfuerzos y deflexiones permisibles bajo norma. La propuesta debe estar sustentada por un análisis del comportamiento de los esfuerzos y deformaciones sobre los nodos de estudio considerando un modelo

que tome en cuenta las condiciones de borde en ambos extremos y las limitaciones geométricas de trabajo de este tipo de junta.

Se justifica esta investigación por la necesidad de retiro periódico de codos de radio mayor en procesos donde este sea una *pieza de desgaste*, esto es, donde la circulación del fluido a través de los codos origine adelgazamiento del espesor de pared o del revestimiento y por esta razón sea menester su cambio y reemplazo. El reemplazo y la instalación de nuevos codos debe realizarse en un corto tiempo, considerando que estos trabajos se realizan con tubería vacía lo cual implica paradas de producción, por lo tanto, la unión mecánica facilitaría este objetivo. En el presente trabajo de investigación, se tiene como alcance el estudio solo de los codos de radio largo y diámetro mayor (diámetros superiores a 16 pulgadas) en acero al carbono para aplicaciones de cambio de dirección en 90°, bajo consideraciones de presión de 40 PSI y utilizando como fluido pulpa mineral. Para la verificación del modelo se emplearán solo las juntas estilo 77 de la empresa Victaulic®, típicas y comunes para aplicaciones de pulpa mineral.

El objetivo principal de esta investigación es generar un modelo analítico de juntas mecánicas con ranura (juntas semirrígidas Victaulic estilo 77), analizar las variables vinculadas al modelo y su efecto sobre el mismo, para extender este análisis a la flexibilidad de codos de radio largo, 3D y 5D a 90° y diseñar su adecuada distribución de soportes.

Los siguientes se identifican como objetivos específicos:

- Analizar el comportamiento de las juntas de ranura estilo 77, bajo determinadas condiciones de operación, comparando este comportamiento con el de las uniones rígidas.
- Evaluar el efecto hidráulico de la transmisión de cargas desde los codos de 90° hacia las juntas mecánicas.
- Analizar los resultados del modelo con los valores admisibles dados en normas y estándares internacionales.
- Comparar los resultados del modelo propuesto con resultados de instalaciones reales en base a prácticas industriales aceptadas.
- Determinar la separación de soportes más adecuada que garantice el correcto comportamiento del sistema de tuberías.

- Validar la condición de operación con la inclusión de soportes y verificar el comportamiento del diseño.

Se aplicará la siguiente Metodología:

Revisar el estado de arte del presente estudio. Recopilar información de publicaciones científicas, tesis profesionales, normas y códigos nacionales y externos, catálogos de fabricantes de tuberías y accesorios. Con ello se expondrán los principales alcances teóricos para el desarrollo del modelo. Se iniciará la investigación con el modelo estructural de tuberías de dos dimensiones, sobre este escenario y estableciendo variables de trabajo se evaluarán las condiciones del modelo y también se comparará con los modelos existentes. En esta etapa, la verificación se realizará mediante la comparación entre los resultados analíticos y los obtenidos por paquetes computacionales. Esto permitirá extender el modelo para tres elementos de tubería también en el plano, con lo que es factible encontrar incongruencias o similitudes cuando se compare con el modelo de dos elementos de tubería. Comprendido las condiciones en el plano su aplicación inmediata se dará en el espacio, donde se expondrá el modelo detallado en tres dimensiones bajo ciertas variables e hipótesis y su aplicación en codos de 90°, con curvaturas de 1.5D (radio largo), 3D y 5D. A través de la metodología de diseño se propondrá alternativas de soportes adecuados.

Se espera como resultado del proyecto de investigación lo siguiente:

- Establecer un modelo de análisis para su aplicación con diferentes tipos de juntas mecánicas.
- Reducir tiempos el tiempo de parada de planta a través del diseño de soportes mecánicos sencillos que permitan el reemplazo rápido de codos de desgaste.
- Usar la soportería mecánica propuesta y los arreglos de tubería propuestos en proyectos industriales en el Perú.
- Emplear el procedimiento utilizado en la presente investigación como un estándar industrial.

## **CAPÍTULO 2.**

### **DESCRIPCIÓN DE LA MECÁNICA DE TUBERÍAS**

#### **2.1 Análisis de esfuerzos en tuberías**

De acuerdo con (Peng & Peng, 2010), el análisis de esfuerzo en tuberías permite calcular los esfuerzos en sistemas de tubería que están sujetos a cargas permanentes (presión manométrica, peso), cargas térmicas y cargas ocasionales (viento, sismos, transientes hidráulicos). Adicional a estas cargas también existen los efectos de los soportes y equipos de conexión que también generan esfuerzos al tener contacto con un sistema de tuberías. El término correcto que define esta especialidad es la “Mecánica de tuberías” pero en términos industriales se le conoce como “Análisis de esfuerzos en tuberías”(Keith Escoe, 1988).

#### **2.2 Análisis de deformaciones en tuberías**

Debido a las fuerzas externas sobre un sistema de tuberías, se generan esfuerzos internos que provocan deformaciones que se presentan mediante desplazamientos lineales y rotacionales. Es bajo esta visión de análisis que surge mayor interés en el estudio de soportes, Lazos (Loops) de tubería, tuberías flotantes y juntas especiales de expansión. El planteamiento del problema más utilizado y extendido es el método de flexibilidad, de allí el término industrial para revisar las deformaciones se describe comúnmente como “Análisis de Flexibilidad”(Keith Escoe, 1988). Aunque es importante también indicar que existe el método de rigidez para poder analizar las deformaciones, sin embargo, no es tan utilizado en la actualidad. Ambos análisis constituyen el objetivo principal para un buen diseño de un arreglo general de tuberías. Se puede establecer una pequeña semejanza con los sistemas estructurales de Acero (Por ejemplo, las estructuras metálicas) basado en que ambos soportan cargas dinámicas y estáticas y ambos deben tener estabilidad durante su operación. Sin embargo en la industria, para un ingeniero de tuberías, el enfoque está más orientado al diseño por flexibilidad, toda vez que el control de esfuerzos elevados, concentración de esfuerzos altos, se soluciona aprovechando la propia flexibilidad de la tubería, o aprovechando los diseños especiales de soportes, así

como la adición de accesorios especiales. El control de los esfuerzos elevados realizando cambios en las secciones de tubería implica verificaciones donde se hace un recálculo hidráulico de las pérdidas primarias y secundarias. Estos reprocesos hacen trabajoso el diseño a la vez que, hacen más costoso si hay un incremento de diámetro de las tuberías. Además, los impactos en el diseño del proceso se ven afectados. Es por esta razón que el diseño, considerando los límites de esfuerzo del material en relación con la deformación de las tuberías, toma el nombre general de “Análisis de flexibilidad de tuberías”.

### **2.3 Necesidades del análisis de flexibilidad y análisis de esfuerzos en tuberías en general**

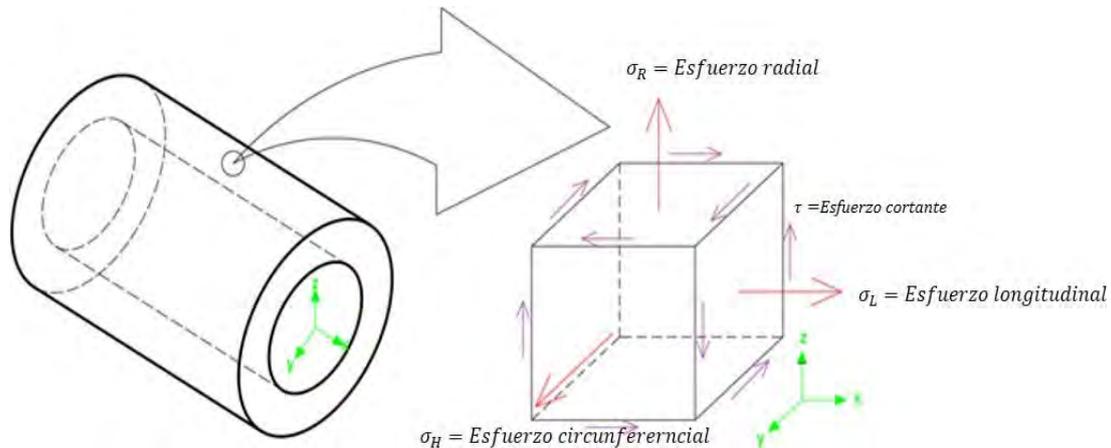
Las principales razones para revisar los esfuerzos en tubería de acuerdo con (COADE, 1993, pp. 1-1,1-2) son:

- a) Se necesita mantener los esfuerzos internos en elementos de tuberías por debajo de los valores límite indicados en las diferentes normas o códigos de diseño.
- b) Se necesita mantener las reacciones sobre los puntos de conexión a equipos (carretes de conexión) dentro de los rangos aceptables del equipo.
- c) Se necesita mantener las reacciones (fuerzas y momentos) aceptables cuando el extremo de tubería hace conexión con un tanque a presión o tanque atmosférico.
- d) Se necesita determinar los desplazamientos en las tuberías. Esta razón toma una mayor relevancia cuando se trabaja con juntas de expansión o con uniones especiales de tubería.
- e) Se necesita contrarrestar efectos de cargas dinámicas, tales como sismos, dilataciones térmicas, golpes de ariete.
- f) Optimización general del diseño y trazado de tuberías (ruteado de tuberías).

### **2.4 Estado de esfuerzos en paredes de tuberías**

Solo existen dos tipos de esfuerzo, los esfuerzos normales que son perpendiculares al plano donde actúan y los esfuerzos cortantes que son paralelos al plano donde estos actúan. Sin embargo, para fines prácticos en el

análisis de tuberías, se presenta otra clasificación en base al prisma mecánico y las direcciones de un eje de coordenadas, presentado en la figura 2-1.



**Figura 2-1:** Esfuerzos normales y cortantes en tuberías

### 2.4.1 Esfuerzos longitudinales

La característica principal de estos esfuerzos es que son producidos por cargas externas en dirección del eje de la tubería. Por el origen de la fuerza pueden clasificarse en:

#### a. 1) Esfuerzo Normal de expansión

Se produce por una dilatación térmica del material, también por cualquier fuerza generada por un equipo o dilatación de otro equipo.



**Figura 2-2:** Esfuerzo longitudinal causado por fuerza axial en tuberías. Modificado de (COADE, 1993)

$$\sigma_{L1} = \frac{F_{AX}}{A_m} \quad (\text{Eq. 2-1})$$

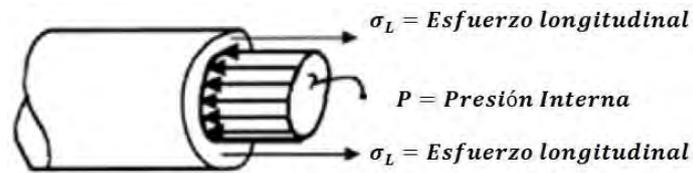
$\sigma_L$  = Esfuerzo Longitudinal.

$A_m$  = Área de sección transversal del tubo.

$F_{AX}$  = Fuerza interna axial en la tubería por expansión.

a.2) *Esfuerzo Axial de presión*

Se produce por la presión interna del fluido en tránsito. Su valor se obtiene de la siguiente forma:



**Figura 2-3:** Esfuerzo longitudinal causado por presión interna, Modificado de (COADE, 1993)

$$\sigma_{L2} = \frac{P \cdot d_o}{4 \cdot t} \quad (\text{Eq. 2-2})$$

$P$  = Presión manométrica en interior de tubería.

$d_i$  = Diámetro interior de tubería.

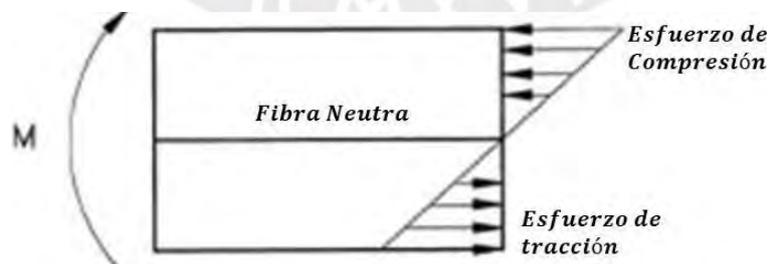
$d_o$  = Diámetro exterior de tubería.

$d_m$  = Diámetro promedio.

$t$  = Espesor de tubería.

a.3) *Esfuerzo de flexión*

Es un esfuerzo producido por un momento flector aplicado sobre la tubería. De acuerdo con la distribución de esfuerzos, es claro que el esfuerzo de flexión máximo se encuentra en un radio exterior desde la fibra neutra. Se obtiene de la siguiente forma:



**Figura 2-4:** Variación del esfuerzo de flexión en la sección de tubería. Modificado de (COADE, 1993)

$$\sigma_{L3} = \frac{M_b \cdot r_o}{I} \quad (\text{Eq. 2-3})$$

$M_b$  = Momento flector sobre la sección transversal.

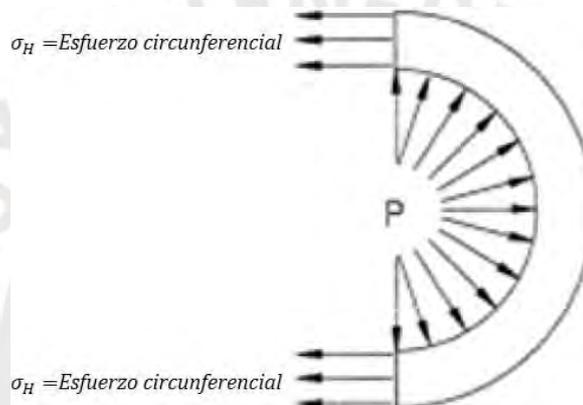
$r_o$  = Radio exterior de tubería

$I$  = Momento de inercia de sección transversal.

$t$  = Espesor de tubería.

#### 2.4.2 Esfuerzos circunferenciales

Es un tipo de esfuerzo normal en una dirección ortogonal al eje. Es obtenido mediante la expresión para cilindros de pared delgada. Esta corresponde a una suposición de un esfuerzo circunferencial uniforme, sin embargo, se conoce que el esfuerzo circunferencial no lo es, reduciendo su valor diametralmente mientras mas se aleje del eje principal (Peng & Peng, 2010).



**Figura 2-5:** Esfuerzo circunferencial debido a presión manométrica. Modificado de (COADE, 1993)

$$\sigma_H = \frac{P \cdot d_0}{2 \cdot t} \quad (\text{Eq. 2-4})$$

$\sigma_H$  = Esfuerzo circunferencial.

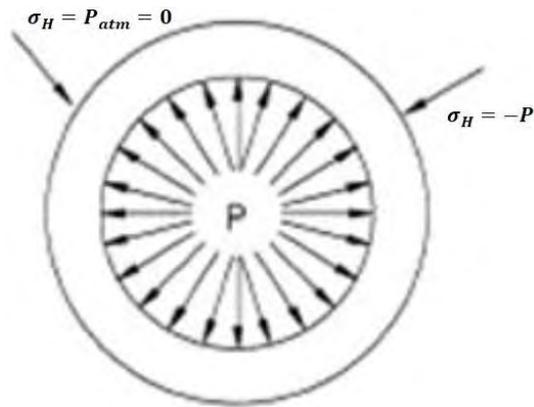
$d_0$  = Diámetro exterior de tubería.

$P$  = Presión manométrica en el interior de la tubería.

$t$  = Espesor de tubería.

#### 2.4.3 Esfuerzos radiales

Este esfuerzo tiene una dirección marcada por el radio de la tubería. Dado que las tuberías están expuestas a la atmósfera, la presión manométrica en el exterior es cero y la única presión que genera este esfuerzo es la presión interna. Según la distribución se tendrá un esfuerzo máximo en la superficie interior y un esfuerzo nulo en las paredes exteriores. Su valor considerando un cilindro de pared gruesa se halla:



**Figura 2-6:** Esfuerzo radial causado por presión manométrica interna. Modificado de (COADE, 1993)

$$\sigma_R = P \cdot \frac{(r_i^2 - r_o^2 \cdot r_o^2 / r^2)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (\text{Eq. 2-5})$$

$\sigma_R$  = Esfuerzo radial.

$P$  = Presión interna.

$r$  = Distancia radial de análisis de esfuerzo.

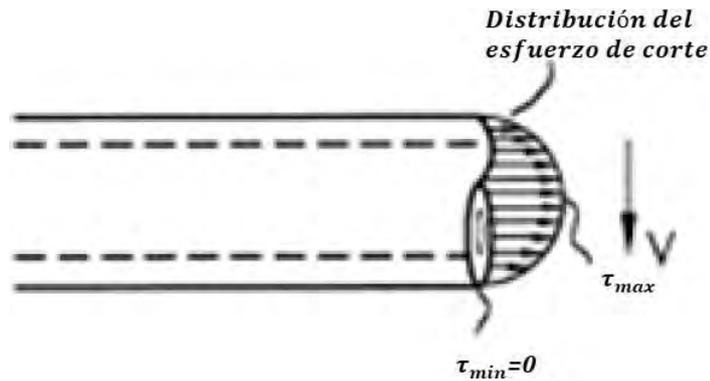
$r_i$  = Radio interior de tubería;  $r_o$  = Radio exterior de tubería.

Para sistemas de transporte de tubería, estos se modelan como cilindros de pared delgada por lo que su valor no se toma en cuenta en los cálculos de los esfuerzos combinados.

#### 2.4.4 Esfuerzos de corte

##### a.1) Esfuerzo de corte debido a fuerza cortante

La dirección de este esfuerzo es paralela a la cara ortogonal del eje central de la tubería y tiende a hacer que los planos adyacentes del cuerpo se deslicen unos con otros. Los esfuerzos de corte pueden ser originados por fuerzas cortantes generando una distribución como la indicada en la figura 2.7. Su valor se halla mediante la siguiente igualdad:



**Figura 2-7:** Distribución de esfuerzo cortante en tubería. Modificado de (COADE, 1993)

$$\tau_{max} = \frac{V \cdot Q}{A} \quad (\text{Eq. 2-6})$$

$V$  = Fuerza cortante.

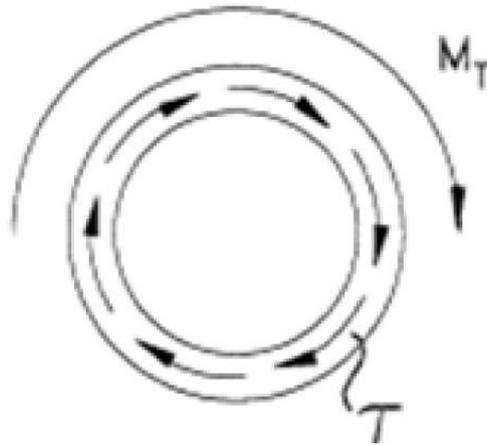
$Q$  = Factor de forma de corte, (2 para tubería circular de pared delgada), sin dimensión

$A$  = Área de sección transversal.

De acuerdo con el código ASME y según (ITT Grinnell, 1981) los efectos de este esfuerzo son despreciables comparados con los esfuerzos longitudinales y circunferenciales en escenarios de tuberías pequeñas, sin embargo en tuberías con diámetros mayores se puede tomar en cuenta.

### **a.2) Esfuerzo de corte por par torsional**

Este esfuerzo es generado por un par torsional, un momento torsional, que a la vez genera un esfuerzo cortante en la superficie donde actúa el par. Su valor se halla mediante la siguiente igualdad.



**Figura 2-8:** Esfuerzo cortante originado por momento torsional. (COADE, 1993)

$$r_{max} = \frac{T \cdot r_0}{J_p} \quad \text{(Eq. 2-7)}$$

$r$  = Esfuerzo cortante.

$T$  = Momento torsional.

$J_p$  = Momento de inercia polar de la sección transversal.

## 2.5 Modos de falla en tuberías

Los modos de falla representan la forma o la manera, de cómo se presentará una condición, donde no se cumpla con los requerimientos de diseño proyectado. Los modos de falla más relevantes en el diseño de sistemas de tuberías según (Nayyar, 2000) son:

- a) Falla por fluencia generalizada. Se presente por un esfuerzo interno excesivo que supera un valor límite de diseño originando un cambio permanente en la tubería.
- b) Falla por deformación. Se presenta por un desplazamiento excesivo producto de una fuerza externa del sistema de tuberías que origina un desplazamiento lineal o rotacional.

También se considera la falla por fatiga en condiciones de sometimiento a fuerzas secundarias, como en el caso de esfuerzos térmicos cíclicos variables. Se indica también que cada modo de falla dependerá del tipo de fuerza y esfuerzo interno que se desarrolla. Como señala (Keith Escoe, 1988), la

presencia de la fractura frágil en sistemas que trabajan a temperaturas bajas también es un tema a tener cuidado.

## 2.6 Criterios de falla en tuberías.

Es la suposición sobre la forma de fallo de un sistema de tuberías. Esta suposición es establecida bajo una hipótesis de falla. La mayoría de las hipótesis de falla consideran esfuerzos límites, que son definidos en diferentes normas y códigos de cada país.

### 2.6.1 Teoría de falla de Von Mises

Llamada “Teoría de máxima energía de distorsión” en este caso la falla en la tubería se produce cuando:

$$\tau_{\text{oct}} \geq \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sigma_{\text{yield}} \quad (\text{Eq. 2-8})$$

Siendo  $\tau_{\text{oct}}$ , el esfuerzo cortante octaédrico para un estado de esfuerzos uniaxial en la tubería y  $\sigma_{\text{yield}}$ , es el esfuerzo de fluencia del material de la tubería. Su aplicación es para materiales dúctiles.

### 2.6.2 Teoría de falla de Tresca

Llamada “Teoría de máximo esfuerzo cortante”, en este caso la falla en la tubería se produce cuando:

$$\tau_{\text{max}} \geq \frac{\sigma_{\text{yield}}}{2} \quad (\text{Eq. 2-9})$$

Siendo  $\tau_{\text{max}}$ , el esfuerzo cortante máximo para un estado de esfuerzos uniaxial en la tubería y  $\sigma_{\text{yield}}$ , es el esfuerzo de fluencia del material. Su aplicación es para materiales dúctiles.

### 2.6.3 Rankine

Llamado “Teoría de máximo esfuerzo normal” en este caso la falla en la tubería se produce cuando el esfuerzo máximo supera al esfuerzo de fluencia del material:

$$\sigma_{\text{max}} \geq \sigma_{\text{yield}} \quad (\text{Eq. 2-10})$$

*Rankine* y *Tresca* son los criterios de falla más utilizados por las normas americanas referidas a tuberías y tanques de presión. Por ejemplo, la teoría de falla de Rankine es la que gobierna a las normas derivadas de ASME B31 y algunas partes del código BPVC ASME sección III referidas para componentes de instalaciones nucleares (subsecciones NC y ND) sin embargo, la teoría de falla de Tresca tiene mayor precisión en la predicción de fallos por fluencia y por fatiga, en aquellos materiales con comportamiento dúctil. El criterio de falla de *Tresca* es la base para la subsección NB del código BPVC ASME sección III.

#### 2.6.4 Intensidad de Esfuerzo

Dado que el criterio de Tresca es el más preciso, una variación de este último es comúnmente utilizado por el código (ASME B31.3, 2009) que será tomado en cuenta en esta investigación. Considerando un estado triaxial de esfuerzos en la tubería, el tensor de esfuerzos principales se expresa:

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix}$$

Considerando las igualdades del círculo de Mohr y la condición de no fallo de Tresca:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} < \frac{\sigma_{yield}}{2} \quad (\text{Eq. 2-11})$$

Los esfuerzos principales de tubería se pueden hallar de la siguiente forma según (COADE, 1993):

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_L + \sigma_H}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_L - \sigma_H}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (\text{Eq. 2-12})$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_L + \sigma_H}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_L - \sigma_H}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (\text{Eq. 2-13})$$

Reemplazo de las ecuaciones (2-12) y (2-13) en (2-11) se obtiene:

$$\frac{\sqrt{(\sigma_L - \sigma_H)^2 + 4\tau^2}}{2} < \frac{\sigma_{yield}}{2} \quad (\text{Eq. 2-14})$$

$$\sqrt{(\sigma_L - \sigma_H)^2 + 4\tau^2} < \sigma_{yield} \quad (\text{Eq. 2-15})$$

La ecuación (2-15) constituye el *criterio de máxima intensidad de esfuerzo*, adoptado por la mayoría de códigos de tuberías. La investigación tomará en cuenta este criterio.

## **2.7 Condiciones de carga en sistemas de tubería**

Un sistema de tuberías unidas mediante conexiones (uniones bridadas, uniones soldadas, etc.) constituye una estructura que sufre cargas producidas por la interacción con su entorno. Estas cargas se clasifican generalmente siguiendo la recomendación de (*ASME B31.3, 2009*) del siguiente modo.

- a) Cargas permanentes: También llamadas cargas sostenidas en el tiempo. Dichas cargas son el peso, cargas vivas, presión interna constante.
- b) Cargas Ocasionales: Son cargas que actúan en circunstancias específicas. Un ejemplo de estas cargas son las cargas de viento y cargas sísmicas.
- c) Cargas de expansión: Producto de la dilatación térmica.

## **2.8 Sistemas de uniones rígidas y flexibles**

Los sistemas de tuberías se encuentran conectados mediante uniones. Algunas uniones se describen como uniones rígidas y otras son uniones flexibles.

### **2.8.1 Uniones rígidas**

Son aquellas donde la unión entre dos tuberías se mantiene en su misma condición luego de aplicar una carga. En la industria estas uniones se pueden conseguir mediante soldadura a tope entre los extremos de tubería o mediante una conexión bridada.

### **2.8.2 Uniones flexibles**

Son aquellas que presentan un desplazamiento relativo de un extremo a otro de la unión. Las uniones flexibles constituyen la forma más efectiva de tratar con los esfuerzos internos elevados de un sistema de tuberías, a la vez constituye un punto vulnerable de fallo en un sistema.

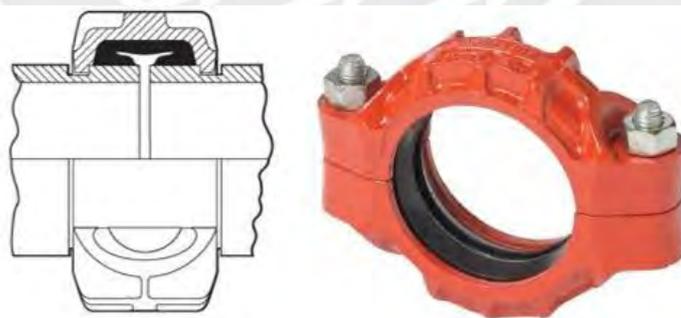
Existen algunas razones en la práctica de la ingeniería según (Peng & Peng, 2010, p. 210) por el cual se considera que cualquier unión que no tenga comportamiento rígido debe evitarse, por las siguientes razones:

- a) Se necesita un desarrollo de ingeniería especial y personalizada para cada elemento de unión.
- b) Su costo puede incrementarse en el caso que sea necesario mayores soportes o apoyos especiales.
- c) Se necesita inspecciones extras y mayores cuidados durante la instalación, montaje y puesta en marcha. Además, el costo de mantenimiento también puede ser elevado.

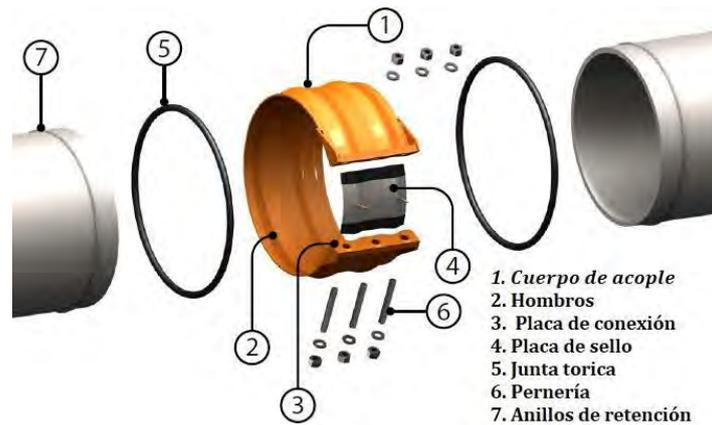
## 2.9 Sistema de uniones mecánicas con ranura

Según (Nayyar, 2000) es el sistema más rápido, más económico y más confiable para unir tuberías con más de 70 años de experiencia en servicio. Se ha convertido en otra alternativa junto con las uniones bridadas, uniones soldadas y uniones roscadas disponibles en la industria. Este sistema de unión consiste en conectar ambos extremos de una tubería mediante acoples mecánicos. Dependiendo de las características del trabajo y del servicio los extremos pueden estar ranurados o sin ranura. Tanto los extremos de tubería, así como el acople deben satisfacer la siguiente normativa:

- Ranura en tuberías: ANSI/AWWA C606-87 Grooved and Shouldered Joints.
- Acople mecánico: ASTM F1476-93 Standard Specification for Performance of Gasketed Mechanical Couplings for use in Piping Applications.

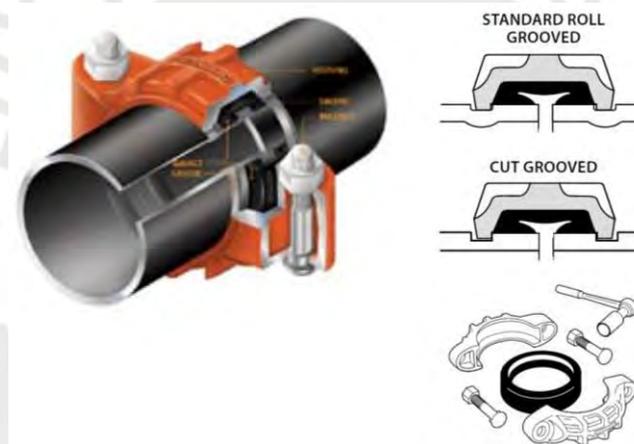


**Figura 2-9:** Junta mecánica ranurada (Victaulic 77 Style, 2008)



**Figura 2-10:** Junta mecánica sin ranura (Victaulic-Style230, 2015)

En el caso de los extremos de tubería con ranura, estas ranuras se realizan mediante dos procedimientos. A través de un torno que genere el canal o mediante conformación.



**Figura 2-11:** Métodos de generación de canal en extremo de tubería (Victaulic-Style230, 2015)

Ya dentro del aspecto del análisis de flexibilidad de un sistema de tuberías con ranura lo que realmente determina la característica del grado de flexibilidad, es el comportamiento de la junta en sí, la cual sufre desplazamientos lineales y angulares durante su operación muy diferente a una unión rígida. Tanto los esfuerzos internos generados, así como los desplazamientos lineales y angulares se encuentran en la mayoría de casos limitados por ensayos realizados por diferentes proveedores de estos sistemas de unión.

## **2.10 Espaciamiento entre soportes de tubería para instalaciones convencionales y sistemas con ranura**

El espaciamiento entre soportes está basado en los siguientes criterios de acuerdo con la investigación de (Vakharia & Farooq, 2009).

- a) Facilidad de ubicación de soportes por alguna necesidad específica y puntual.
- b) La flecha no debe afectar el drenaje normal por gravedad del sistema de tuberías (Diseño por flexibilidad).
- c) El esfuerzo, debido al momento flector máximo originado por una distribución de cargas sobre la tubería, no debe exceder el máximo esfuerzo permisible (Diseño por Resistencia).

En el caso de las deflexiones, estas están limitadas por valores establecidos en normas, por ejemplo, el código ASME B31.1 sugiere un esfuerzo por flexión no mayor 15.86 MPa y una deflexión no mayor a 2.5 mm bajo condiciones de soporte empotrado. Además, este criterio considera que no existe discontinuidad en el vano, esto es que no hay ningún elemento flexible constituido. El valor de deflexión máxima y esfuerzo máximo, como señala la figura 2-12, aplica solo a cargas primarias referidas al peso del fluido como al peso de la tubería. Para un codo, donde existirá fuerzas hidráulicas el elemento de comparación ya no será este parámetro sino el valor de intensidad de esfuerzo resultante.

Nominal Pipe Size, NPS	Diameter Nominal, DN	Suggested Maximum Span			
		Water Service		Steam, Gas, or Air Service	
		ft	m	ft	m
1	25	7	2.1	9	2.7
2	50	10	3.0	13	4.0
3	80	12	3.7	15	4.6
4	100	14	4.3	17	5.2
6	150	17	5.2	21	6.4
8	200	19	5.8	24	7.3
12	300	23	7.0	30	9.1
16	400	27	8.2	35	10.7
20	500	30	9.1	39	11.9
24	600	32	9.8	42	12.8

GENERAL NOTES:

- Suggested maximum spacing between pipe supports for horizontal straight runs of standard and heavier steel pipe at maximum operating temperature of 750°F (400°C).
- Does not apply where span calculations are made or where there are concentrated loads between supports, such as flanges, valves, specialties, etc.
- The spacing is based on a fixed beam support with a bending stress not exceeding 2,300 psi (15.86 MPa) and insulated pipe filled with water or the equivalent weight of steel pipe for steam, gas, or air service, and the pitch of the line is such that a sag of 0.1 in. (2.5 mm) between supports is permissible.

**Figura 2-12:** Máxima separación sugerida para tuberías recomendada según (ASME B31.1, 2004)

La norma (MSS SP69, 2003), también detalla las características que debe tener el vano y considera que el momento flector máximo debe ser de (COADE, 1993):

$$M_{\max} = \frac{q \cdot L^2}{10} \quad (\text{Eq. 2-16})$$

$M_{\max}$  = Momento flector máximo [ $N \cdot m$ ], solo para cargas debido al peso de fluido y tubería.

$L$  = Longitud de vano entre soportes [m].

$q$  = Carga distribuida. [ $N/m$ ]

Esta fórmula es un promedio entre los momentos máximos de los arreglos de soportes rígidos y flexibles siendo estos correlativamente  $\frac{w \cdot L^2}{12}$  y  $\frac{w \cdot L^2}{8}$ . De la misma forma como lo aclarado en la figura 2-12, este valor de momento máximo solo es tomado en cuenta para cargas debidas al peso del fluido incluido el peso de tubería. Cualquier carga secundaria adicional sobre la tubería se emplearán otros criterios complementarios. Finalmente, para un diseño aceptable, se tiene

que obtener la intensidad de esfuerzo y compararla con el esfuerzo admisible de la norma de diseño.

Existen otras investigaciones donde se analizan y comparan valores de distancia entre soportes. Una de ellas donde la separación de soportes no debe ser mayor a  $L/600$  (Vakharia & Farooq, 2009). Es común que el diseño de un sistema de tuberías considere extremos empotrados, sin embargo, en diseños donde se analizan y prueban los soportes se consideran estos como externos semirrígidos o flexibles.

Los fabricantes para uniones con ranura consideran las siguientes separaciones entre soportes, sin embargo, son claros en señalar que su aplicación no es general y que se debe realizar verificaciones posteriores especialmente con cargas ocasionales o especiales. La siguiente tabla muestra algunos valores para acoples estilo 77.

**Tabla 1:** Distancia entre soportes para aplicaciones donde no se necesita desplazamiento lineal. (Victaulic 77 Style, 2008)

PIPE SIZE RANGE	Suggested Maximum Span Between Supports
	Feet/meters
Nominal Inches/mm	
3/4 - 1 20 - 25	8 2.4
1 1/4 - 2 32 - 50	10 3.0
2 1/2 - 4 65 - 100	12 3.7
5 - 8 125 - 200	14 4.3
10 - 12 250 - 300	16 4.9
14 - 16 350 - 400	18 5.5
18 - 24 450 - 600	20 6.1
28 - 42 700 - 1050	21 6.4

NOTE: 14 – 16" maximum hanger spacing values apply to 377 mm and 426 mm Style 77 couplings

Sin embargo, existen también buenas prácticas de ingeniería comprobadas donde se dan diversas recomendaciones.

**Tabla 2: Recomendación de distancia a acople mecánico estilo 77 y 44. FLUOR**

Span table does not account for support spacing requirements for flexible couplings such as Victaulic Style 44 and Style 77. In these cases, supports must be located within an acceptable distance on either side of the coupling as follows:

NOMINAL PIPE SIZE (NPS)	MAX SUPPORT DISTANCE FROM COUPLING (mm)
3	2200
4	2700
6	2900
8	3100
10	3200
12	3200
14	3300
16	3300
18	3300
20	3300
24	3300
28	3500
30	3500

A partir de la tabla 1, tabla 7 y empleando la ecuación 2.16 se presentan los momentos máximos que pueden estar presentes en un sistema de tuberías ranuradas. Estos valores serán utilizados en esta investigación para fines de diseño. Es importante declarar que estos valores de momento no garantizan una deflexión cercana a los 2.5 mm indicados en la norma ASME B31.3, por lo que será necesario la verificación de la deflexión.

**Tabla 3: Momento flector máximo en tubería a partir de la norma MSS SP69 (peso tubería + peso fluido)**

Nº	Diámetro NPS	Diámetro Exterior [mm]	Momento Máximo [kN-m]
1	16	406.4	12.20
2	18	457	18.7
3	20	508	22.8
4	24	610	32.2
5	28	711	47.4
6	30	762	54.1
7	32	813	61.3

### 2.11 Método de flexibilidad y método de rigidez para el análisis de tuberías

Como se indicó en la sección 2.2, la realidad de analizar los esfuerzos pensando en los desplazamientos, como herramientas para reducir dichos esfuerzos internos de la tubería generado por alguna carga externa, constituye una filosofía de diseño extendida (por ejemplo, es más práctico reubicar un soporte que

incrementar la sección de un perfil de tubería si es que esta llega a fallar por fluencia). Debido a ello como sucede en la mecánica de materiales, el concepto de rigidez y flexibilidad son sumamente importantes en la hora del análisis. Ambos métodos son abordados desde el ámbito matricial que dependerá de los grados de libertad que el modelo exija.

A grandes rasgos el método de rigidez o método de los desplazamientos permite encontrar directamente la matriz de rigidez general, de la configuración de tuberías al darle a un miembro del ensamble un determinado desplazamiento unitario, pudiendo esto expresarse de la siguiente forma:

$$[F] = [K] \cdot [X] \quad \text{(Eq. 2-17)}$$

$[F]$  = Vector de fuerza.

$[K]$  = Matriz de rigidez.

$[X]$  = Vector de desplazamiento (traslación y rotación)

Este análisis matricial corresponde a la mayoría de los métodos aproximados que antiguamente se usaban para el análisis de flexibilidad (Método de Spielgovel, Método Kellog, Método ITT Grinell).

En contra parte, el método de flexibilidad o método de fuerzas como un método energético de solución, permite obtener la deformación de manera directa al aplicar una fuerza imaginaria en algún punto de la configuración de tuberías. Matemáticamente se puede representar:

$$[X] = [A] \cdot [F] \quad \text{(Eq. 2-18)}$$

$[A]$  = Matriz de flexibilidad.

Este método se desarrolla a través del segundo teorema de Castigliano. Cada elemento de tubería cuenta con una flexibilidad inherente, esto es la capacidad para deformarse y volver a su condición inicial.

## **2.12 Velocidad de sedimentación en servicios de pulpa minera**

Se conoce como velocidad límite (VL) a aquella velocidad mínima de una pulpa que es transportada mediante una tubería presurizada o no presurizada, en donde se garantiza que no habrá riesgo de deposición de sólidos y obstrucción

de la tubería. Las variables que se utilizan para determinar con certeza el valor de la velocidad límite son la granulometría de las partículas, la gravedad específica de los sólidos, concentración de sólidos de la mezcla, inclinación de la tubería y el diámetro de la tubería. La gran mayoría de pulpas de relave minero se transportan bajo el régimen turbulento ayudando a la suspensión de las partículas. Existen estudios que muestran que la velocidad límite crece con el incremento del diámetro de la tubería. Hay también aproximaciones y formulaciones complejas basadas en experimentos de laboratorio tales como el modelo de Durand y el modelo de Mc Elvain y Cave.

Las siguientes son velocidades de diseño que se emplean para el transporte de minerales y relave de acuerdo a (Golder Associates, 2008).

**Tabla 4:** Velocidad Límite de pulpas en función de porcentaje de sólidos para una malla de 65

$V_L$	% Sólidos
[m/s]	+ 65 #
1.5	5
2.1	15
2.4	20
2.7	25

Para efectos del presente trabajo de investigación se empleará 2 m/s como velocidad límite de diseño, de acuerdo con los ensayos de (Golder Associates, 2008).

## CAPÍTULO 3.

### DESCRIPCIÓN ESTRUCTURAL EN EL PLANO DE SISTEMAS DE TUBERÍAS RANURADAS, MODELO ESTRUCTURAL PROPUESTO

#### 3.1 Esfuerzos internos en tubería recta

El estado de esfuerzos para las tuberías en estudio, incluido su factor de intensidad se indica a continuación. Las fórmulas aplicadas se resumen en la sección 2.4 del capítulo previo. Para el caso del esfuerzo longitudinal por flexión se utilizará el momento máximo de esfuerzo deducido por normativa (Tabla 3).

**Tabla 5: Cargas en tubería recta**

N.º	Condiciones de carga sobre tubería recta.	Valor de Carga.
1	Presión manométrica producido por el fluido interno.	40 psi (275.8 kPa)
2	Fuerza Axial	0
3	Momento flector producido por el peso de tubería y peso del fluido interno.	Según tabla 3
4	Momento torsional.	0

**Tabla 6: Esfuerzos en tubería recta**

Diámetro NPS	Esfuerzo Longitudinal ( $\sigma_L$ ) MPa.		Esfuerzo Cortante ( $\tau$ ) MPa.	Esfuerzo Radial ( $\sigma_R$ ) MPa.	Esfuerzo Circunferencial ( $\sigma_H$ ) MPa.	Intensidad de esfuerzo ( $\sigma_{int}$ ) MPa.	Factor de seguridad.
	Por momento flector	Por presión interna	Por Fuerza Cortante				
16	10.6	2.9	1.9	0	5.9	8.8	29
18	12.7	3.6	2.3	0	6.6	10.7	23
20	12.5	3.7	2.5	0	7.4	10.1	25
24	12.1	4.4	2.9	0	8.8	9.6	26
28	13	5.1	3.5	0	10.3	10.5	24
30	12.2	5.5	3.8	0	11	10.1	24
32	12.8	5.9	4	0	11.8	10.6	23

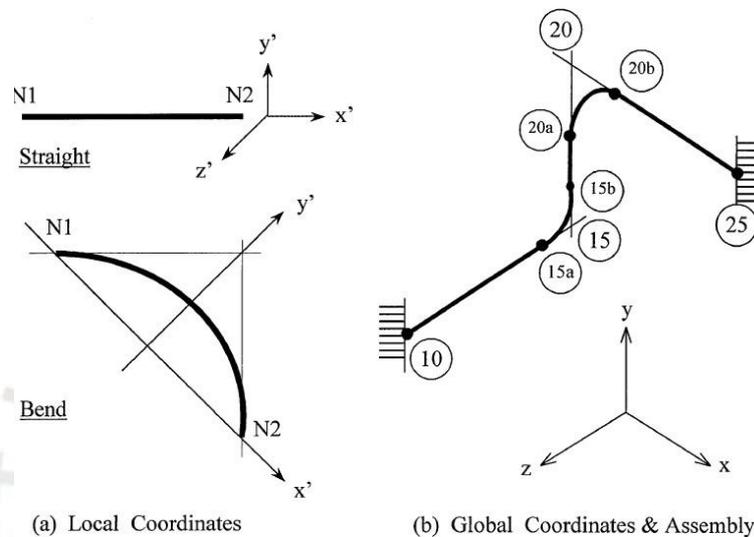
**NOTAS:**

1. El esfuerzo de Fluencia para el acero se considera 248 MPa.
2. El esfuerzo radial para un radio igual a  $r_0$  tomado en el exterior de la tubería. Esfuerzo no se considera para el cálculo de la intensidad de esfuerzo según código de diseño ASME por tratarse de cilindros de pared delgada.

### 3.2 Descripción del ensamble de tuberías

Para sistemas de tuberías en general, de acuerdo con (Peng & Peng, 2010) existen tres modelos generales que se emplearán para discretizar el comportamiento de un ensamble. Estos elementos son:

- Modelo de tubería recta: Conducción continua de fluido en línea recta.
- Modelo Codo: Cambio de dirección en la conducción de fluido.
- Modelo accesorio: Válvulas, Tees, juntas de expansión, etc.



**Figura 3-1 :** Modelos usados para un ensamble de sistemas de tubería. (Peng & Peng, 2010)

Los elementos de un sistema de tuberías, se encuentran conectados mediante uniones. Existen claramente 3 tipos de modelos de uniones:

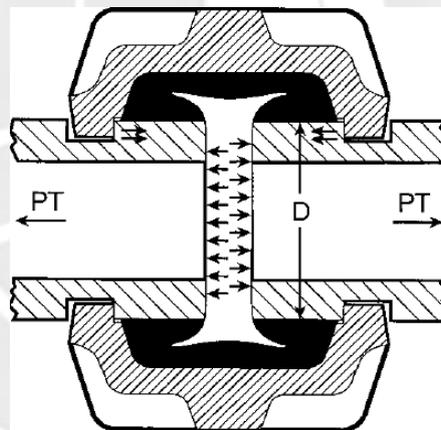
- Modelo de unión rígida: Considera restricciones para los 6 grados de libertad de un nodo.  
Ejemplo: Uniones bridadas, uniones soldadas.
- Modelo de unión flexible: No considera ninguna restricción en sus grados de libertad.  
Ejemplo: Juntas de expansión, juntas dresser.
- Modelo de unión semirrígida: Se restringen algunos grados de libertad mientras que otros quedan liberados. Sistemas de uniones de tubería con ranura.

Sin dejar de lado los puntos de apoyo e interacción con el entorno, también estos pueden modelarse de manera similar a los modelos de uniones. En esta investigación se tomará el modelo de unión semirrígida.

### 3.3 Características en operación de una unión mecánica con ranura semirrígida

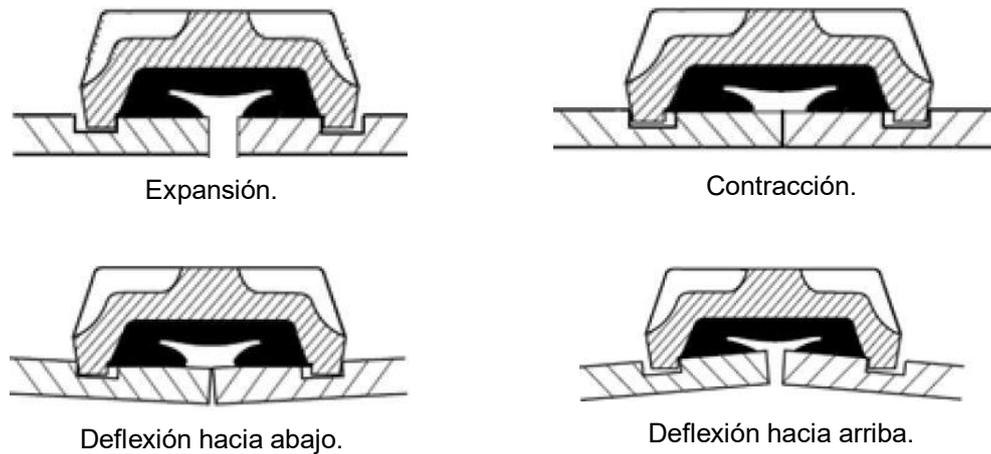
Para poder generar un modelo idealizado de trabajo de una unión mecánica, es menester conocer y describir realmente el comportamiento de este tipo de uniones. Según (Nayyar, 2000, p. A-435) considera dos tipos generales de deformaciones para estas juntas, los cuales corresponden a los desplazamientos lineales y rotacionales, que son descritos de la siguiente manera.

- a) La expansión de la junta es producida por la presión manométrica interna del fluido sobre la tubería, en la separación de los extremos de cada elemento, se considera que la presión en la holgura es la misma que en el interior de la tubería, debido a los sellos de elastómero con que cuenta, de modo que el sello trabaja como accesorio de hermeticidad.



**Figura 3-2:** Línea presurizada. (Nayyar, 2000, p. A434)

- b) La contracción de la junta es producida por el efecto de la dilatación térmica durante el incremento de la temperatura del material de la tubería.
- c) La deflexión general en la junta es originada por las cargas de sostenimiento originadas por el peso del material y del relave interno que generan un momento flector.



**Figura 3-3:** Resumen de comportamiento real de una unión con ranura, adaptado de (*Vibration Victaulic.*, 2000)

Es importante mencionar que una unión ranurada, en un mismo instante, no debe sufrir una deflexión ni deformación axial máxima. Esto se debe evitar reduciendo la distancia del soporte de tubería hacia la unión, o en su defecto adicionando más uniones ranuradas para que los desplazamientos sean absorbidos por más juntas. Adicionalmente es importante aclarar que cualesquiera de los comportamientos mencionados pueden presentarse bajo cargas ocasionales (Ejemplo: Sismos, apertura brusca de válvulas de control o regulación, etc).

### **3.4 Carga distribuida sobre tuberías de pulpa y características del relave a utilizar**

Las tuberías de pulpa que transportan relaves en su interior se pueden modelar estructuralmente como un conjunto de vigas de sección circular, dispuestas horizontalmente aplicando una carga linealmente distribuida sobre ellas. La carga dependerá del peso uniforme del material, así como del peso del fluido que lo contiene.

Dentro de los parámetros de la caracterización del relave y para efectos de esta investigación, la gravedad específica es la más importante. Luego de una evaluación metalúrgica de los parámetros reológicos se puede obtener este valor promedio sobre la base de un conjunto de muestras. Como referencia, se tomó un valor promedio de  $SG=2.7$  para el valor de pulpa analizado según (Golder Associates, 2008).

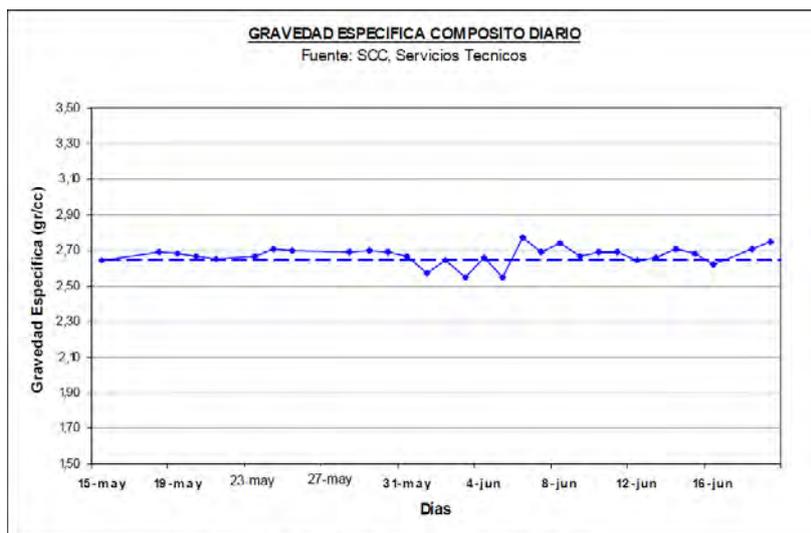


Figura 3: Gravedad Especifica. Compósito Diario

**Figura 3-4:** (Golder Associates, 2008)

La tabla 7, muestra la carga total distribuida por metro de tubería, las dimensiones descritas se encuentran según (ASME B36.10, 2015; ASTM Standard ASTM A53, 2001)

**Tabla 7:** Carga distribuida para cada diámetro estandarizado de tubería de uso típico

N	Diámetro NPS	Diámetro Exterior [mm]	Identificación	Schedule.	Espesor Tubería (SCH40) [mm]	Momento de inercia de Área. [m <sup>4</sup> ]	Carga Unitaria [kg/m]	Carga de Pulpa Sg=2.7 [kg/m]	Carga Total [N/m]
1	16	406.4	STD	SCH 30	9.53	$2.341 \cdot 10^{-4}$	93.27	318.16	4036
2	18	457	STD	---	9.53	$3.355 \cdot 10^{-4}$	105.17	406.71	5021
3	20	508	STD	SCH 20	9.53	$4.637 \cdot 10^{-4}$	117.15	506.95	6122
4	24	610	STD	SCH 20	9.53	$8.105 \cdot 10^{-4}$	141.12	740.53	8649
5	28	711	STD	---	9.53	$1.292 \cdot 10^{-3}$	164.86	1015.29	11577
6	30	762	STD	---	9.53	$1.595 \cdot 10^{-3}$	176.85	1070.47	13217
7	32	813	STD	---	9.53	$1.94 \cdot 10^{-3}$	188.83	1336.69	14965

Para una revisión detallada de las características dimensionales y normalizadas de las tuberías consultar Anexo 1.

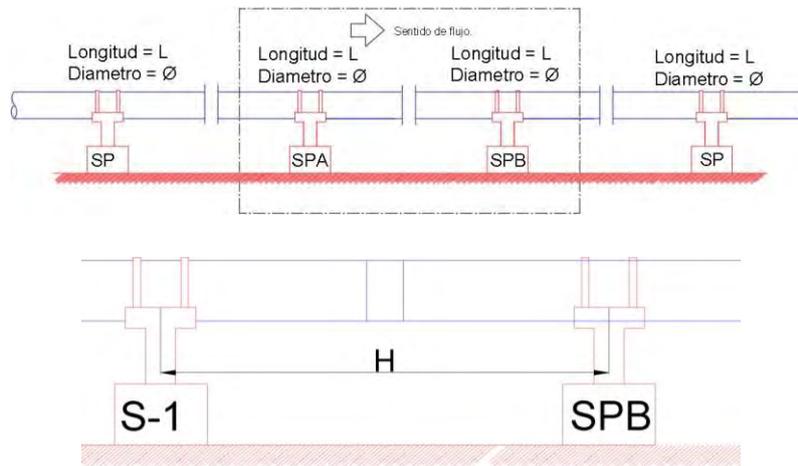
### 3.5 Modelo Estructural existente para soportes y uniones de tuberías convencionales

En sistemas de tuberías de pulpa, existen tres tipos de soportes que son muy usados en la industria minera. Existen los que están simplemente apoyados y sujetos al apoyo mediante U-bolts, también los hay aquellos que se encuentran soportados por silletas y embridadas con listones tipo abrazadera y en condiciones muy extremas están aquellos que se encuentran confinados en dados de concreto (anclaje). La definición final de la condición del soporte se basa fundamentalmente en el tipo de unión mecánica y su condición para soportar cargas.



**Figura 3-5:** Soportes más usados en la industria minera en servicio de pulpa. Unidad Minera de Cuajone

En la siguiente imagen se muestra una vista lateral para un sistema de tuberías con soportes separados a una distancia “H”.



**Figura 3-6:** Vista de perfil de un sistema de tuberías

Este modelo según (Helguero, 1986, p. 324), puede ser conceptualizado por una viga de sección circular apoyado en dos extremos que a la vez pueden ser articulados o empotrados.

Soporte modelado como apoyo articulado y union rígida.	Soporte modelado como apoyo rígido y unión rígida.
<p style="text-align: center;"><i>Fuerza cortante</i></p>	<p style="text-align: center;"><i>Fuerza cortante</i></p>
<p style="text-align: center;"><i>Momento flector</i></p>	<p style="text-align: center;"><i>Momento flector</i></p>
<p style="text-align: center;"><i>Deformada.</i></p> $y_{\max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q \cdot L^4}{EI}$	<p style="text-align: center;"><i>Deformada.</i></p> $\frac{q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$

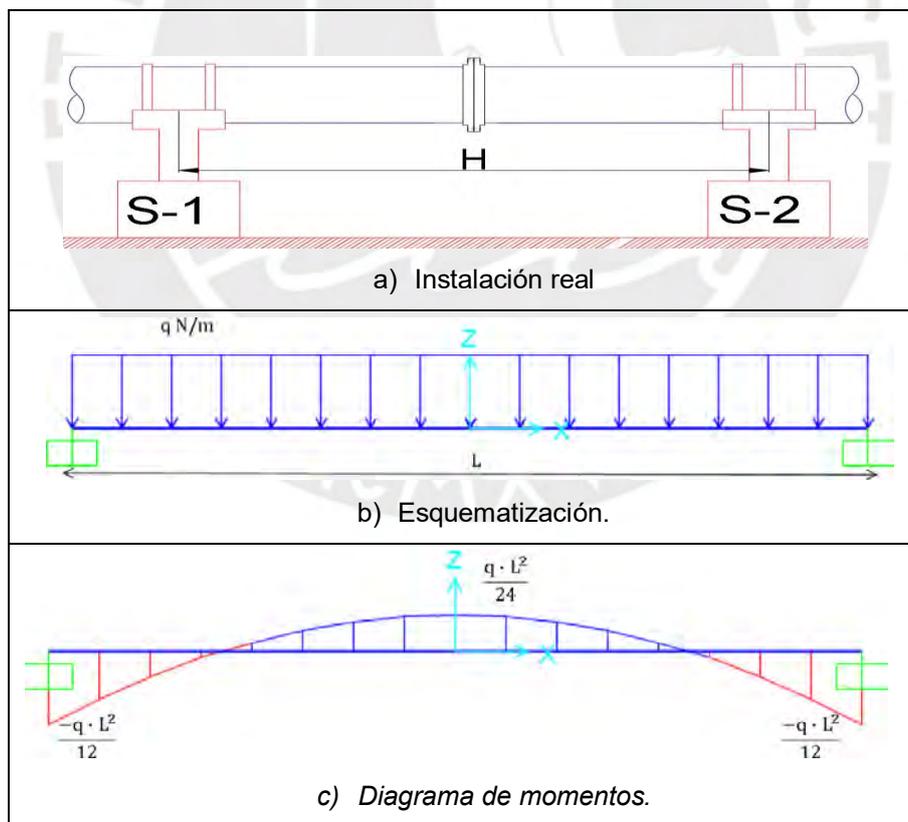
**Figura 3-7:** Dos modelos para sistemas de tubería apoyado. (Helguero, 1986)

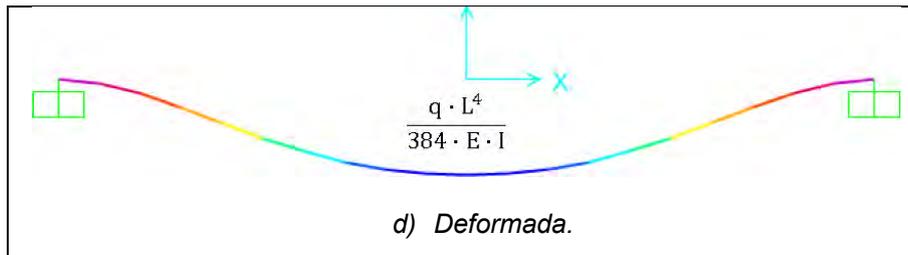
Esta idealización, en efecto, no representa de forma real el comportamiento de los apoyos y de las uniones de tubería toda vez que no toma en cuenta con una

buena aproximación las condiciones de borde. Para requerimientos del diseño del soporte, así como en análisis de flexibilidad general, este método es muy práctico y muy usado en la industria.

### 3.6 Modelo estructural referencial + condiciones de borde por la existencia del acople mecánico

A partir de un modelo estructural de soporte rígido y unión rígida (Figura 3.7), es posible analizar los sistemas de unión ranurada realizando modificaciones y tomando en cuenta el efecto de las condiciones de borde real. El modelo indicado por (Helguero, 1986) consiste en una viga de sección circular que representa a la tubería, la viga se encuentra empotrada en ambos extremos (los empotramientos representan a los soportes de tubería). Entre los soportes no existe ninguna discontinuidad por lo que se podría afirmar que existe una unión a tope por soldadura o una unión bridada. Sobre la viga actúa una carga distribuida linealmente por efecto del peso del material de tubería, así como el peso del volumen de relave que contiene.



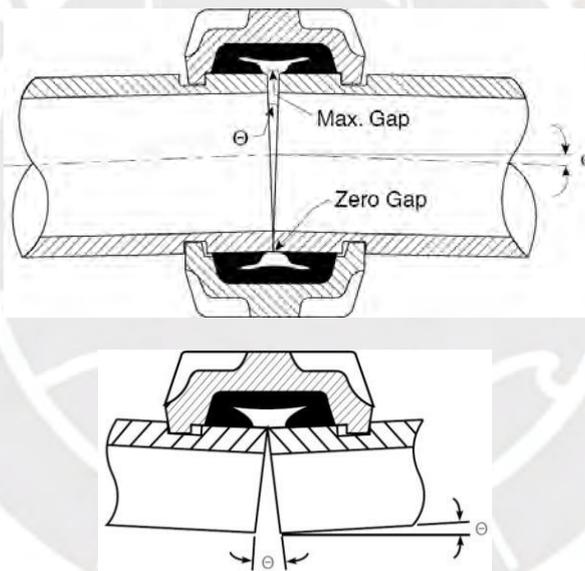


**Figura 3-8:** Modelo inicial sobre el que se proyectará el modelo final

Las condiciones de borde a tomar en cuenta se describen a continuación:

### 3.6.1 Condición de Borde: Desplazamiento angular en un sistema ranurado

La mayoría de fabricantes realizan ensayos para recomendar las rotaciones máximas de la unión mecánica bajo diferentes tipos de carga. La máxima rotación que existe en un sistema ranurado, se representa en el siguiente esquema. La luz o “gap” que es la separación entre ambas posibilita la rotación de la unión.



**Figura 3-9:** Rotación máxima y su relación con el GAP, estilo 77. (Victaulic 77 Style, 2008)

Otro factor que afecta la rotación máxima es la geometría del acople mecánico, falta de redondez de la tubería de relave, la presión de trabajo interna de la tubería, el método para generar la ranura y el torque final de los pernos que abrazan los segmentos del acople. En el caso especial del estilo 77 de Victaulic, muy usado en servicios de relave, lo más crítico es la carga de sostenimiento que genera la rotación máxima.

SIZE		Allow. Pipe End Sep. †		Deflect. Fr. CL †		SIZE		Allow. Pipe End Sep. †		Deflect. Fr. CL †		SIZE		Allow. Pipe End Sep. †		Deflect. Fr. CL †			
Nominal Inches Actual mm	In./mm	Degrees per Cplg.	Pipe In./ft./mm/m	Nominal Inches Actual mm	In./mm	Degrees per Cplg.	Pipe In./ft./mm/m	Nominal Inches Actual mm	In./mm	Degrees per Cplg.	Pipe In./ft./mm/m	Nominal Inches Actual mm	In./mm	Degrees per Cplg.	Pipe In./ft./mm/m	Nominal Inches Actual mm	In./mm	Degrees per Cplg.	Pipe In./ft./mm/m
¾ 26.9	0 - 0.06 0 - 1.6	3° 24'	0.72 60	4½ 127.0	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 26'	0.25 21	10 273.0	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 40'	0.14 12								
1 33.7	0 - 0.06 0 - 1.6	2° 43'	0.57 48	5 141.3	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 18'	0.27 22	304.8 mm	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 36'	0.13 11								
1¼ 42.4	0 - 0.06 0 - 1.6	2° 10'	0.45 38	133.0 mm	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 21'	0.28 23	12 323.9	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 34'	0.12 10								
1½ 48.3	0 - 0.06 0 - 1.6	1° 56'	0.40 33	139.7 mm	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 18'	0.28 23	14 355.6	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 31'	0.11 9								
2 60.3	0 - 0.06 0 - 1.6	1° 31'	0.32 27	152.4 mm	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 12'	0.21 17	15 381.0	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 29'	0.10 8								
2½ 73.0	0 - 0.06 0 - 1.6	1° 15'	0.26 22	6 168.3	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 5'	0.23 19	16 406.4	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 27'	0.10 8								
76.1 mm	0 - 0.06 0 - 1.6	1° 12'	0.26 22	159.0 mm	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 9'	0.24 20	18 457.0	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 24'	0.08 7								
3 88.9	0 - 0.06 0 - 1.6	1° 2'	0.22 18	165.1 mm	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 6'	0.23 19	20 508.0	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 22'	0.08 7								
3½ 101.6	0 - 0.06 0 - 1.6	0° 54'	0.19 16	203.2 mm	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 54'	0.16 13	22 559.0	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 19'	0.07 6								
4 114.3	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 36'	0.34 28	8 219.1	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 50'	0.18 15	24 610.0	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 18'	0.07 6								
108.0 mm	0 - 0.13 0 - 3.2	1° 41'	0.35 29	254.0 mm	0 - 0.13 0 - 3.2	0° 43'	0.15 13												

† NOTE: These values are based on standard roll grooved pipe. Figures for standard cut grooved pipe may be doubled. Request 06.01.

**Figura 3-10: Cuadro resumen de pruebas de fabricante (Vibration Victaulic., 2000) para rotaciones límite**

A la vez varios fabricantes tienen factores de seguridad para condiciones sísmicas ocasionales. Por ejemplo, de acuerdo con (Victaulic, 2012) y (Nayyar, 2000), se debe considerar una reducción hasta un 25% del valor límite indicado en tablas.

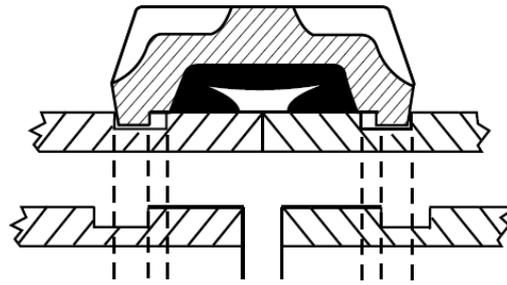
**Tabla 8. Rotación admisible de diseño para condiciones sísmicas, acople estilo 77, Victaulic**

N.º	Diámetro NPS	Luz mm	$\theta_{lim}$	Factor de seguridad F.S	$\theta_{diseño}$ rad	$\theta_{diseño}$ [°]
1	16	3	0° 27'	1.33	0.0059	0.34
2	18	3	0° 24'	1.33	0.0052	0.30
3	20	3	0° 22'	1.33	0.0048	0.28
4	24	3	0° 18'	1.33	0.0039	0.22
5	28	3	0° 13'	1.33	0.0028	0.16
6	30	3	0° 11'	1.33	0.0024	0.14
7	32	3	0° 9'	1.33	0.0020	0.11

### 3.6.2 Condición de Borde: Desplazamiento axial en un sistema ranurado

Un sistema de unión con ranura se desplaza axialmente con el siguiente detalle. En contracción, los bordes impactan a tope y limitan mutuamente el movimiento, en ese mismo instante el labio del acople choca en las paredes laterales exteriores de la ranura en la tubería, también limitando la contracción. En la expansión, son los labios del acople que impactan con las paredes interiores del canal donde actúa como un tope mecánico, la separación de ambos bordes de

tubería se le llama luz o gap. Los fabricantes de este tipo de juntas, posterior a la realización de ensayos en laboratorio definen los valores máximos de luces.

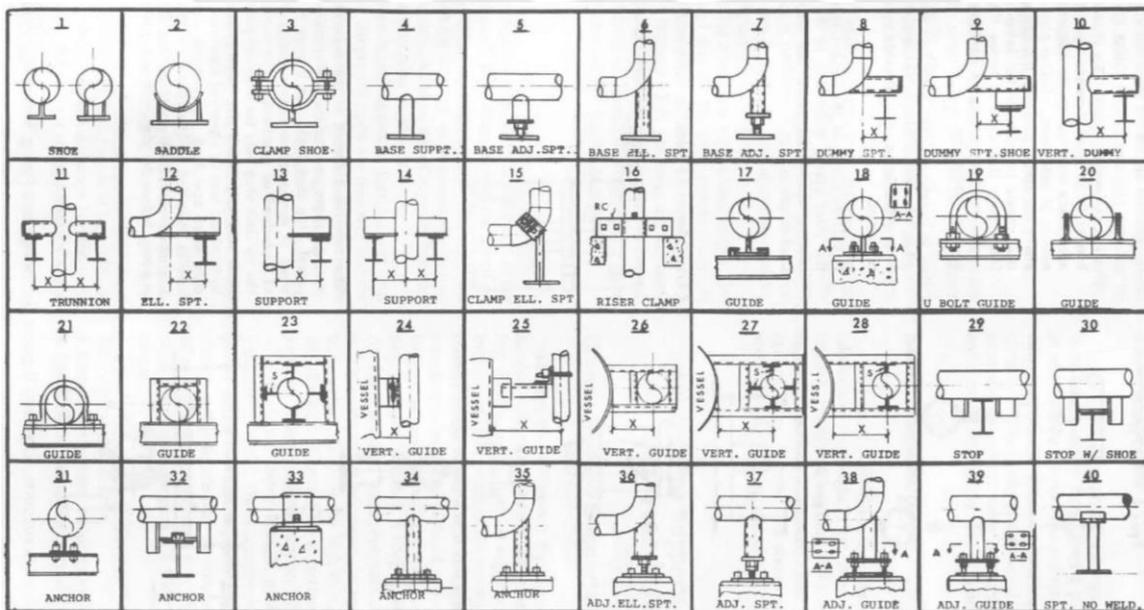


**Figura 3-11:** Desplazamiento axial de una unión mecánica con ranura. (Victaulic, 2005)

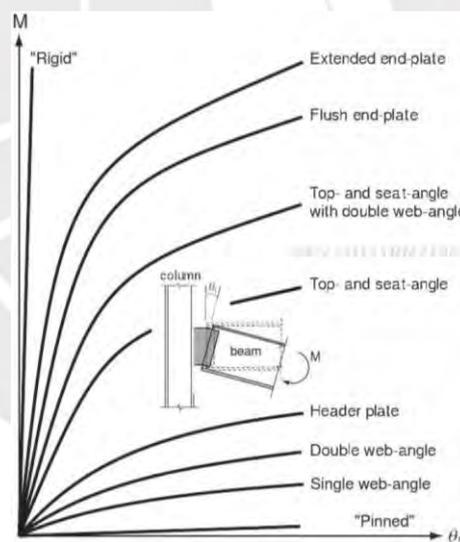
Para este tipo de acoples, la luz admisible es de 3 mm para diámetros entre 16 y 32 pulgadas.

### 3.6.3 Condición de Borde: Análisis de los apoyos estructurales

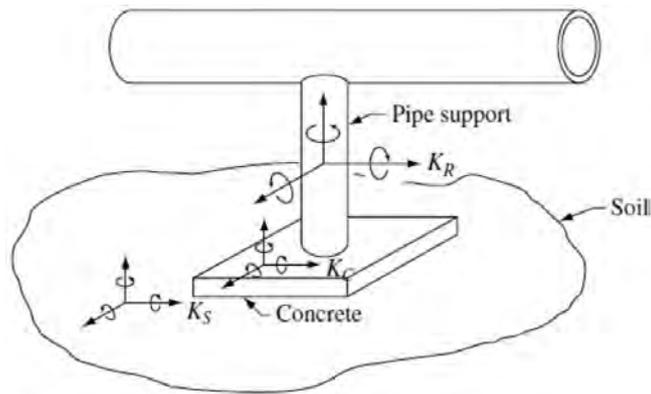
Los apoyos (soportes) y restricciones, llamados de forma general como soportes de tubería, pueden ser analizados bajo dos enfoques de acuerdo con (Helguero, 1986). El primero son los soportes rígidos, corresponden a extremos estructurales fijos y los otros son los soportes flexibles, que tienen físicamente resortes. Esta clasificación es muy extendida y utilizada en la industria. En aplicaciones con relave como servicio, las más empleadas son los soportes rígidos, especialmente el tipo 2 y 21. Cualquier dilatación térmica no aplicaría para un servicio de pulpa de relave.



Sin embargo, este tratamiento es muy general. Si hacemos un enfoque desde el punto de vista de la mecánica de tuberías, un soporte de tubería se considera una restricción respecto a algún grado de libertad, esta restricción tiene una efectividad según (Peng & Peng, 2010, p. 151) que se cuantifica mediante una constante de rigidez de soporte (figura 3-14). Por lo tanto, ahora hablar de un soporte rígido es sinónimo de una constante de rigidez infinita o en términos reales muy alta. Así como existe este extremo también puede existir el otro extremo, en el cual la constante de rigidez es nula, lo que constituye una restricción articulada. Sin embargo, estos dos modelos no toman en cuenta los efectos de la propia rigidez de la estructura del soporte, ni toma en cuenta la rigidez de las abrazaderas. Para suplir la falencia de estos dos métodos convencionales es necesario tratar al soporte estructural como una unión semirrígida. Este efecto toma mayor relevancia cuando se requiere estudiar la vibración de un sistema de tubería como lo descrito en la investigación de (Junior & Portela, 2018) o bajo cargas sísmicas o cargas ocasionales como el golpe de ariete según la investigación de (Adamkowski et al., 2018)



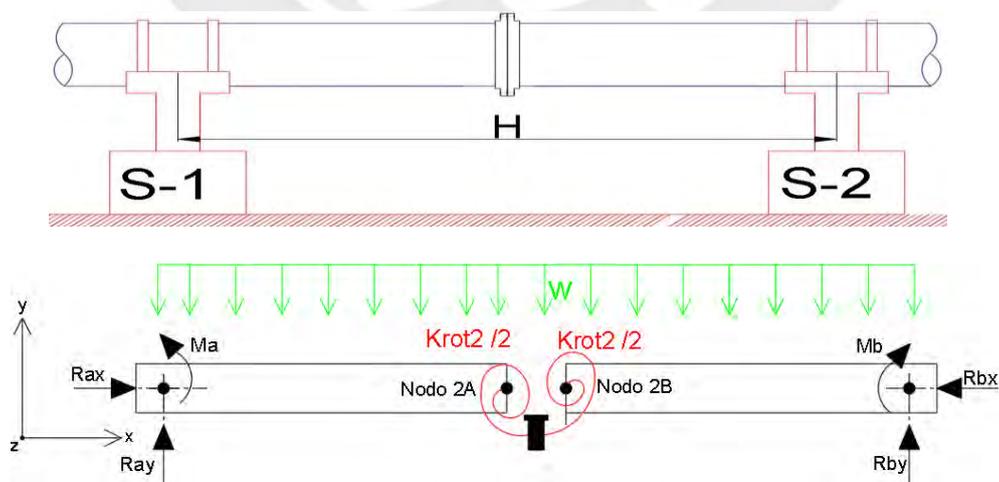
**Figura 3-13:** Comportamiento de una unión rígida, semirrígida y articulada. (Chen, Kishi, & Komuro, 2011)



**Figura 3-14:** Conceptualización ampliada de la rigidez del soporte estructural. (Escoe., 2006)

### 3.7 Modelo Estructural final propuesto para tuberías rectas

Empleando el modelo de una viga con empotramiento en ambos extremos, así como las condiciones de borde, se establece el modelo de análisis para tuberías con ranura. Es importante mencionar la existencia de no linealidad geométrica en un ensamble de tuberías mediante uniones con ranura, esto es debido a las separaciones reales entre los extremos, adicionado a la intervención del neopreno que une la junta, el análisis, por naturaleza, corresponde ser abordado mediante un enfoque no lineal; sin embargo, esta investigación aproximará el comportamiento no lineal a un comportamiento lineal físico de primer orden. En su forma simplificada es posible conceptualizar una unión con ranura como una junta *semirrígida*, donde se puede reemplazar la unión por un resorte rotacional que trabaja con una rigidez de giro establecida como se indica en la figura 3-15.



**Figura 3-15:** Modelo estructural de análisis-Unión mecánica

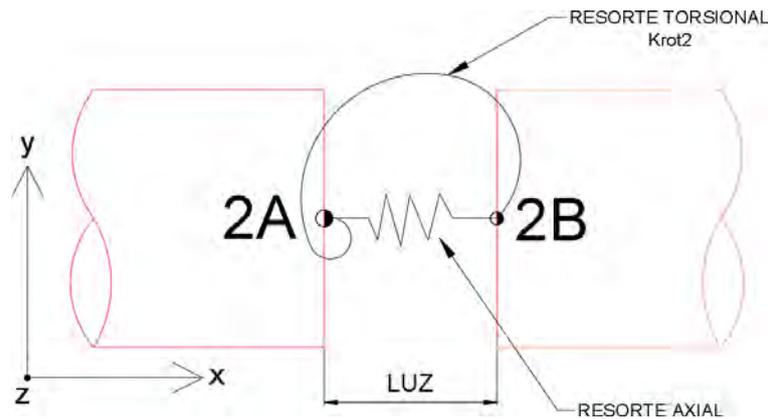
### 3.7.1 Descripción del modelo:

El acople mecánico por sí mismo no permitirá el movimiento relativo en la dirección vertical (eje “y”) ni en el eje perpendicular (eje “z”) de los nodos 2A y 2B, esto significa que ellos tendrán el mismo desplazamiento en esas direcciones. Esta condición es real toda vez que ambos extremos de tubería se encuentran conectados por dos acoples que abrazan uno con otro impidiendo un desplazamiento relativo. Por otro lado, ambos nodos pueden tener rotaciones diferentes (rotación en “z”) producto de la carga distribuida sobre la tubería y la distancia desde el extremo del nodo hacia el soporte. También esta situación es real debido a la luz que existe entre los extremos de tubería del acople, justamente esta luz permite la rotación en la junta. No se considera el peso del acople toda vez que este es menor (aproximadamente menor al 3.4%) respecto a la carga general por lo que se desprecia en el análisis. En el Anexo 2 se detallan los pesos para una junta mecánica estilo 77.

**Tabla 9: Pesos de juntas mecánicas**

Diámetro NPS	Carga total (en 6m de span) N	Peso Junta. N	Porcentaje del peso total %
16	24216	400	1.6
18	30126	570	1.9
20	36732	667	1.8
24	51894	799	1.5

En cuanto al desplazamiento longitudinal (dirección “x”) se permite un desplazamiento relativo de ambos nodos por la luz mencionada. Para llegar a la luz máxima, tendría que haber una fuerza externa que permite la apertura por lo que se puede aproximar a través de un resorte lineal con un valor establecido de rigidez. La torsión (rotación en “z”) no se considera en este modelo del análisis del plano. La forma general de conceptualizar la unión mecánica es como se indica en la figura 3-16.



**Figura 3-16:** Modelo General de unión mecánica con ranura

A partir de ensayos y pruebas realizadas por los fabricantes para diferentes condiciones de carga se ha podido tener aproximaciones aceptables de valores de rigideces lineales y rotacionales. Adicionalmente estos valores en gran medida han sido confrontados con casos reales de instalaciones. Una muestra de ello son los valores aproximados propuestos en el trabajo de (Motriuk, 2008) que según indica han dado buenos resultados prácticos, incluso bajo condiciones sísmicas de carga las cuales provienen de la siguiente fórmula.

$$K_b = -131.69525 + 12.930751 \cdot D + 0.26253152 \cdot D^2 \quad \text{(Eq. 3-1)}$$

Donde:

$K_b$  = Rigidez por flexión [N·m/deg].

D = Diámetro exterior de tubería [mm].

De la misma forma la rigidez axial puede encontrarse aproximadamente mediante la siguiente fórmula:

$$K_{ax} = 582.56384 + 0.11832277 \cdot D^{2.1092705} \quad \text{(Eq. 3-2)}$$

Donde:

$K_{ax}$  = Rigidez axial [N/cm].

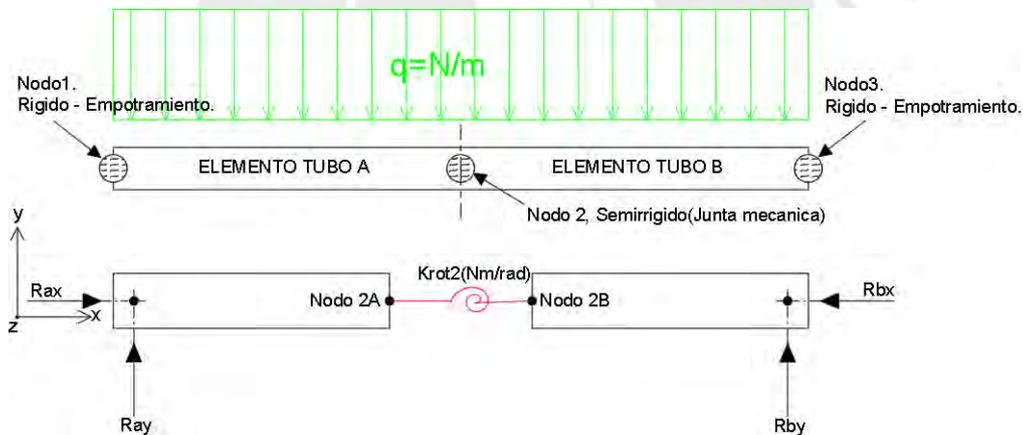
Ambas fórmulas fueron utilizadas por (Motriuk, 2008) para el uso de juntas Victaulic estilo 77 en su trabajo de investigación, con la salvedad que él propuso modelar las juntas como juntas de expansión. En la tabla siguiente se muestran

los valores hallados para los diámetros en estudio en función de las ecuaciones anteriormente expuestas.

**Tabla 10:** Rigidez rotacional y radial aproximado. Según Victaulic por (Motriuk, 2008)

N.º	Diámetro NPS	Diámetro Exterior mm	Rigidez Torsional kN-m/rad	Rigidez Axial kN/m
1	16	406.4	2778	3826
2	18	457	3473	4884
3	20	508	4251	6090
4	24	610	6041	8931
5	28	711	8123	12317
6	30	762	9291	14245
7	32	813	10537	16323

Finalmente, el modelo de análisis para una tubería recta que transporta pulpa mineral con un sistema de unión a través de juntas mecánicas es esquematizado como se indica en la figura 3-17.



**Figura 3-17:** Modelo Final conceptualizado de un tramo recto de tubería de pulpa con unión mecánica de ranura

### 3.8 Variables y constantes para la evaluación del modelo

Para definir la incidencia de uno o varios parámetros sobre el modelo propuesto y poder determinar algunos rangos de trabajo de las variables dependientes, será necesario probar el modelo bajo condiciones reales de trabajo, para ello se toma como referencia el proyecto “Montaje de Nuevo espesador de alto rendimiento N°5 en la Unidad Minera de Cuajone” realizado en el año 2016 en

el departamento de Moquegua. La siguiente tabla resume las variables más importantes de operación.

**Tabla 11. Variables dependientes e independientes**

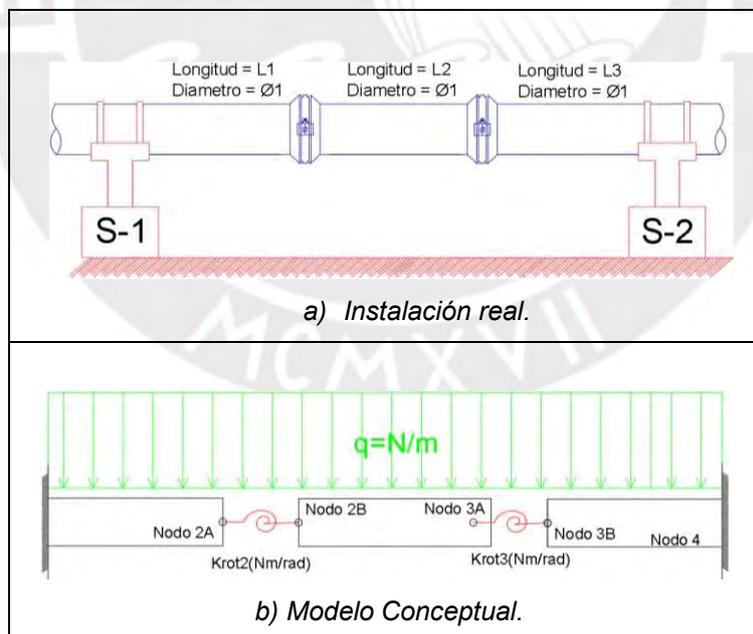
N°	Variables Independientes	Símbolo	Valor.	Unidad.
1	Presión manométrica de fluido.	P	40	psi
2	Temperatura externa.	T	10	°C
3	Temperatura relave	T	10	°C
4	Densidad de Pulpa	$\rho$	2.7	SG
5	Velocidad de Pulpa	v	2	m/s
6	Longitud de tubería	Lt	0-6	m
7	Espesor de tubería	Std	9.3	mm
8	Diámetro de tubería	$\phi_1$	16	'in'
		$\phi_2$	18	'in'
		$\phi_3$	20	'in'
		$\phi_4$	24	'in'
		$\phi_5$	28	'in'
		$\phi_6$	30	'in'
		$\phi_7$	32	'in'
	<b>Variables dependientes</b>			
9	Resorte Torsional de junta Mecánica	$Kt_2$	A ser definido.	kN-m/rad
10	Rotación en extremo.	$\theta$	A ser definido.	rad
11	Deflexión en junta	y	A ser definido.	m

## CAPÍTULO 4.

# EXTENSIÓN DEL MODELO PROPUESTO PARA EL ANALISIS DE SISTEMAS RANURADOS EN EL ESPACIO - CODOS DE RADIO SUPERIOR

### 4.1 Modelo con tres Segmentos de tubería unidos sin soporte

Existe la posibilidad constructiva de tener tres elementos de tubería unidos mediante dos juntas mecánicas, la parte central no cuenta con ningún tipo de apoyo ni soporte (tubería flotante), los extremos se encuentran fijos mediante soportes de tubería, esta condición es única para servicios donde se transporta fluidos de bajo peso específico o de diámetros menores con cargas dinámicas muy reducidas. Sin embargo, en aplicaciones de diámetros mayores de 6 pulgadas y servicios de pulpa esta condición debe ser revisada. Con el modelo semirrígido propuesto en el capítulo 3, se tiene un modelo similar al propuesto para dos elementos de tubería. La figura 4.1 muestra el modelo conceptualizado.



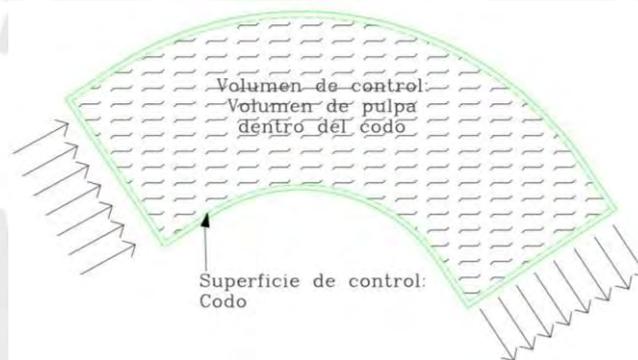
**Figura 4-1:** Modelo Final conceptualizado de tres segmentos rectos de tubería con unión mecánica de ranura

## 4.2 Fuerza hidráulica en codos

Para entender el fenómeno de transmisión de las fuerzas hidráulicas producidas por un cambio de dirección y poder cuantificar su valor para luego ser aplicado a los codos en un sistema de tuberías, es importante describir algunos aspectos importantes de la mecánica de fluidos, especialmente la fluido-dinámica.

### 4.2.1 Ecuaciones básicas para un sistema de control

De acuerdo con (Fox, McDonald, & Pritchard, 2014), una de las razones principales para optar por un volumen de control en vez de un sistema de control es por su practicidad. Un volumen de control puede permanecer fijo en el espacio luego de un instante de tiempo, y el estudio ahora se aborda sobre este espacio físico limitado por una superficie de control, es en este espacio que se podría ubicar un codo, una estructura, una nave espacial, etc. Lo que importa del análisis para este caso, es el efecto del fluido sobre el objeto de estudio, mas no los efectos internos del fluido en sí.



**Figura 4-2:** Volumen de control y superficie de control en estudio

Lo cierto es que las leyes básicas, provenientes de la termodinámica, mecánica y física están planteadas en su expresión general como ecuaciones para un sistema de control. El trabajo es convertir estas ecuaciones en expresiones válidas para un volumen de control.

La siguiente tabla muestra las 5 ecuaciones básicas planteadas para un sistema de control:

**Tabla 12:** Leyes básicas expresadas en sistema de control

1. Conservación de la masa: La masa no varía dentro del sistema de control
$\frac{dM}{dt} \Big _{\text{sistema}} = 0 \quad \frac{dM}{dt} \Big _{\text{sistema}} = 0$

2. Segunda ley de Newton.	$F = \frac{dP}{dt} \Big _{\text{sistema}}$
3. Principio del momento angular.	$T = \frac{dH}{dt} \Big _{\text{sistema}}$
4. Primera ley de la termodinámica.	$\delta Q - \delta W = dE$
5. Segunda ley de la termodinámica.	$dS \geq \frac{\delta Q}{T}$

Luego de la transformación, que no será abordado en esta investigación, se obtiene la ecuación válida para volúmenes de control. El procedimiento de transformación extendido se encuentra detallado en la referencia (Fox et al., 2014).

$$\left. \frac{dN}{dt} \right|_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \cdot \rho \cdot dV + \int_{SC} \eta \rho V \cdot dA \quad (\text{Eq. 4-1})$$

Donde N y  $\eta$ : pueden tomar las siguientes formas:

$$N = M \text{ entonces } \eta = 1$$

$$N = \vec{P} \text{ entonces } \eta = \vec{V}$$

$$N = \vec{H} \text{ entonces } \eta = \vec{r} \times \vec{V}$$

$$N = \vec{E} \text{ entonces } \eta = e$$

$$N = \vec{S} \text{ entonces } \eta = s$$

El significado físico de cada componente es el siguiente:

$\left. \frac{dN}{dt} \right _{\text{sistema}}$	Variación arbitraria de una propiedad extensiva (masa, energía, cantidad de movimiento, etc.) del sistema en estudio.
$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \cdot \rho \cdot dV$	Variación de una propiedad extensiva dentro del volumen de control. $\eta$ = Propiedad intensiva que corresponde a N por unidad de masa.

	$\rho \cdot dV =$ Elemento de masa dentro del volumen de control $\int_{VC} \eta \cdot \rho \cdot dV =$ Cantidad total de la propiedad extensiva N dentro del volumen de control
$\int_{SC} \eta \rho V \cdot dA$	Variación de la propiedad extensiva N a través de la superficie de control.

#### 4.2.2 Aplicación de las ecuaciones del volumen de control a accesorios de cambio de dirección

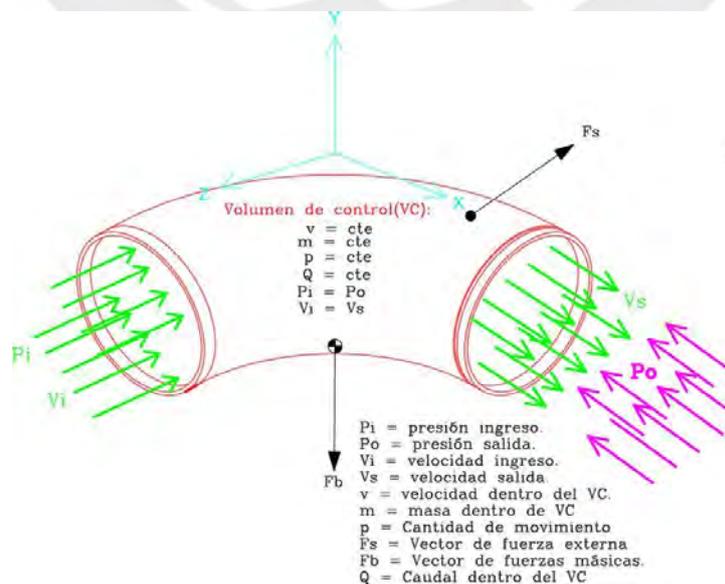
Con la ecuación 4-1 siendo adecuada para la segunda ley de Newton se obtiene:

$$\left. \frac{dP}{dt} \right|_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} V \cdot \rho \cdot dV + \int_{SC} V \rho V \cdot dA \quad (\text{Eq. 4-2})$$

Luego de resolver las integrales para una superficie de control con un ingreso y una salida de flujo se obtiene:

$$\sum F_{ext} = \frac{d(m_{VC} \cdot V_{VC})}{dt} + \sum_{SC} \dot{m}_{sal} \cdot v_{sal} - \sum_{SC} \dot{m}_{in} \cdot v_{in} \quad (\text{Eq. 4-3})$$

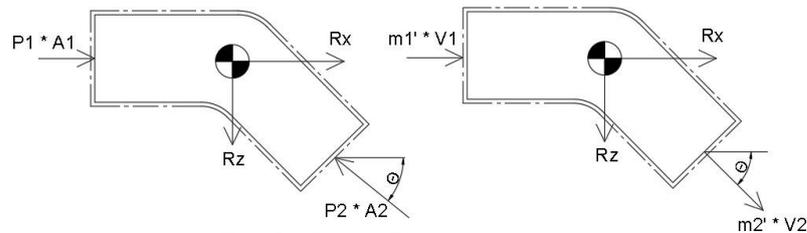
Finalmente, el modelo de análisis se resume en la siguiente figura.



**Figura 4-3: Modelo de análisis para fuerzas en codos**

El modelo implica algunas aclaraciones que se explican a continuación.

- a) Se utilizará como volumen de control el codo, su superficie de control cuenta con un ingreso y una salida como se muestra en la figura.



**Figura 4-4: Dirección de la presión y cantidad de movimiento en codo**

- b) No existe cambio dentro del volumen de control, la cantidad de movimiento se mantiene constante. Por lo que el componente del segundo miembro de la ecuación 4-3 se define:

$$\frac{d(m_{VC} \cdot V_{VC})}{dt} = 0$$

- c) Se consideran las pérdidas secundarias en el volumen de control del codo despreciable, por lo tanto, la presión antes y después se mantiene constante.
- d) Se cumple con el principio de continuidad a lo largo del recorrido del codo por lo que el caudal se mantiene constante durante todo el recorrido, así como la sección se mantiene constante.

Con estas consideraciones tomadas en cuenta en la ecuación 4-3, la fuerza ejercida sobre un codo se puede obtener mediante:

En dirección de X:

$$R_x = - P_1 \cdot A_1 - \rho \cdot V^2 \cdot A \quad \text{(Eq. 4-4)}$$

En dirección de Z:

$$R_z = -P_2 \cdot A_2 - \rho \cdot V^2 \cdot A \quad \text{(Eq. 4-5)}$$

Siendo:

$R_x$  = Reacción en la dirección "X" de la fuerza hidráulica.

$R_z$  = Reacción en la dirección "Z" de la fuerza hidráulica.

$P_1$  = Presión manométrica de ingreso.      $P_2$  = Presión manométrica de salida.

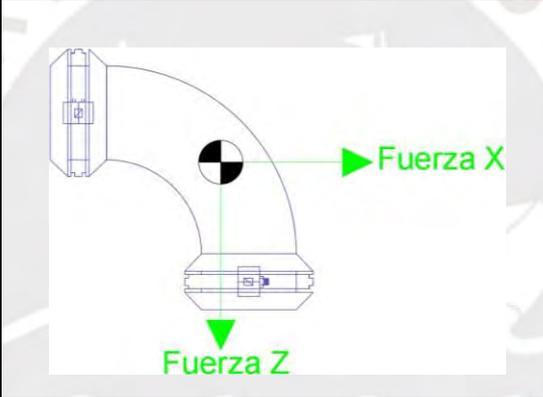
$A_1$  = Área de ingreso del codo.                       $A_2$  = Área de salida del codo.

$V_1 = V_2 = V$  = Velocidad promedio de fluido en codo.

#### 4.2.3 Fuerza hidráulica producida en codos por desbalance

La siguiente tabla resume las fuerzas que se generan en los codos obtenidas por las ecuaciones 4-4 y 4-5. Las hipótesis También fueron indicadas en la sección anterior.

**Tabla 13:** Fuerza en codos 90° producto del flujo de pulpa en interior



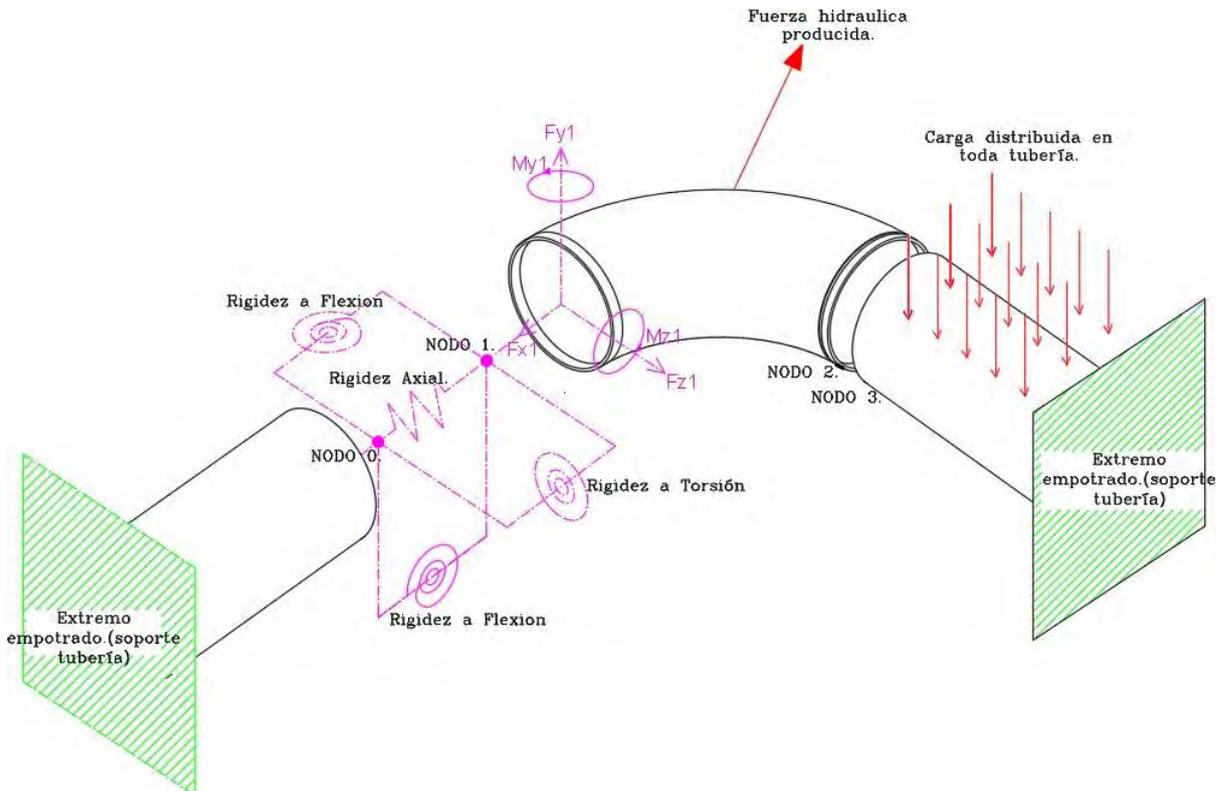
N	Diámetro NPS	Fuerza en X [N]	Fuerza en Z [N]
1.	16	33770	-33770
2.	18	43210	-43210
3.	20	53810	-53810
4.	24	78496	-78496
5.	28	107830	-107830
6.	30	124239	-124239
7.	32	141810	-141810

Es importante señalar que la fuerza producida por el cambio de dirección del fluido sobre el codo es producto de la presión manométrica interna y la cantidad de movimiento. En una tubería recta esta fuerza es cero, sin embargo, al surgir

cualquier cambio de dirección se genera un desbalance en el codo, produciéndose esta fuerza de empuje.

### 4.3 Modelo Estructural para sistemas de tubería con codos

Ya en la sección 3.7 se presentó el modelo de tuberías rectas limitado a dos grados de libertad. Ahora para los codos de radio mayor, la evaluación se realiza en el espacio, siendo esta la mejor manera de modelar su comportamiento.



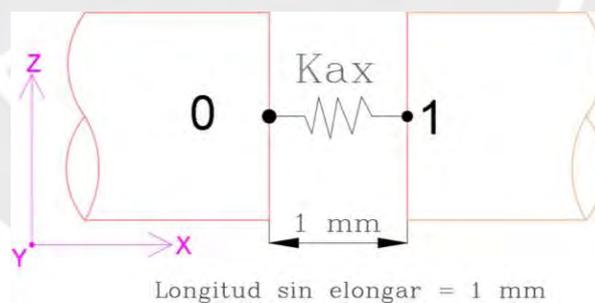
**Figura 4-5:** Conceptualización de un codo unido por junta mecánica Victaulic estilo 77

En la figura 4-5 se encuentra un esquema del modelo empleado para los codos de radio mayor. Los soportes de tubería se modelan como empotramientos que sostienen un extremo de cada tubería. El otro extremo cuenta con una ranura donde se instalará una junta mecánica que conecta directamente con ambos extremos del codo. De esta manera se tiene el ensamble de tres elementos; dos tramos rectos y un codo flotante de radio mayor. Sobre estos tres elementos se aplica una carga distribuida que representa el peso propio de todo el ensamble de tuberías y el peso de la pulpa de relave en su interior. Como se mostró en la tabla 9, el peso de las juntas mecánicas se desprecia. Sobre el codo actuará una fuerza de desbalance producida por el flujo de la pulpa en su interior. Para

efectos descriptivos se separan los nodos 0 y 1 correspondiente a una unión mecánica, esta separación permite visualizar el comportamiento del modelamiento de la unión. El nodo 0 pertenece a un extremo de la tubería y el nodo 1 pertenece a un extremo del codo, ambos nodos cumplen el comportamiento siguiente según las características de diseño del acople que pueden ser expresadas mediante el comportamiento de sus grados de libertad.

a) Desplazamiento Axial X entre (Nodo 0 – Nodo 1):

Debido a la holgura (luz) de 3 mm existente entre los extremos de los tubos, la junta Victaulic Estilo 77 permite un desplazamiento axial, sin embargo, este desplazamiento está limitado por la carrera entre la muesca de la tubería y el perfil rectangular del acople. Una constante de rigidez con valor de cero, implicaría que los nodos 0 y 1 deslicen sin ninguna fuerza, sin embargo, esto no es cierto por la existencia del propio acople. Ahora una rigidez infinita implicaría que los nodos 0 y 1 siempre mantengan la holgura fija, esto tampoco es cierto porque durante la operación la holgura cambia. Por lo tanto, es posible emplear una constante de rigidez finita para modelar este comportamiento. Los resultados de la ecuación 3.2 es empleada para conseguir este valor de rigidez finita. Se considera una luz inicial de 1 mm en el montaje inicial.



**Figura 4-6:** Rigidez Axial entre los nodos 0 y 1

b) Desplazamiento en dirección Z entre (Nodo 0 – Nodo 1):

En vista que el acople mecánico trabaja como un elemento de unión, este no permite un movimiento relativo entre ambos nodos. Por lo que se dice que es rígido en esa dirección. El desplazamiento del nodo 0 será el mismo desplazamiento que el nodo 1.

c) Desplazamiento en dirección Y entre (Nodo 0 – Nodo 1):

Sucede el mismo comportamiento que el desplazamiento en la dirección Z.

- d) Flexión en la dirección Z entre (Nodo 0 – Nodo 1):

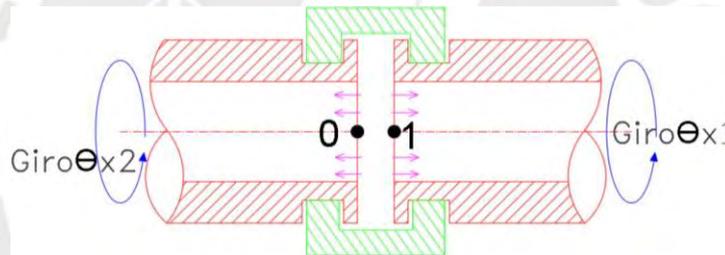
Ambos nodos se relacionan mediante una constante de rigidez a la flexión la cual debe ser calculada mediante la *ecuación 3.1*. El comportamiento de esta rigidez puede ser asemejado al modelo con tuberías rectas representado en la *figura 3-17*.

- e) Flexión en la dirección Y entre (Nodo 0 – Nodo 1):

Se analizó con detalle a través del modelo abordado para tuberías rectas representado en la *figura 3-14*.

- f) Torsión en la dirección X entre (Nodo 0 – Nodo 1):

Ambos nodos por el hecho de estar unidos por la junta pueden girar relativamente uno de otro. Esto se debe al hecho que los perfiles rectangulares del acople no aprisionan sobre la muesca de la tubería, permitiendo un giro por un extremo y otro giro por el otro extremo.

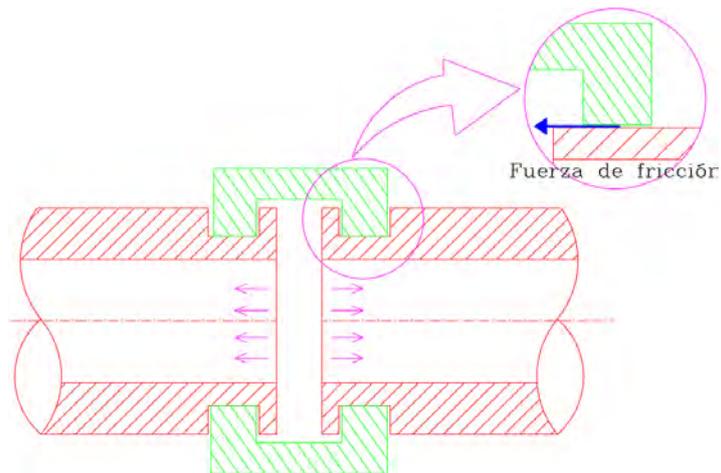


**Figura 4-7:** Rotación relativa entre un nodo a otro

Si ese giro tiene una constante de rigidez igual a cero, se semejaría el hecho del retiro del acople, si la rigidez fuese infinita el giro tendría el mismo valor para el nodo 0 y 1. En vista que ninguno de los dos modelos anteriormente expuestos corresponde al trabajo real del acople, se considera un valor de rigidez finita definida por (Motriuk, 2008) como un valor similar al valor de la rigidez axial.

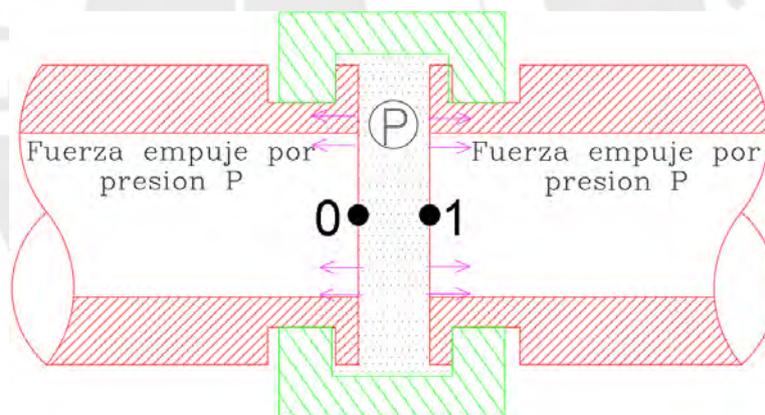
A la vez no se consideran las siguientes hipótesis:

- a) La fuerza de fricción producida por el perfil rectangular del acople al deslizarse sobre la muesca de la tubería no se considera en la evaluación



**Figura 4-8:** Fuerza de fricción sobre acople mecánico.

- b) No se ha considerado el efecto de la rigidez que podría producirse por el sello de neopreno ni empaque cuya función es hermetizar la junta, este cumple más con una aproximación no lineal.
- c) No se considera el efecto de la presión interna dentro de la junta que produciría la expansión de las tuberías en dirección opuesta cada una.



**Figura 4-9:** Expansión de tuberías por presión interna en junta mecánica

# **CAPÍTULO 5.**

## **METODOLOGÍA, EXPERIMENTACIÓN NUMÉRICA Y RESULTADOS**

En este capítulo se presentan los resultados del análisis desarrollado con los modelos propuestos, tanto para tubería recta, así como el análisis de instalaciones con codos de radio superior. En primer lugar, se analizó el modelo estructural en el plano y luego se hizo la evaluación de la instalación en el espacio. En ambos casos se tomó en cuenta comparaciones con uniones rígidas como primera tarea, para luego implementar el modelo y corroborar cuan flexible o rígido se encuentra la propuesta. Finalmente, se adecuó la distancia de separación correcta de los soportes y se comparó con parámetros admisibles de diseño de acuerdo con normativas descritas. Se empleó el programa SAP2000 para el análisis de tuberías en el plano y el programa CAESAR II para el análisis de tuberías en el espacio, puntualmente el análisis de la instalación de codos de radio superior. Con ello y en base a estos resultados, se recomendó las características que deben tener los soportes.

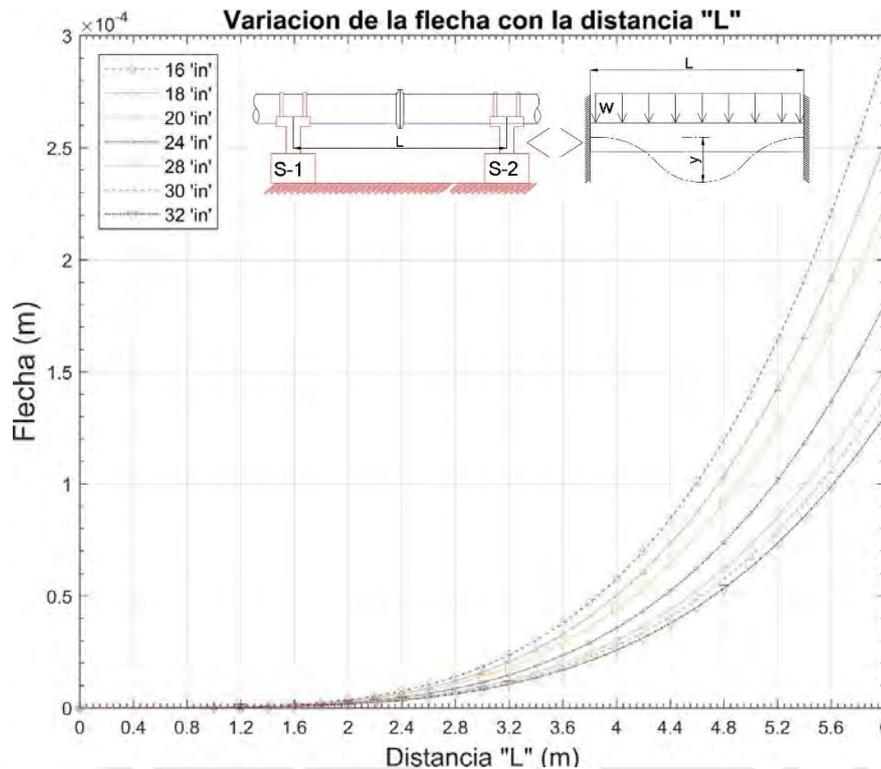
### **5.1 Análisis estructural de tuberías rectas.**

#### **5.1.1 Análisis del modelo con unión rígida**

Con el primero de los modelos descrito por (Helguero, 1986), consistente con el modelo de apoyo empotrado en ambos extremos y unión rígida en el medio (continuidad del material), se modificó los diámetros desde 16" hasta 32" incluyendo también el incremento de la carga distribuida, la cual esta asociada al peso de la tubería y el peso del fluido.

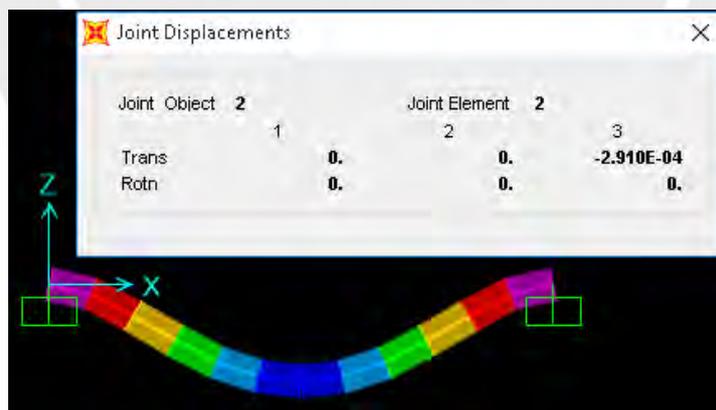
**Resultados:** Se verifica que, para una misma distancia de separación de soportes, mayor deflexión existirá en una tubería de menor diámetro, el efecto del momento de inercia es mayor que el efecto del incremento de la carga sobre la tubería. A la vez como la intuición sugiere, a mayor distancia mayor deflexión y eso efectivamente se cumple. Esto queda evidenciado con la fórmula conocida de deflexión para este escenario de análisis.

$$y = \frac{q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad (\text{Eq. 5-1})$$



**Figura 5-1 :** Modelo conservador (unión bridada): Efecto de la distancia de apoyos sobre flecha

Teóricamente se sabe que la rotación en el centro para este modelo es cero, esto queda evidenciado en los resultados obtenidos en SAP2000.



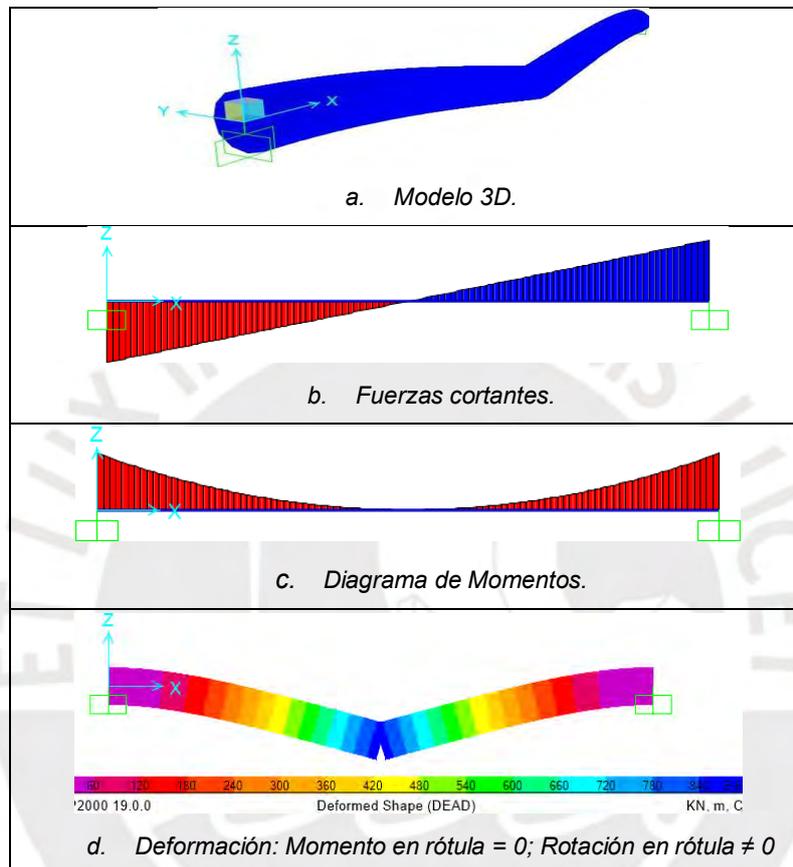
**Figura 5-2:** Rotación en el centro es nula.  $L=6m$   $\phi=16''$

### 5.1.2 Análisis del modelo con unión articulada, modelo de (Helguero, 1986) modificado

Con el mismo modelo descrito por (Helguero, 1986) en la sección anterior y con la variante de hacer el centro de la tubería una unión articulada (unión flexible),

ósea convirtiendo la unión rígida a unión tipo pin, se realizó la evaluación de los efectos sobre la deflexión y rotación en la junta. En el *Anexo 3*, se ha realizado la verificación analítica que evidencie los resultados obtenidos en SAP2000

Un diagrama general de fuerzas cortante, momentos flectores se elaboró a partir de los resultados.



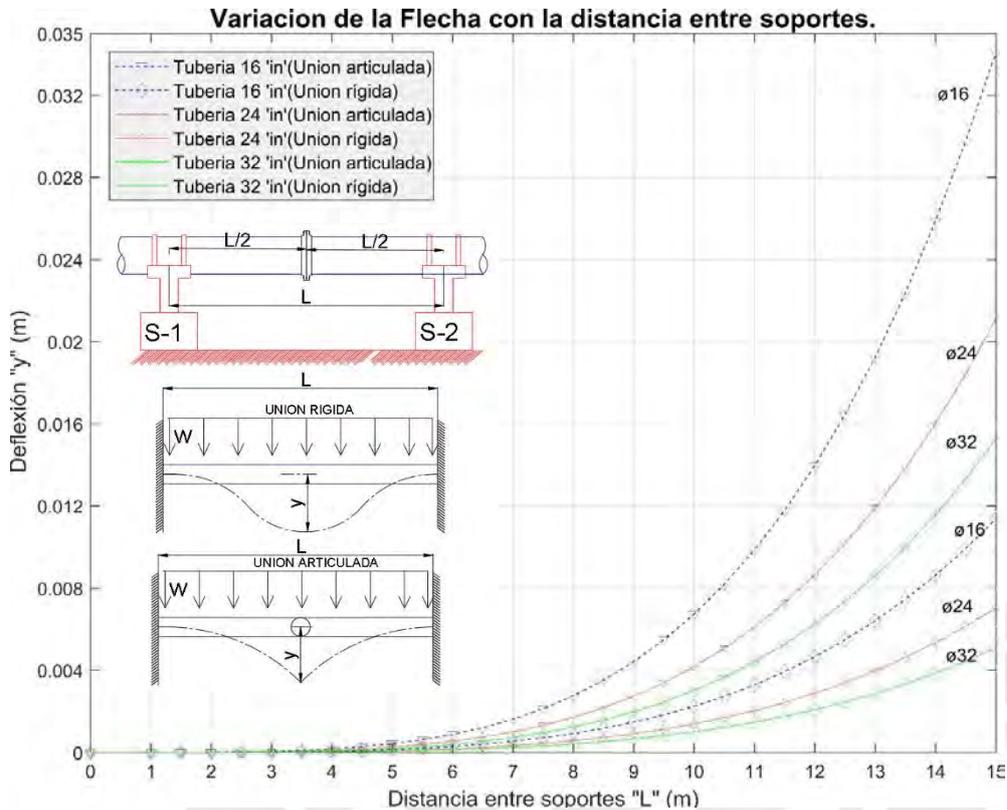
**Figura 5-3.** Diagrama General de fuerzas y momentos para un modelo con unión articulada

### Resultados:

Se comprueba que el momento en la unión articulada es cero, esto es consecuente con el hecho de que se ha liberado el nodo de unión. Todo el momento que había en el centro producto de una unión rígida, como en el modelo anterior, se traslada ahora a los extremos, lugar donde se encuentran los soportes de tubería. Como era de esperarse, la deflexión es mayor en el centro en comparación con una unión rígida. En la siguiente gráfica se muestra la variación entre la deflexión de una unión articulada versus una unión rígida.

Se comprueba que la razón del incremento conserva la relación de 3 a 1 (Relación de deflexiones o flechas).

$$\frac{Y_{\text{unión articulada (flexible)}}}{Y_{\text{unión (rígida)}}} = 3 \quad (\text{Eq. 5-2})$$



**Figura 5-4:** Comparativo de Flechas; unión rígida vs. unión articulada, diferentes diámetros y longitudes de tubería

Ya a estas alturas es claro en afirmar que la rotación toma un rol importante. En una unión rígida no había rotación, en cambio ahora aparece como una variable que dependerá de la longitud entre soportes y la distancia de la articulación hacia los soportes. Sin bien es cierto que por el arreglo presentado las deflexiones rotacionales son iguales entre los nodos de unión, esto no será necesariamente así, si es que la distancia entre el soporte y el nodo de unión varía.

### 5.1.3 Análisis del modelo con unión semirrígida

Con los modelos descritos por (Helguero, 1986) y analizados en las secciones anteriores, para la condición de unión rígida y su modificación de unión articulada, se afirma que ambos constituyen los dos extremos de modelos

existentes. Con la ayuda de los valores de las constantes de rigidez obtenidas de la *ecuación 3.1* y resumidas en la *tabla 10*, se procedió a rigidizar la unión articulada para convertirla en una unión semirrígida, como se sugirió para el modelo de una junta mecánica con ranura. Este análisis tendrá dos objetivos, el primero es saber que tan rígido o flexible será la unión y el segundo es verificar si el diseño del arreglo de tuberías cumple o no con la normativa con lo que permitirá proponer una separación aceptable entre soportes. Para ello las siguientes son las variables utilizadas en los experimentos numéricos.

**Tabla 14:** Variables de análisis para uniones semirrígidas, tuberías rectas

N°	Variables Independientes	Símbolo	Valor.	Unidad.
1	Presión manométrica de fluido.	P	40	PSI
2	Temperatura externa.	T	15	°C
3	Temperatura relave.	T	15	°C
4	Densidad de Pulpa	$\rho$	2.7	SG
5	Longitud de tubería	L	4	m
6	Espesor de tubería	Std	9.3	mm
7	Díámetro de tubería	$\phi_1$	16	'in'
		$\phi_2$	18	'in'
		$\phi_3$	20	'in'
		$\phi_4$	24	'in'
		$\phi_5$	28	'in'
		$\phi_6$	30	'in'
		$\phi_7$	32	'in'
	<b>Variables dependientes</b>			
8	Resorte Torsional de junta Mecánica	$Kt_2$	Tabla 10	kN-m/rad
9	Resorte Torsional de Soporte	$Kt_1$	$\infty$	kN-m/rad
10	Rotación en extremo.	$\theta$	Variable	rad
11	Flecha en extremo.	y	Variable	m

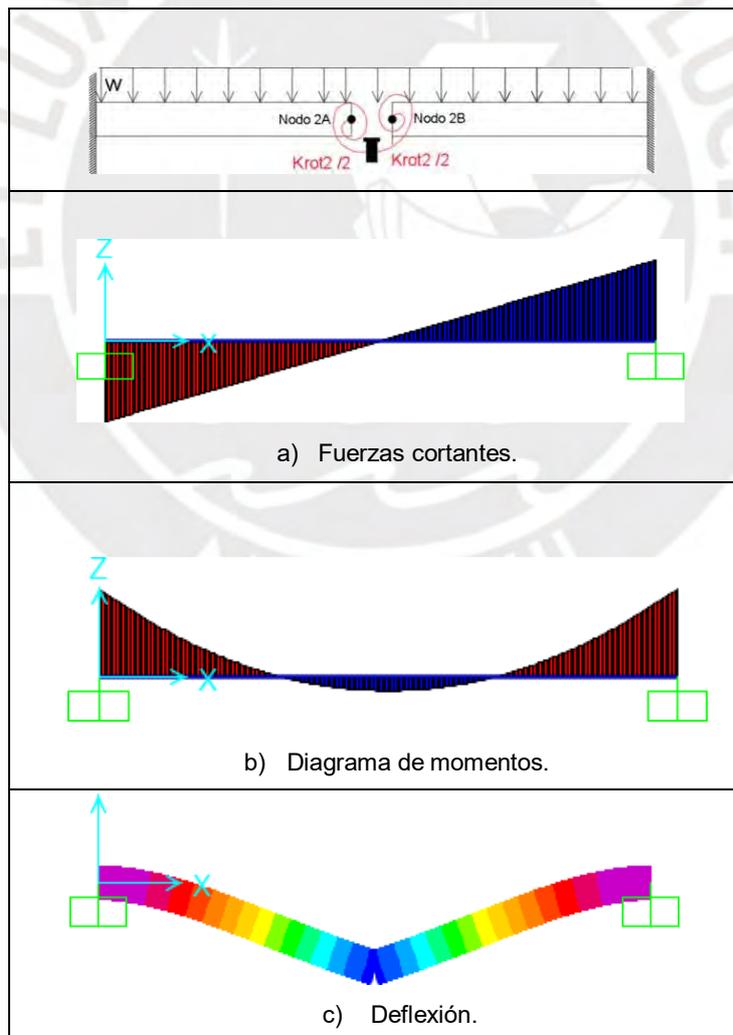
Los resultados fueron obtenidos mediante el programa SAP2000 V19 y dispuestos en gráficas y tablas mostradas en los resultados. En el *Anexo 3*, se realizó un cálculo analítico de un escenario base, el cual sirvió para comparar con los resultados obtenidos por los métodos de los elementos finitos. Con ello se pudo tener confiabilidad de los valores obtenidos a través de SAP2000.

### 5.1.3.1 Resultados de la comparativa de modelos ( Rígido, Flexible y semirrígido)

Al incrementar la rigidez en la junta, el momento flector en los soportes se reduce, a la vez que el momento flector en la junta aumenta proporcional al incremento de la constante de rigidez rotacional ( $K_t$ ), comportándose de acuerdo con las condiciones de linealidad del modelo.

$$T = K_t \cdot \theta \quad (\text{Eq. 5-3})$$

Si la constante de rigidez al giro ( $K_t$ ) es infinita, el modelo del acople se asemeja a una unión rígida (unión soldada o bridada), por otro lado si este valor es cero se asemeja a una unión articulada (mecanismo). Un diagrama general de fuerzas cortantes y momentos flectores se elaboró a partir de los resultados para una unión semirrígida.



**Figura 5-5:** Fuerzas cortantes, momento flector y deflexión bajo el efecto de la rigidez torsional en la unión.

Las siguientes tablas muestran los resultados para los diámetros analizados considerando una separación entre soportes de 8 metros que es aceptable bajo la recomendación de (ASME B31.1, 2004).

**Tabla 15:** Comparación de las deflexiones en uniones rígidas, articuladas y semirrígidas

Deflexión en unión según el tipo (mm)			
Longitud = 8 m (próximo a recomendación ASME B31.3)			
Diámetro NPS	Unión rígida	Unión articulada	Unión semirrígida
16	0.919	2.759	2.564
18	0.798	2.395	2.225
20	0.704	2.112	1.995
24	0.569	1.708	1.63
28	0.478	1.434	1.38
30	0.442	1.326	1.28
32	0.411	1.233	1.119

**Tabla 16:** Comparación de rotaciones entre uniones rígidas, articuladas y semirrígidas

Rotación en unión según el tipo (rad)			
Longitud = 8 m (cercana a recomendación ASME B31.3)			
Diámetro NPS	Unión rígida	Unión articulada	Unión semirrígida
16	0	0.0009198	0.0008242
18	0	0.0007985	0.000725
20	0	0.0007043	0.0006464
24	0	0.0005693	0.0005306
28	0	0.0004772	0.000450
30	0	0.0004421	0.0004183
32	0	0.0004112	0.0003905

**Tabla 17:** Comparación de momentos entre uniones rígidas, articuladas y semirrígidas

Momento en la unión según el tipo (kN·m)			
Longitud = 8 m (cercana a recomendación ASME B31.3)			
Diámetro NPS	Unión rígida	Unión Articulada	Unión semirrígida
16	10.763	0	1.142
18	13.389	0	1.256
20	16.325	0	1.369
24	23.064	0	1.600

28	30.872	0	1.824
30	35.245	0	1.941
32	39.907	0	2.055

**Tabla 18:** Comparación de momentos en soporte para uniones rígida, articulada y semirrígida

Momento en soporte (kN·m)			
Longitud = 8 m (cercana a recomendación ASME B31.3)			
Diámetro NPS	Unión rígida	Unión articulada	Unión semirrígida
16	21.525	32.288	31.146
18	26.779	40.168	38.912
20	32.651	48.976	47.607
24	46.128	69.192	67.592
28	61.744	92.465	90.633
30	70.491	105.736	103.795
32	79.813	119.72	117.665

Por medio de estas tablas se demuestra que el modelo semirrígido propuesto, está muy próximo al modelo de unión articulado. Se demuestra también que el acople estilo 77 de Victaulic es en realidad un acople muy flexible consistente con las características descritas por el fabricante. La relación entre las deflexiones de la unión semirrígida versus la unión rígida, en promedio, se detalla en la ecuación 5-4.

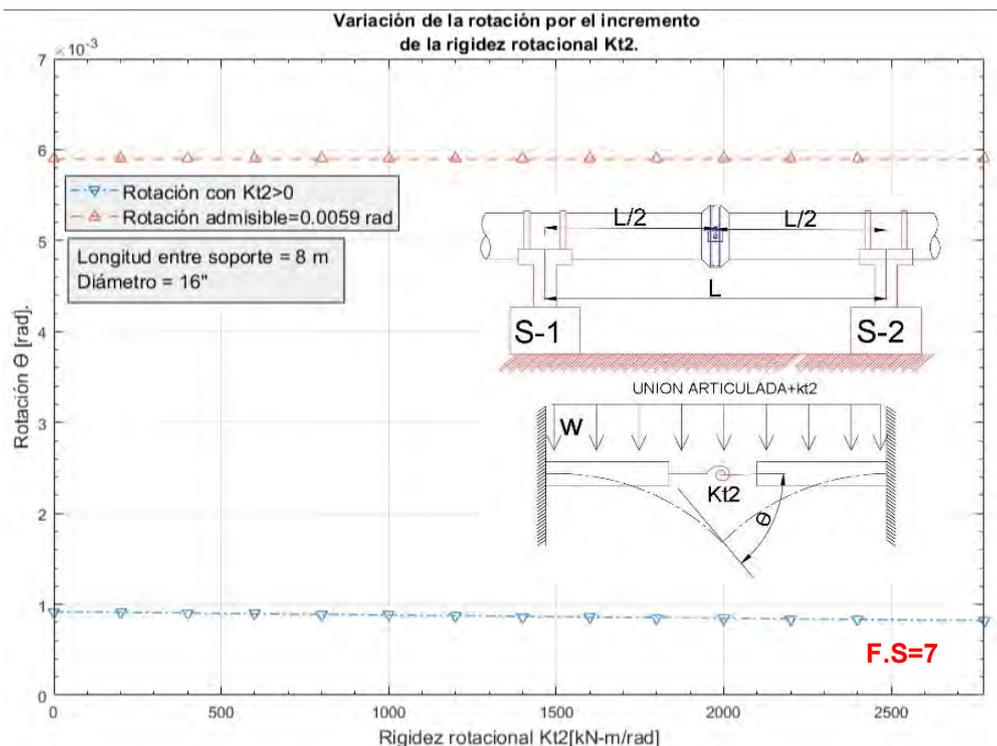
$$\frac{Y_{\text{unión (semirrígida)}}}{Y_{\text{unión (rígida)}}} = 2.83 \quad (\text{Eq. 5-4})$$

El montaje de una junta mecánica (unión semirrígida), Victaulic estilo 77, solo reduce en un 7.2% el valor de la rotación (giro) en la unión al ser comparada con una unión articulada (tabla 16). Esto demuestra que la unión estilo 77 tiene una gran facilidad para rotaciones en el plano, lo que también debería servir como una alerta si una carga de momento alto externo se localiza cerca del acople.

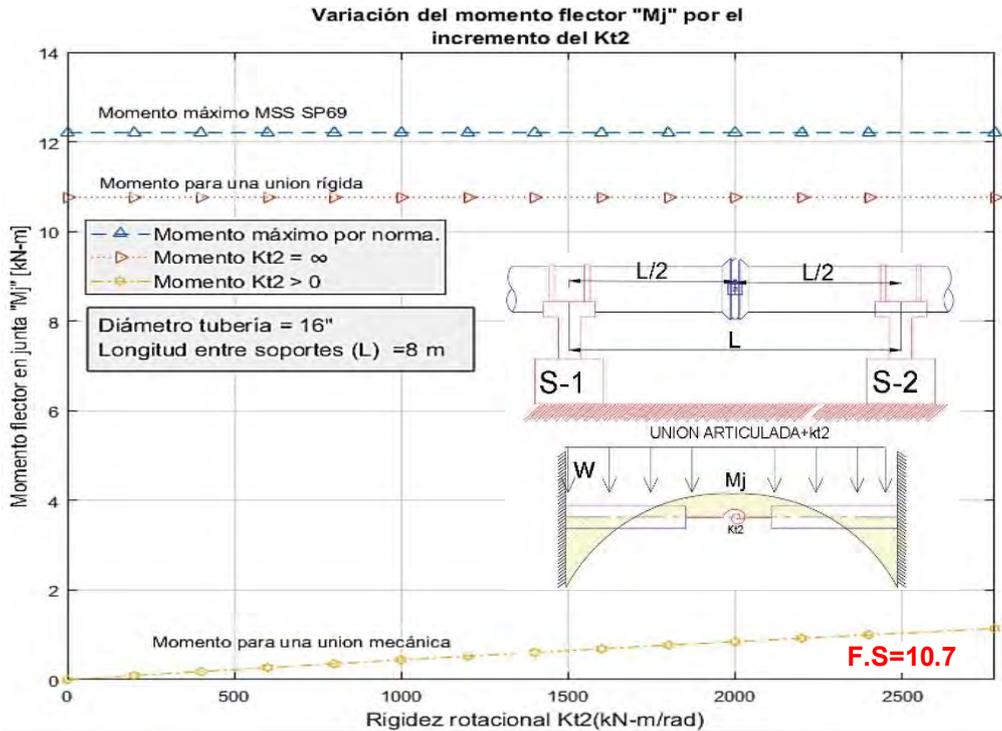
La instalación de la junta mecánica (unión semirrígida) origina un incremento aproximado del 46% del valor del momento flector en el soporte de tubería, comparado con el que genera una unión rígida. Evidentemente este será la zona donde el momento se desarrolle con su valor absoluto máximo.

Con la finalidad de revisar cómo evoluciona el comportamiento de la junta mecánica desde la condición ideal de una unión articulada, hasta el comportamiento real de unión semirrígida, se incrementó los valores de la constante de rigidez rotacional desde 0 (unión articulada) hasta el valor sugerido por el fabricante, resumido en la *tabla 8* (unión semirrígida). Los resultados se indican en las siguientes gráficas para:

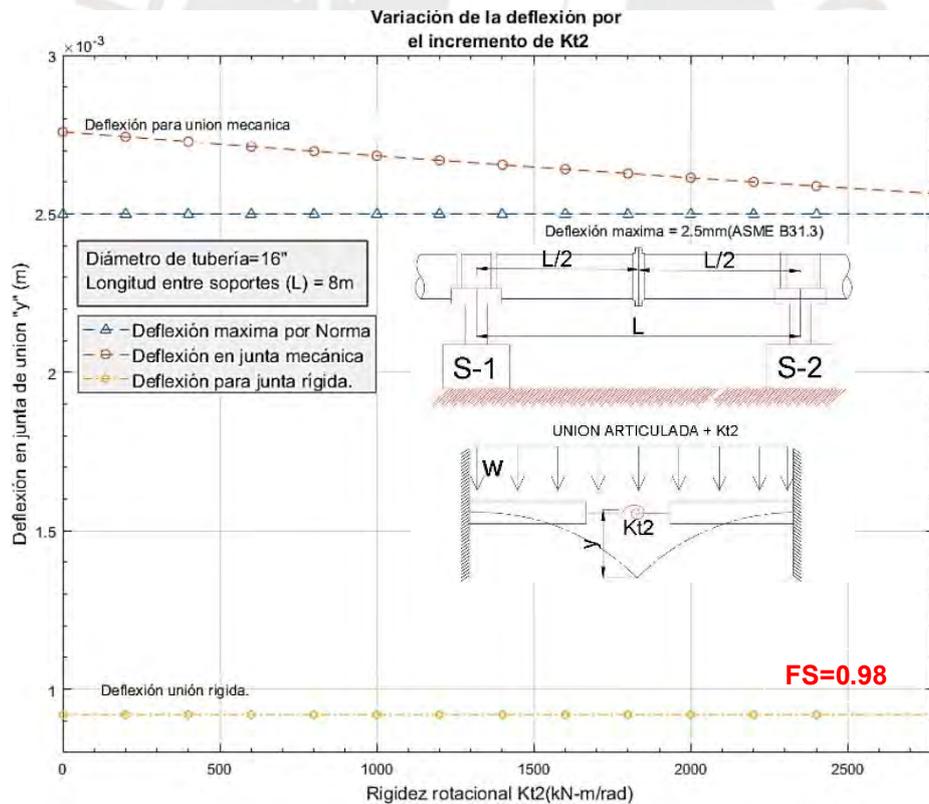
**a. Tubería 16”**



**Figura 5-6:** 16"- Variación de la rotación por el incremento de la rigidez rotacional  $K_{t2}$

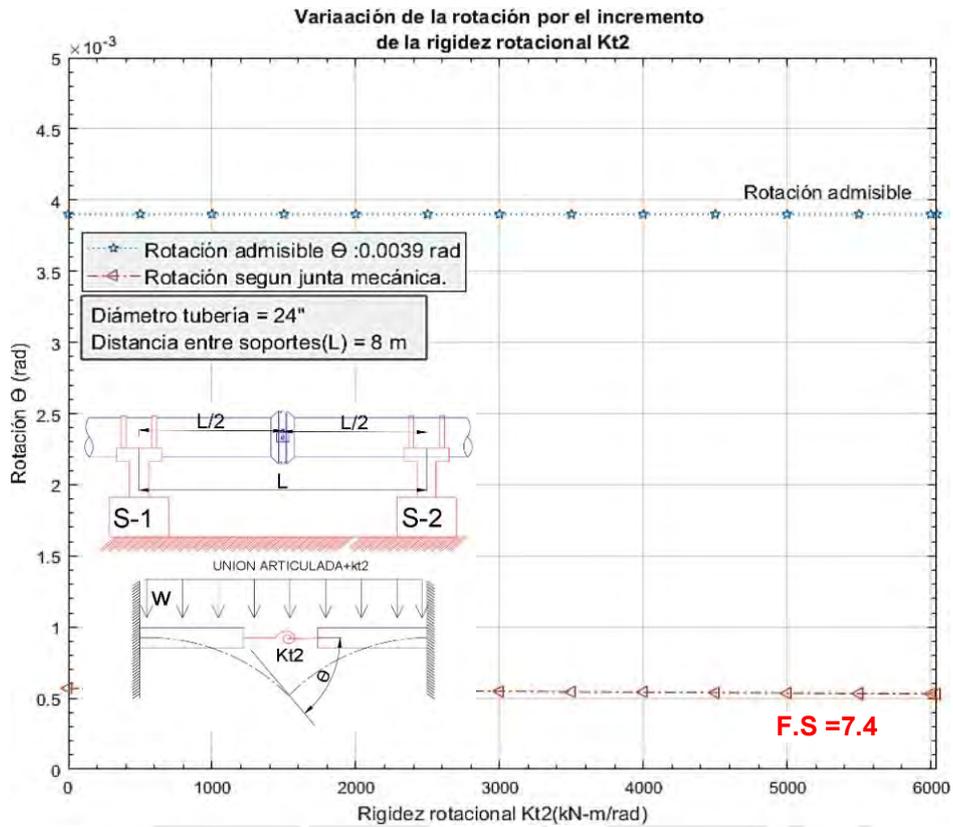


**Figura 5-7:16"-Variación del momento flector en la junta mecánica por incremento de Kt2**

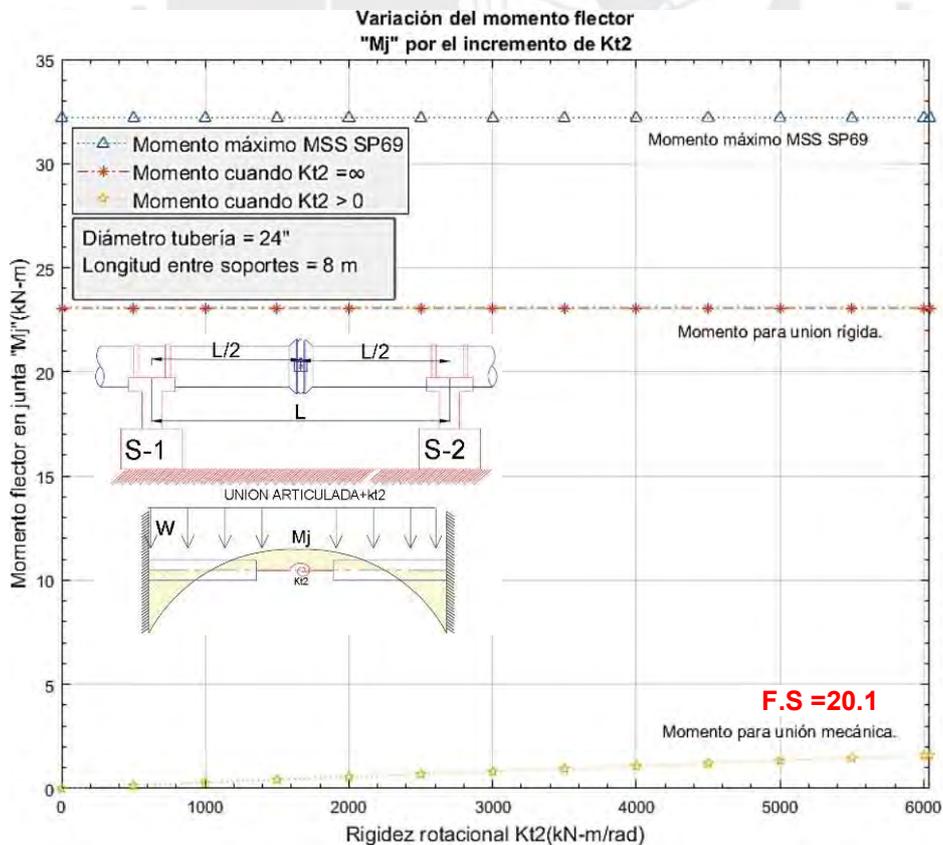


**Figura 5-8: 16"-Variación de la deflexión por el incremento de Kt2**

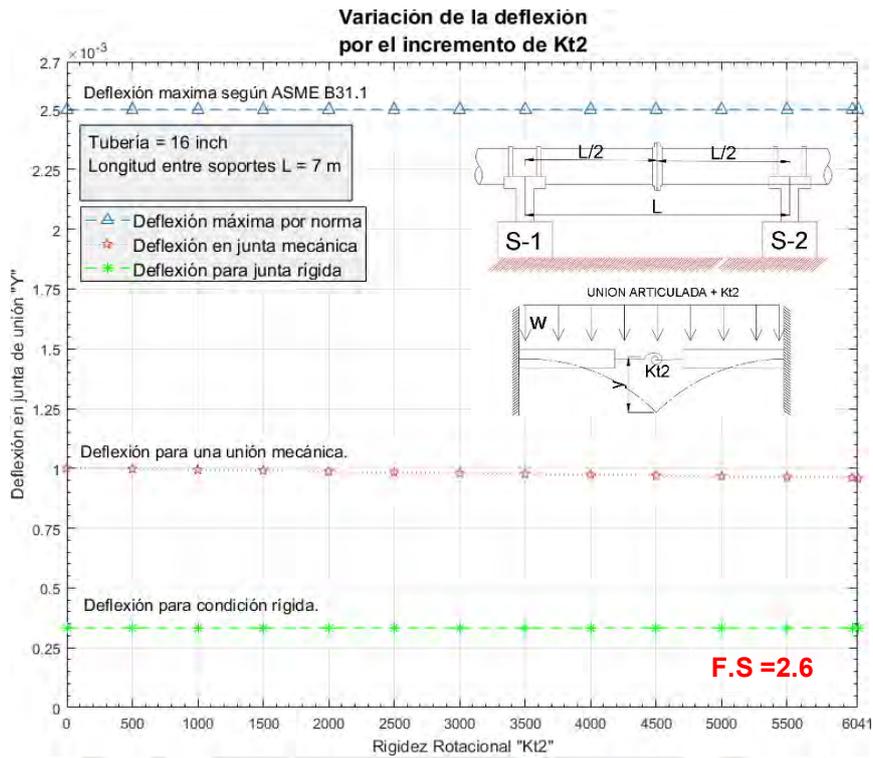
b) Tubería 24"



**Figura 5-9:** 24"-Variación de la rotación por el incremento del  $K_{t2}$

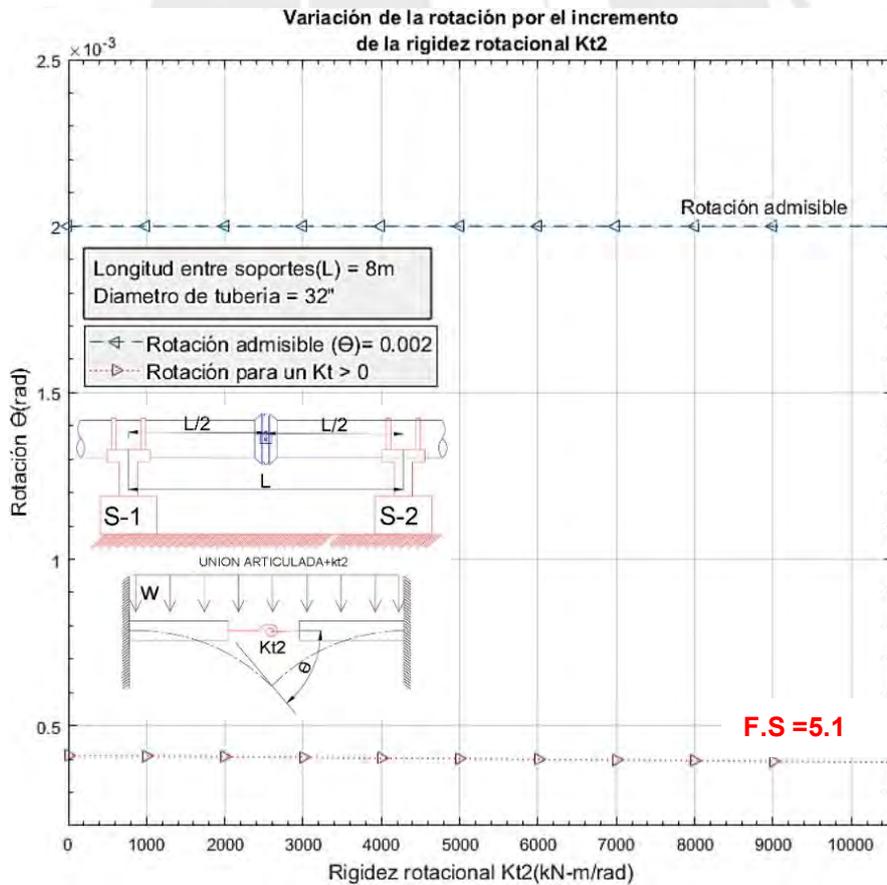


**Figura 5-10:** 24"-Variación del momento flector por el incremento de  $K_{t2}$

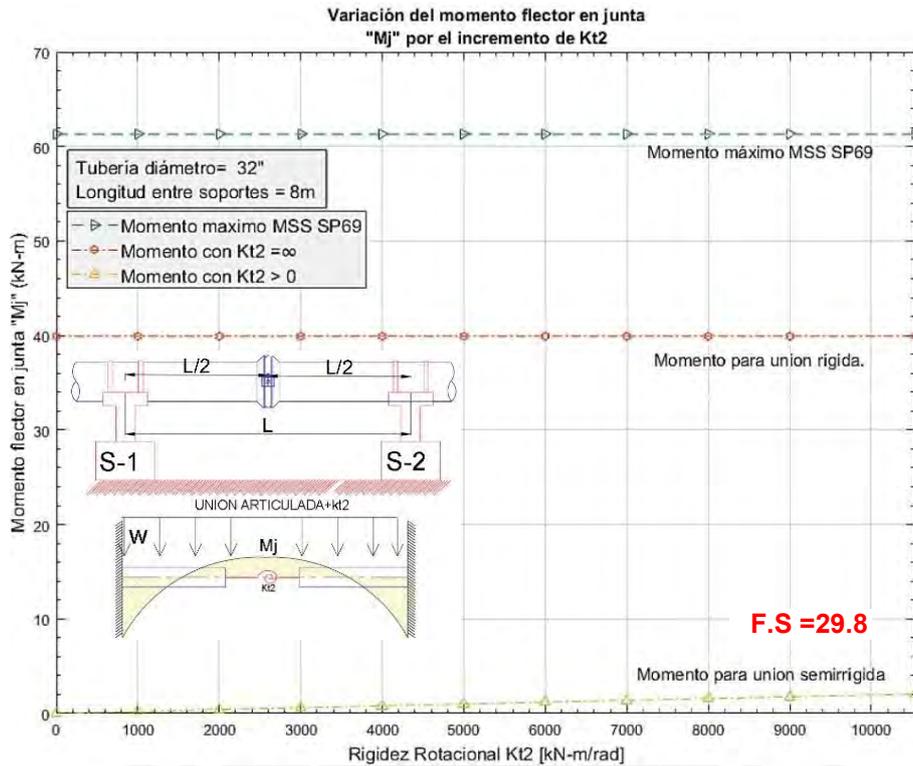


**Figura 5-11: 24"-Variación del momento de la deflexión por incremento de Kt2**

**c) Tubería 32"**



**Figura 5-12: 32"-Variación de la rotación por el incremento de la rigidez rotacional Kt2**



**Figura 5-13:** 32"-Variación del momento flector en la junta por el incremento de  $K_{t2}$

### 5.1.3.2 Resultados del diseño para un arreglo de soportes aceptable:

Para asegurar el diseño aceptable de un arreglo de tuberías, se tomó en cuenta los siguientes límites para cada diámetro de estudio expuestos en el capítulo 3.

**Tabla 19:** Resumen de límites de diseño según normativa y tipo de junta mecánica

Diámetro NPS	Deflexión máxima [mm]	Rotación máxima [rad]	Momento flector máximo [KN · m]
16	2.5	0.0059	12.20
18	2.5	0.0052	18.7
20	2.5	0.0048	22.8
24	2.5	0.0039	32.2
28	2.5	0.0028	47.4
30	2.5	0.0024	54.1
32	2.5	0.0020	61.3

Tomando en cuenta estos valores y con el modelo propuesto de análisis se elaboró las siguientes tablas con las distancias recomendadas entre soportes basadas en las ratios obtenidos al comparar con los valores máximos.

**Tabla 20:** Resultados de deflexiones y rotaciones para la distancia entre soportes recomendada por el modelo semirrígido.

Diámetro NPS	Longitud máxima recomendada [m]	Deflexión [mm]	Ratio Deflexión	Rotación [rad]	Ratio Rotación
16	4.8	0.33	7.2	0.000857	6.9
18	5.5	0.51	4.9	0.0002426	21.4
20	5.5	0.45	5.6	0.0002156	22.3
24	5.5	0.37	6.8	0.0001762	22.1
28	5.5	0.3	8.3	0.000149	18.8
30	5.7	0.33	7.6	0.0001537	15.7
32	5.7	0.31	8.0	0.0001433	14.0

**Tabla 21:** Resultados de momentos para la distancia entre soportes recomendada por el modelo semirrígido.

Diámetro NPS	Longitud máxima recomendada [m]	Momento en soporte [kN·m]	Ratio Deflexión	Momento en junta [kN·m]	Ratio
16	4.8	11.37	1.07	0.2576	47.4
18	5.5	18.6	1.01	0.4206	44.5
20	5.5	22.6912	1.01	0.4576	49.9
24	5.5	32.1	1.01	0.5315	60.6
28	5.5	43.1708	1.1	0.6047	78.4
30	5.7	52.9649	1.02	0.7133	75.8
32	5.7	60.02	1.02	0.7544	81.3

Se realizó una comparación con los valores de separación recomendado por el fabricante, por la empresa de ingeniería y construcción Fluor y por el modelo semirrígido propuesto.

**Tabla 22:** Comparación de espaciamiento o distancia entre soportes recomendado por Victaulic – FLUOR – Modelo semirrígido

Diámetro NPS	Victaulic (SG=1) [mm]	Fluor (SG=1) [mm]	Modelo Semirrígido (SG=2.7) [mm]
16	5500	6600	4800
18	6100	6600	5500
20	6100	6600	5500
24	6100	6600	5500
28	6400	7000	5500
30	6400	7000	5700

32	6400	7000	5700
----	------	------	------

## 5.2 Análisis estructural extendido a codos de radio mayor

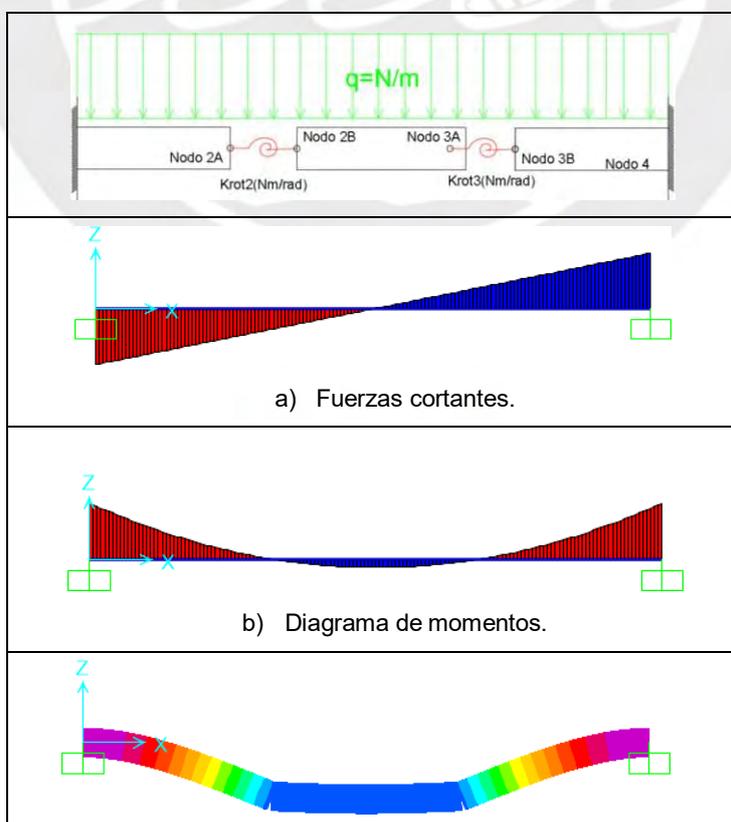
Antes del análisis de dos segmentos de tubería y los codos de radio largo, se hizo una revisión del escenario con tres segmentos de tubería unidos por juntas Victaulic estilo 77 con un elemento central sin soporte (segmento flotante). Posteriormente con los valores obtenidos y conclusiones de esta experimentación numérica se realizó el análisis final para un codo unido por juntas mecánicas.

### 5.2.1 Análisis estructural de tres segmentos de tubería recta

Con el modelo descrito en la sección 4.1 y considerando los vanos hallados que fueron consolidados en la *Tabla 22* para el modelo semirrígido (Junta Victaulic estilo 77), se elaboró un arreglo de tres secciones, dichas secciones son los espaciamientos máximos recomendados por la *Tabla 22*. Las tres secciones fueron en su inicio de la misma longitud, y luego se modificaron.

#### 5.2.1.1 Resultados:

Una representación general de los diagramas de momentos y fuerzas cortantes se muestran en la figura 5-14.

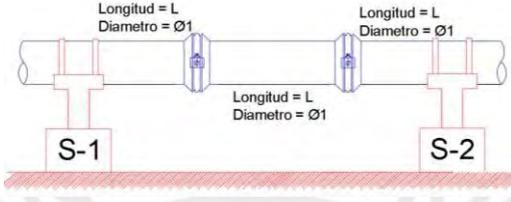


c) Deflexión.

**Figura 5-14:** Fuerzas cortantes, momento flector y deflexión para dos miembros soportados y uno flotante

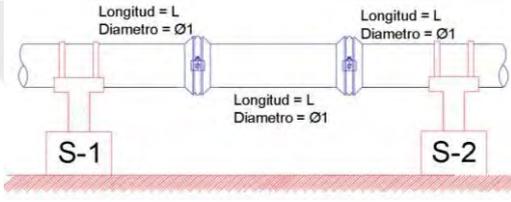
En el escenario de un arreglo de tuberías donde la longitud de cada segmento es la misma (longitud L), se verificó las distancias máximas de espaciamiento entre soportes para que el diseño sea aceptable. En las siguientes tablas se muestran los valores máximos encontrados.

**Tabla 23:** Valores de ratios de rotación, deflexión para arreglo de tuberías con segmentos iguales



Diámetro NPS	Longitud máxima L [m]	Deflexión máxima [mm]	Ratio Deflexión	Rotación máxima [rad]	Ratio Rotación
16	1.7	0.22	11.4	0.0001727	34
18	1.8	0.24	10.4	0.0001782	29
20	1.9	0.26	9.6	0.0001852	26
24	1.9	0.21	11.9	0.0001502	26
28	2	0.22	11.4	0.000147	19
30	2	0.2	12.5	0.0001364	18
32	2	0.19	13.2	0.000127	16

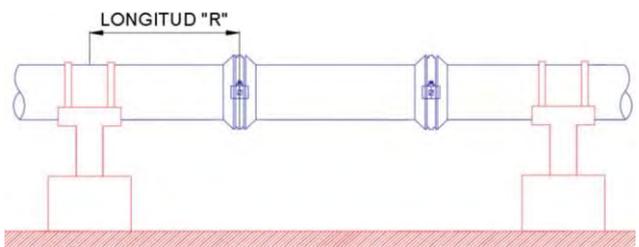
**Tabla 24:** Valores de ratios de momento flector (en soporte y unión) para arreglo de tuberías con segmentos iguales



Diámetro NPS	Longitud máxima L [m]	Momento máximo [kN·m]	Ratio momento	Momento en junta [kN·m]	Ratio Momento
16	1.7	11.6	1.05	0.1063	115
18	1.8	16.1	1.16	0.1313	142
20	1.9	21.9	1.04	0.1748	130
24	1.9	31.02	1.04	0.202	159
28	2	46.01	1.03	0.2667	178
30	2	52.6	1.03	0.2827	191
32	2	59.6	1.03	0.2986	205

Evidentemente la distancia de separación entre el acople y el soporte se reduce para casos de tres segmentos comparado con arreglos de dos segmentos. El peso de la tubería flotante es determinante para la reducción del vano de separación.

**Tabla 25:** Reducción de la distancia del soporte hacia la junta mecánica



Diámetro NPS.	Separación "R" Dos segmentos. [m]	Separación "R" Tres segmentos. [m]
16	2.4	1.7
18	2.75	1.8
20	2.75	1.9
24	2.75	1.9
28	2.75	2
30	2.85	2
32	2.85	2

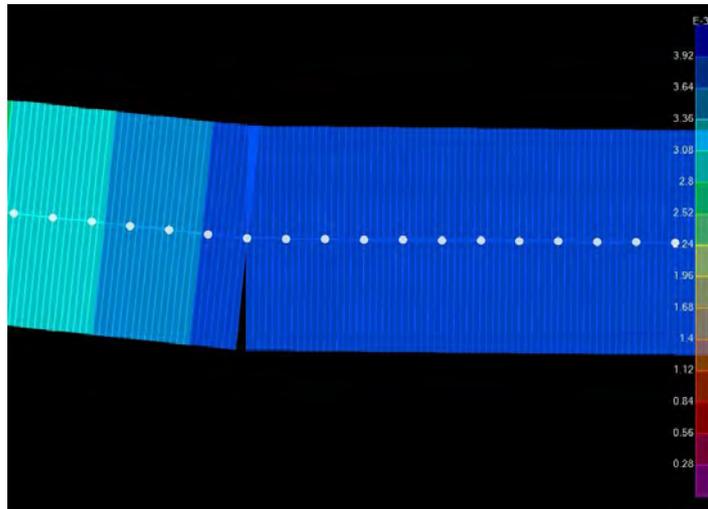
Es posible generalizar estos resultados para fines prácticos de instalación con un redondeo al entero inferior.

**Tabla 26:** Estándar de separación de vanos entre soportes para efectos prácticos

Diámetro NPS.	Diámetros de vano. dos segmentos	Diámetros de vano. tres segmentos-Tubería flotante.
16	5 D	4 D
18	6 D	3 D
20	5 D	3 D
24	4 D	3 D
28	3 D	2 D
30	3 D	2 D
32	3 D	2 D

La rotación máxima hallada, siempre se localizó en un extremo del tubo soportado, extremo que conecta a la tubería flotante. Nótese que mantienen su misma deflexión, pero con rotaciones diferentes. Ello es consistente con el hecho

real de la separación o luz entre ambos extremos de tubería, que permite dicho comportamiento en el acople mecánico.



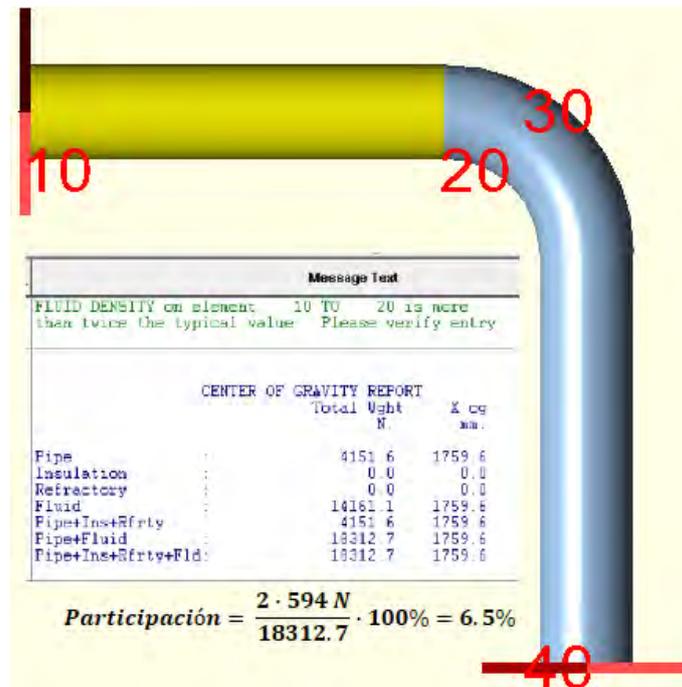
*Figura 5-15: Rotaciones diferentes en un nodo de conexión para un arreglo de tres segmentos de tubería, comportamiento general.*

## **5.2.2 Análisis estructural de dos segmentos de tubería más un codo**

Como primera evaluación se consideró un arreglo de dos segmentos de tubería unidos mediante brida con el codo de radio superior. Las uniones entre tuberías fueron tomadas como uniones rígidas (unión bridada). Como segunda evaluación se encuentra el mismo arreglo, pero esta vez se utiliza el modelo semirrígido descrito en la sección 4.3 (unión Victaulic estilo 77). En ambos casos el análisis se realizó mediante el programa CAESAR II 2016.

### **5.2.2.1 Análisis del modelo de un codo con unión rígida**

Con los resultados obtenidos del vano máximo para un arreglo de tuberías con dos tubos anclados y uno flotante (tabla 31), se empleó esta separación como punto inicial del análisis. Como se indicó, el peso de las bridas para el tramo analizado se desprecia dado que representa menos del 10% del peso total del spool con pulpa. Además, la intención no fue analizar el sistema con unión rígida sino un sistema semirrígido para la propuesta de soportería.



**Figura 5-16:** Participación de peso de brida en análisis

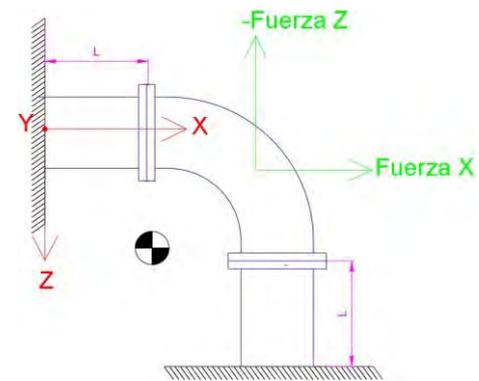
En el Anexo 4 se presenta el procedimiento para la obtención de la matriz de rigidez para un elemento Codo en el plano. Con la matriz de rigidez hallada y dada la naturaleza lineal de comportamiento, fue posible encontrar la relación entre las fuerzas aplicadas al codo y sus respectivos desplazamientos. Se presentó el escenario de un caso, donde se comparó los valores analíticos versus los valores obtenidos a través del programa CAESAR II. Con ello se sustentan los valores obtenidos en CAESAR II.

➤ **Resultados:**

El detalle de los resultados tales como: las deflexiones obtenidas, los momentos flectores, la torsión generada y la fuerza axial obtenida debido a la fuerza hidráulica generada en el codo, se presentan en el Anexo 5,6 y 7. Se reitera que las distancias de separación entre el soporte y la unión rígida fue acotada principalmente por el momento flector máximo de la tabla 3, aunque también se controló los valores admisibles indicados en la tabla 27.

En la siguiente tabla se muestran un resumen de las distancias que aseguran un diseño correcto según las restricciones de la normativa ASME B31.3.

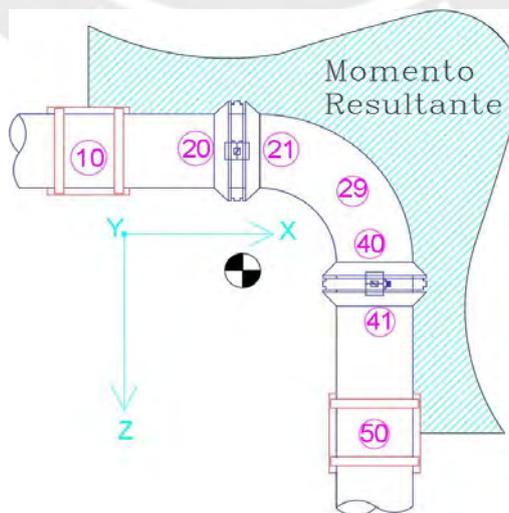
**Tabla 27:** Resultado de distancias aceptables recomendadas desde un soporte hacia la conexión rígida con codo



Vista de planta – Uniones Rígidas.

	Codo 1.5D	Codo 3D	Codo 5D
Diámetro NPS.	L [m]	L [m]	L [m]
16	1.9	1.5	0.9
18	2.2	1.7	1
20	2.2	1.6	0.7
24	2.0	1.4	0.3
28	2.0	1.1	NA
30	2.0	1	NA
32	2.0	0.8	NA

Se observa en los resultados que el momento flector producto de las fuerzas hidráulicas se incrementa mientras mayor es el radio de curvatura. Este incremento ocurre en los soportes, así como en el centro del codo. El momento flector resultante se plasma del siguiente modo.

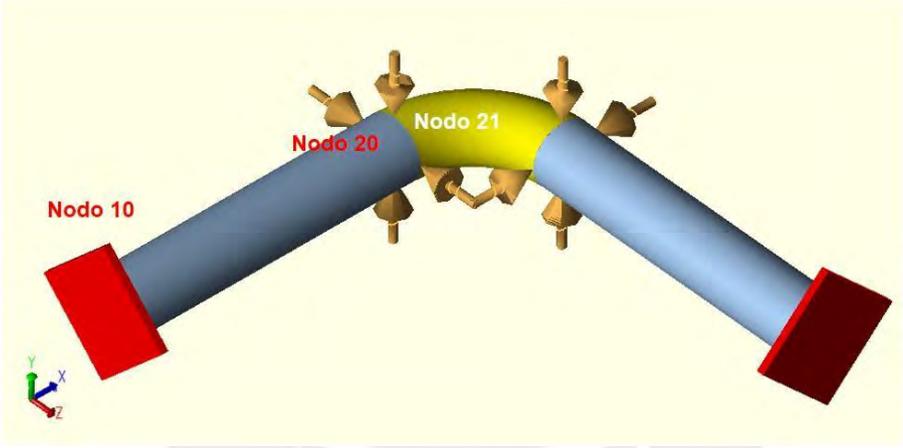


**Figura 5-17:** Diagrama de momentos resultantes en general

Existe una práctica en la industria que refiere en mantener una distancia prudente de un (1) diámetro de cualquier interferencia desde la brida por razones de montaje, mantenimiento o trabajo. Precisamente para un codo con Radio 5D, a partir de 28 pulgadas, la instalación con un codo flotante ya no es posible. Es necesario la instalación de un soporte en el medio.

### 5.2.2.2 Análisis del modelo de un codo con unión semirrígida

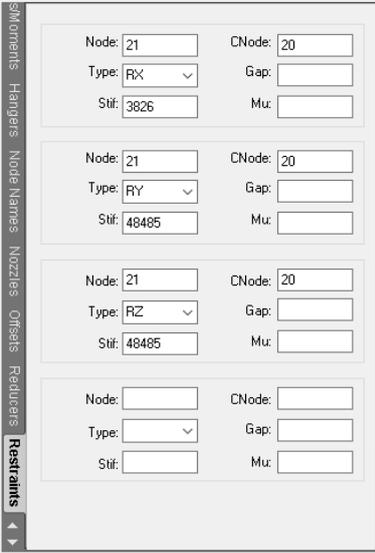
Se empleó para el análisis, el modelo descrito en la sección 4.3. Para una unión semirrígida, los valores de las constantes de rigidez son tomadas de la *Tabla 10* de acuerdo con (Motriuk, 2008). La carga, producto de la fuerza hidráulica se tomó de la *Tabla 13*. Ya en el Anexo 4 se hizo una verificación de los resultados usando CAESAR II, se halló la matriz de rigidez acoplada de un codo y se empleó para verificar los desplazamientos y esfuerzos. Las condiciones de borde descritas en la sección 4.3 fueron introducidas, por ejemplo, para una tubería de 16 NPS y radio de curvatura 1.5D y se resumen en la figura 5.18.



Node: 10	CNode:
Type: ANC	Gap:
Stif:	Muc:
Node: 20	CNode: 21
Type: X	Gap: 1.000
Stif: 3826	Muc:
Node: 20	CNode: 21
Type: Y	Gap:
Stif:	Muc:
Node: 20	CNode: 21
Type: Z	Gap:
Stif:	Muc:

a) El primer tramo de tubería es limitado por los nodos 10 y 20, además el nodo 21 es el inicio del codo. Como lo indica el modelo, en la dirección "Z" y "Y", no existirá desplazamiento lineal relativo. Por lo que existirá una rigidez infinita entre el nodo 20 y 21, esto se traduce con el espacio en blanco. En la dirección axial, X, existirá una constante de rigidez de 3826 kN/m según

- Ingreso de traslación lineal.

	la tabla 10. El Gap para esta relación se define en 1 mm.
 <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Ingreso de traslación al giro.</li> </ul>	b) Los nodos 20 y 21 también tienen una relación al giro. De acuerdo a la tabla 10, para la flexión que se presenta en el eje “Y” y eje “Z”, existe una constante de rigidez de 2778 kN.m/rad lo que equivale a 48485 N.m/deg. La torsión en el eje “X” toma el valor de rigidez axial descrita en el modelo.

**Figura 5-18:** Condición de borde en CAESAR II, para el desplazamiento lineal y rotacional de un codo 90°, 1.5D con uniones semirrígidas

La distancia inicial, desde el soporte a la unión mecánica estilo 77, fue tomada de la *Tabla 27*, cuyos valores ya fueron verificados y corresponde a un diseño bajo la normativa ASME B31.3. Entonces se tratará de comparar estos valores que pueden representar, por ejemplo: el montaje con bridas, con los resultados usando el modelo propuesto para uniones mecánicas descritas en la sección 4.3. Posteriormente con aquellos resultados se buscará tener alguna ubicación de soporte aceptable bajo norma, de no ser posible, se evaluará la necesidad del uso de un soporte adicional en el codo flotante.

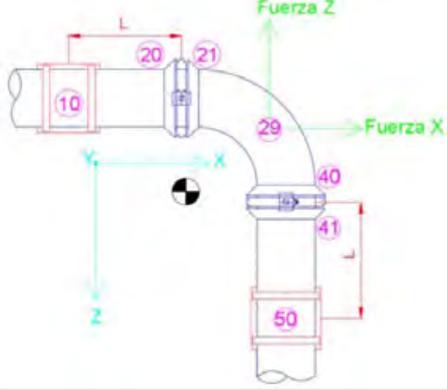
➤ **Resultados basados en comparativa (unión rígida versus unión semirrígida)**

Se realizó la evaluación, primeramente, de carácter comparativo modelando las juntas mecánicas semirrígidas y comparándolas con una unión rígida de la sección anterior. Un resumen de los resultados figura a continuación, un detalle más amplio de los resultados se encuentra en el *anexo 8*.

Producto de la carga distribuida sobre la tubería (peso de tubería + peso de relave minero) se presenta un momento flector en la dirección del eje “Z” en el soporte Nodo 10, del mismo modo existe un momento flector en la dirección “X” en el soporte Nodo 50. Evidentemente al cambiar de una unión rígida a una

semirrígida origina un incremento. La *tabla 28* muestra el incremento del momento comparando ambos tipos de uniones.

**Tabla 28:** Comparación de momentos en eje "Z" en soporte, para uniones rígida y semirrígida, codo 90°

Momento máximo en soporte debido a carga distribuida (peso tubería + peso de fluido) [N·m]						
						
Diámetro NPS	Curvatura	Longitud "L" [m]	Momento Admisible MSS SP69 [N·m]	Unión rígida Brida [N·m]	Unión semirrígida Victaulic Estilo 77 [N·m]	Incremento
16	1.5D	1.9	12200	11441	12125	6%
24	1.5D	2	32200	30200	31186	3%
32	1.5D	2	61300	55656	63144	13%
16	3D	1.5	12200	10970	11561	5.3%
24	3D	1.4	32200	31213	31792	1.8%
32	3D	0.8	61300	46760	45834	2%
16	5D	0.9	12200	10575	10840	2.5%
24	5D	0.4	32200	26508	25353	4.4%

Los resultados de la *tabla 28* muestran que existe un mayor incremento del momento flector para los radios de curvatura 1.5D (radio largo), seguido de aquellos con radio de curvatura 3D y finalmente aquellos codos 5D. Para todos estos casos el incremento no es mayor al 13%. Para realizar un rediseño de estas distribuciones, se debería reducir la distancia entre los soportes y la unión mecánica estilo 77, esto produciría un menor momento y se cumpliría con el límite según norma MSS SP69. Sin embargo, esto no sugiere que al arreglo podría ser aceptado bajo normativa. El momento más determinante, es el producido por la fuerza hidráulica como lo muestra la *Tabla 29*. Si bien este

momento no está limitado por la norma MSS SP69, su efecto sobre la rotación en el acople podría originar el fallo.

La fuerza hidráulica también genera un momento flector en los apoyos. Estos momentos están definidos según la dirección del eje “Y”. La *Tabla 29* muestra el resumen de forma comparativa.

**Tabla 29:** Comparación de momentos en eje “Y” en soporte, para uniones rígidas versus semirrígidas en codo 90°

Momento máximo en soporte debido a fuerza hidráulica (N·m)					
Diámetro NPS	Curvatura	Longitud [m]	Unión rígida [N · m]	Unión semirrígida [N · m]	Incremento
16	1.5D	1.9	168	58207	34547%
24	1.5D	2	1160	140771	12035%
32	1.5D	2	10514	259295	2366%
16	3D	1.5	1913	47907	2404%
24	3D	1.4	11265	105161	833%
32	3D	0.8	33678	115618	243%
16	5D	0.9	4792	31237	552%
24	5D	0.4	17185	39423	129%

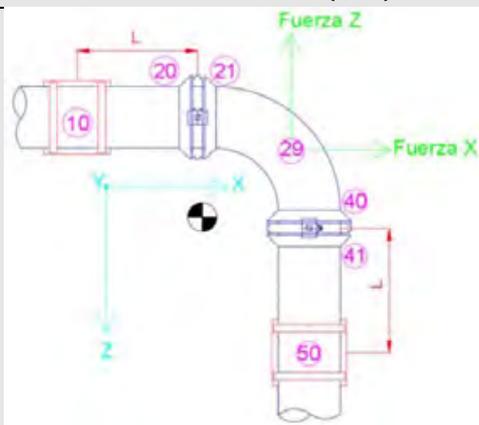
El momento flector en el soporte debido a la fuerza hidráulica se eleva considerablemente. Esto debido a que la unión (ahora junta mecánica semirrígida) ya no puede absorber todo el momento, sino solo una parte. Este incremento del momento flector se distribuye entre el soporte y el centro del codo. Si bien el momento no está limitado por la norma MSS SP69, dado que su origen es por una carga diferente a las fuerzas gravimétricas, su efecto sobre el

diseño del soporte y la distancia del acople al soporte es sumamente importante por tres razones:

- a) Al incrementar el momento flector en el soporte debido a la fuerza hidráulica, modifica el dimensionamiento y selección de perfiles del soporte mecánico, obligando a que estos se diseñen más robustos.
- b) El incremento de momento flector por la fuerza hidráulica origina un incremento de la rotación en el acople, produciendo una falla inminente si supera el límite recomendado por el fabricante de acuerdo a sus ensayos.
- c) El momento flector adicional por la fuerza hidráulica, origina un incremento del esfuerzo de flexión con lo que se incrementa el valor de la intensidad de esfuerzo, dicho esfuerzo se compara con la norma ASME B31.3 para efectos de aceptar o rechazar el diseño.

La deflexión máxima también fue otro parámetro que se tomó en cuenta. La tabla 30 muestra la deflexión máxima producida en el codo, que se produce en el Nodo 29.

**Tabla 30:** Comparación de la deflexión máxima, para uniones rígidas y semirrígidas en codo 90°

Deflexión máxima (mm)						
						
Diámetro NPS	Curvatura	Longitud [m]	Deflexión admisible ASME B31.1 [mm]	Unión rígida [mm]	Unión semirrígida [mm]	Incremento
16	1.5D	1.9	2.5	0.337	0.395	17%
24	1.5D	2	2.5	0.333	0.436	31%
32	1.5D	2	2.5	0.282	0.591	110%
16	3D	1.5	2.5	0.293	0.533	81%
24	3D	1.4	2.5	0.381	1.126	194%
32	3D	0.8	2.5	0.416	2.165	420%

16	5D	0.9	2.5	0.295	1.3	341%
24	5D	0.4	2.5	0.536	3.996	646%

Como era de esperarse, el valor de la deflexión se incrementa. Mientras mayor es el diámetro y mayor es la curvatura del codo, la deflexión máxima avanza. El fallo por deflexión es susceptible a ocurrir en los diámetros de NPS32 con mayor radio de curvatura, por ejemplo, 3D y 5D. Para todos los montajes con codos de 1.5D desde 16 NPS hasta 32 NPS no habrá fallo por deflexión.

Otro parámetro de diseño crítico es la rotación en la junta mecánica. Se tomó el acople mecánico involucrado con los Nodos 40-41. Un resumen de los resultados se encuentra en la *Tabla 31*.

**Tabla 31:** Comparación de giro en acople mecánico Victaulic estilo 77

Rotación máxima [°]							
Diámetro NPS.	Curvatura	Longitud [m]	Rotación admisible Victaulic Estilo 77. [°]	Nodo.	Unión rígida. [°]	Unión semirrígida. [°]	Incremento.
16	1.5D	1990	0.34	40/41	0.0102	0.0706	592%
24	1.5D	2000	0.22	40/41	0.0088	0.1015	1053%
32	1.5D	2000	0.11	40/41	0.0033	0.1289	3806%
16	3D	1.5	0.34	40/41	0.0093	0.0961	933%
24	3D	1.4	0.22	40/41	0.0054	0.1479	2639%
32	3D	0.8	0.11	40/41	0.0059	0.2005	3298%
16	5D	0.9	0.34	40/41	0.0073	0.1292	1670%
24	5D	0.4	0.22	40/41	0.0031	0.149	4706%

Como era de esperarse y dada la naturaleza casi flexible, la rotación crece notoriamente. Mientras se incrementa el diámetro y el radio de curvatura se incrementa, la rotación aumenta. Esto es consecuente con el incremento de la deflexión en el acople mecánico.

Un último parámetro de diseño tomado en cuenta, fue la separación o luz presente en una unión mecánica donde para condiciones iniciales de instalación se estableció en 1 mm. El resumen de los resultados se encuentra consolidados en la tabla 32.

**Tabla 32:** Luz entre extremos de tubería dentro de junta mecánica-Victaulic estilo 77

Luz entre extremos de tubería. [mm]						
Diámetro NPS.	Curvatura	Longitud [m]	Luz máxima Victaulic Estilo 77. [mm]	Nodo.	Gap, unión rígida. [mm]	Gap, Unión semirrígida. [mm]
16	1.5D	1.9	3	20/21	N.A	2.153
				40/41	N.A	1.609
24	1.5D	2	3	20/21	N.A	2.202
				40/41	N.A	1.502
32	1.5D	2	3	20/21	N.A	2.28
				40/41	N.A	2.229
16	3D	1.5	3	20/21	N.A	1.901
				40/41	N.A	1.108
24	3D	1.4	3	20/21	N.A	2.425
				40/41	N.A	2.364
32	3D	0.8	3	20/21	N.A	3.566
				40/41	N.A	3.512
16	5D	0.9	3	20/21	N.A	2.291
				40/41	N.A	1.354
24	5D	0.4	3	20/21	N.A	3.634
				40/41	N.A	6.425



Vista de planta – Uniones semirrígidas.			
	Codo 1.5D	Codo 3D	Codo 5D
Diámetro NPS.	L [m]	L [m]	L [m]
16	1.5	1.4	Requiere soporte
18	2	1.4	Requiere soporte
20	1.8	1.4	Requiere soporte
24	1.6	1.3	Requiere soporte
28	1.6	Requiere soporte	Requiere soporte
30	Requiere soporte	Requiere soporte	Requiere soporte
32	Requiere soporte	Requiere soporte	Requiere soporte

Dos características importantes se destacan: Mientras se incrementa la curvatura, la falla se produce por incremento del momento flector máximo indicado por (ASME B31.3, 2009; MSS SP69, 2003) y a medida que se incrementa el diámetro, la falla tiende a ser por rotación excesiva de la junta mecánica debido a la fuerza hidráulica.

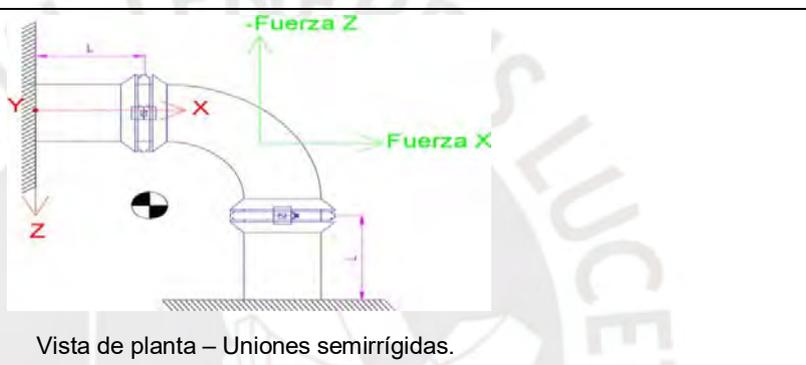
Para los codos de 16 NPS a 28 NPS de 1.5 D y los codos 3D de 16NPS hasta 24 NPS, los resultados indican que no será necesario la instalación de un soporte adicional en el propio codo si se considera la distancia recomendada de la tabla 33.

Para los codos de 5D se concluye que no hay posibilidad de instalarlos en una disposición flotante, por dos razones observadas en base a los resultados. La primera y más importante es que las rotaciones y desplazamientos lineales limitados por la propia junta mecánica, son superados por la fuerza hidráulica. La segunda razón refiere al hecho que el momento flector es superior al momento flector limitada por norma (MSS SP69, 2003), ello induce a reducir la distancia entre el soporte al acople para que de esta forma decrezca el momento, sin embargo, esta distancia se reduce tanto que no hace posible la instalación y empeora también por el ancho del soporte que hacer incrementar esa distancia. En este escenario la instalación del soporte o soportes para sostener el codo es

necesario. Lo mismo sucede para los codos 30", 32" de 1.5D, así como los codos de 28", 30" y 32" de 3D. Los soportes de fijación en los extremos del tramo recto de tubería, así como los del codo serán distribuidos respetando las distancias máximas obtenidas de la tabla 33.

Por lo tanto, con estos dos escenarios de instalaciones con codos libres de soportes y otros con codos autoportados se desarrolla la tabla 34, donde se establecieron la cantidad de soportes y el tipo de soporte para cada caso. En el *Anexo 11* se muestran los planos de *ingeniería básica* típicos de los soportes propuestos, y en el *Anexo 10* las revisiones y cálculos que sustentan el diseño.

**Tabla 34:** Tipo de soporte y cantidad para uniones Victaulic estilo 77



Vista de planta – Uniones semirrígidas.

Diámetro NPS.	Codo 1.5D		Codo 3D		Codo 5D	
	Arreglo	L [m]	Arreglo	L [m]	Arreglo	L [m]
16	SP1 - SP1	1.5	SP1 - SP1	1.4	SP2 - SP3 - SP2	2.4
18	SP1 - SP1	2	SP1 - SP1	1.4	SP2 - SP3 - SP2	2.7
20	SP1 - SP1	1.8	SP1 - SP1	1.4	SP2 - SP3 - SP2	2.7
24	SP1 - SP1	1.6	SP1 - SP1	1.3	SP2 - SP3 - SP2	2.7
28	SP1 - SP1	1.6	SP2 - SP3 - SP2	2.7	SP2 - SP3 - SP3 - SP2	2.7
30	SP2 - SP3 - SP2	2.8	SP2 - SP3 - SP2	2.8	SP2 - SP3 - SP3 - SP2	2.8
32	SP2 - SP3 - SP2	2.8	SP2 - SP3 - SP2	2.8	SP2 - SP3 - SP3 - SP2	2.8

**Leyenda de soportes estructurales**  
 SP1 = Soporte tipo anclaje con Pin.  
 SP2 = Soporte de apoyo.  
 SP3 = Soporte en Codo.  
 L [m] = Longitud máxima recomendada.

Basándose en la tabla 33 y 34 se puede hacer una comparativa desde el punto de vista del costo directo, para una junta mecánica y una junta bridada, así como del tiempo que involucra el trabajo de desconexión y conexión de la junta.

**Tabla 35: Comparación de costos y tiempos entre bridas y juntas mecánicas**

Diámetro	Costo [USD]			Tiempo de desconexión y reconexión de la junta [h].	
	Unión Bridada Clase 150 ASTM A105 Caras planas *	Unión Victaulic Estilo77 Gr.L**	Diferencia	Unión Bridada Clase 150 ASTM A105 Caras planas. ***	Unión Victaulic Estilo77****
	02 unidades.	01 unidad.			
16"	1033.98	1297.5	263.52	2.5	0.33
18"	1284.7	1518.5	233.8	2.5	0.33
20"	1468.82	2028	559.18	3.5	0.40
24"	2122.62	2616	493.38	3.5	0.40
*Fuente: Catalogo de MOPIPE Fittings (COMPANY, 2019).					
**Fuente: General Price List PL2019GEN. (Victaulic, 2019).					
***Tiempos estimados en la cantidad de pernos de retiro o instalación de una brida + el gasket de unión.					
****Tiempo estimado en retiro o instalación de los dos pernos de unión de la junta Victaulic.					

El costo adicional (unión de 20") por el empleo de una unión mecánica Victaulic Estilo 77 es aproximadamente un 38% superior al precio de una brida, sin embargo, el tiempo de desconexión y reconexión se reduce en un 88%, es esta diferencia en el tiempo que reduce la actividad de una parada de planta, lo que genera un ahorro significativo. Además, evidentemente no contar con un soporte adicional, caso de los codos 1.5D desde 16" hasta 28" de diámetro y codos 3D de 16" hasta 24", generan un ahorro de costo de capital, que involucraría costo de cimentación y soportería adicional.

## CAPÍTULO 6.

### DISCUSIONES Y CONCLUSIONES

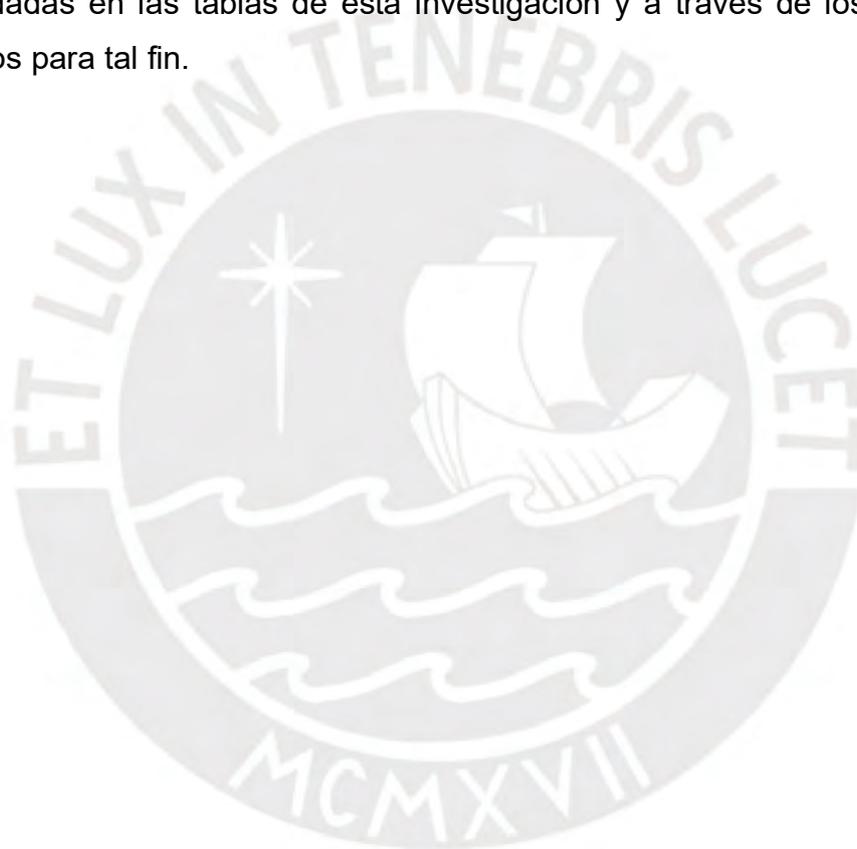
A través de esta investigación se logró plantear un modelo de análisis lineal para el comportamiento de las juntas mecánicas estilo Victaulic 77 [a partir de los valores de rigidez de (Motriuk, 2008)] y se empleó dicho modelo para predecir el comportamiento de la flexibilidad en tuberías horizontales y cambios de dirección horizontal.

Se demuestra que la junta mecánica Victaulic estilo 77, en el plano y para diámetros desde 16" hasta 32", tiene un comportamiento semirrígido de carácter altamente flexible (rigidez más pegada al comportamiento de una unión articulada) que rígido (rigidez infinita). Esto queda en efecto evidenciado por el comportamiento de la deflexión que es en promedio 2.83 veces la deflexión de una unión rígida. Otra evidencia observada fue que la junta mecánica reduce en promedio un 7.2% la rotación en la unión, respecto a una rotación producida por una unión completamente flexible, una muestra de la tolerancia de esta junta a la rotación. Se estableció las distancias recomendadas entre soportes de tubería para una unión mecánica estilo 77 dispuestas en posición horizontal, en dos segmentos de tubería recta, las cuales se encuentran dentro de los límites de diseño aceptable bajo normativa ASME B31.3 y MSS SP69. Dichas distancias se aplican para tuberías desde 16" hasta 32" y se presentaron en la Tabla 22. Se estableció las distancias recomendadas entre soportes para una unión mecánica estilo 77 dispuestas en posición horizontal considerando un tramo de tubería sin soporte (flotante), estos resultados se describen en la tabla 25. Existe una reducción en 1/3 en promedio, de la distancia de separación del soporte de tubería hacia la junta mecánica estilo 77 para un arreglo de 3 tuberías frente a un arreglo de 2 tuberías.

Se demuestra que ningún codo de radio de curvatura 5D, puede ser instalado sin soporte estructural. Los resultados arrojaron rotaciones elevadas del lado del codo, claramente producto de la fuerza hidráulica. A pesar de que la distancia del soporte hacia la junta mecánica se acorta, la rotación de la junta excede su valor permitido. Se demuestra que es posible una instalación de un codo sin

soporte estructural para aquellos de diámetro 16" hasta 28" de curvatura 1.5D y desde 16" hasta 24" para casos de radio de curvatura 3D. Existe una tendencia de los resultados, mientras se incrementa el radio de curvatura del codo para un mismo diámetro, la falla se produce por rotación excesiva en la junta mecánica, a la vez, mientras menor es el radio de curvatura la falla se presenta por momento excesivo en los soportes.

Finalmente, de acuerdo con los resultados del estudio y sus discusiones, se puede afirmar que es factible el empleo de las uniones mecánicas Victaulic Estilo 77 para la operación de codos de radio mayor mediante las distancias recomendadas en las tablas de esta investigación y a través de los soportes propuestos para tal fin.



# BIBLIOGRAFÍA

- Adamkowski, A., Henclik, S., Janicki, W., Adamkowski, A., Henclik, S., Janicki, W., ... Lewandowski, M. (2018). *The influence of pipeline supports stiffness onto the water hammer run*.
- ANSI/AISC360-16. (2016). *American National Standard-Specification for Structural Steel Building*.
- ASME B31.1. (2004). *American Society of Mechanical Engineer: B31.1 Power Piping*.
- ASME B31.3. (2009). American Society of Mechanical Engineer: Process Piping Guide. In *LANL Engineering Standards Manual PD342*.
- ASME B36.10. (2015). *American Society of Mechanical Engineer: Welded and Seamless Wrought Steel Pipe. 2015*.
- ASTM Standard ASTM A53. (2001). Standard specification for pipe, Steel, black and hot-dipped, zinc-coated, welded and seamless. High strength low alloy. In *Annual Book of ASTM Standards* (Vol. 01, pp. 5–8).
- Chen, W.-F., Kishi, N., & Komuro, M. (2011). *Semi-rigid connections handbook*. J. Ross Pub.
- COADE. (1993). *COADE Pipe Stress Analysis-Seminar Notes*.
- COMPANY, M. F. (2019). *Catalogo General*.
- D. Style. (1999). Style 07 Vic-Plus Gasket System : *Catalogo*, 6–7.
- Escoe., K. (2006). *Piping and Pipeline Assesment guide*. (1st ed.; G. P. Publishing, ed.).
- Fox, R. W., Mcdonald, A. T., & Pritchard, P. J. (2014). *Introduction to Fluid Mechanics* (6, ed.). Jhon Wiley & Sons, INC.
- Golder Associates. (2008). *Recuperación de agua de los Relaves de Cuajone, mediante tecnologías de relave espesado*.
- Helguero, V. (1986). *Piping Stress Handbook*. (2nd ed.; G. P. Company, ed.).
- Hou, D. Q., Tijsseling, A. S., & Bozkus, Z. (2014). Dynamic force on an elbow caused by a traveling liquid slug. *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 136(3), 1–11. <https://doi.org/10.1115/1.4026276>
- ITT Grinnell. (1981). *Piping Design and Engineering* (6th ed.).
- Junior, P. A. A. M., & Portela, T. M. (2018). Evaluation of the Stiffness Effect of Pipe Supports in Relation to Static and Dynamic Loads in a Flexibility Analysis. *International Journal of Advanced Engineering Research and Science*, 5(6), 91–94. <https://doi.org/10.22161/ijaers.5.6.14>
- Keith Escoe, A. (1988). *Mechanical Design of Process Systems Volume 1. Piping and Pressure Vessels* (1st ed.; G. C. Publishing, ed.).
- Motriuk, R. W. (2008). *IPC2008-6 4301 Modelling of Flexible Victaulic Couplings Using Basic Finite Element Software*. 1–8.
- MSS SP69. (2003). *MSS SP 69: PIPE HANGERS AND SUPPORTS - SELECTION AND APPLICATION*.
- Nayyar, M. L. (2000). *Piping handbook*. McGraw-Hill.
- Peng, L.-C., & Peng, T.-L. (2010). Pipe Stress Engineering. In *Pipe Stress Engineering* (1st ed.). <https://doi.org/10.1115/1.802854>
- Rodabaugh, E., Dodge, W., & Moore, S. (1974). WRC 198. *Welding Research Council*, 49.

- Smith, P. R., & Vaan Lann, T. (1987). *Piping and Pipe Support Systems Design and Engineering*. (1st ed.). McGraw-Hill.
- Vakharia, D. P., & Farooq, M. (2009). Determination of maximum span between pipe supports using maximum bending stress theory. *International Journal of Recent Trends in Engineering*, 1(6), 46.
- Vibration Victaulic. *Design Data for Seismic Applications of Victaulic® Grooved System Design Data for Seismic Applications of Victaulic® Grooved System*. , (2000).
- Victaulic-Style230. (2015). *Victaulic Application Guidelines Bolted Split-Sleeve Coupling System*. 1–18.
- Victaulic. (2005). *Grooved Piping System-Design Data 2601*.
- Victaulic. (2012). *The Victaulic Piping Method for Accommodating Pipe Offsets The Victaulic Piping Method for Accommodating Pipe Offsets*. 1–6.
- Victaulic. (2019). *General Price List PL2019GEN*.
- Victaulic 77 Style. (2008). *Acoplamiento flexible estándar Estilo 77. 06-04-SPA*. 4–7.

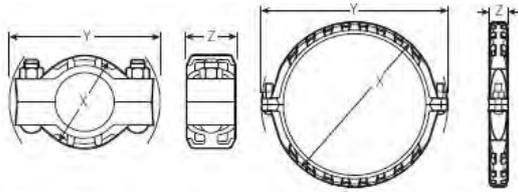


# ANEXO 1. Pesos y dimensiones de tubería, Modificado de (ASME B36.10, 2015)

**Table 1 Dimensions and Weights of Welded and Seamless Wrought Steel Pipe (Cont'd)**

NPS [Note (1)]	Customary Units			Identification [Standard (STD), Extra-Strong (XS), or Double Extra Strong (XXS)]	Schedule No.	DN [Note (2)]	SI Units		
	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Plain End Weight, lb/ft				Outside Diameter, mm	Wall Thickness, mm	Plain End Mass, kg/m
16	16.000	0.375	62.64	STD	30	400	406.4	9.53	93.27
16	16.000	0.406	67.68	...	...	400	406.4	10.31	100.71
16	16.000	0.438	72.86	...	...	400	406.4	11.13	108.49
16	16.000	0.469	77.87	...	...	400	406.4	11.91	115.87
18	18.000	0.281	53.23	...	...	450	457	7.14	79.21
18	18.000	0.312	58.99	...	20	450	457	7.92	87.71
18	18.000	0.344	64.93	...	...	450	457	8.74	96.62
18	18.000	0.375	70.65	STD	...	450	457	9.53	105.17
20	20.000	0.312	65.66	...	...	500	508	7.92	97.68
20	20.000	0.344	72.28	...	...	500	508	8.74	107.61
20	20.000	0.375	78.67	STD	20	500	508	9.53	117.15
20	20.000	0.406	85.04	...	...	500	508	10.31	126.54
24	24.000	0.344	86.99	...	...	600	610	8.74	129.60
24	24.000	0.375	94.71	STD	20	600	610	9.53	141.12
24	24.000	0.406	102.40	...	...	600	610	10.31	152.48
24	24.000	0.438	110.32	...	...	600	610	11.13	164.38
28	28.000	0.375	110.74	STD	...	700	711	9.53	164.86
28	28.000	0.406	119.76	...	...	700	711	10.31	178.16
28	28.000	0.438	129.05	...	...	700	711	11.13	192.10
28	28.000	0.469	138.03	...	...	700	711	11.91	205.34
30	30.000	0.375	118.76	STD	...	750	762	9.53	176.85
30	30.000	0.406	128.44	...	...	750	762	10.31	191.12
30	30.000	0.438	138.42	...	...	750	762	11.13	206.10
30	30.000	0.469	148.06	...	...	750	762	11.91	220.32
32	32.000	0.375	126.78	STD	...	800	813	9.53	188.83
32	32.000	0.406	137.12	...	...	800	813	10.31	204.09
32	32.000	0.438	147.78	...	...	800	813	11.13	220.10
32	32.000	0.469	158.08	...	...	800	813	11.91	235.29

## ANEXO 2. Pesos y dimensiones de Junta Mecánica Victaulic Estilo 77



¾ – 12"/DN20 – DN300 sizes    14 – 24"/DN350 – DN600 sizes

Size		Pipe End Separation <sup>3</sup>	Deflection from Centerline <sup>3</sup>		Bolt/Nut		Dimensions			Weight
Nominal	Actual Outside Diameter	Allowable	Per Cplg.	Pipe	Qty.	Size	X	Y	Z	Approx. (Each)
inches DN	inches mm	inches mm	Degrees	inches/ft. mm/m		inches	inches mm	inches mm	inches mm	lb kg
	5.250 133.0	0-0.13 0-3.2	1°-21'	0.28 24	2	20 x 108	7.63 194	10.38 264	2.13 54	10.0 4.5
DN125	5.500 139.7	0-0.13 0-3.2	1°-18'	0.28 24	2	20 x 108	8.63 219	10.65 270	2.13 54	10.0 4.5
6 DN150	6.625 168.3	0-0.13 0-3.2	1°-5'	0.23 18	2	¾ x 4¼	8.63 219	11.88 302	2.13 54	12.0 5.4
	6.250 159.0	0-0.13 0-3.2	1°-9'	0.24 20	2	20 x 108	8.63 219	11.50 292	2.13 54	13.2 6.0
	6.500 165.1	0-0.13 0-3.2	1°-6'	0.23 19	2	¾ x 4¼	8.88 226	11.63 295	2.13 54	13.2 6.0
8 <sup>4</sup> DN200	8.625 219.1	0-0.13 0-3.2	0°-50'	0.18 14	2	7/8 x 5	11.00 279	14.75 375	2.50 63	20.8 9.4
10 <sup>4</sup> DN250	10.750 273.0	0-0.13 0-3.2	0°-40'	0.14 12	2	1 x 6	13.63 346	17.13 435	2.63 67	27.8 12.6
12 <sup>4</sup> DN300	12.750 323.9	0-0.13 0-3.2	0°-34'	0.12 9	2	1 x 6½	15.63 397	19.25 489	2.63 67	31.1 14.1
14 <sup>5</sup> DN350	14.000 355.6	0-0.13 0-3.2	0°-31'	0.11 9	2	1 x 3½	16.75 425	20.25 514	3.00 76	39.2 17.8
	14.842 377.0	0-0.13 0-3.2	0°-31'	0.11 9	2	1 x 3½	17.39 442	20.96 531	2.80 71	48.8 22.1
16 <sup>5</sup> DN400	16.000 406.4	0-0.13 0-3.2	0°-27'	0.10 9	2	1 x 3½	18.75 476	22.25 565	3.00 76	45 20.4
	16.772 426.0	0-0.13 0-3.2	0°-27'	0.10 9	2	1 x 3½	19.69 500	22.92 581	2.92 74	56.7 25.7
18 <sup>5</sup> DN450	18.000 457.2	0-0.13 0-3.2	0°-24'	0.08 7	2	1½ x 4	21.56 548	25.00 635	3.13 80	64.1 29.1
	18.898 480.0	0-0.13 0-3.2	0°-24'	0.08 7	2	1½ x 4	22.38 569	25.86 655	3.04 77	77.2 35

<sup>3</sup> Allowable Pipe End Separation and Deflection figures show the maximum nominal range of movement available at each joint for standard **roll** grooved pipe. Figures for standard **cut** grooved pipe may be doubled. These figures are maximums; for design and installation purposes these figures should be reduced by: 50% for ¾ – 3 ½"/DN20 – DN90; 25% for 4"/DN100 and larger.

<sup>4</sup> Couplings 8, 10, 12"/DN200, DN250, DN300 sizes available to JIS standards. Refer to Victaulic [publication 06.17](#) for details.

<sup>5</sup> For 14 – 72"/DN350 – DN1800 Roll Groove systems Victaulic offers the Advanced Groove System (AGS) line of products. Refer to Victaulic [publication 20.03](#) for information on the Style W77 flexible AGS coupling.

Size		Pipe End Separation <sup>3</sup>	Deflection from Centerline <sup>3</sup>		Bolt/Nut		Dimensions			Weight
Nominal	Actual Outside Diameter	Allowable	Per Cplg.	Pipe	Qty.	Size	X	Y	Z	Approx. (Each)
inches DN	inches mm	inches mm	Degrees	inches/ft. mm/m		inches	inches mm	inches mm	inches mm	lb kg
20 <sup>5</sup> DN500	20.000 508.0	0-0.13 0-3.2	0°-22'	0.08 7	2	1½ x 4	23.63 600	27.00 686	3.13 80	74.8 34
22 <sup>5</sup> DN550	22.000 559.0	0-0.13 0-3.2	0°-19'	0.07 6	2	1½ x 4	25.63 651	29.13 740	3.13 80	82.6 37.5
	20.866 530.0	0-0.13 0-3.2	0°-22'	0.08 7	2	1½ x 4	24.29 617	27.80 704	3.07 77	91.7 41.6
	22.835 580.0	0-0.13 0-3.2	0°-19'	0.07 6	2	1½ x 4	26.76 680	30.01 762	3.12 79	92.8 42.2
24 <sup>5</sup> DN600	24.000 609.6	0-0.13 0-3.2	0°-18'	0.07 6	2	1½ x 4	27.75 705	31.00 787	3.19 81	89.6 40.7
	24.803 630.0	0-0.13 0-3.2	0°-18'	0.07 6	2	1½ x 4	28.42 722	32.16 817	3.12 79	96.8 44
14-72 DN350- DN1800	AGS See Style W77, refer to Victaulic <a href="#">publication 20.03</a>									

<sup>3</sup> Allowable Pipe End Separation and Deflection figures show the maximum nominal range of movement available at each joint for standard **roll** grooved pipe. Figures for standard **cut** grooved pipe may be doubled. These figures are maximums; for design and installation purposes these figures should be reduced by: 50% for ¾ – 3 ½"/DN20 – DN90; 25% for 4"/DN100 and larger.

<sup>5</sup> For 14 – 72"/DN350 – DN1800 Roll Groove systems Victaulic offers the Advanced Groove System (AGS) line of products. Refer to Victaulic [publication 20.03](#) for information on the Style W77 flexible AGS coupling.

### NOTE

- Metric thread size bolts are available (color coded gold) for all coupling sizes upon request. Contact Victaulic for details.

### ANEXO 3. Verificación de uniones semirrígidas en el plano

El objetivo de esta comparativa es verificar los resultados obtenidos por el método de los elementos finitos y el método analítico. Dentro de los métodos analíticos se usará el método de las fuerzas o llamado también método de flexibilidad.

#### A. Cálculo analítico de un segmento de tubería con uniones semirrígidas

El cálculo analítico elaborado es para una tubería de 28 pulgadas, el cual es detallado en la figura A1. Este mismo procedimiento se puede emplear para las 5 tuberías analizadas.

- a. Diámetro: 28 NPS.
- b. Espesor: 9.53 mm.
- c. Longitud entre soportes: 8 m.
- d. Longitud del soporte a acople: 4 m.
- e. Pulpa SG: 2.7
- f.  $Kt2/2=4061.5 \text{ kN/m}$
- g. Modulo Elasticidad = 200 GPa

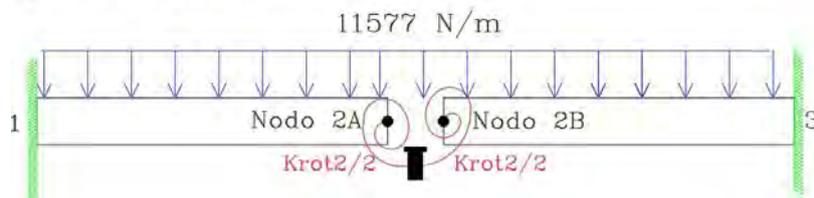


Figura A 1: Modelo analítico de una unión semirrígida para  $\phi 28''$

Las siguientes hipótesis se toman en cuenta para la resolución, que se basa en el modelamiento de la tubería como viga prismática.

- a) La tubería es de material es isotrópico, homogéneo.
- b) Se puede aplicar el principio de superposición, basado en la Ley de Hook y la inexistencia de cambios geométricos en la estructura, linealidad geométrica.
- c) No se toma en cuenta la deformación producida sobre algún esfuerzo cortante sobre la tubería ni la energía producida por alguna fuerza axial.

El cálculo de las reacciones del modelo mediante las ecuaciones de equilibrio según:

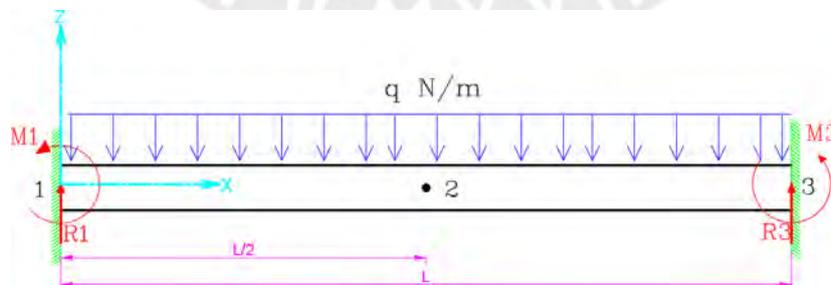


Figura A 2: Diagrama de fuerzas.

$$\sum F_z=0$$

$$R_1 + R_3 = q \cdot L$$

Por simetría de ambos segmentos:

$$R_1 = \frac{q \cdot L}{2} \quad R_2 = \frac{q \cdot L}{2}$$

Se analiza el segmento de tubería desde 1 hasta 2 considerando la rigidez rotacional indicada en la figura A1.

$$\sum M_1 = 0$$

$$M_1 - \frac{q \cdot L}{2} \cdot \frac{L}{2} + M_{2A} = 0$$

$$M_1 - \frac{q \cdot L^2}{8} + M_{2A} = 0 \quad (\text{Eq. A 1})$$

La ecuación de momento desde la izquierda en el segmento 1-2 es:

$$M(x) = -\frac{q \cdot L^2}{8} + M_2 + \frac{q \cdot L}{2} \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} \quad (\text{Eq. A 2})$$

También se hace la hipótesis de que el momento del acople cumple la condición de linealidad expresada matemáticamente en:

$$M_{2A} = K_{rot2/2} \cdot \theta_2 \quad (\text{Eq. A 3})$$

La energía interna del segmento 1 a 2 se describe a continuación.

$$U_{int} = \int_0^{L/2} \frac{M(x)^2}{2 \cdot E \cdot I} dx \quad (\text{Eq. A 4})$$

La aplicación del segundo teorema de Castigliano permite encontrar la rotación en la junta mecánica:

$$\theta_{2A} = \frac{\partial U_{int}}{\partial M_2}$$

$$\theta_{2A} = \frac{1}{E \cdot I} \int_0^{L/2} M(x) \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial M_2} \cdot dx \quad (\text{Eq. A 5})$$

$$\theta_{2A} = \frac{1}{E \cdot I} \int_0^{L/2} \left( -\frac{q \cdot L^2}{8} + M_2 + \frac{q \cdot L}{2} \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} \right) \cdot (1) dx$$

$$\theta_{2A} = \frac{1}{E \cdot I} \left( -\frac{q \cdot L^3}{16} + K_{rot2/2} \cdot \theta_2 \cdot \frac{L}{2} + \frac{q \cdot L^3}{16} - \frac{q \cdot L^3}{48} \right)$$

El desplazamiento rotacional tendrá un valor negativo en este tramo 1-2, toda vez que la pendiente de un ángulo en el tercer cuadrante es negativa, este signo es adicionado.

$$-\theta_{2A} = \frac{1}{E \cdot I} \left( K_{rot2/2} \cdot \theta_2 \cdot \frac{L}{2} - \frac{q \cdot L^2}{48} \right)$$

$$\theta_{2A} = \frac{q \cdot L^3}{24} \cdot \frac{1}{(2E \cdot I + K_{rot2/2} \cdot L)} \quad (\text{Eq. A 6})$$

La ecuación A6 permite obtener la rotación en la junta mecánica producto de la acción del resorte rotacional  $K_{rot2/2}$  con las condiciones del diagrama conceptualizado en la figura A1. Nótese que, si la constante del resorte es 0, la rotación obtenida es el valor de una unión entre tuberías articulada (mecanismo), en cambio si este valor es muy elevado, imaginemos infinito, el valor de la rotación es 0, que es el caso de una unión rígida. El acople mecánico tiene las mismas características del material y forma, tanto en extremo 2A como en el extremo 2B de la tubería, por ende, el factor  $K_{rot2/2}$  es el mismo. La rotación puede variar, pero para este arreglo con segmentos iguales, la rotación es la misma. Se considera que la deflexión en 2A y 2B si es la misma por efecto del acople. Se resumen las siguientes condiciones de borde del modelo.

$$\theta_{2A} = \theta_{2B} \quad (\text{solo por ser un caso especial})$$

$$K_{rot2/2(2A)} = K_{rot2/2(2B)} \quad (\text{propiedad intrínseca del material})$$

$$y_{2A} = y_{2B}$$

De la misma forma es posible obtener el valor de la deflexión. Para ello se emplea el método de la doble integración basado en la proporcionalidad de la curvatura de la viga con el momento, matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$E \cdot I \frac{d^2y}{dx^2} = M(x) \quad (\text{Eq. A 7})$$

$$E \cdot I \cdot \theta = -\frac{q \cdot L^2}{4} x + M_2 x + \frac{q \cdot L}{4} \cdot x^2 - \frac{q \cdot x^3}{6} + C_1 \quad (\text{Eq. A 8})$$

$$E \cdot I \cdot y = -\frac{q \cdot L^2}{8} x^2 + \frac{M_2}{2} \cdot x^2 + \frac{q \cdot L}{12} \cdot x^3 - \frac{q \cdot x^4}{24} + C_1 \cdot x + C_2 \quad (\text{Eq. A 9})$$

Al aplicar las condiciones de borde se demuestra que  $C_1$  y  $C_2$  son cero, además analizando la deflexión para una longitud  $L/2$  donde se ubica la junta mecánica, se obtiene:

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \left( \frac{-M_2 \cdot L^2}{8} - \frac{q \cdot L^4}{128} \right) \quad (\text{Eq. A 10})$$

Reemplazando la ecuación A3 en A10 se obtiene la deflexión en función de la rigidez rotacional y el giro en el punto de conexión de la junta mecánica, esto es:

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \left( \frac{-K_{rot2/2} \cdot \theta_2 \cdot L^2}{8} - \frac{q \cdot L^4}{128} \right) \quad (\text{Eq. A 11})$$

Reemplazando A6 en A11 se obtiene la deflexión en función solo de la constante de rigidez rotacional.

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \left( \frac{-K_{rot2/2} \cdot q \cdot L^3}{24} \cdot \frac{1}{(2E \cdot I + K_{rot2/2} \cdot L)} \cdot L^2 - \frac{q \cdot L^4}{128} \right)$$

Factorizando y ordenando términos se obtiene la ecuación final:

$$y_{2A} = \frac{-q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \left( \frac{K_{rot2/2} L + 6EI}{K_{rot2/2} L + 2EI} \right) \quad (\text{Eq. A 12})$$

Nótese que, si el valor de la constante de rigidez a la flexión es muy elevado, supongamos infinito, el valor obtenido de la deflexión correspondiente a una unión entre los extremos 2A y 2B de la tubería es  $\frac{-q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$ , fórmula conocida de una conexión rígida y extremos empotrados (véase Figura 3.7). Por otro lado, si el valor de la constante de rigidez es cero, la flecha obtenida corresponde a  $3 \frac{-q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$ , esto es el triple de la deflexión hallado en una unión rígida, este tipo de unión toma la forma de una unión articulada (mecanismo).

### B. Simulación mediante SAP 2000 V19

Este programa es usado para el análisis estructural mediante la herramienta de los elementos finitos, los cuales permiten aproximar la solución al problema propuesto. Para fines comparativos, los datos descritos en la figura A1 son incluidos en el modelo numérico.

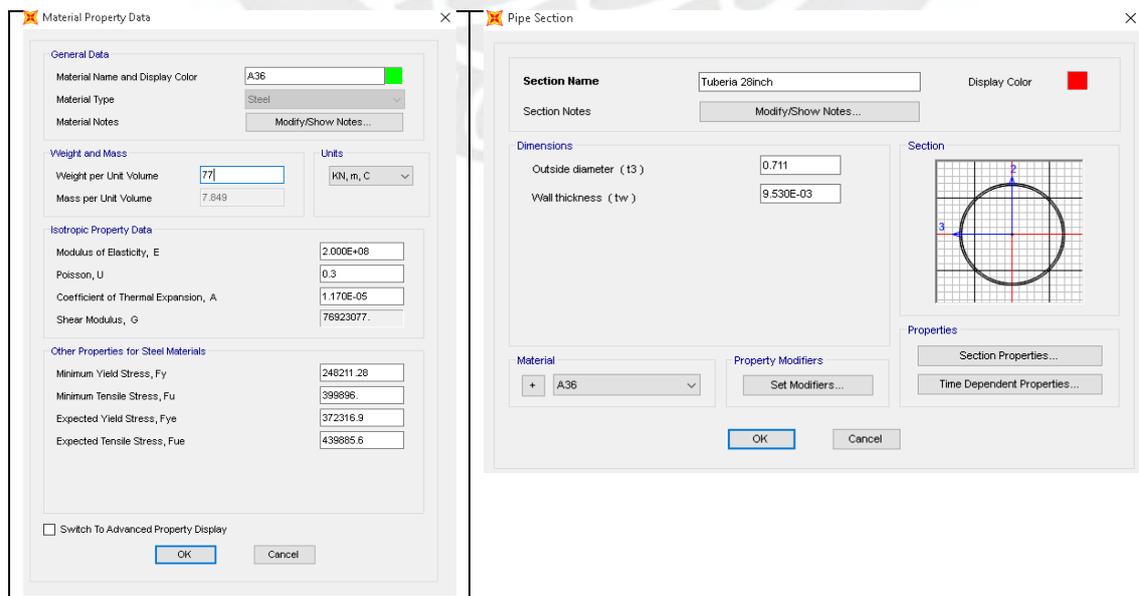
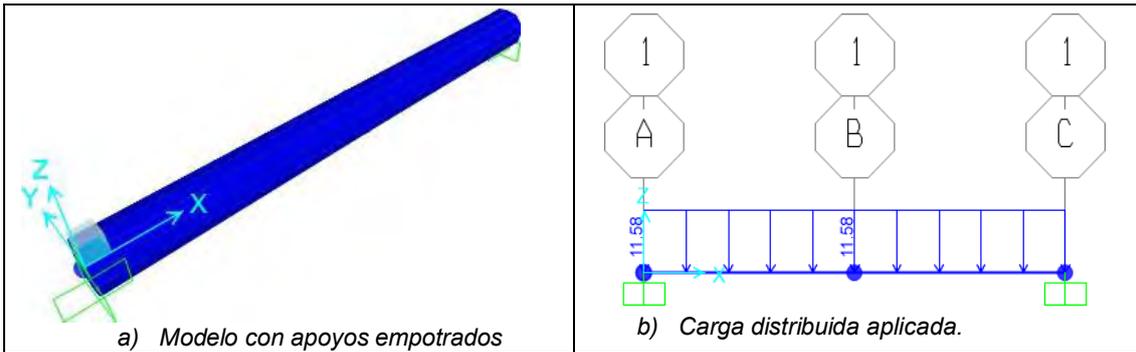
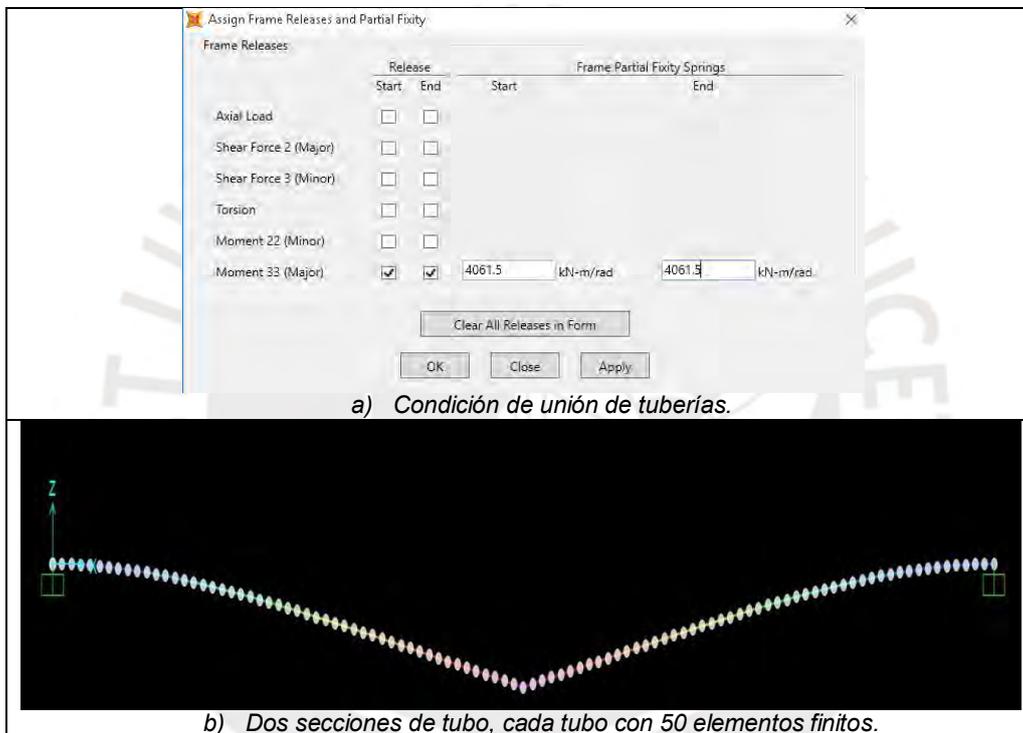


Figura A 3: Material de tubería y características de sección. Unidades (kN; m; C°).



**Figura A 4:** Modelo en SAP2000 y carga aplicada sobre la tubería 28 NPS. Unidades (kN; m; C°)

La aplicación de las condiciones de borde permite adicionar la rigidez rotacional en el nodo de conexión. Para tener menos error se ha considerado 50 elementos tubo, por cada segmento de tubería.



**Figura A 5:** condición de conexión semirrígida y tamaño de malla.

El resumen de los resultados obtenidos en SAP2000 es el siguiente:

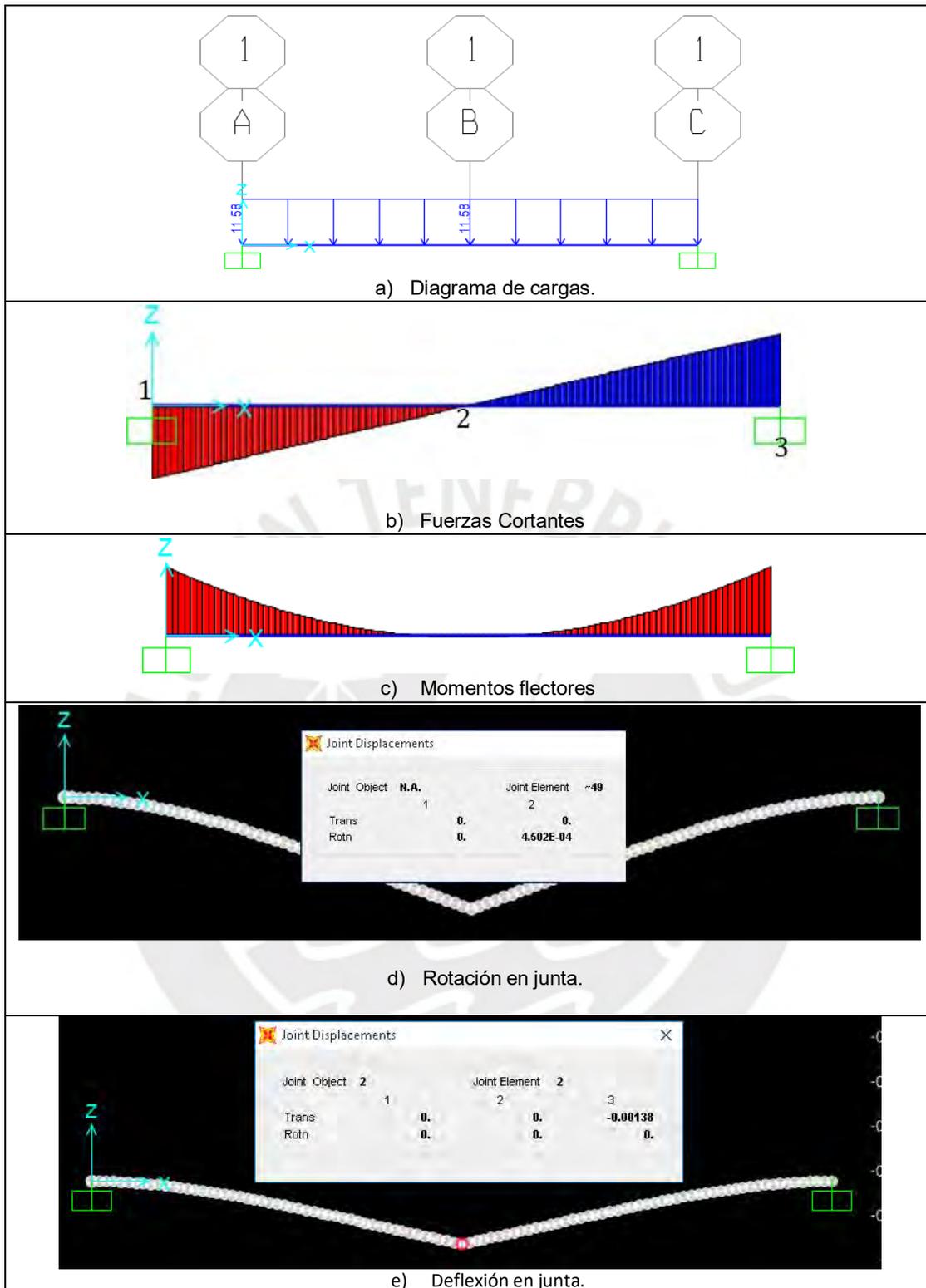


Figura A 6: Diagramas de fuerzas y momentos flectores, tubería 28 NPS. SAP2000

El detalle de los valores en cada extremo de la junta es:

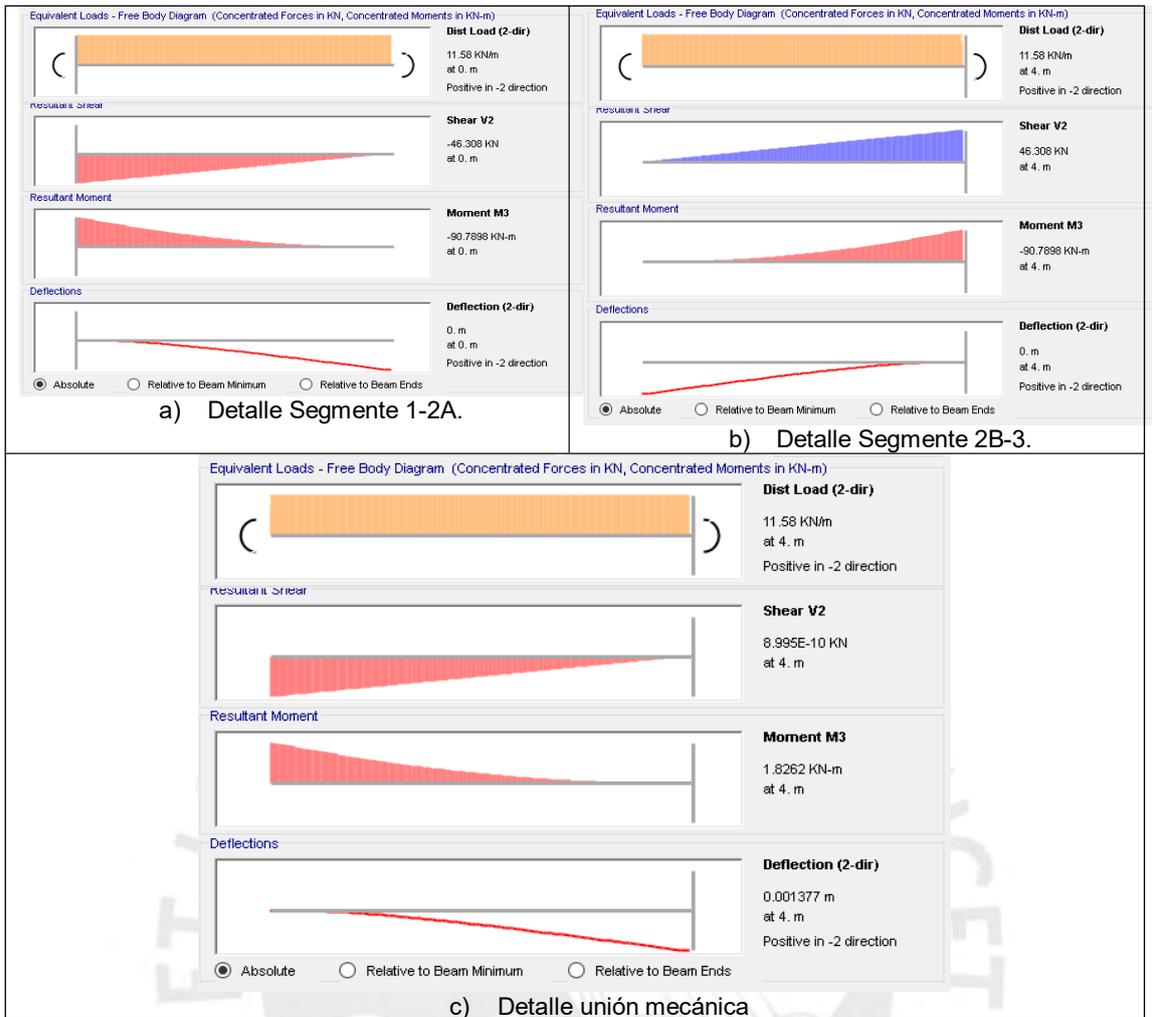


Figura A 7: Detalle de valores de fuerzas y momentos para tubería 28 NPS. SAP 2000

### C. Comparativa de Resultados

Aplicando la ecuación A6 y A12 se obtiene la rotación y deflexión respectivamente. Con la ecuación A3 se halla el momento flector en la junta mecánica y con A1 el momento en el soporte. Se compara estos valores con los obtenidos a través de SAP2000.

Tabla A1: Comparación cálculo analítico y Método elementos finitos-Rotación

Rotación en unión mecánica (rad)			
Longitud = 8 m (cerca a recomendación ASME B31.3)			
Diámetro NPS	Unión semirrígida Método Analítico	Unión semirrígida FEM con SAP2000	Error %
28	0.0004496	0.0004502	0.13

**Tabla A2:** Comparación cálculo analítico y Método elementos finitos-Deflexión

Deflexión en unión mecánica (mm)			
Longitud = 8 m (cerca a recomendación ASME B31.3)			
Diámetro NPS	Unión semirrígida Método Analítico	Unión semirrígida FEM con SAP2000	Error %
28	1.377	1.380	0.2%

**Tabla A3:** Comparación cálculo analítico y Método elementos finitos-Momento

Momento en unión mecánica (kN-m)			
Longitud = 8 m (cerca a recomendación ASME B31.3)			
Diámetro NPS	Unión semirrígida Método Analítico	Unión semirrígida FEM con SAP2000	Error %
28	1.828	1.8262	0.1%

**Tabla A4:** Comparación cálculo analítico y Método elementos finitos-Momento

Momento en soporte (kN-m)			
Longitud = 8 m (cerca a recomendación ASME B31.3)			
Diámetro NPS	Unión semirrígida Método Analítico	Unión semirrígida FEM con SAP2000	Error %
28	90.7899	90.7898	0.0001%

## ANEXO 4. Verificación de deformación en codos de 90°, Obtención de la matriz de rigidez de un elemento de tubería codo

El objetivo de esta comparativa es verificar los valores obtenidos mediante el programa, CAESAR II 2016, y los valores que son posibles de obtener por cálculos analíticos. La comparativa de ambos valores dará garantía que los resultados obtenidos por el programa computacional sean aceptados. Como ocurre en la ingeniería de tuberías, la flexibilidad será el elemento a comparar, para ello se modelará un codo de 90°.

### A) Matriz de rigidez de elemento estructural codo 90°

La siguiente figura muestra un codo de 90° de una instalación real, unido en ambos extremos con tuberías rectas mediante juntas mecánicas.

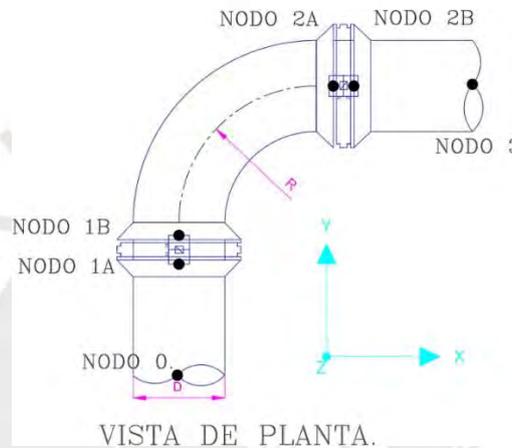


Figura A 8: Codo de 90° en una instalación real de planta.

De la figura A8, se aísla el elemento de tubería codo. También se considera para efectos de simplificación que los nodos 1A y 1B, como los nodos 2A y 2B están completamente unidos. Esto es consecuente con una unión tipo rígida (soldadura o unión bridada), por lo que solo se utilizará en adelante la notación 1 y 2 para referirse a los extremos de cada codo. El modelo conceptual es esquematizado en el diagrama de cuerpo libre de la figura A9.

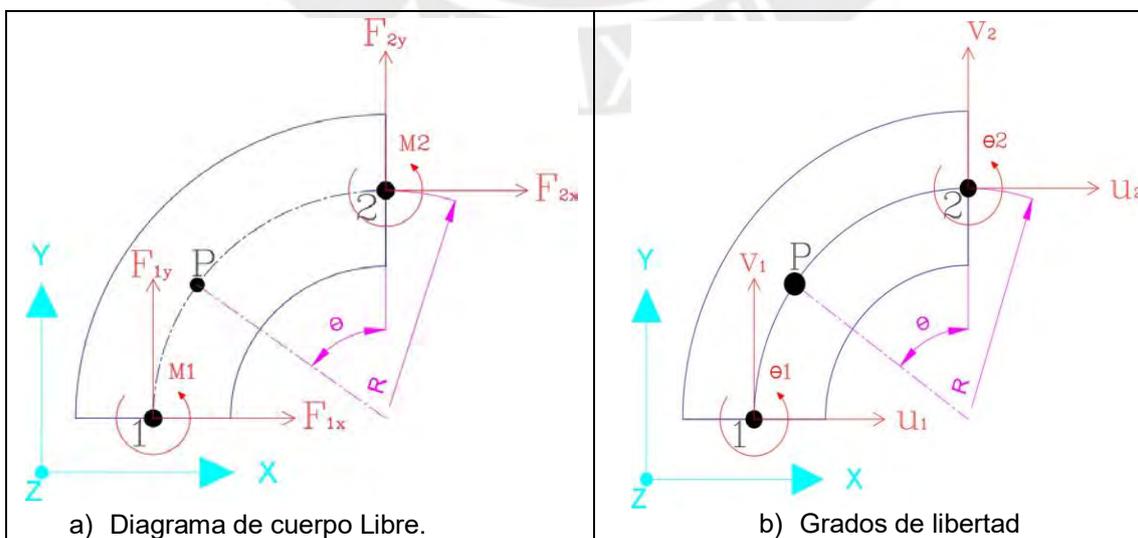


Figura A 9: Diagrama de cuerpo libre Codo 90° y sus desplazamientos.

En cada extremo existen tres grados de libertad, con lo que el conjunto tiene 6 GDL. Toda vez que se trabaja en la zona elástica y existe continuidad geométrica, es posible aplicar el principio de superposición, primero se halla la matriz de flexibilidad con un extremo empotrado, para luego empotrar el otro extremo y obtener la matriz de flexibilidad en este escenario. La suma de las dos matrices permitirá acoplarlos y conseguir la matriz general del elemento codo.

La figura A10 muestra el escenario donde se tiene al extremo 1, empotrado y el extremo 2 en voladizo. Al aplicar las condiciones de la estática se obtiene:

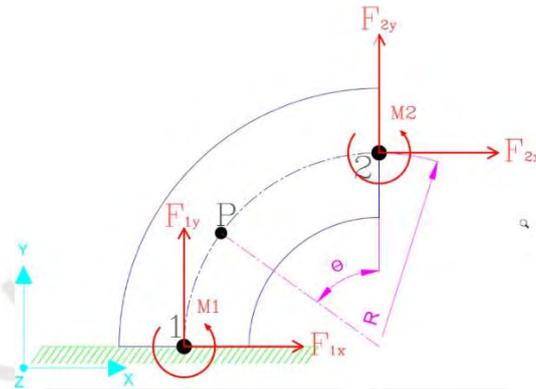


Figura A 10: Diagrama de cuerpo Libre en codo 90° – Empotramiento extremo 1.

$$\sum M_1 = 0$$

$$M_1 + M_2 + F_{2y} \cdot R - F_{2x} \cdot R = 0 \quad (\text{Eq. A 13})$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{1x} = -F_{2x} \quad (\text{Eq. A 14})$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{1y} = -F_{2y} \quad (\text{Eq. A 15})$$

Se analiza un punto P cualquiera, ubicado sobre el eje neutro del codo siempre entre los extremos 1 y 2. El punto P está definido por el ángulo de giro  $\Theta$ , el cual se mide desde el eje vertical del nodo 2 hasta su ubicación de P. El abatimiento se limita entre 0 y  $\pi/2$ . La ecuación de momento por la derecha se obtiene en función de  $\Theta$ .

$$M(\theta) = R \cdot (1 - \cos \theta) \cdot F_{2x} - R \cdot \sin \theta \cdot F_{2y} - M_2 \quad (\text{Eq. A 16})$$

La energía interna de deformación del codo (siempre considerando un comportamiento lineal) es igual a la energía interna de una viga con una curvatura definida por un radio, llamado radio de curvatura. Esta energía se define como:

$$U_{int} = \int_0^{\pi/2} \frac{M(x)^2}{2 \cdot E \cdot I} dx \quad (\text{Eq. A 17})$$

La ecuación anterior, no considera los efectos de los esfuerzos cortantes como aporte de la energía interna de deformación, así como la energía que podría producir alguna carga axial sobre el codo. La aplicación del segundo teorema de Castigliano, permite obtener cualquier desplazamiento aplicando la derivada parcial de esta energía respecto a la fuerza aplicada. Como se desea obtener los desplazamientos en el nodo 2, toda vez que el nodo 1 está empotrado, se plantea:

$$u_2 = \frac{\partial U_{int}}{\partial F_{2x}} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} M(\theta) \cdot \frac{\partial M(\theta)}{\partial F_{2x}} dx \quad (\text{Eq. A 18})$$

$$v_2 = \frac{\partial U_{int}}{\partial F_{2y}} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} M(\theta) \cdot \frac{\partial M(\theta)}{\partial F_{2y}} dx \quad (\text{Eq. A 19})$$

$$\theta_2 = \frac{\partial U_{int}}{\partial M_2} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} M(\theta) \cdot \frac{\partial M(\theta)}{\partial M_2} dx \quad (\text{Eq. A 20})$$

La siguiente relación cinemática es necesario detallar:

$$dx = R \cdot d\theta$$

Sustituyendo la ecuación A16 en cada una de las ecuaciones A18, A19, A20 y resolviendo la derivada parcial se obtiene:

$$u_2 = \frac{\partial U_{int}}{\partial F_{2x}} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} [R \cdot (1 - \cos \theta) \cdot F_{2x} - R \cdot \sin \theta \cdot F_{2y} - M_2] \cdot R(1 - \cos \theta) \cdot R d\theta$$

$$v_2 = \frac{\partial U_{int}}{\partial F_{2y}} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} [R(1 - \cos \theta) \cdot F_{2x} - R \sin \theta \cdot F_{2y} - M_2] \cdot [-R \sin \theta] \cdot R d\theta$$

$$\theta_2 = \frac{\partial U_{int}}{\partial M_2} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} [R(1 - \cos \theta) \cdot F_{2x} - R \sin \theta \cdot F_{2y} - M_2] \cdot [-1] \cdot R d\theta$$

La resolución de la integral permite obtener los desplazamientos lineales y rotacionales en el nodo 2 en función de las fuerzas aplicadas.

$$u_2 = \frac{R^3}{EI} \left( \frac{3\pi - 8}{4} \cdot F_{2x} - \frac{1}{2} \cdot F_{2y} - \frac{\pi - 2}{2} \cdot \frac{M_2}{R} \right) \quad (\text{Eq. A 21})$$

$$v_2 = \frac{R^3}{EI} \left( -\frac{1}{2} \cdot F_{2x} + \frac{\pi}{4} \cdot F_{2y} + \frac{M_2}{R} \right) \quad (\text{Eq. A 22})$$

$$\theta_2 \cdot R = \frac{R^3}{EI} \left( -\frac{\pi - 2}{2} \cdot F_{2x} + F_{2y} + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{M_2}{R} \right) \quad (\text{Eq. A 23})$$

Es posible expresar este sistema de ecuaciones A21, A22, A23, de la siguiente forma:

$$\vec{X} = [A] \cdot \vec{F}$$

Donde:

$\vec{X}$  = Vector de desplazamientos

$\vec{F}$  = Vector de fuerzas

[A] = Matriz de flexibilidad.

Los desplazamientos en el nodo 2 pueden encontrarse con:

$$\begin{bmatrix} u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \cdot R \end{bmatrix} = \frac{R^3}{EI} \begin{bmatrix} \frac{3\pi - 8}{4} & -\frac{1}{2} & -\frac{\pi - 2}{2} \\ -\frac{1}{2} & \frac{\pi}{4} & 1 \\ \frac{\pi - 2}{2} & 1 & \frac{\pi}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ \frac{M_2}{R} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. A 24})$$

La flexibilidad es la inversa de la rigidez. Esta característica permite obtener las fuerzas a partir de cualquier desplazamiento donde el sistema de ecuaciones puede tomar la forma:

$$\vec{F} = [K] \cdot \vec{X}$$

Donde:

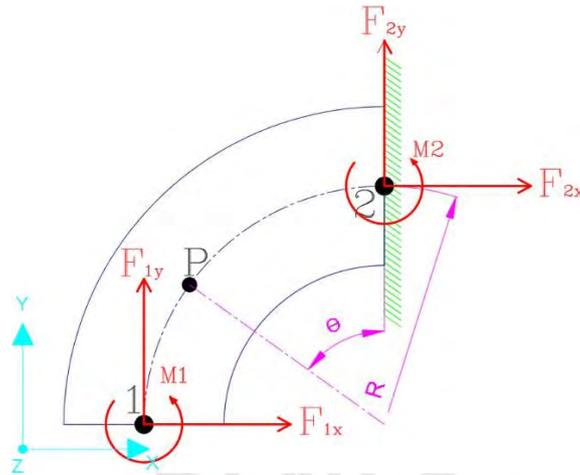
[K] = Matriz de Rigidez de nodo.

$$\begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ \frac{M_2}{R} \end{bmatrix} = \frac{EI}{R^3} \begin{bmatrix} 42.8750309 & 39.371154113 & -9.484516681 \\ 39.371154113 & 42.8750309 & -12.988393468 \\ -9.484516681 & -12.988393468 & 5.458802035 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \cdot R \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. A 25})$$

Ahora si es posible aplicar las condiciones de la estática (ecuaciones 13, 14,15) y obtener las fuerzas en el nodo 1. Matricialmente estas fuerzas se pueden expresar de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ \frac{M_1}{R} \end{bmatrix} = \frac{EI}{R^3} \begin{bmatrix} -42.8750309 & -39.371154113 & 9.484516681 \\ -39.371154113 & -42.8750309 & 12.988393468 \\ 12.98839347 & 9.48451668 & -1.95492525 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \cdot R \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. A 26})$$

Ahora se analiza un escenario donde el extremo 2 se encuentra empotrado y el otro extremo 1 se encuentra en voladizo.



**Figura A 11:** Diagrama de cuerpo Libre en codo 90° – Empotramiento extremo 1.

Las ecuaciones de la estática son las mismas que las descritas a través de las ecuaciones 13,14 y 15. La ecuación de momento por el lado izquierdo en función de  $\theta$  es:

$$M(\theta) = R \sin(90 - \theta) \cdot F_{1x} - R(1 - \cos(90 - \theta)) \cdot F_{1y} + M_1 \quad (\text{Eq. A 27})$$

Se aplica el segundo teorema de Castigliano que permitirá obtener los desplazamientos en el nodo 1 producto de las cargas aplicadas en el mismo nodo.

$$u_1 = \frac{\partial U_{int}}{\partial F_{1x}} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} M(\theta) \cdot \frac{\partial M(\theta)}{\partial F_{1x}} \cdot R d\theta \quad (\text{Eq. A 28})$$

$$v_1 = \frac{\partial U_{int}}{\partial F_{1y}} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} M(\theta) \cdot \frac{\partial M(\theta)}{\partial F_{1y}} \cdot R d\theta \quad (\text{Eq. A 29})$$

$$\theta_1 = \frac{\partial U_{int}}{\partial M_1} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} M(\theta) \cdot \frac{\partial M(\theta)}{\partial M_1} \cdot R d\theta \quad (\text{Eq. A 30})$$

Sustituyendo la ecuación A27 en cada una de las ecuaciones A28, A29, A30 y resolviendo la derivada parcial se obtiene:

$$u_1 = \frac{\partial U_{int}}{\partial F_{1x}} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{\pi/2} [R \sin(90 - \theta) \cdot F_{1x} - R(1 - \cos(90 - \theta)) \cdot F_{1y} + M_1] \cdot R \sin(90 - \theta) \cdot R d\theta$$

$$v_1 = \frac{\partial U_{int}}{\partial F_{1y}} = \frac{1}{E \cdot I} \int_0^{\pi/2} [R \sin(90 - \theta) \cdot F_{1x} - R(1 - \cos(90 - \theta)) \cdot F_{1y} + M_1] \cdot [-R(1 - \cos(90 - \theta))] \cdot R d\theta$$

$$\theta_1 = \frac{\partial U_{int}}{\partial M_1} = \frac{1}{E \cdot I} \int_0^{\pi/2} [R \sin(90 - \theta) \cdot F_{1x} - R(1 - \cos(90 - \theta)) \cdot F_{1y} + M_1] \cdot [1] \cdot R d\theta$$

La resolución de la integral permite obtener los desplazamientos lineales y rotacionales en el nodo 2 en función de las fuerzas aplicadas.

$$u_1 = \frac{R^3}{EI} \left( \frac{\pi}{4} \cdot F_{1x} - \frac{1}{2} \cdot F_{1y} + \frac{M_1}{R} \right) \quad (\text{Eq. A 31})$$

$$v_1 = \frac{R^3}{EI} \left( -\frac{1}{2} \cdot F_{1x} + \frac{3\pi - 8}{4} \cdot F_{1y} - \frac{\pi - 2}{2} \cdot \frac{M_1}{R} \right) \quad (\text{Eq. A 32})$$

$$\theta_1 \cdot R = \frac{R^3}{EI} \left( F_{1x} - \frac{\pi - 2}{2} \cdot F_{1y} + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{M_1}{R} \right) \quad (\text{Eq. A 33})$$

El sistema de ecuaciones se puede expresar matricialmente de la forma:

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \theta_1 \cdot R \end{bmatrix} = \frac{R^3}{EI} \begin{bmatrix} \frac{\pi}{4} & -\frac{1}{2} & 1 & 1 \\ -\frac{1}{2} & \frac{3\pi - 8}{4} & -\frac{\pi - 2}{2} & 1 \\ 1 & -\frac{\pi - 2}{2} & \frac{\pi}{2} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_1 \\ R \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. A 34})$$

La expresión se puede acondicionar para la obtención de la matriz de rigidez que resulta:

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ \frac{M_1}{R} \end{bmatrix} = \frac{EI}{R^3} \begin{bmatrix} 42.8750309 & 39.371154113 & -12.98839347 \\ 39.371154113 & 42.8750309 & -9.48451668 \\ -12.98839347 & -9.48451668 & 5.45880204 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \theta_1 \cdot R \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. A 35})$$

Es posible aplicar las condiciones de la estática (ecuaciones 13, 14, 15) y obtener las fuerzas en el nodo 2 (Empotramiento). Matricialmente estas fuerzas se pueden expresar de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ \frac{M_2}{R} \end{bmatrix} = \frac{EI}{R^3} \begin{bmatrix} -42.8750309 & -39.371154113 & +12.98839347 \\ -39.371154113 & -42.8750309 & 9.48451668 \\ 9.48451668 & 12.98839347 & -1.95492525 \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. A 36})$$

Se acopla todas las matrices obtenidas de las ecuaciones 25,26, 35, 36, para obtener la matriz general de seis grados de libertad en un codo. La ecuación matricial acoplada para un codo queda determinada por la siguiente relación:

$$\vec{F} = [K_6] \cdot \vec{X} \quad (\text{Eq. A 37})$$

Cuyos componentes se definen:

$$\vec{F} = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_1 \\ R \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ M_2 \\ R \end{bmatrix}$$

$$[K_6] = \begin{bmatrix} 42.8750309 & 39.371154113 & -12.98839347 & -42.8750309 & -39.371154113 & 9.484516681 \\ 39.371154113 & 42.8750309 & -9.48451668 & -39.371154113 & -42.8750309 & 12.988393468 \\ -12.98839347 & -9.48451668 & 5.45880204 & 12.98839347 & 9.48451668 & -1.95492525 \\ -42.8750309 & -39.371154113 & +12.98839347 & 42.8750309 & 39.371154113 & -9.484516681 \\ -39.371154113 & -42.8750309 & 9.48451668 & 39.371154113 & 42.8750309 & -12.988393468 \\ 9.48451668 & 12.98839347 & -1.95492525 & -9.484516681 & -12.988393468 & 5.458802035 \end{bmatrix}$$

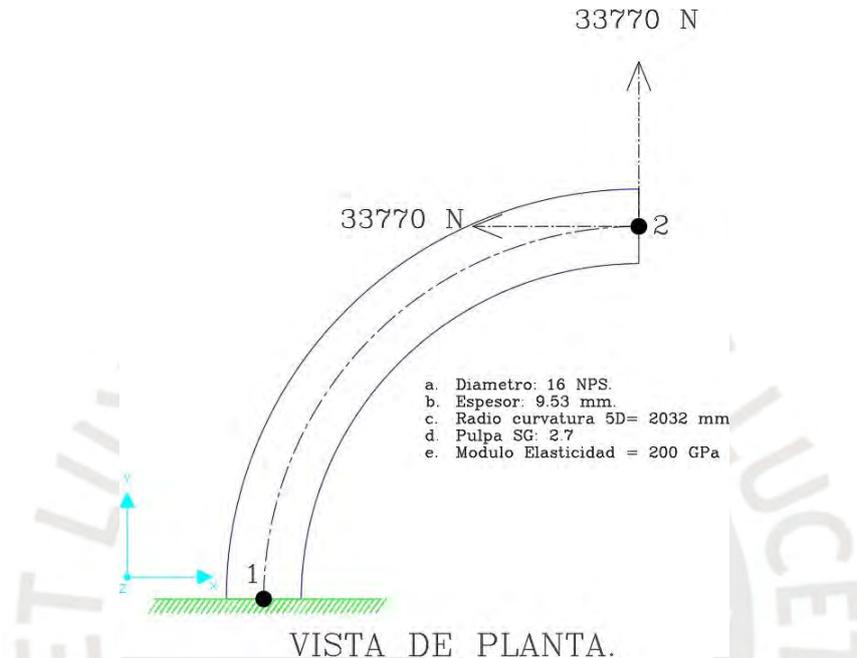
$$\vec{X} = \begin{bmatrix} U_1 \\ V_1 \cdot R \\ \theta \\ U_2 \\ V_2 \\ \theta_2 \cdot R \end{bmatrix}$$

Siendo el miembro  $[K_6]$ , la matriz de rigidez de un elemento de tubería codo, de 6 grados de libertad conformado. El vector  $\vec{F}$  representa las fuerzas aplicadas en los nodos 1 y 2 por otra parte El vector  $\vec{X}$  representa los desplazamientos producidos por las fuerzas sobre el codo. Cualquier modelo de tuberías en el plano que incluya un codo, tiene una solución matricial a través de método de la rigidez usando la formula A37.

#### B) Simulación mediante CAESAR II 2016 y verificación

El programa CAESAR II, es un paquete computacional para el análisis de esfuerzos en tubería y diseño. Es un programa que no usa el análisis por elementos finitos para encontrar la solución, en vez de ello usa la teoría clásica de resistencia de elementos tipo viga, escritas en código de programación. De esta forma puede llegar a la solución de las ecuaciones de equilibrio de la estática de forma matricial. Esto permite incluir en esta programación los requerimientos de la normativa y códigos de tuberías tales como ASME, API, Normas Europeas, etc. CAESAR II modela un sistema de tuberías como elementos tipo viga, codo y accesorios. En cada uno de ellos encuentra la matriz de rigidez automáticamente y permite obtener los desplazamientos, fuerzas y momentos en todos los nodos del modelo.

La matriz de rigidez para un codo de radio de curvatura R, fue hallada y descrita en la ecuación A37. Una matriz muy similar usa el programa CAESARII para obtener los valores de desplazamientos. Sin embargo, esta matriz de rigidez es castigada por el factor de flexibilidad según la normativa empleada, por lo que se espera tener un valor mayor. Para garantizar que los resultados obtenidos a través de este programa arrojan resultados asertivos, se toma un codo de radio 5D de 16 pulgadas donde se considera un extremo fijo y el otro libre.



**Figura A 12:** Codo de radio 5D con un extremo empotrado y el otro extremo libre

Analíticamente, aplicando las condiciones de equilibrio las reacciones resultan:

$$F_{x1} = 33770$$

$$F_{y1} = -33770$$

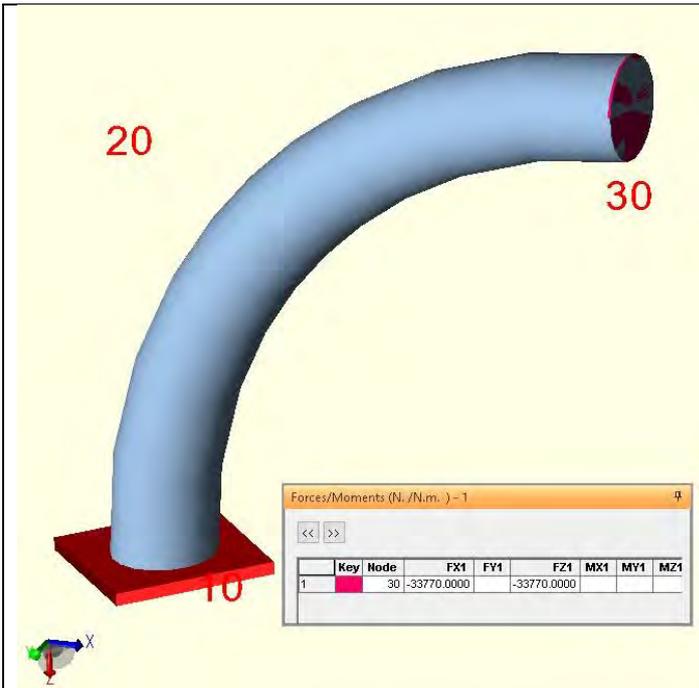
$$M_1 = 137241$$

Los desplazamientos pueden ser hallados a través de la ecuación A24, el reemplazo de variables resulta:

$$\begin{bmatrix} u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{bmatrix} = \frac{2.032^3}{200 \cdot 10^9 \cdot 2.341 \cdot 10^{-4}} \begin{bmatrix} \frac{3\pi - 8}{4} & -\frac{1}{2} & -\frac{\pi - 2}{2} \\ 1 & \pi & 1 \\ -\frac{2}{\pi - 2} & \frac{\pi}{4} & \pi \\ -\frac{1}{2} & 1 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -33770 \\ 33770 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} u_2 \\ v_2 \\ R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -5.18199 \text{ mm} \\ 7.77968 \text{ mm} \\ 0.00467865 \text{ rad} \end{bmatrix}$$

A través de CAESAR II se obtienen los siguientes resultados:



a) Aplicación de las cargas en el nodo 30

CAESAR II 2016 Ver.8.00.00.5600, (Build 150930) Date: NOV 7, 2019 Time: 12:53

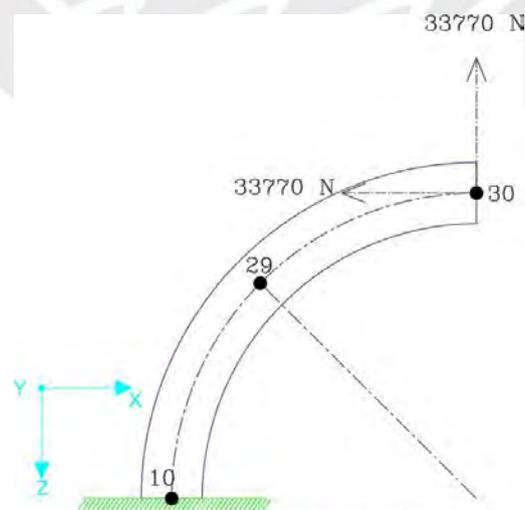
Job Name: COD016(SOLO COD0)

Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt

GLOBAL ELEMENT FORCES EXTENDED REPORT: Forces on Elements

CASE 1 (SUS) F1

Node	Axial Force N.	Shear Force N.	Bending Moment N.m.	Torsion Moment N.m.	FX N.	FY N.	FZ N.	MX N.m.	MY N.m.	MZ N.m.
10	-33770	33770	137928	-0	33770	-0	33770	-0	-137928	0
19	0	47758	69307	0	-33770	0	-33770	0	69307	-0
19	-0	47758	69307	-0	33770	-0	33770	-0	-69307	0
20	-33770	33770	686	0	-33770	0	-33770	0	686	0
20	33770	33770	686	-0	33770	0	33770	-0	-686	0
30	-33770	33770	0	0	-33770	-0	-33770	0	-0	0



VISTA DE PLANTA.

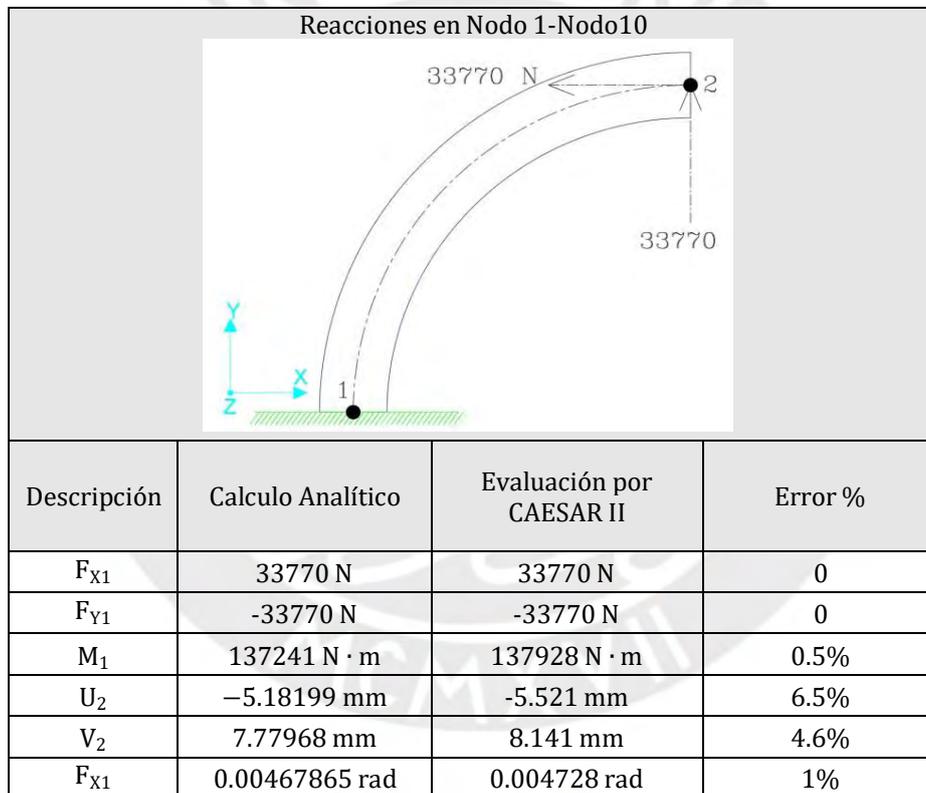
b) Resultado de fuerzas en nodos

CAESAR II 2016 Ver.8.00.00.5600, (Build 150930) Date: NOV 7, 2019 Time: 12:53  
 Job Name: CODO16(SOLO CODO)  
 Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt  
 DISPLACEMENTS REPORT: Nodal Movements  
 CASE 1 (SUS) F1

Node	DX mm.	DY mm.	DZ mm.	RX deg.	RY deg.	RZ deg.
10	-0.000	0.000	-0.000	0.0000	0.0000	-0.0000
19	-2.860	0.000	-1.603	0.0000	0.2062	-0.0000
20	-5.421	-0.000	-8.046	0.0000	0.2709	-0.0000
30	-5.421	-0.000	-8.143	0.0000	0.2709	-0.0000

c) Resultado de desplazamientos en nodos.

La siguiente tabla muestra la comparación entre ambos resultados:



Es posible utilizar la matriz acoplada para la verificación mediante la ecuación A37. Debido a las condiciones de borde para este caso, la ecuación A37 queda de la siguiente forma:

$$v_1 := 0 \quad v_2 := 0.00777968$$

$$u_1 := 0 \quad u_2 := -0.00518199$$

$$\theta_1 := 0 \quad \theta_2 := 0.00467865$$

$$\begin{pmatrix} F_{xx1} \\ F_{y1} \\ M_{z1} \\ R \\ F_{xx2} \\ F_{y2} \\ M_{z2} \\ R \end{pmatrix} = \frac{E \cdot I}{R^3} \begin{pmatrix} 42.87503090 & 39.37115411 & -12.98839347 & -42.8750309 & -39.371154113 & 9.484516681 \\ 39.371154110 & 42.8750309 & -9.48451668 & -39.371154113 & -42.8750309 & 12.988393468 \\ -12.98839347 & -9.48451668 & 5.45880204 & 12.98839347 & 9.48451668 & -1.95492525 \\ -42.87503090 & -39.37115411 & 12.98839347 & 42.8750309 & 39.371154113 & -9.484516681 \\ -39.371154110 & -42.8750309 & 9.48451668 & 39.371154113 & 42.8750309 & -12.988393468 \\ 9.48451668 & 12.98839347 & -1.95492525 & -9.484516681 & -12.988393468 & 5.458802035 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \theta_1 \cdot R \\ u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \cdot R \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 33770.6 \\ -33769.25 \\ -67540.12 \\ -33770.6 \\ 33769.25 \\ 0.27 \end{pmatrix}$$

Las fuerzas coinciden con los valores obtenidos por el método tradicional de cálculo. Es importante mencionar el programa CAESAR II usa el factor de flexibilidad dada por normativa (ASME B31.3, 2009) para los codos de forma automática, este factor de flexibilidad afecta a la matriz de rigidez del codo calculado por CAESAR II incrementando los desplazamientos. Esto se debe principalmente por el ovalamiento que todos los codos presentan durante su fabricación. Para esta demostración no se consideró este factor, sin embargo, para la evaluación de los resultados fue considerada según lo indicado en la Figura A 13.



Figura A 13: Factor de flexibilidad para codos, extraído de (ASME B31.3, 2009)

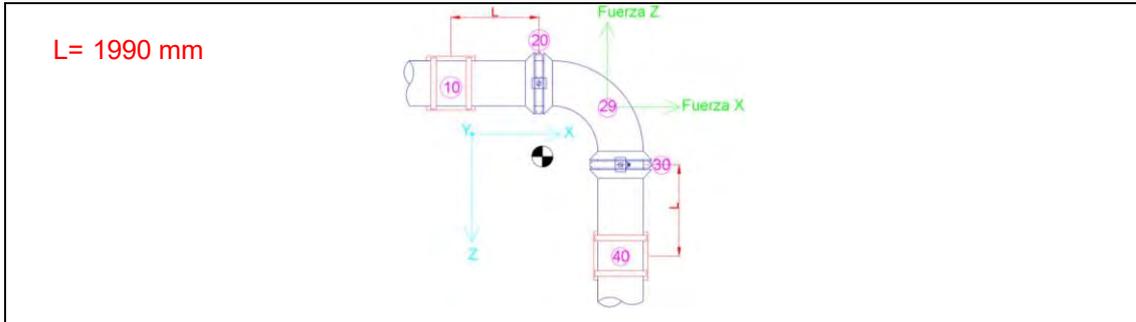
(14)

Table D300 Flexibility Factor,  $k$ , and Stress Intensification Factor,  $i$

Description	Flexibility Factor, $k$	Stress Intensification Factor [Notes (1), (2)]		Flexibility Characteristic, $h$	Sketch
		Out-of-Plane, $i_o$	In-Plane, $i_i$		
Welding elbow or pipe bend [Notes (1), (3)–(6)]	$\frac{1.65}{h}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{7R_1}{r_2^2}$	
Closely spaced miter bend $s < r_2 (1 + \tan \theta)$ [Notes (1), (3), (4), (6)]	$\frac{1.52}{h^{3/4}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{\cot \theta}{2} \left( \frac{sT}{r_2^2} \right)$	
Single miter bend or widely spaced miter bend $s \geq r_2 (1 + \tan \theta)$ [Notes (1), (3), (6)]	$\frac{1.52}{h^{3/4}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{1 + \cot \theta}{2} \left( \frac{T}{r_2} \right)$	
Welding tee in accordance with ASME B16.9 [Notes (1), (3), (5), (7), (8)]	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4}i_o + \frac{1}{4}$	$3.1 \frac{T}{r_2}$	
Reinforced fabricated tee with pad or saddle [Notes (1), (3), (8), (9), (10)]	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4}i_o + \frac{1}{4}$	$\frac{(\bar{T} + \frac{1}{2}\bar{T}_r)^{2.0}}{7^{1.5} r_2}$	

## ANEXO 5. Resultados obtenidos para codos de Radio 1.5D. Unión rígida

### Anexo 5.1 - Codos NPS 16, Radio curvatura 1.5D



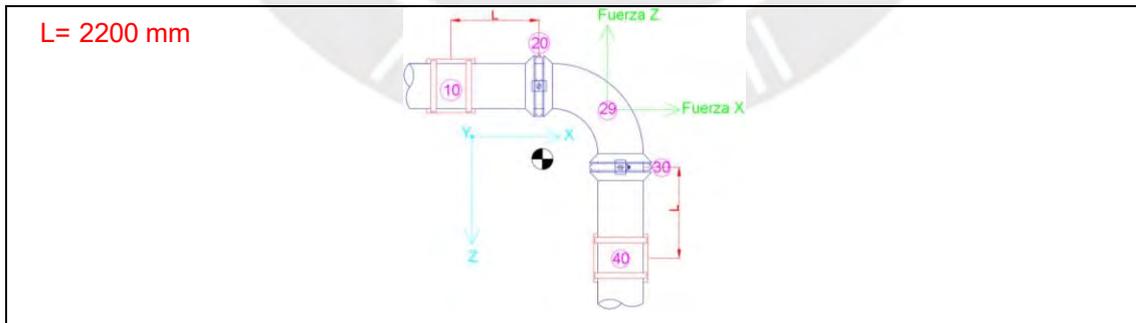
#### a) Desplazamientos.

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.029	-0.287	-0.014	-0.0023	0.0018	-0.0102
29	0.054	-0.337	-0.054	-0.0051	0	-0.0051
30	0.014	-0.287	-0.029	-0.0102	-0.0018	-0.0023
40	0	0	0	0	0	0

#### b) Fuerzas y momentos.

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-34672	10003	11441	719	-34672	9962	-902	719	168	11440
20	34672	2132	1675	-719	34672	-1932	902	-719	1627	397
20	-34672	2132	1675	719	-34672	1932	-902	719	-1627	-397
29	25154	23879	4339	0	34672	0	902	-836	-4175	836
29	-25154	23879	4339	0	-902	0	-34672	836	4175	-836
30	34672	2132	1675	719	902	1932	34672	-397	1627	719
30	-34672	2132	1675	-719	-902	-1932	-34672	397	-1627	-719
40	34672	10003	11441	719	902	9962	34672	11440	-168	719

### Anexo 5.2 - Codos NPS 18, Radio curvatura 1.5D



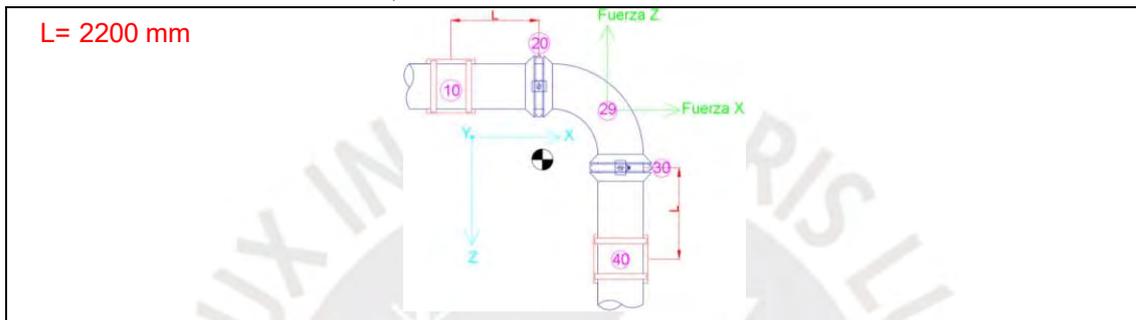
#### a) Desplazamientos.

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.036	-0.379	-0.016	-0.0025	0.0019	-0.0123
29	0.069	-0.447	-0.069	-0.0059	0	-0.0059
30	0.016	-0.379	-0.036	-0.0123	-0.0019	-0.0025
40	0	0	0	0	0	0

#### b) Fuerzas y momentos.

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-44432	13800	17596	1007	-44432	13745	-1225	1007	311	17593
20	44432	2967	2435	-1007	44432	-2703	1225	-1007	2383	500
20	-44432	2967	2435	1007	-44432	2703	-1225	1007	-2383	-500
29	32284	30553	6182	0	44432	1	1225	-1191	-5948	1191
29	-32284	30553	6182	0	-1225	-1	-44432	1191	5948	-1191
30	44432	2969	2435	1006	1225	2705	44432	-499	2383	1006
30	-44432	2969	2435	-1006	-1225	-2705	-44432	499	-2383	-1006
40	44432	13801	17597	1006	1225	13746	44432	17594	-311	1006

### Anexo 5.3 - Codos NPS 20, Radio curvatura 1.5D



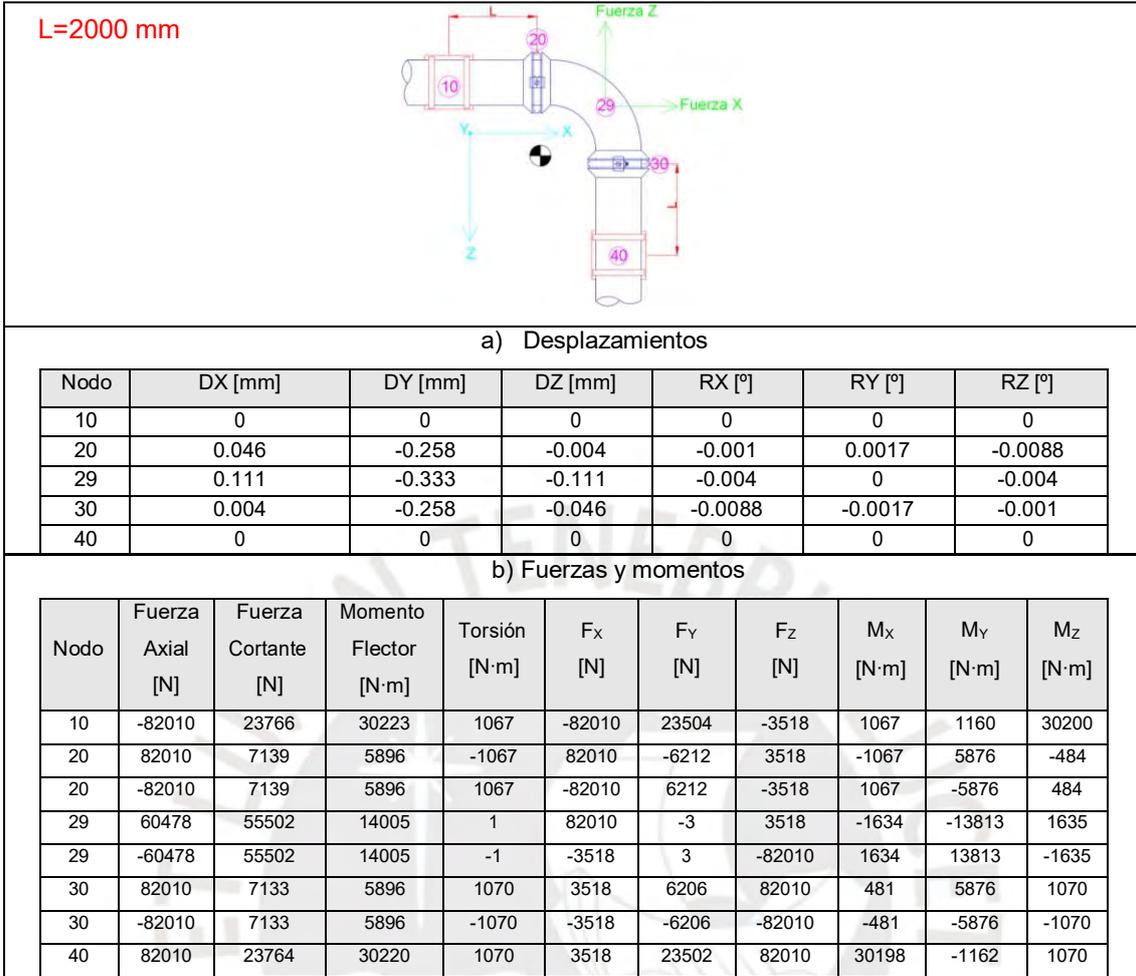
#### a) Desplazamientos

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.041	-0.372	-0.014	-0.002	0.002	-0.0119
29	0.084	-0.447	-0.084	-0.0056	0	-0.0056
30	0.014	-0.372	-0.041	-0.0119	-0.002	-0.002
40	0	0	0	0	0	0

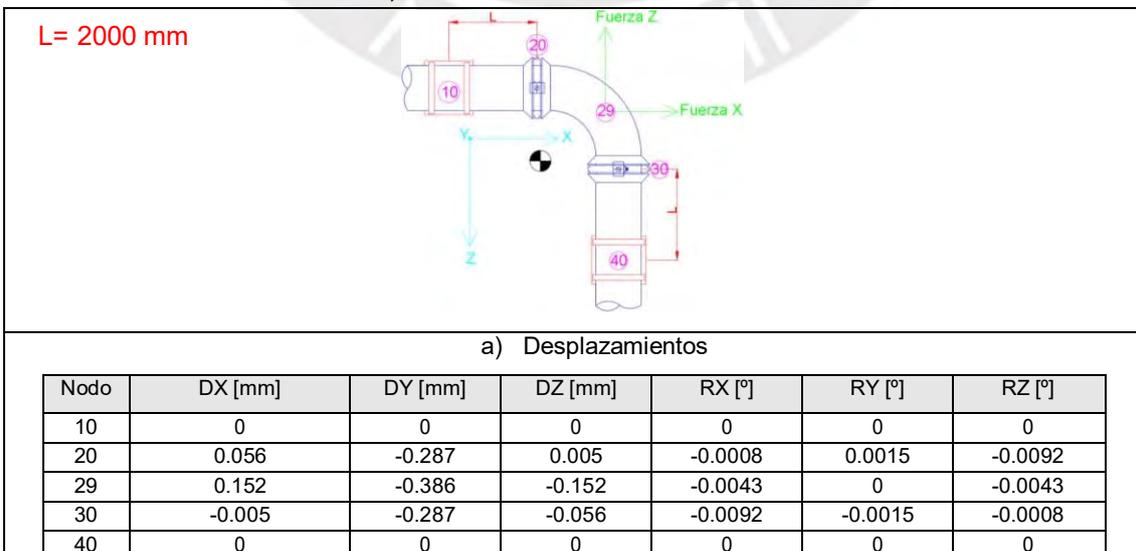
#### b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-55534	17299	22745	1131	-55534	17212	-1727	1131	480	22740
20	55534	4049	3363	-1131	55534	-3663	1727	-1131	3343	369
20	-55534	4049	3363	1131	-55534	3663	-1727	1131	-3343	-369
29	40490	38048	8362	0	55534	0	1727	-1409	-8121	1409
29	-40490	38048	8362	0	-1727	0	-55534	1409	8121	-1409
30	55534	4049	3363	1131	1727	3663	55534	-369	3343	1131
30	-55534	4049	3363	-1131	-1727	-3663	-55534	369	-3343	-1131
40	55534	17299	22745	1131	1727	17212	55534	22740	-480	1131

### Anexo 5.4 - Codos NPS 24, Radio curvatura 1.5D



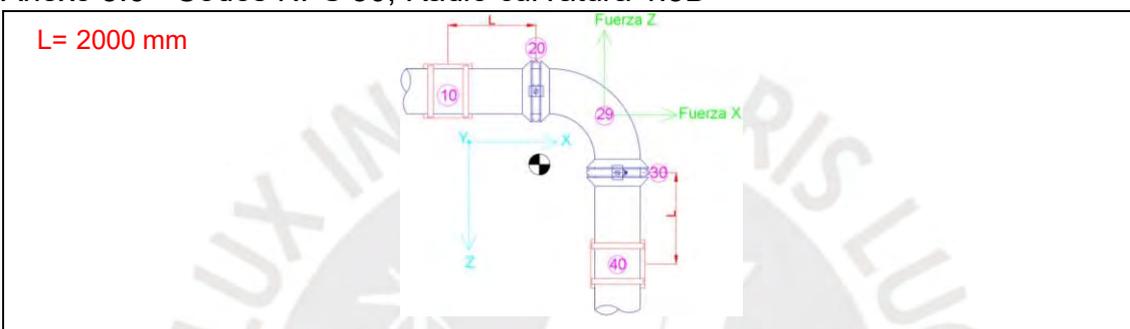
### Anexo 5.5 - Codos NPS 28, Radio curvatura 1.5D



b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-113665	34307	46891	1338	-113665	33806	-5840	1338	2831	46805
20	113665	11317	9455	-1338	113665	-9694	5840	-1338	9337	-1489
20	-113665	11317	9455	1338	-113665	9694	-5840	1338	-9337	1489
29	84503	76244	22029	-1	113665	2	5840	-2369	-21773	2367
29	-84503	76243	22029	1	-5840	-2	-113665	2369	21773	-2367
30	113665	11321	9455	1335	5840	9699	113665	1491	9337	1335
30	-113665	11321	9455	-1335	-5840	-9699	-113665	-1491	-9337	-1335
40	113665	34308	46892	1335	5840	33807	113665	46806	-2829	1335

Anexo 5.6 - Codos NPS 30, Radio curvatura 1.5D



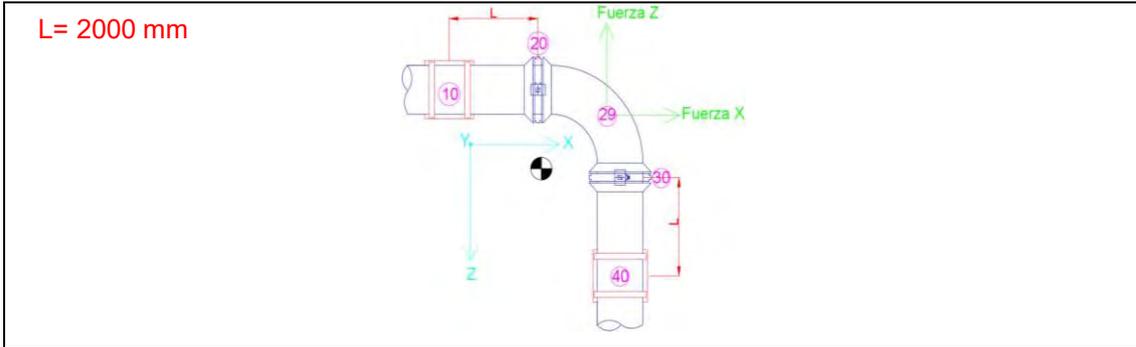
a) Desplazamientos

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.059	-0.258	0.012	-0.0006	0.0013	-0.0084
29	0.171	-0.361	-0.171	-0.004	0	-0.004
30	-0.012	-0.258	-0.059	-0.0084	-0.0013	-0.0006
40	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-132032	39162	52994	1301	-132032	38377	-7799	1301	4322	52817
20	132032	14195	11583	-1301	132032	-11861	7799	-1301	11331	-2403
20	-132032	14195	11583	1301	-132032	11861	-7799	1301	-11331	2403
29	98876	87846	26831	0	132032	0	7799	-2652	-26567	2652
29	-98876	87846	26831	0	-7799	0	-132032	2652	26567	-2652
30	132032	14195	11583	1301	7799	11861	132032	2403	11331	1301
30	-132032	14195	11583	-1301	-7799	-11861	-132032	-2403	-11331	-1301
40	132032	39162	52994	1301	7799	38377	132032	52817	-4322	1301

### Anexo 5.7 - Codos NPS 32, Radio curvatura 1.5D



a) Desplazamientos

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.063	-0.256	0.02	-0.0005	0.0011	-0.0082
29	0.194	-0.371	-0.194	-0.0041	0	-0.0041
30	-0.02	-0.256	-0.063	-0.0082	-0.0011	-0.0005
40	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-151742	45348	62310	1358	-151742	44247	-9932	1358	6290	61991
20	151742	17434	13997	-1358	151742	-14328	9932	-1358	13573	-3416
20	-151742	17434	13997	1358	-151742	14328	-9932	1358	-13573	3416
29	114320	100275	32361	0	151742	0	9932	-3100	-32062	3100
29	-114320	100275	32361	0	-9932	0	-151742	3100	32062	-3100
30	151742	17434	13997	1358	9932	14328	151742	3416	13573	1358
30	-151742	17434	13997	-1358	-9932	-14328	-151742	-3416	-13573	-1358
40	151742	45348	62310	1358	9932	44247	151742	61991	-6290	1358

## ANEXO 6. Resultados obtenidos para codos de Radio 3D. Unión rígida

### Anexo 6.1 - Codo NPS 16, Radio curvatura 3D

**L= 1500 mm**

a) Desplazamientos

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.023	-0.185	0.018	-0.0015	0.0009	-0.0093
29	0.088	-0.293	-0.088	-0.005	0	-0.005
30	-0.018	-0.185	-0.023	-0.0093	-0.0009	-0.0015
40	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-36976	10416	11136	645	-36976	9910	-3206	645	1913	10970
20	36976	5019	2966	-645	36976	-3861	3206	-645	2896	-641
20	-36976	5019	2966	645	-36976	3861	-3206	645	-2896	641
29	28413	23879	7707	0	36976	0	3206	-1114	-7544	1114
29	-28413	23879	7707	0	-3206	0	-36976	1114	7544	-1114
30	36976	5019	2966	645	3206	3861	36976	641	2896	645
30	-36976	5019	2966	-645	-3206	-3861	-36976	-641	-2896	-645
40	36976	10416	11136	645	3206	9910	36976	10970	-1913	645

### Anexo 6.2 - Codo NPS 18, Radio curvatura 3D

**L= 1700 mm**

a) Desplazamientos

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.03	-0.265	0.028	-0.0018	0.0008	-0.0117
29	0.118	-0.422	-0.118	-0.0063	0	-0.0063
30	-0.028	-0.265	-0.03	-0.0117	-0.0008	-0.0018
40	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-47452	14569	17784	944	-47452	13938	-4242	944	3039	17523
20	47452	6870	4309	-944	47452	-5405	4242	-944	4172	-1081
20	-47452	6870	4309	944	-47452	5405	-4242	944	-4172	1081
29	36553	30554	11031	0	47452	0	4242	-1682	-10771	1682
29	-36553	30554	11031	0	-4242	0	-47452	1682	10771	-1682
30	47452	6870	4309	944	4242	5405	47452	1081	4172	944
30	-47452	6870	4309	-944	-4242	-5405	-47452	-1081	-4172	-944
40	47452	14569	17784	944	4242	13938	47452	17523	-3039	944

### Anexo 6.3 - Codo NPS 20, Radio curvatura 3D

L= 1600 mm

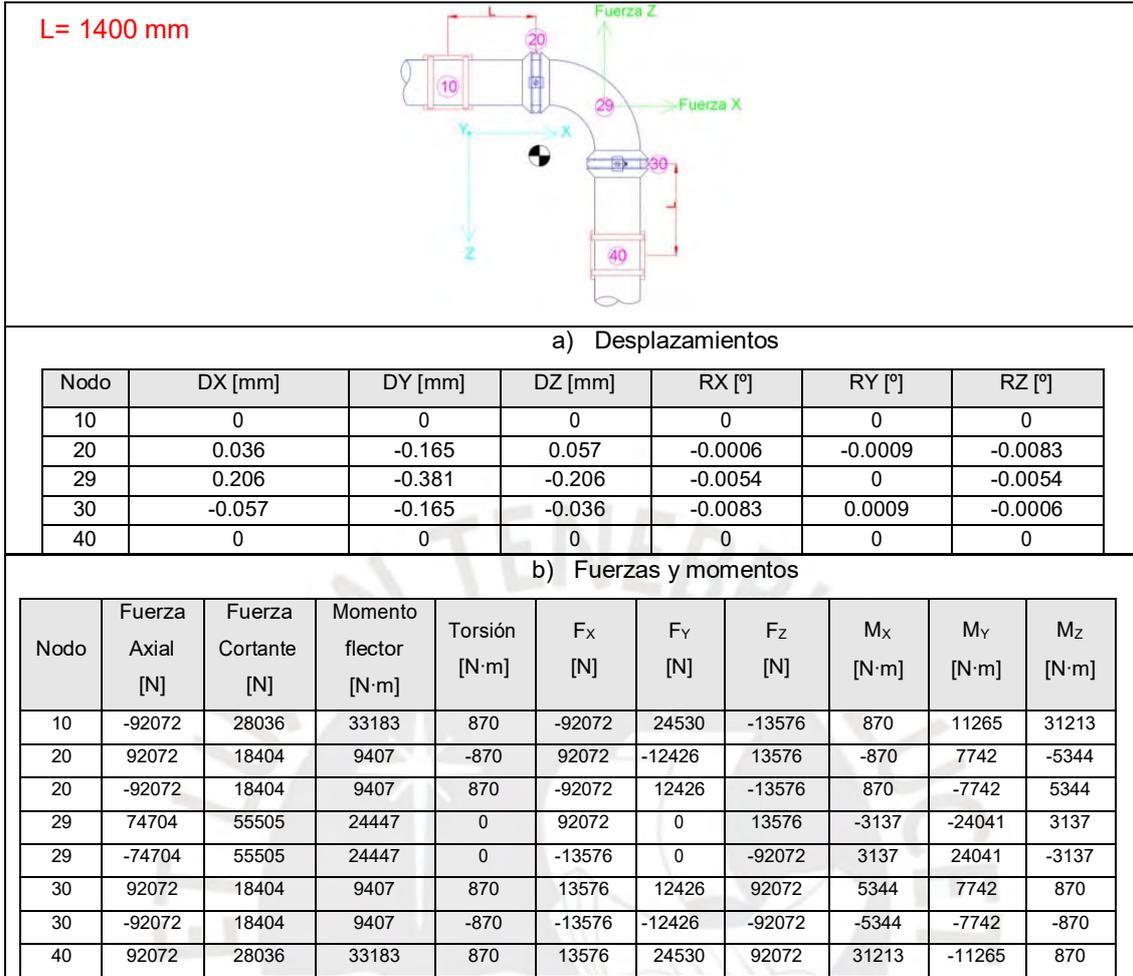
a) Desplazamientos

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.032	-0.225	0.04	-0.0012	0.0002	-0.0105
29	0.147	-0.399	-0.147	-0.0058	0	-0.0058
30	-0.04	-0.225	-0.032	-0.0105	-0.0002	-0.0012
40	0	0	0	0	0	0

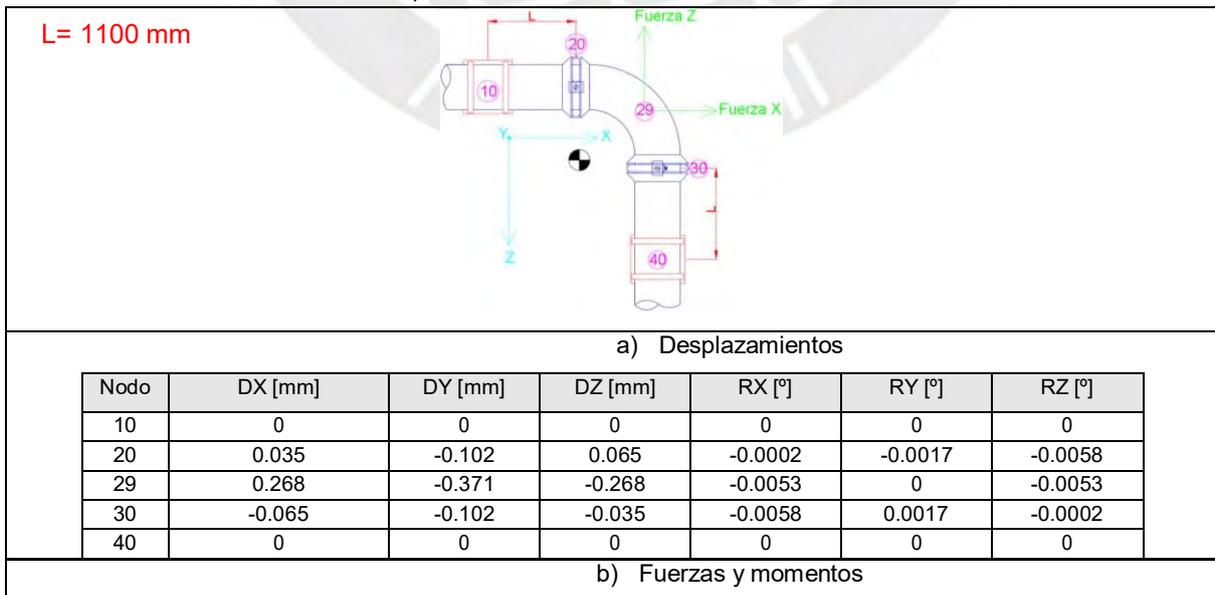
b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-60343	18322	22257	925	-60343	17117	-6533	925	5034	21680
20	60343	9815	5820	-925	60343	-7325	6533	-925	5418	-2126
20	-60343	9815	5820	925	-60343	7325	-6533	925	-5418	2126
29	47288	38049	14761	0	60343	0	6533	-2037	-14477	2037
29	-47288	38049	14761	0	-6533	0	-60343	2037	14477	-2037
30	60343	9815	5820	925	6533	7325	60343	2126	5418	925
30	-60343	9815	5820	-925	-6533	-7325	-60343	-2126	-5418	-925
40	60343	18322	22257	925	6533	17117	60343	21680	-5034	925

### Anexo 6.4 - Codo NPS 24, Radio curvatura 3D



### Anexo 6.5 - Codo NPS 28, Radio curvatura 3D



Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-134725	41891	44783	529	-134725	32117	-26895	529	21837	39098
20	134725	33154	13268	-529	134725	-19387	26895	-529	7748	-10771
20	-134725	33154	13268	529	-134725	19387	-26895	529	-7748	10771
29	114282	76247	36455	0	134725	0	26895	-4651	-35857	4651
29	-114282	76247	36455	0	-26895	0	-134725	4651	35857	-4651
30	134725	33154	13268	529	26895	19387	134725	10771	7748	529
30	-134725	33154	13268	-529	-26895	-19387	-134725	-10771	-7748	-529
40	134725	41891	44783	529	26895	32117	134725	39098	-21837	529

### Anexo 6.6 - Codo NPS 30, Radio curvatura 3D

**L=1000 mm**

a) Desplazamientos.

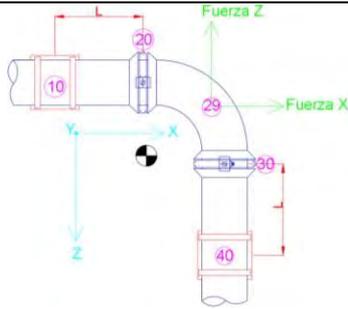
Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.035	-0.088	0.066	-0.0001	-0.0019	-0.0051
29	0.302	-0.402	-0.302	-0.0057	0	-0.0057
30	-0.066	-0.088	-0.035	-0.0051	0.0019	-0.0001
40	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-159377	50978	52904	370	-159377	36933	-35138	370	28179	44774
20	159377	42395	16035	-370	159377	-23721	35138	-370	6959	-14447
20	-159377	42395	16035	370	-159377	23721	-35138	370	-6959	14447
29	137543	87850	43724	0	159377	0	35138	-5776	-42955	5776
29	-137543	87850	43724	0	-35138	0	-159377	5776	42955	-5776
30	159377	42395	16035	370	35138	23721	159377	14447	6959	370
30	-159377	42395	16035	-370	-35138	-23721	-159377	-14447	-6959	-370
40	159377	50978	52904	370	35138	36933	159377	44774	-28179	370

### Anexo 6.7 - Codo NPS 32, Radio curvatura 3D

L= 800 mm



#### a) Desplazamientos.

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.031	-0.06	0.058	0	-0.0018	-0.0038
29	0.329	-0.416	-0.329	-0.0059	0	-0.0059
30	-0.058	-0.06	-0.031	-0.0038	0.0018	0
40	0	0	0	0	0	0

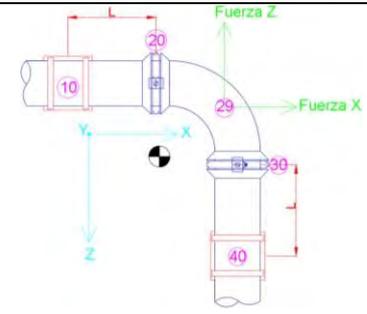
#### b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-188693	62028	57626	37	-188693	40613	-46883	37	33678	46760
20	188693	54943	19436	-37	188693	-28649	46883	-37	3829	-19056
20	-188693	54943	19436	37	-188693	28649	-46883	37	-3829	19056
29	166578	100275	51081	0	188693	0	46883	-7002	-50112	7002
29	-166578	100275	51081	0	-46883	0	-188693	7002	50112	-7002
30	188693	54943	19436	37	46883	28649	188693	19056	3829	37
30	-188693	54943	19436	-37	-46883	-28649	-188693	-19056	-3829	-37
40	188693	62028	57626	37	46883	40613	188693	46760	-33678	37

## ANEXO 7. Resultados obtenidos para codos de Radio 5D. Unión rígida

### Anexo 7.1 - Codo NPS 16, Radio curvatura 5D

**L= 900 mm**



a) Desplazamientos.

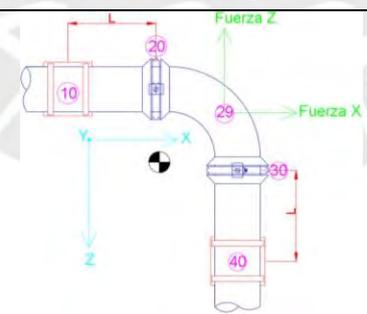
Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.016	-0.084	0.036	-0.0006	-0.0012	-0.0073
29	0.138	-0.295	-0.138	-0.0055	0	-0.0055
30	-0.036	-0.084	-0.016	-0.0073	0.0012	-0.0006
40	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>X</sub> [N]	F <sub>Y</sub> [N]	F <sub>Z</sub> [N]	M <sub>X</sub> [N·m]	M <sub>Y</sub> [N·m]	M <sub>Z</sub> [N·m]
10	-41897	12937	11610	424	-41897	10065	-8127	424	4792	10575
20	41897	10367	4035	-424	41897	-6436	8127	-424	2523	-3150
20	-41897	10367	4035	424	-41897	6436	-8127	424	-2523	3150
29	35373	23879	11010	0	41897	0	8127	-1727	-10735	1727
29	-35373	23879	11010	0	-8127	0	-41897	1727	10735	-1727
30	41897	10367	4035	424	8127	6436	41897	3150	2523	424
30	-41897	10367	4035	-424	-8127	-6436	-41897	-3150	-2523	-424
40	41897	12937	11610	424	8127	10065	41897	10575	-4792	424

### Anexo 7.2 - Codo NPS 18, Radio curvatura 5D

**L= 1000 mm**



a) Desplazamientos.

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.02	-0.114	0.051	-0.0006	-0.0018	-0.0089
29	0.185	-0.42	-0.185	-0.0068	0	-0.0068
30	-0.051	-0.114	-0.02	-0.0089	0.0018	-0.0006
40	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-54138	17782	18218	580	-54138	14028	-10928	580	7588	16562
20	54138	14162	6050	-580	54138	-9008	10928	-580	3340	-5044
20	-54138	14162	6050	580	-54138	9008	-10928	580	-3340	5044
29	46009	30554	15684	0	54138	0	10928	-2632	-15235	2632
29	-46009	30554	15684	0	-10928	0	-54138	2632	15235	-2632
30	54138	14162	6050	580	10928	9008	54138	5044	3340	580
30	-54138	14162	6050	-580	-10928	-9008	-54138	-5044	-3340	-580
40	54138	17782	18218	580	10928	14028	54138	16562	-7588	580

### Anexo 7.3 - Codo NPS 20, Radio curvatura 5D

**L = 700 mm**

a) Desplazamientos.

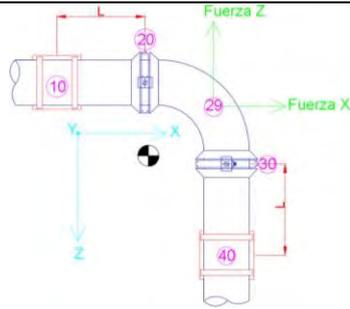
Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.017	-0.056	0.041	-0.0001	-0.0021	-0.0056
29	0.217	-0.396	-0.217	-0.0063	0	-0.0063
30	-0.041	-0.056	-0.017	-0.0056	0.0021	-0.0001
40	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-71965	24528	21475	243	-71965	16493	-18155	243	11276	18277
20	71965	21878	8354	-243	71965	-12209	18155	-243	1432	-8231
20	-71965	21878	8354	243	-71965	12209	-18155	243	-1432	8231
29	63725	38049	20061	0	71965	0	18155	-3334	-19499	3334
29	-63725	38049	20061	0	-18155	0	-71965	3334	19499	-3334
30	71965	21878	8354	243	18155	12209	71965	8231	1432	243
30	-71965	21878	8354	-243	-18155	-12209	-71965	-8231	-1432	-243
40	71965	24528	21475	243	18155	16493	71965	18277	-11276	243

### Anexo 7.4 Codo NPS 24, Radio curvatura 5D

L= 300 mm



#### a) Desplazamientos.

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.009	-0.016	0.018	0.0001	-0.0011	-0.0022
29	0.285	-0.507	-0.285	-0.0072	0	-0.0072
30	-0.018	-0.016	-0.009	-0.0022	0.0011	0.0001
40	0	0	0	0	0	0

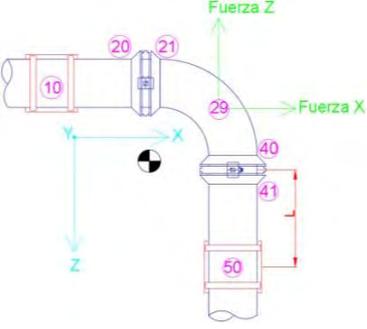
#### b) Fuerzas y momentos

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-113349	41926	28719	-396	-113349	23304	-34853	-396	15374	24258
20	113349	40542	18328	396	113349	-20710	34853	396	-4918	-17656
20	-113349	40542	18328	-396	-113349	20710	-34853	-396	4918	17656
29	104794	55505	32112	0	113349	0	34853	-5901	-31009	5901
29	-104794	55505	32112	0	-34853	0	-113349	5901	31009	-5901
30	113349	40542	18328	-396	34853	20710	113349	17656	-4918	-396
30	-113349	40542	18328	396	-34853	-20710	-113349	-17656	4918	396
40	113349	41926	28719	-396	34853	23304	113349	24258	-15374	-396

## ANEXO 8. Resultados obtenidos para codos de 90°. Unión semirrígida

### Anexo 8.1 - Codo NPS 16. Radio curvatura 1.5D

**L= 1990 mm**



a) Desplazamientos.

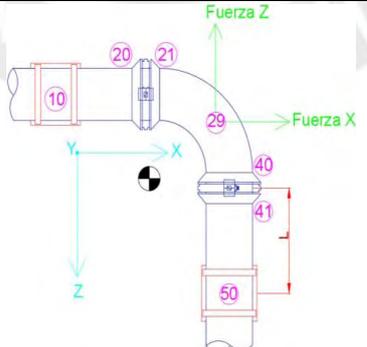
Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.004	-0.315	-1.608	-0.0002	0.0634	-0.0118
21	2.157	-0.315	-1.608	-0.0164	0.0335	-0.0174
29	2.186	-0.396	-1.755	-0.0168	-0.0182	-0.017
40	1.766	-0.315	-1.614	-0.0172	-0.0663	-0.0166
41	1.766	-0.315	-0.005	-0.0118	-0.0706	-0.0002
50	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos.

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-4414	29362	54862	62	-4414	9973	27616	62	-53505	12125
20	4414	27684	1476	-62	4414	-1944	-27616	-62	-1451	-267
21	-4414	27684	1476	62	-4414	1944	27616	62	1451	267
29	-16406	22649	14146	-3	4414	-13	-27616	-182	-14143	178
29	16406	25109	14146	3	29356	13	-6154	182	14143	-178
40	6154	29420	338	63	-29356	1943	6154	264	-211	63
41	-6154	29420	338	-63	29356	-1943	-6154	-264	211	-63
50	6154	31004	59456	63	-29356	9972	6154	12120	58207	63

### Anexo 8.2 - Codo NPS 24. Radio curvatura 1.5D

**L= 2000 mm**



a) Desplazamientos.

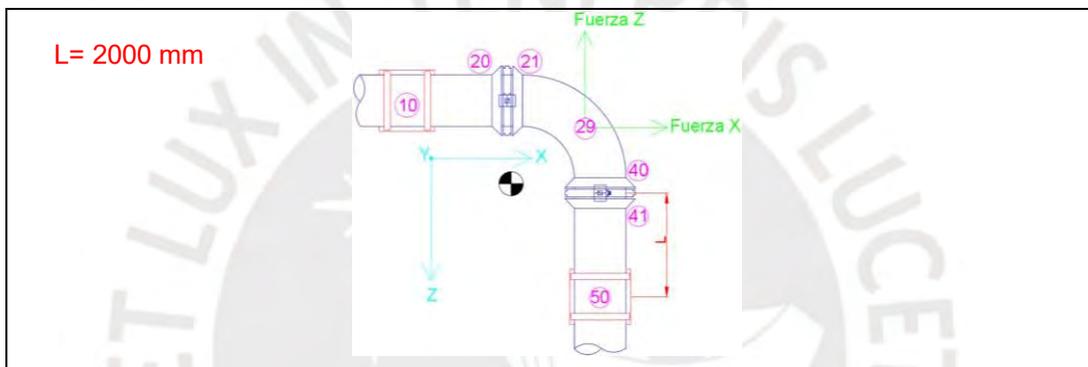
Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.006	-0.27	-1.286	-0.0002	0.0476	-0.0095
21	2.208	-0.27	-1.286	-0.0209	0.0684	-0.0228
29	2.353	-0.436	-1.831	-0.0219	-0.0193	-0.0222

40	1.376	-0.27	-1.509	-0.0226	-0.1015	-0.0211
41	1.376	-0.27	-0.007	-0.0095	-0.0516	-0.0002
50	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos.

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-10739	69210	135986	185	-10739	23539	65084	185	-132362	31186
20	10739	65383	2601	-185	10739	-6248	-65084	-185	2192	-1400
21	-10739	65383	2601	185	-10739	6248	65084	185	-2192	1400
29	-38428	53615	42779	-13	10739	-39	-65084	-761	-42766	743
29	38428	57395	42779	13	67757	39	-13412	761	42766	-743
40	13412	68045	5436	187	-67757	6249	13412	1388	5256	187
41	-13412	68045	5436	-187	67757	-6249	-13412	-1388	-5256	-187
50	13412	71730	144182	187	-67757	23541	13412	31178	140771	187

Anexo 8.3 - Codo NPS 32. Radio curvatura 1.5D



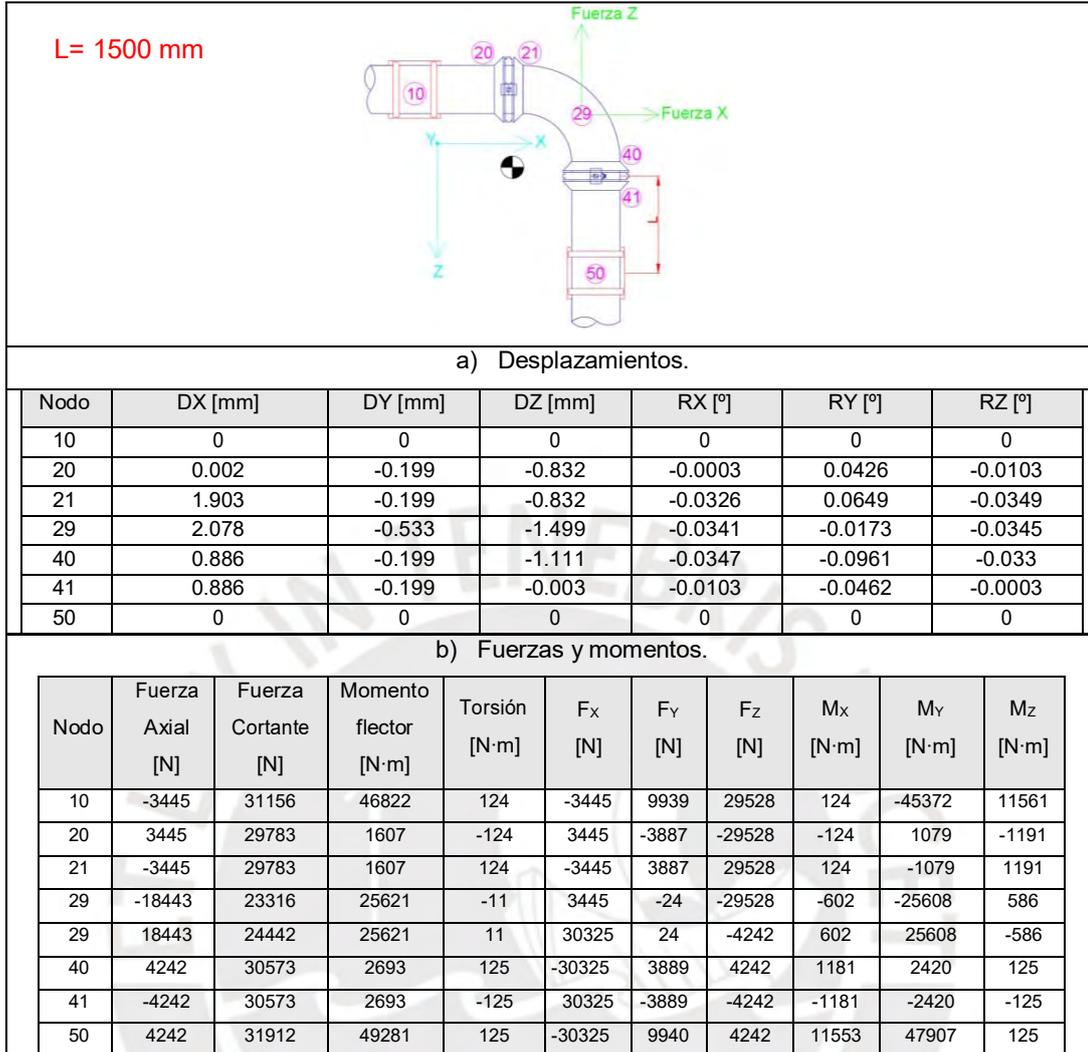
a) Desplazamientos.

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.009	-0.262	-1.181	-0.0002	0.0406	-0.0085
21	2.289	-0.262	-1.181	-0.029	0.1265	-0.0324
29	2.774	-0.592	-2.729	-0.0311	-0.0004	-0.0315
40	1.176	-0.262	-2.237	-0.0323	-0.1289	-0.0293
41	1.176	-0.262	-0.008	-0.0085	-0.0405	-0.0002
50	0	0	0	0	0	0

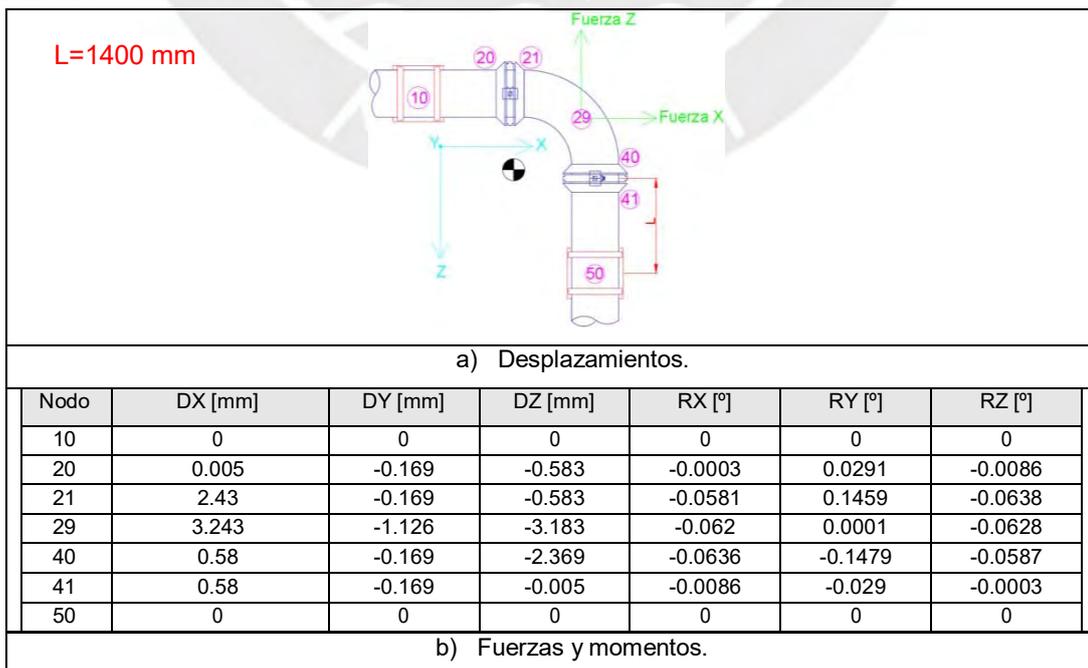
b) Fuerzas y momentos.

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-20891	129566	266870	470	-20891	44326	121748	470	-259295	63131
20	20891	122597	16399	-470	20891	-14407	-121748	-470	15799	-4398
21	-20891	122597	16399	470	-20891	14407	121748	470	-15799	4398
29	-71317	100860	96672	-38	20891	-83	-121748	-2240	-96621	2187
29	71317	99689	96672	38	120919	83	-20062	2240	96621	-2187
40	20062	121777	16842	475	-120919	14424	20062	4376	16263	475
41	-20062	121777	16842	-475	120919	-14424	-20062	-4376	-16263	-475
50	20062	128794	265716	475	-120919	44343	20062	63144	258104	475

### Anexo 8.4 - Codo NPS 16. Radio curvatura 3D

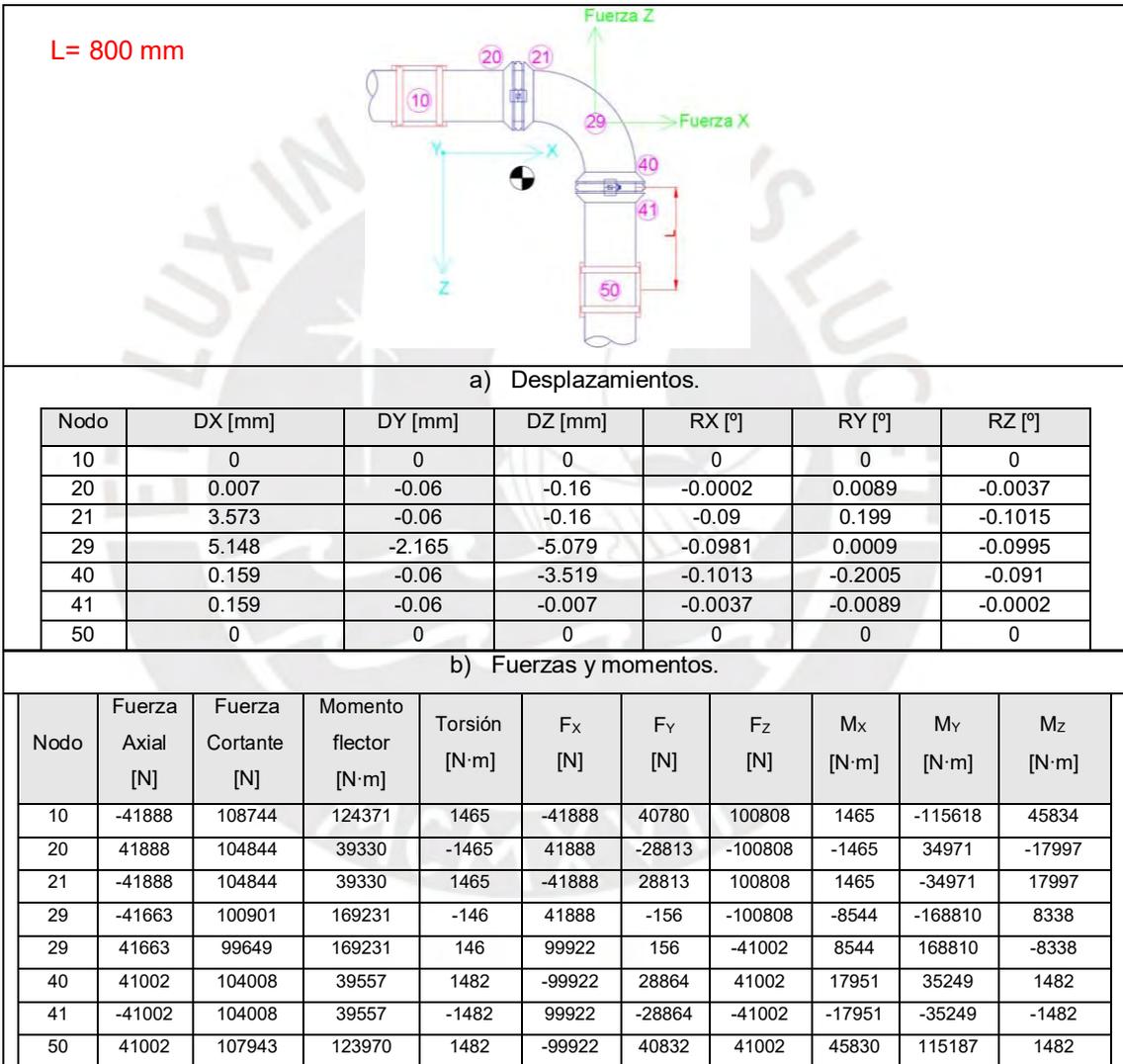


### Anexo 8.5 - Codo NPS 24. Radio curvatura 3D

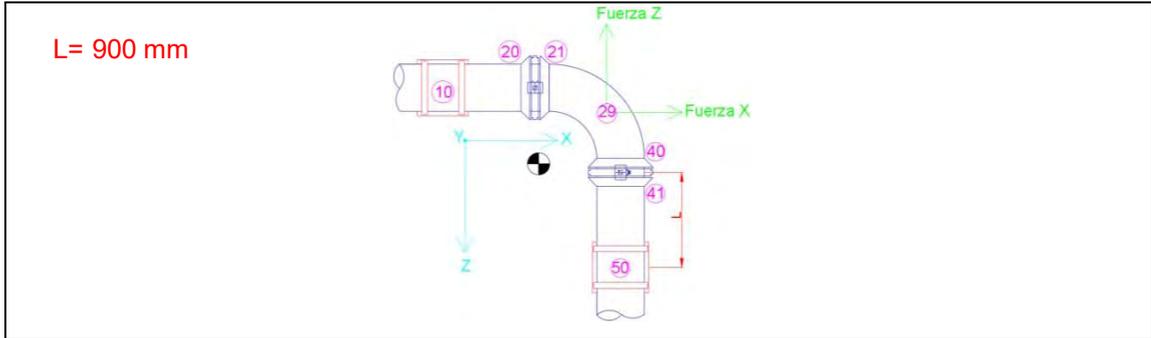


Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	-12724	70730	109861	515	-12724	24601	66313	515	-105161	31792
20	12724	67481	13628	-515	12724	-12498	-66313	-515	12321	-5823
21	-12724	67481	13628	515	-12724	12498	66313	515	-12321	5823
29	-37893	55888	80406	-50	12724	-71	-66313	-2821	-80310	2750
29	37893	55122	80406	50	65772	71	-12183	2821	80310	-2750
40	12183	66952	13808	521	-65772	12513	12183	5795	12534	521
41	-12183	66952	13808	-521	65772	-12513	-12183	-5795	-12534	-521
50	12183	70228	109337	521	-65772	24617	12183	31786	104615	521

### Anexo 8.6 - Codo NPS 32. Radio curvatura 3D



### Anexo 8.7 - Codo NPS 16. Radio curvatura 5D



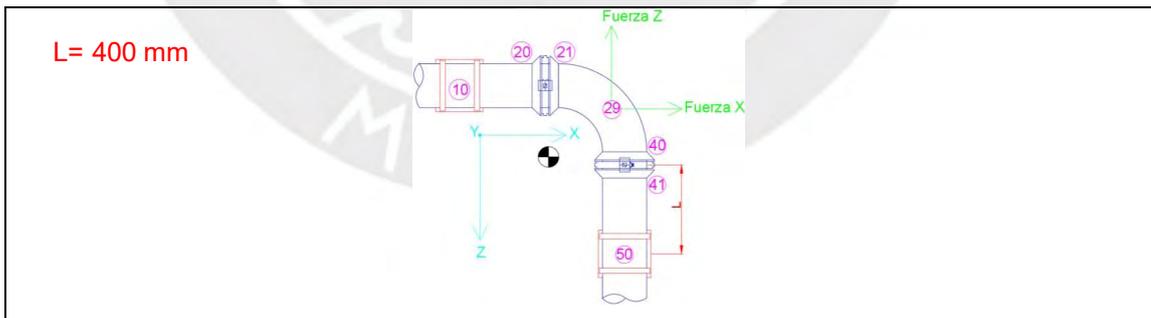
a) Desplazamientos.

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	0.002	-0.086	-0.241	-0.0004	0.0188	-0.0075
21	2.293	-0.086	-0.241	-0.0714	0.1057	-0.077
29	2.86	-1.33	-2.183	-0.0755	-0.0126	-0.0764
40	0.252	-0.086	-1.356	-0.0765	-0.1292	-0.0722
41	0.252	-0.086	-0.002	-0.0075	-0.0201	-0.0004
50	0	0	0	0	0	0

b) Fuerzas y momentos.

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>X</sub> [N]	F <sub>Y</sub> [N]	F <sub>Z</sub> [N]	M <sub>X</sub> [N·m]	M <sub>Y</sub> [N·m]	M <sub>Z</sub> [N·m]
10	-4940	30322	31843	272	-4940	10103	28589	272	-29946	10826
20	4940	29313	5395	-272	4940	-6472	-28589	-272	4215	-3368
21	-4940	29313	5395	272	-4940	6472	28589	272	-4215	3368
29	-16723	23709	39866	-26	4940	-33	-28589	-1596	-39804	1559
29	16723	24049	39866	26	28830	33	-5181	1596	39804	-1559
40	5181	29551	6271	275	-28830	6488	5181	3367	5290	275
41	-5181	29551	6271	-275	28830	-6488	-5181	-3367	-5290	-275
50	5181	30554	33065	275	-28830	10119	5181	10840	31237	275

### Anexo 8.8 - Codo NPS 24. Radio curvatura 5D



a) Desplazamientos.

Nodo	DX [mm]	DY [mm]	DZ [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
10	0	0	0	0	0	0
20	-0.003	-0.024	-0.029	-0.0002	0.003	-0.0029
21	-3.637	-0.024	-0.029	-0.1425	0.149	-0.1578
29	-1.578	-3.996	-5.437	-0.154	0.1013	-0.156
40	0.072	-0.024	-6.43	-0.1572	0.0105	-0.1443
41	0.072	-0.024	-0.005	-0.0029	-0.0027	-0.0002
50	0	0	0	0	0	0

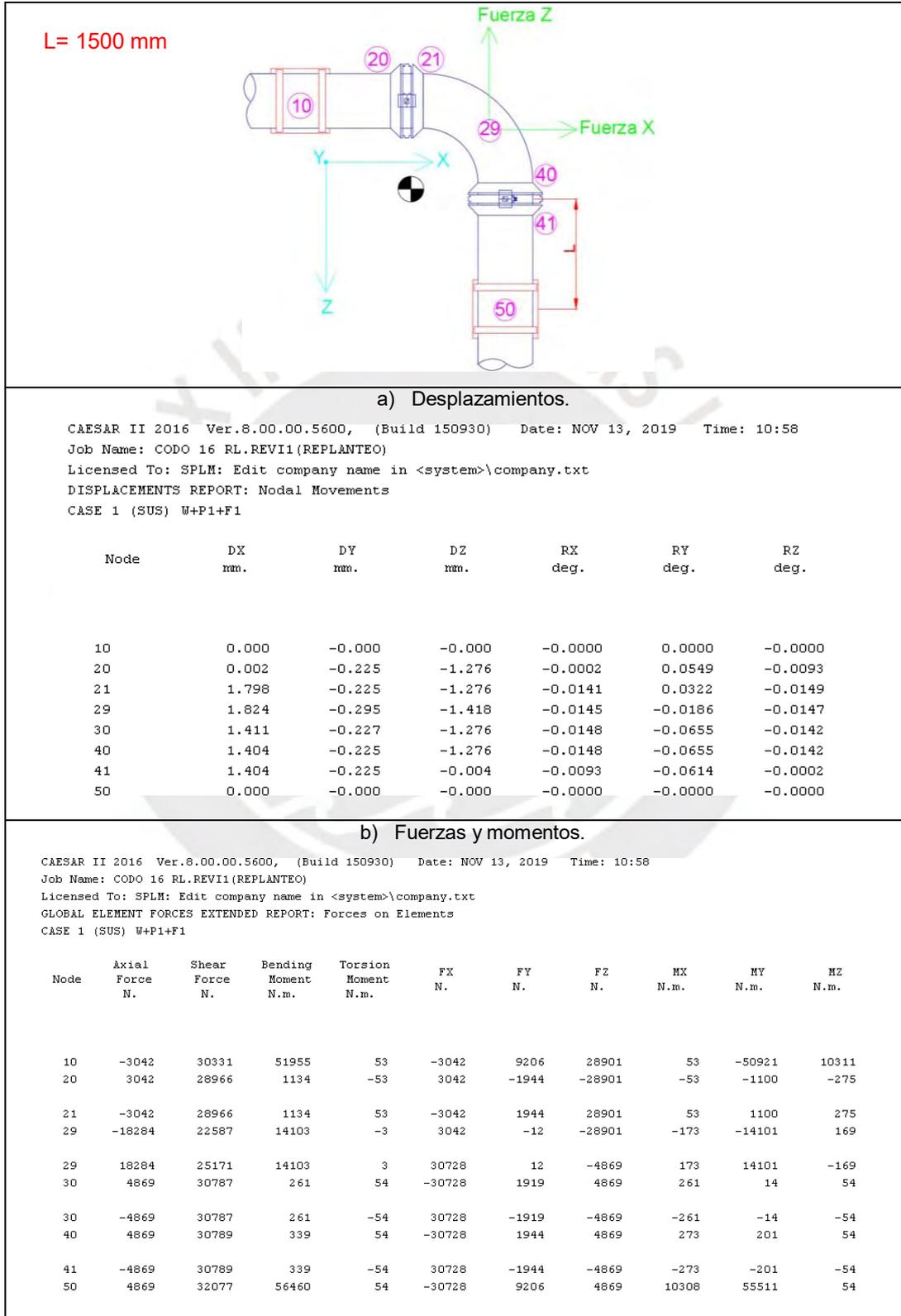
b) Fuerzas y momentos.

Nodo	Fuerza Axial [N]	Fuerza Cortante [N]	Momento flector [N·m]	Torsión [N·m]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	M <sub>x</sub> [N·m]	M <sub>y</sub> [N·m]	M <sub>z</sub> [N·m]
10	23531	38639	37341	1271	23531	24286	30053	1271	-27414	25353
20	-23531	36564	22442	-1271	-23531	-20827	-30053	-1271	15393	-16330
21	23531	36564	22442	1271	23531	20827	30053	1271	-15393	16330
29	-37889	4613	30354	-137	-23531	-117	-30053	-7672	-28401	7478
29	37889	4613	30354	137	23531	117	30053	7672	28401	-7478
40	48443	104137	16323	1286	-102027	20857	48443	16264	-1388	1286
41	-48443	104137	16323	-1286	102027	-20857	-48443	-16264	1388	-1286
50	48443	104884	46842	1286	-102027	24315	48443	25298	39423	1286



# ANEXO 9. Resultado de replanteo de distancias para un codo NPS 16, curvatura 1.5D

Tabla A 5. Desplazamientos, fuerzas & momentos y esfuerzos en tubería NPS16 1.5D replanteada.



### c) Revisión de esfuerzos

CAESAR II 2016 Ver.8.00.00.5600, (Build 150930) Date: NOV 13, 2019 Time: 10:58  
 Job Name: CODO 16 RL.REVII(REPLANTEO)  
 Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt  
 STRESSES EXTENDED REPORT: Stresses on Elements  
 CASE 1 (SUS) W+P1+F1

Node	Axial Stress N./sq.mm.	Bending Stress N./sq.mm.	Torsion Stress N./sq.mm.	Hoop Stress N./sq.mm.	Max Stress Intensity N./sq.mm.	SIF/Index In Plane	SIF/Index Out Plane	Code Stress N./sq.mm.	Allowable Stress N./sq.mm.	Ratio %	Piping Code
------	---------------------------	-----------------------------	-----------------------------	--------------------------	--------------------------------------	-----------------------	------------------------	-----------------------------	----------------------------------	------------	-------------

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2014, Feb 27, 2014

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 1 (SUS) W+P1+F1

Highest Stresses: (N./sq.mm.)

Ratio (%):	37.8	@Node	50
Code Stress:	52.2	Allowable Stress:	137.9
Axial Stress:	3.1	@Node	50
Bending Stress:	49.0	@Node	50
Torsion Stress:	0.0	@Node	30
Hoop Stress:	5.6	@Node	50
Max Stress Intensity:	51.3	@Node	50

10	2.99	45.10	0.02	5.60	48.09	1.000	1.000	48.09	137.89	34.88	B31.3
20	2.99	0.98	-0.02	5.60	6.02	1.000	1.000	3.98	137.89	2.88	B31.3
21	2.99	3.09	0.02	5.60	6.21	2.373	1.978	5.31	137.89	3.85	B31.3
29	1.20	38.74	-0.00	5.60	43.01	2.373	1.978	30.25	137.89	21.94	B31.3
29	1.20	38.74	0.00	5.60	41.47	2.373	1.978	30.25	137.89	21.94	B31.3
30	3.14	0.60	0.02	5.60	6.02	2.373	1.978	3.59	137.89	2.61	B31.3
30	3.14	0.23	-0.02	5.60	6.02	1.000	1.000	3.37	137.89	2.45	B31.3
40	3.14	0.29	0.02	5.60	6.02	1.000	1.000	3.44	137.89	2.49	B31.3
41	3.14	0.29	-0.02	5.60	6.02	1.000	1.000	3.44	137.89	2.49	B31.3
50	3.14	49.01	0.02	5.60	51.34	1.000	1.000	52.16	137.89	37.83	B31.3

La intensidad de esfuerzo es hallada mediante CAESAR II para todos los nodos con la finalidad de asegurar el diseño bajo norma ASME B31.3. En la sección C de la tabla A5 están los resultados de la revisión de esfuerzos. Se presenta una verificación manual, por ejemplo, realizada para el nodo 10 que corresponde a la zona de un soporte de tubería (Tabla A5).

#### A) Esfuerzo longitudinal

Con el uso de la ecuación 2.1 ( $\sigma_{L1} = \frac{F_{AX}}{A_m}$ ), el esfuerzo longitudinal debido a la fuerza axial en el nodo 10 es:

$$\sigma_{L1} = \frac{3042}{0.012} = 2.56 \cdot 10^5 \text{ N/m}$$

Con el uso de la ecuación 2.2 ( $\sigma_{L2} = \frac{P \cdot d_0}{4 \cdot t}$ ), el esfuerzo longitudinal debido a la presión interna se obtiene:

$$\sigma_{L2} = \frac{2.758 \cdot 10^5 \cdot 0.4064}{4 \cdot 0.00953} = 2.94 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

Con el uso de la ecuación 2.3 ( $\sigma_{L3} = \frac{M_b \cdot r_0}{I}$ ), el esfuerzo longitudinal debido al momento flector resultante se obtiene:

$$\sigma_{L3} = \frac{51955 \cdot 0.206}{2.341 \cdot 10^{-4}} = 45.1 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

El esfuerzo longitudinal total es:

$$\sigma_{L(\text{total})} = 48.3 \text{ MPa}$$

B) Esfuerzo circunferencial

La ecuación 2.4 permite obtener el esfuerzo circunferencial:

$$\sigma_H = \frac{P \cdot d_0}{2 \cdot t}$$

$$\sigma_H = \frac{2.758 \cdot 10^5 \cdot 0.4064}{2 \cdot 0.00953} = 5.88 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

C) Esfuerzo Torsional

La ecuación 2.7 permite obtener el esfuerzo cortante:

$$r_{max} = \frac{T \cdot r_{ext}}{J_P}$$

$$r_{max} = \frac{53 \cdot 0.206}{4.681 \cdot 10^{-4}} = 2.3 \cdot 10^4 \text{ N/m}$$

D) Intensidad de esfuerzo

La ecuación 2-15 permite obtener la intensidad de esfuerzo.

$$\sqrt{(\sigma_L - \sigma_H)^2 + 4\tau^2} < \sigma_{yield}$$

$$\sqrt{(48.3 - 5.8)^2 + 4 \cdot 0.023^2} < 248$$

$$42.4 \text{ MPa} < \sigma_{yield} \quad \text{¡OK!}$$

$$FS = 5.8$$

## ANEXO 10. Revisión estructural de soportes típicos:

El flujograma siguiente se tomó en cuenta para el diseño de los soportes:

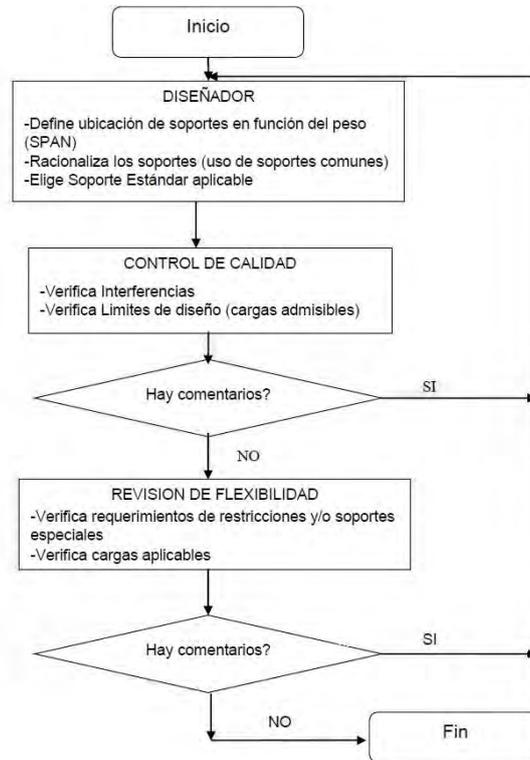


Figura A 14. Flujograma de diseño de un soporte. Extraído de VEPICA" Curso básico de soportes en tuberías".

### **Anexo 10.1. Cálculo de Soporte SP-1**

Se empleará el escenario de cargas sobre el codo en la condición más crítica y un único combo de cargas constituidas por el peso del fluido, el peso de la tubería y la carga hidráulica. De acuerdo con la tabla 34, la condición más crítica será cuando solo dos soportes trabajen, esto ocurre cuando el codo no tiene ningún soporte (codo flotante). Para ello las condiciones de carga del soporte en el nodo 10 para un diámetro de 28" y radio de curvatura 1.5D, por ser la más crítica, es obtenida:

CAESAR II 2016 Ver.8.00.00.5600, (Build 150930) Date: NOV 15, 2019 Time: 8:26  
 Job Name: CODO 28 RL.(REPLANTEO)  
 Licensed To: SPLM: Edit company name in <system>\company.txt  
 GLOBAL ELEMENT FORCES EXTENDED REPORT: Forces on Elements  
 CASE 1 (SUS) W+P1+F1

Node	Axial Force N.	Shear Force N.	Bending Moment N.m.	Torsion Moment N.m.	FX N.	FY N.	FZ N.	MX N.m.	MY N.m.	MZ N.m.
10	-7512	104839	175174	264	-7512	28266	100957	264	-172032	33029
20	7512	101427	10821	-264	7512	-9749	-100957	-264	10499	-2617
21	-7512	101427	10821	264	-7512	9749	100957	264	-10499	2617
29	-66076	76699	68007	-23	7512	-56	-100957	-1312	-67982	1281
29	66076	75795	68007	23	100318	56	-6873	1312	67982	-1281
30	6873	100780	10131	267	-100318	9638	6873	2501	9818	267
30	-6873	100780	10131	-267	100318	-9638	-6873	-2501	-9818	-267
40	6873	100792	11195	267	-100318	9761	6873	2604	10887	267
41	-6873	100792	11195	-267	100318	-9761	-6873	-2604	-10887	-267
50	6873	104227	174552	267	-100318	28278	6873	33036	171397	267

Figura A 15: Condiciones de cargas en nodos para tubería 28" 1.5D.

Las cargas a aplicar sobre el soporte SP1 (Dirección opuesta a las cargas sobre la tubería) para el diseño se resumen:

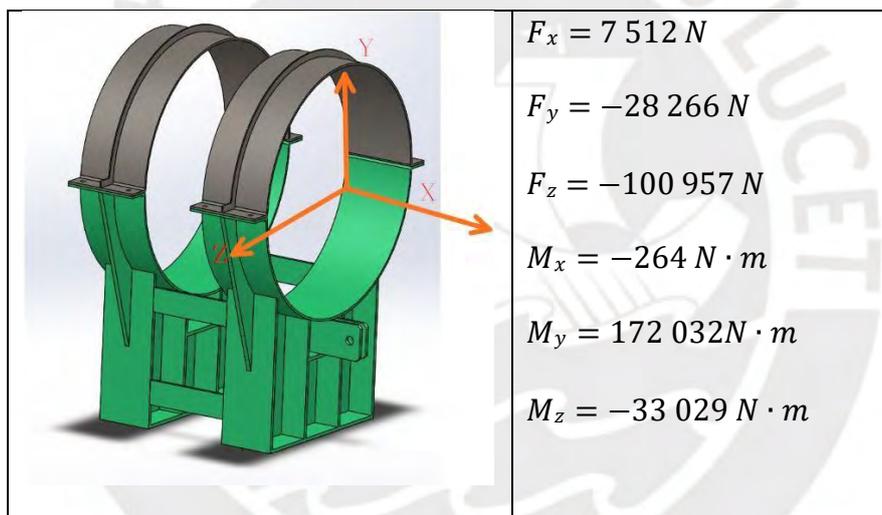


Figura A 16: Cargas sobre soporte de tubería SP-1, 28", 1.5D.

De acuerdo con (Smith & Vaan Lann, 1987, p. 179) existen dos formas de limitar el desplazamiento axial para una tubería, la primera mediante orejas soldadas al tubo o soldar directamente la tubería al soporte. Toda vez que la gran mayoría de tuberías están revestidas internamente con caucho o poliuretano, se descarta esta última opción.

a) Cálculo de Ojera de fijación axial.

Dos condiciones deben analizarse en la oreja soldada a la tubería. La resistencia propia de la oreja para la carga que soportar y la resistencia propia de la tubería para no desgarrarse por la carga aplicada.

La oreja será diseñada según AISC 360-16/D5 con lo que se realiza las siguientes verificaciones por ASD sobre los siguientes modos de falla aplicable. Las dimensiones iniciales recomendadas son según (ANSI/AISC360-16, 2016)

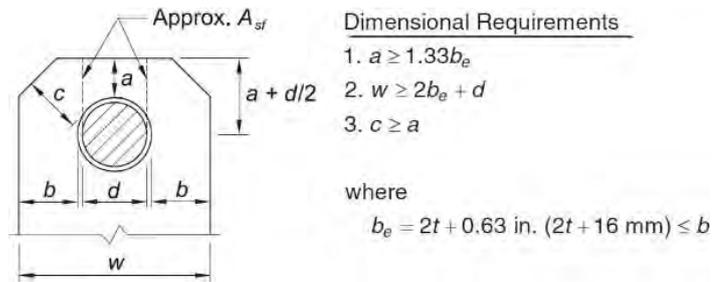


Figura A 17: Dimensiones de ojera. Extraído de (ANSI/AISC360-16, 2016)

- Falla por Cortante

$$P_{n1} = \frac{P_n}{\Omega} = \frac{0.6 \cdot F_u \cdot A_{sf}}{\Omega}$$

Donde:

$A_{sf}$  = Área en zona de cortante en la oreja.

$F_u$  = Esfuerzo máximo de tensión (400 MPa.), material acero al carbono A36.

$t$  = Espesor de ojera.

$P_{n1}$  = Carga admisible.

$$\Omega = 2 \text{ (Factor seguridad por corte)}$$

$$P_n = 0.6 \cdot 400 \cdot 10^6 \cdot t (0.04491 + 0.03514)/2$$

$$P_n = 0.6 \cdot 400 \cdot 10^6 \cdot 0.01905 (0.04491 + 0.03514)/2 = 182994 \text{ N}$$

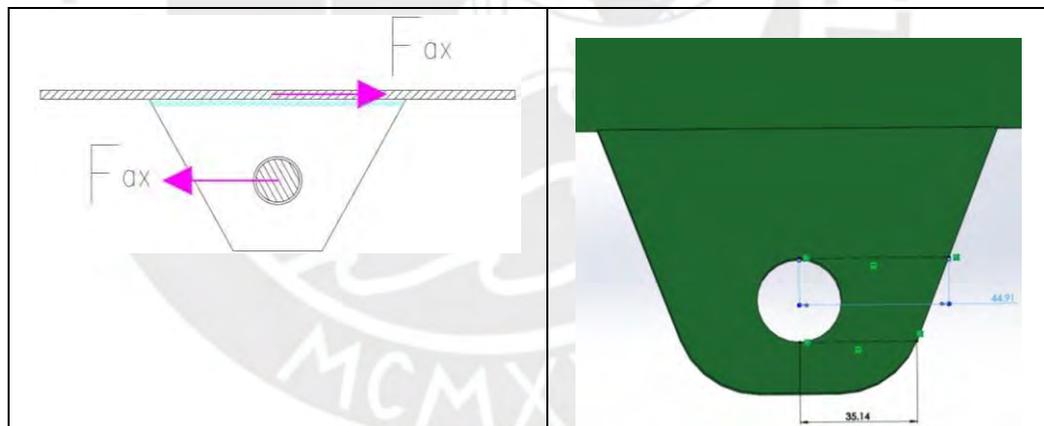


Figura A 18: Detalle de ojera en tubería bajo la carga de fuerza axial.

- Falla por aplastamiento (AISC 360-16/J7).

$$R_{n1} = \frac{R_n}{\Omega} = \frac{1.8 \cdot F_y \cdot A_{pb}}{2}$$

Donde:

$A_{pb}$  = Área proyectada por el pin.

$F_y$  = Esfuerzo de fluencia (248 MPa.), material acero al carbono A36.

$t$  = Espesor de ojera.

$\Omega = 2$  (Factor seguridad aplastamiento)

$$R_{n1} = \frac{1.8 \cdot 248 \cdot 10^6 \cdot 0.0195 \cdot 0.0254}{2} = 110551 \text{ N}$$

- Falla por soldadura (AISC 360-16/J2).

$$R_{n1} = \frac{F_{nW} \cdot A_{WE}}{\Omega}$$

Donde:

$$R_{n1} = \frac{F_{nW} \cdot A_{WE}}{2}$$

$R_{n1}$  = Fuerza admisible.

$F_{nW}$  = Esfuerzo nominal del electrodo.

$A_{WE}$  = Área efectiva de cordón ( $L_w \cdot t_w$ ).

$\Omega$  = 2, Factor de seguridad, ver tabla A6.

De los datos propuestos para el diseño:

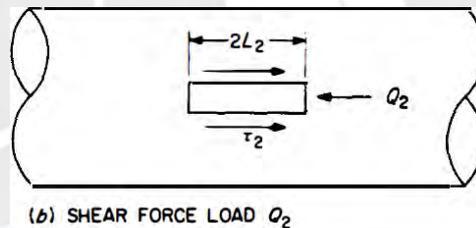
- Electrodo seleccionado: E6011 (414 MPa.)
- Longitud del cordón ( $L_w$ ) =  $2 \cdot 0.080 = 0.16$
- Cateto de cordón: 6 mm
- Garganta de cordón ( $t_w$ ) =  $\frac{0.006}{\sqrt{2}} = 0.00424$

$$R_{n1} = \frac{414 \cdot 10^6 \cdot (0.16 \cdot 0.00424)}{2} = 140429 \text{ N}$$

**Tabla A 6: Factor de seguridad para soldadura filete, bajo carga cortante (AISC 360-16/J2)**

TABLE J2.5 (continued) Available Strength of Welded Joints, ksi (MPa)					
Load Type and Direction Relative to Weld Axis	Pertinent Metal	$\phi$ and $\Omega$	Nominal Stress ( $F_{tBM}$ or $F_{tW}$ ), ksi (MPa)	Effective Area ( $A_{tBM}$ or $A_{tW}$ ), in. <sup>2</sup> (mm <sup>2</sup> )	Required Filler Metal Strength Level <sup>[a][b]</sup>
FILLET WELDS INCLUDING FILLETS IN HOLES AND SLOTS AND SKEWED T-JOINTS					
Shear	Base	Governed by J4			Filler metal with a strength level equal to or less than matching filler metal is permitted.
	Weld	$\phi = 0.75$ $\Omega = 2.00$	$0.60F_{EXX}$ <sup>[d]</sup>	See J2.2a	
Tension or compression—Parallel to weld axis	Tension or compression in parts joined parallel to a weld is permitted to be neglected in design of welds joining the parts.				
PLUG AND SLOT WELDS					
Shear—Parallel to faying surface on the effective area	Base	Governed by J4			Filler metal with a strength level equal to or less than matching filler metal is permitted.
	Weld	$\phi = 0.75$ $\Omega = 2.00$	$0.60F_{EXX}$	See J2.3a	
<sup>[a]</sup> For matching weld metal, see AWS D1.1/D1.1M clause 3.3. <sup>[b]</sup> Filler metal with a strength level one strength level greater than matching is permitted. <sup>[c]</sup> Filler metals with a strength level less than matching are permitted to be used for groove welds between the webs and flanges of built-up sections transferring shear loads, or in applications where high restraint is a concern. In these applications, the weld joint shall be detailed and the weld shall be designed using the thickness of the material as the effective throat, where $\phi = 0.80$ , $\Omega = 1.88$ and $0.60F_{EXX}$ is the nominal strength. <sup>[d]</sup> The provisions of Section J2.4(b) are also applicable.					

- Falla en tubería por unión con oreja  
Esta verificación se realizó acorde a la publicación “Welding Research Council Bulletin 198” (Rodabaugh, Dodge, & Moore, 1974). La publicación recomienda considerar el esfuerzo cortante:



**Figura A 19: Esfuerzo cortante producto de una carga paralela al eje. Extraído de: (Rodabaugh et al., 1974)**

$$r_2 = \frac{Q_2}{4 \cdot L_2 \cdot L_b}$$

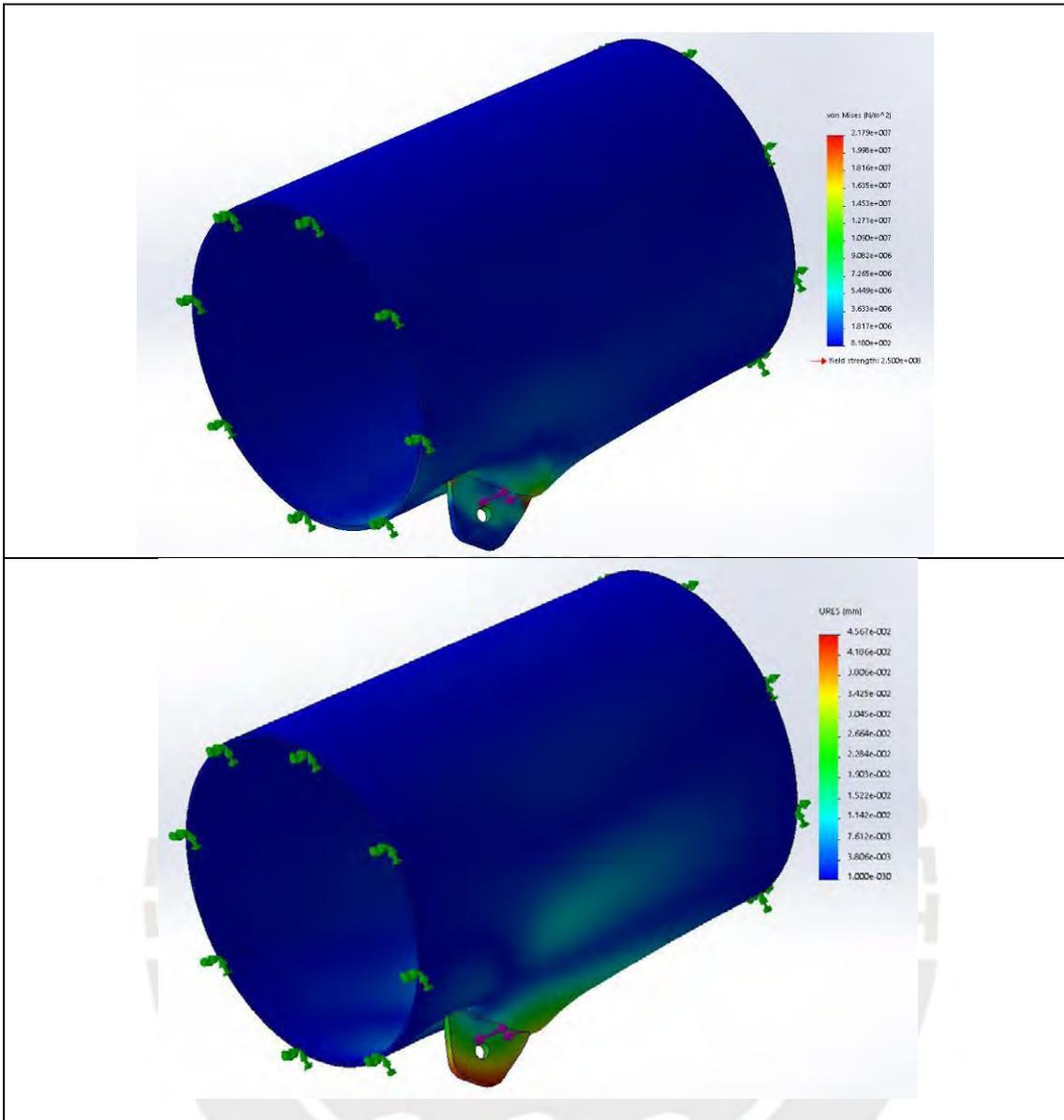
$r_2$  = Esfuerzo cortante

$Q_2$  = Carga a aplicar (7512 N), ver figura A-16 de la carga en dirección X.

$L_b$  = Es el valor mínimo entre el espesor de la tubería y el espesor de la oreja.

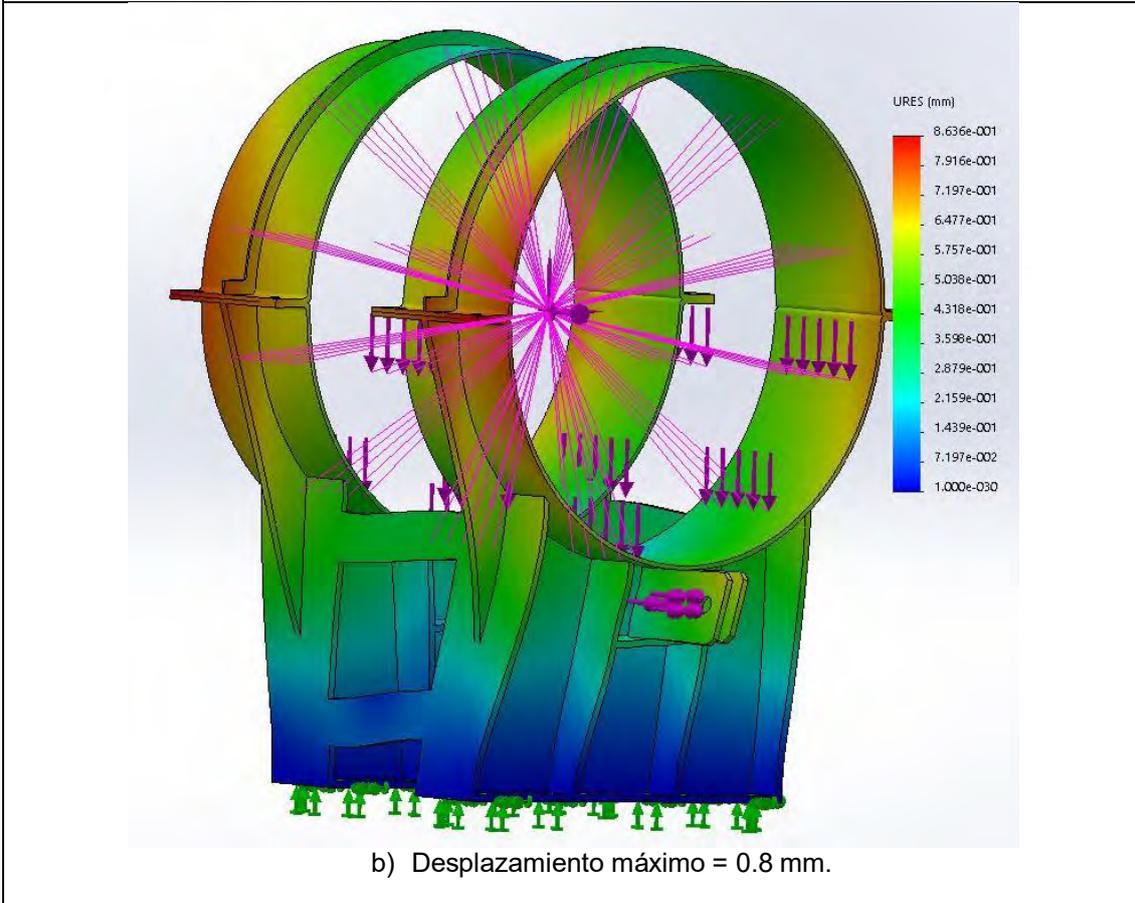
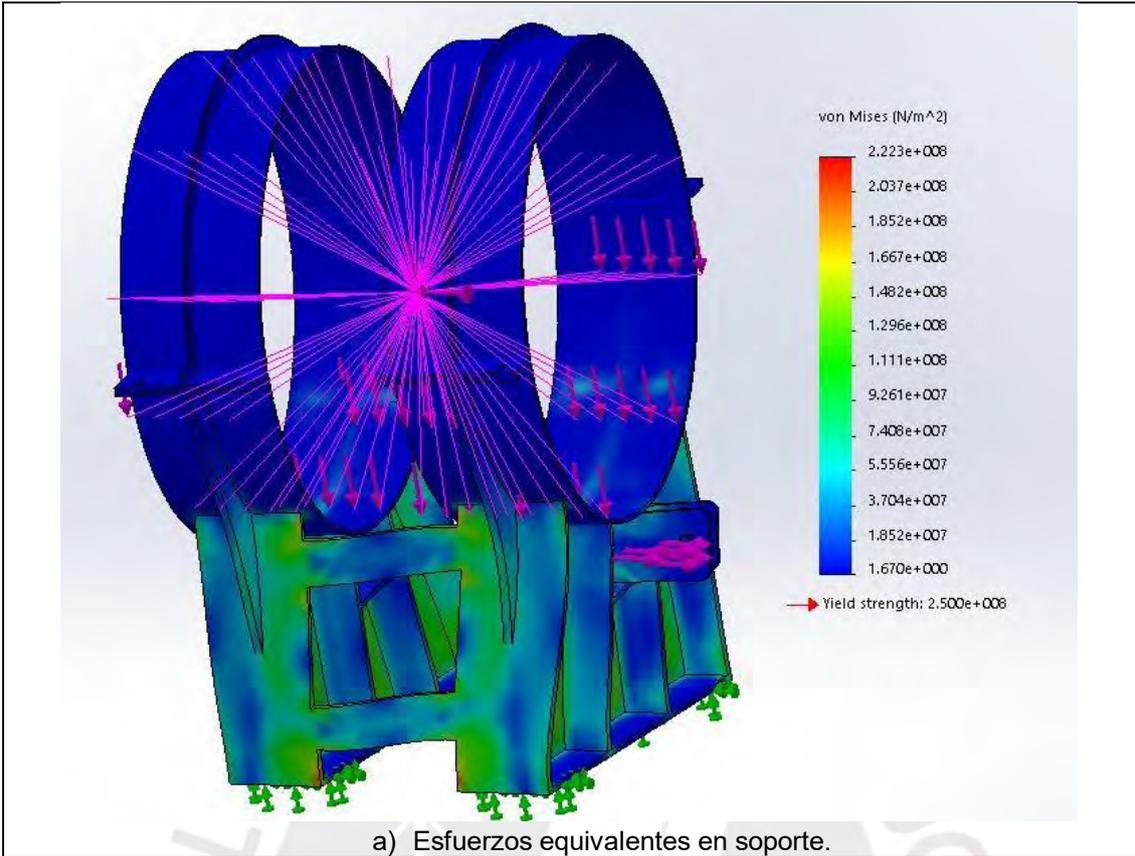
$$r_2 = \frac{7512}{4 \cdot 0.040 \cdot 0.00953} = 4.9 \text{ MPa.}$$

También se realizó una revisión mediante Elementos finitos de los desplazamientos y los esfuerzos sobre la tubería.



**Figura A 20:** Revisión de desplazamientos y esfuerzos en oreja de anclaje mediante SOLIDWORKS SIMULATION.

También se evaluó los esfuerzos y desplazamientos resultantes para las cargas aplicadas directamente sobre el soporte, descritas en la figura A16.



## Anexo 10.2 Revisión de Soporte SP-2

Los soportes SP2 se emplean para condiciones exclusivas de apoyo. Por ello la condición de carga crítica lo limita el momento máximo producido en el soporte, así como el peso de la tubería y peso de relave sobre el soporte para la distancia recomendada. La tabla 21 fue elaborada con los momentos máximos y su valor es utilizado para el diseño del soporte. Como ejemplo, el esquema de cargas sobre el soporte de apoyo para una tubería de 32" se muestra:

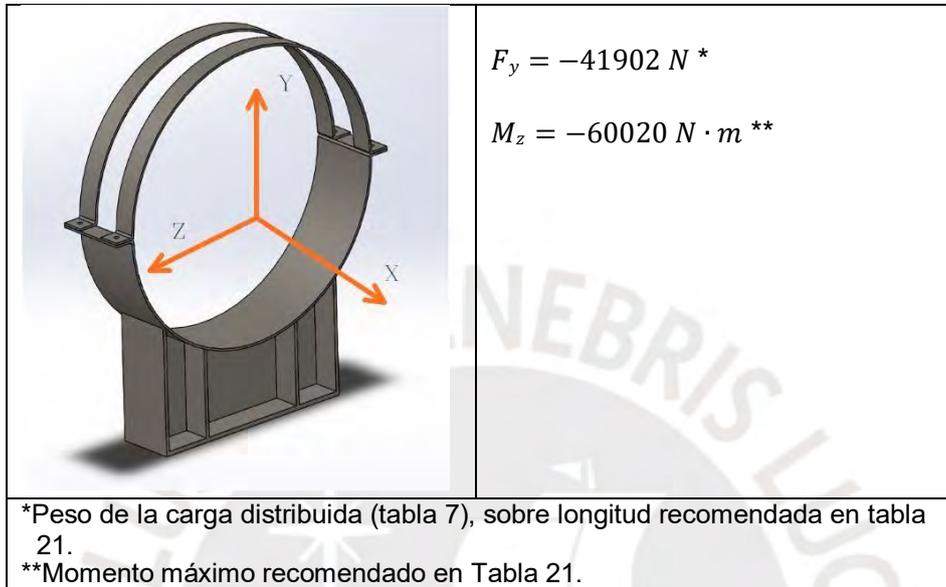


Figura A 21. Esquema de cargas sobre soporte SP-2, 32", 3D.

Se aplican estas cargas sobre el soporte SP-2, obteniéndose el esfuerzo equivalente de Von Mises (Criterio de falla de máxima energía de distorsión) y su deformación resultante.

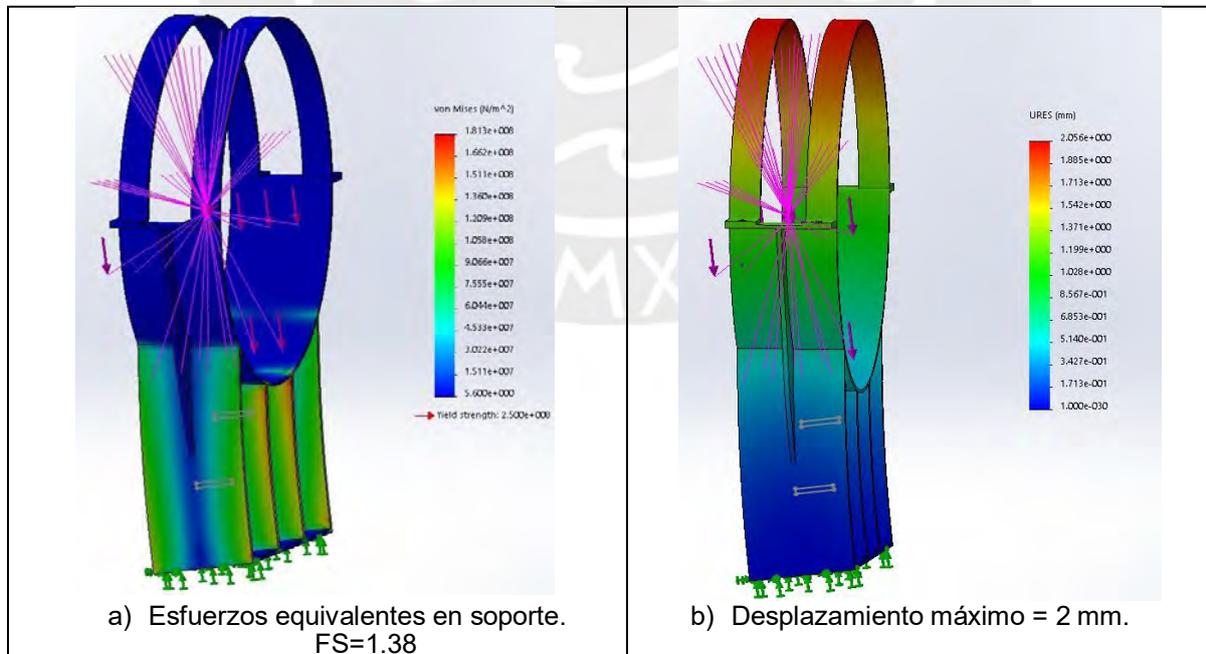
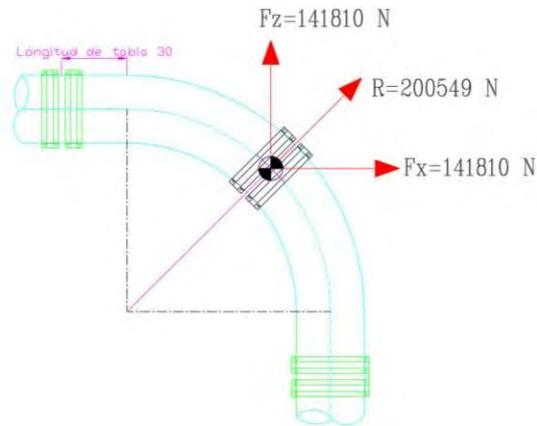


Figura A 22. Resultado de simulación FEM, soporte SP-2

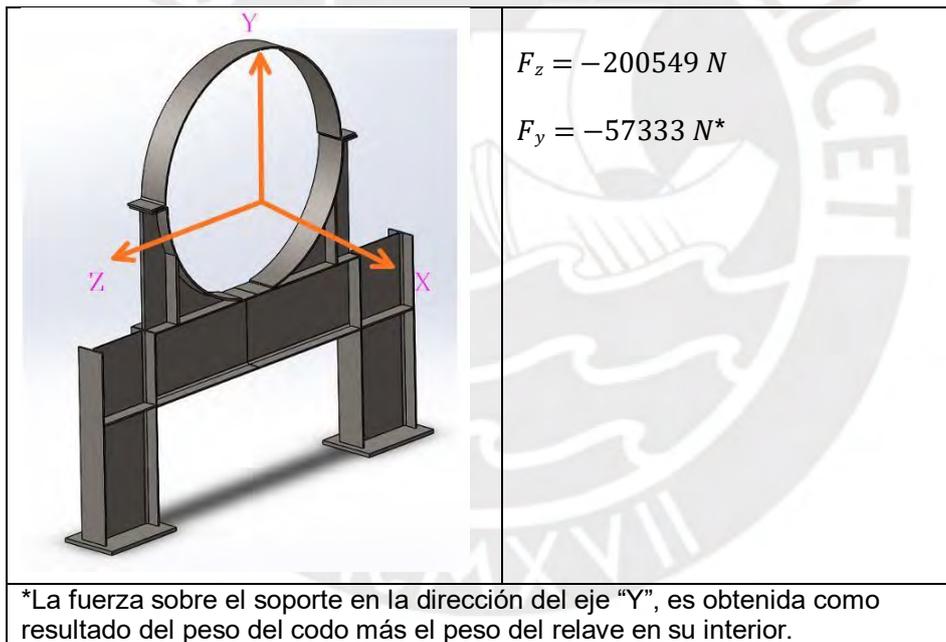
### **Anexo 10.3 Revisión de Soporte SP-3**

La hipótesis de diseño es aplicada a la condición más crítica de carga, que evidentemente ocurre cuando la fuerza hidráulica es máxima. Para la tubería de 32" y 3D se tiene las fuerzas que se indican a continuación, sobre el soporte son:



**Figura A 23. Cargas sobre soporte SP-3, 32", 3D.**

La fuerza de la tubería sobre el soporte para las coordenadas locales del soporte se plantea del siguiente modo:



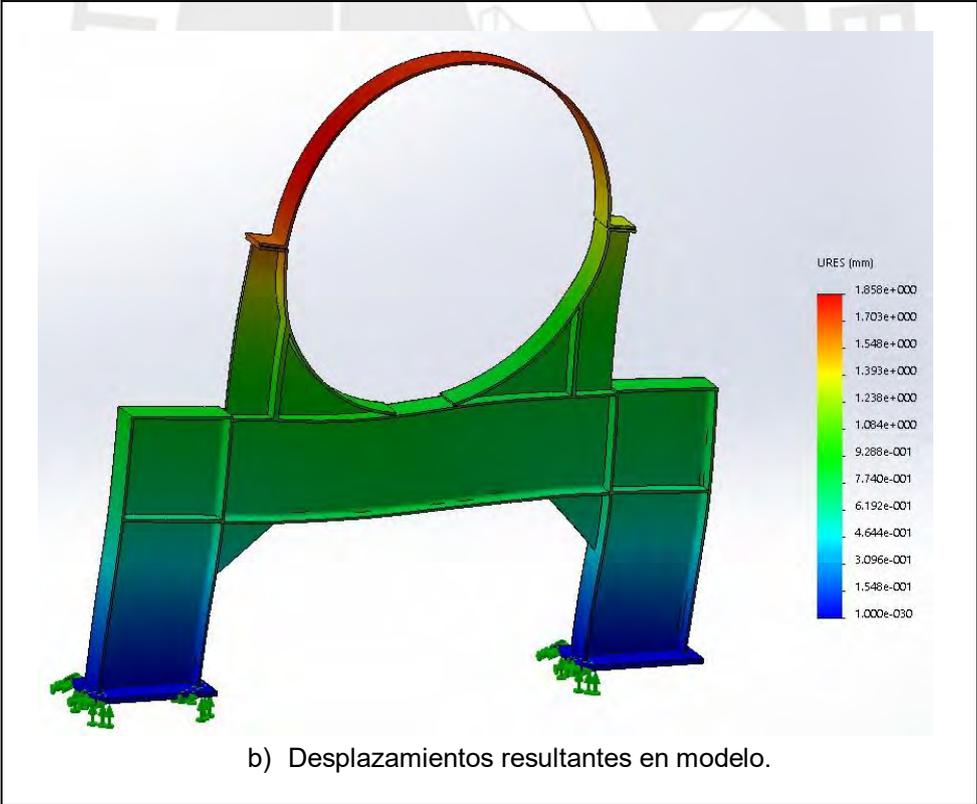
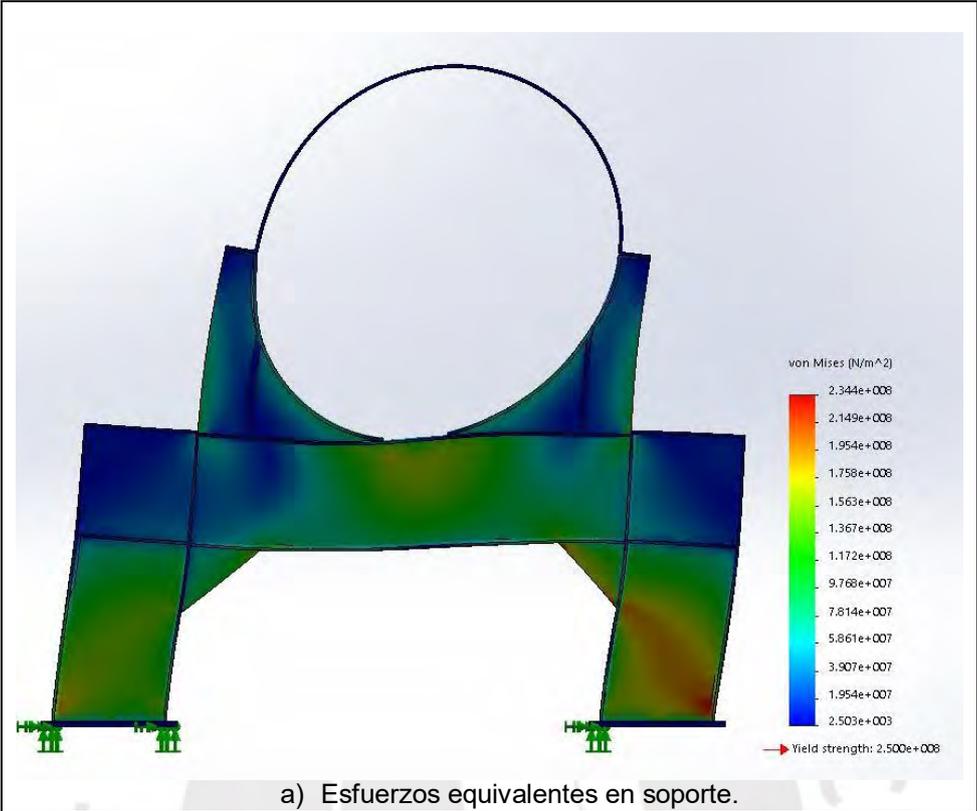
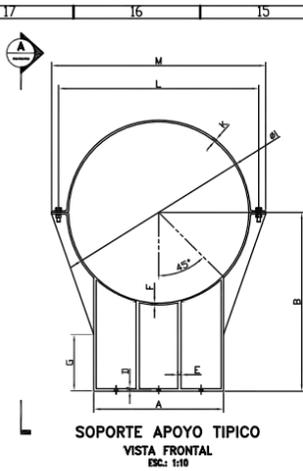


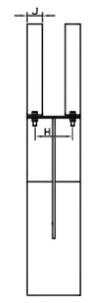
Figura A 24. Resultado de simulación FEM, soporte SP-3

**ANEXO 11. Plano de Ingeniería Básica de soportes SP-1, SP-2, SP-3**

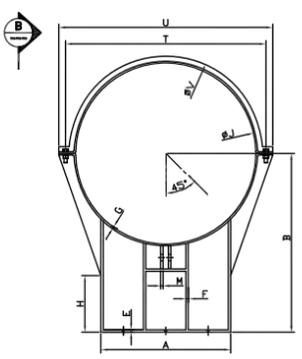




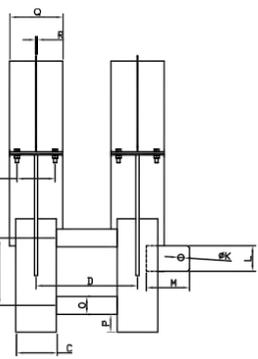
**SOPORTE APOYO TÍPICO**  
VISTA FRONTAL  
ESCALA: 1:10



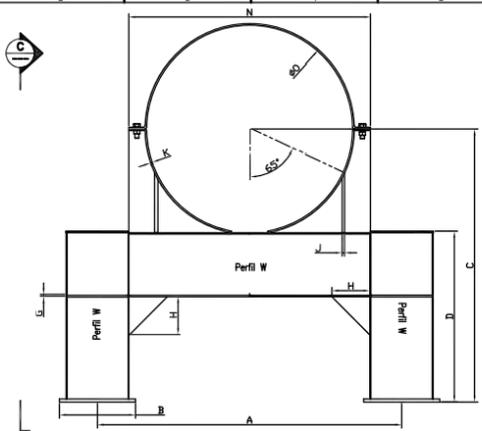
**SECCION A**  
ESCALA: 1:10



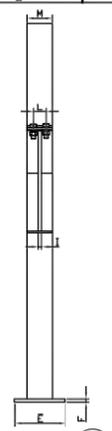
**SOPORTE ANCLAJE TÍPICO**  
VISTA FRONTAL  
ESCALA: 1:10



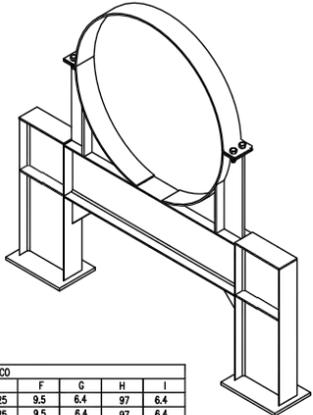
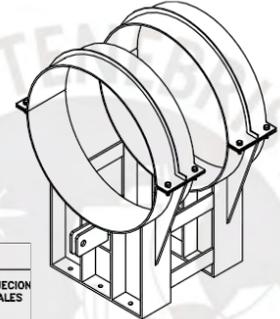
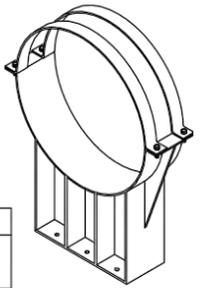
**SECCION B**  
ESCALA: 1:10



**SOPORTE PORTICO TÍPICO**  
VISTA FRONTAL  
ESCALA: 1:10



**SECCION C**  
ESCALA: 1:10



**TIPO** : SP-2  
**DESCRIPCION** : SILLETA CON FLEJES DE SUJECION  
**USOS** : PARA SOPORTE SIN CARGAS AXIALES  
**MATERIAL** : ACERO CARBONO ASTM A36

**TIPO** : SP-1  
**DESCRIPCION** : SILLA CON ABRAZADERAS DE SUJECION  
**USOS** : PARA SOPORTE CON CARGAS AXIALES  
**MATERIAL** : ACERO CARBONO ASTM A36

**TIPO** : SP-3  
**DESCRIPCION** : SOPORTE TIPO PORTICO.  
**USOS** : PARA SOPORTE DE CODOS.  
**MATERIAL** : ACERO AL CARBONO ASTM A36

TAMARO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	SILLA									
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	
400	16"	406	292	400	120	9.53	6.4	6.4	127	86	406
450	18"	457	329	450	135	9.53	6.4	6.4	143	96	457
500	20"	508	366	500	150	9.53	6.4	6.4	150	107	508
600	24"	610	439	601	180	9.53	6.4	6.4	191	129	610
700	28"	711	512	700	210	9.53	12.7	6.4	222	150	711
750	30"	762	548	750	225	9.53	12.7	6.4	238	161	762
800	32"	813	585	800	240	9.53	12.7	6.4	254	172	813

TAMARO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	SILLA									
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	
400	16"	406	292	400	91	228	9.53	6.4	6.4	127	86
450	18"	457	329	450	103	257	9.53	6.4	6.4	143	96
500	20"	508	366	500	114	286	9.53	6.4	6.4	150	107
600	24"	610	439	601	137	343	9.53	6.4	6.4	191	129
700	28"	711	512	700	160	400	9.53	9.53	6.4	222	150

TAMARO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	PORTICO									
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	
400	16"	406	776	194	683	433	125	9.5	6.4	97	6.4
450	18"	457	776	194	683	433	125	9.5	6.4	97	6.4
500	20"	508	776	194	683	433	125	9.5	6.4	97	9.5
600	24"	610	1200	300	968	670	200	12.7	6.4	150	12.7
700	28"	711	1200	300	1019	670	200	12.7	6.4	150	12.7
750	30"	762	1200	300	1051	670	200	12.7	6.4	150	12.7
800	32"	813	1200	300	1070	670	200	12.7	6.4	150	12.7

"U", corresponde al espesor de la estructura general del soporte  
"E", corresponde al espesor de los dos nervios centrales ubicados en espacios homogéneos

"G", corresponde al espesor de todas las cartelas de refuerzo del pórtico estructural  
"H", corresponde al cateto de las cartelas de refuerzo en las esquinas del pórtico.

TAMARO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	FLEJES				PERNERIA
		J	K	L	M	
400	16"	34	6.4	451	482	1. Perno cabeza hexagonal M6 x 1 x 30 Gr.080.8, ASTM A449 2. Arandela plana según ASTM F436 3. Tuercas hexagonales M6 x 1, ASTM A563 Gr.C, ASME B18.2.4M
450	18"	39	6.4	508	542	
500	20"	508	43	6.4	564	603
600	24"	610	52	6.4	778	724
700	28"	711	60	6.4	790	844
750	30"	762	64	6.4	847	904
800	32"	813	69	6.4	901	964

TAMARO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	SILLA						
		J	K	L	M	N	O	P
400	16"	406	15.9	57	97	151	40	40
450	18"	457	15.9	65	109	170	45	45
500	20"	508	19.1	72	122	189	50	50
600	24"	610	19.1	86	146	227	60	60
700	28"	711	25.4	100	170	264	70	70

"E", corresponde al espesor de la estructura general del soporte  
"F", corresponde al espesor de los dos nervios centrales ubicados en espacios homogéneos

TAMARO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	ABRAZADERA						
		Q	R	S	T	U	V	
400	16"	406	120	3.2	6.4	451	482	436
450	18"	457	135	3.2	6.4	508	542	491
500	20"	508	150	3.2	6.4	564	603	546
600	24"	610	180	3.2	6.4	778	724	655
700	28"	711	210	3.2	6.4	790	844	764

TAMARO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	PIN	PERNERIA		
			1	2	3
400	16"	406	1. Perno cabeza hexagonal M6 x 1 x 30 Gr.080.8, ASTM A449 2. Arandela plana según ASTM F436 3. Tuercas hexagonales M6 x 1, ASTM A563 Gr.C, ASME B18.2.4M		
450	18"	457	1. Clavija PIN + Pasador de clavija #1 en SS316		
500	20"	508	2. Clavija PIN + Pasador de clavija #1/4" en SS316		
600	24"	610		1. Perno cabeza hexagonal M12 x 1.5 x 50 Gr.080.8, ASTM A449 2. Arandela plana según ASTM F436 3. Tuercas hexagonales M12 x 1.5, ASTM A563 Gr.C, ASME B18.2.4M	
700	28"	711	3. Clavija PIN + Pasador de clavija #1" en SS316		

TAMARO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	CLINA							PERFILES-PORTICO
		J	K	L	M	N	O		
400	16"	406	6.4	6.4	50	100	476	406	W6x25
450	18"	457	6.4	6.4	50	100	536	457	W6x25
500	20"	508	6.4	6.4	50	100	596	508	W6x25
600	24"	610	9.5	6.4	50	100	715	610	W10x12
700	28"	711	9.5	6.4	50	100	833	711	W10x12
750	30"	762	9.5	6.4	50	100	893	762	W10x12
800	32"	813	9.5	6.4	50	100	953	813	W10x12

TAMARO NOMINAL	DIAMETRO EXTERNO	PERNERIA			
		1	2	3	
400	16"	406	1. Perno cabeza hexagonal M15 x 1 x 30 Gr.080.8, ASTM A449 2. Arandela plana según ASTM F436 3. Tuercas hexagonales M15 x 1, ASTM A563 Gr.C, ASME B18.2.4M		
450	18"	457			
500	20"	508			
600	24"	610			
700	28"	711			
750	30"	762			
800	32"	813			

**NOTAS GENERALES:**  
1. Todas las estructuras son de acero ASTM A36.  
2. Perfiles estructurales según AISC.  
3. Tolerancia angulas 0.1°.  
4. Perneria acorde con ASME B18.2.1  
5. Pintura epoxica de 6 mils SSPC 5.  
6. Dimensiones en mm. SI.

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU		LAMINA 01-SLS
	MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA	METHODO DE PROYECCION
		SOPORTES TÍPICOS ESTANDARIZADOS PARA USO CON UNIONES VICTAULIC ESTILO 77
REALIZADO POR:	Gustavo Peñaloza	DIBUJADO POR:
	Gustavo Peñaloza	FECHA:
		21-11-2019