

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERU

Escuela de Posgrado



**EVALUACIÓN DE LOS FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF EN
ACCESORIOS LATERALES NO REFORZADOS DE TUBERÍAS PARA RELAVE
MINERO**

**Tesis para optar el Grado de Magister en Ciencias
Con Mención en Ingeniería Mecánica**

PRESENTADA POR:

Ing. Jorge Arturo Morales Ortiz

ASESORADA POR:

Dr. Juan José Jiménez de Cisneros y Fonfría

JURADO CONFORMADO POR:

Dr. Paul Pedro Lean Sifuentes

Dr. Rosendo Franco Rodríguez

LIMA, FEBRERO 2017



**EVALUACIÓN DE LOS FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF EN
ACCESORIOS LATERALES NO REFORZADOS DE TUBERÍAS PARA RELAVE
MINERO**

CONTENIDO

Página

RESUMEN

CONTENIDO

LISTA DE SÍMBOLOS

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO 1. Generalidades Sobre Accesorios de Tuberías en “T” y Laterales para el Transporte de Relave

1.1	NORMAS Y ESTÁNDARES	10
1.2	ACCESORIOS EN “T”	12
1.3	ACCESORIOS LATERALES	12
1.3.1	Características	12
1.3.2	Procesos de Fabricación y Montaje	13
1.3.3	Tipos de Unión	13
1.3.3.1	Soldadura de Accesorios	13
1.3.3.2	Soldadura a Tope	14
1.3.3.3	Unión por medio de Bridas	14
1.3.4	Características Geométricas	14
1.3.5	Materiales Utilizados	15
1.4	DEFINICIONES ACERCA DEL RELAVE	16
1.4.1	Relave Minero	16
1.4.2	Características Físicas del Relave Minero	16
1.4.3	Flujo del Relave	16
1.5	EVALUACIÓN DE LOS FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO	18
1.6	ESFUERZOS EQUIVALENTES SEGÚN LA NORMA ASME B31.11	22

CAPÍTULO 2. Concepción del Accesorio Lateral

2.1	SITUACIÓN ACTUAL	23
2.2	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	24
2.3	DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	24
2.4	PARAMETRIZACIÓN PRELIMINAR	24
2.5	MODELO CONCEPTUAL DEL SISTEMA DE TUBERÍAS	25

CAPÍTULO 3. Evaluación Analítica Preliminar de los SIF

3.1	SITUACIÓN ACTUAL	26
3.2	TENSOR ESTÁTICO Y DE FATIGA	26
3.3	CÁLCULOS DE CALIBRACIÓN PARA EL ACCESORIO EN “T”	27
3.4	ESFUERZOS EN LA ZONA CRÍTICA	28

CAPÍTULO 4. Implementación y Calibración del Modelo Numérico para un Accesorio en “T”

4.1	CONSIDERACIONES INICIALES	29
4.2	VARIABLES INICIALES	29
4.3	ESTUDIO PREVIOS REALIZADOS	29
4.3.1	Características del Ensayo W/EPRI (Rodabaugh)	30
4.3.2	Fuerzas Sobre el Accesorio	30
4.3.4	Resultados obtenidos por la W/EPRI	34
4.4	CÁLCULO DE ESFUERZOS PARA EL ESPÉCIMEN W/EPRI-A	34
4.5	ANÁLISIS DE LAS SOLUCIONES	35
4.6	DESCRIPCIÓN DEL MODELO Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	35
4.6.1	Modelado del Accesorio	35
4.7	CONDICIONES DE CONTORNO	36
4.8	MALLADO DEL MODELO	37
4.8.2	Número de Elementos y Nodos	38
4.8.3	Características de Aristas de Mallado	39
4.8.4	Simetría de los Elementos en el Mallado	39
4.9	PROPIEDADES DE LOS MATERIALES	40
4.10	CARGAS APLICADAS AL MODELO	40
4.11	EVALUACIÓN DE LOS SIF	40
4.11.1	Calibrado con la W/EPRI	41
4.12	CALIBRACIÓN Y COMPARACIÓN CON LOS DATOS EXPERIMENTALES	43

CAPÍTULO 5. Implementación del Modelo Numérico Paramétrico

5.1	CARACTERÍSTICAS DE LOS MODELOS NUMÉRICOS	44
5.1.1	Material Propuesto	44
5.1.2	Tamaño Propuesto	44
5.1.3	Geometría Propuesta	45
5.1.4	Radios de Filete Propuestos	47

5.2	NÚMERO DE PROBETAS O MODELOS VIRTUALES	48
5.3	TIPO DE CARGAS APLICADAS	48
5.4	MODELADO, MALLADO Y ANÁLISIS PARAMÉTRICO	48
5.4.1	Ubicación de Zonas de Máxima Concentración de Esfuerzos	48
5.4.2	Modelado Definitivo - Dividido en Zonas	51
5.4.3	Mallado Definitivo – Dividido en Zonas y Aristas	52
5.5	RESUMEN DESCRIPTIVO PARA 30, 45, 60, 75 y 90 GRADOS	55
5.6	CONVERGENCIA DE MALLADO.	56
5.7	PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO ANALÍTICO Y POR FEA.	57
Capítulo 6. Evaluación y Validación		
6.1	EFFECTO DEL RADIO DE FILETE	60
6.1.1	Accesorio Lateral Reforzado	62
6.2	EFFECTO DE LA CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS	62
6.3	EFFECTO DE LA CARGA	62
Capítulo 7. Elaboración de Herramienta de Selección y Diseño		
7.1	IMPLEMENTACIÓN DE LA HERRAMIENTA	64
7.2	USO DE LA HERRAMIENTA	64
7.2.1	Utilización de los SIF – Ejemplo de Aplicación	65
7.3	HERRAMIENTAS ADICIONALES	71
CONCLUSIONES		80
RECOMENDACIONES		83
BIBLIOGRAFÍA		84
ANEXOS		88
Anexo A:	Criterio de Falla por Fatiga	
Anexo B:	Resumen de Ensayos Numéricos Propios	
Anexo C:	Uso de la Tabla de Factores SIF	
Anexo D:	Mallados Previos	
Anexo E:	Herramientas Graficas de Diseño Adicionales	

INDICE DE TABLAS

Tabla 4.1: Especímenes ensayados por Rodabaugh y Markl [9]	30
Tabla 4.2: Nomenclatura de los momentos y sus respectivos SIF	31
Tabla 4.3: Datos obtenidos para la selección de la fuerza de ensayo	32
Tabla 4.4: Calibrado de (W/EPRI), con la ONRL, (Extraído de Rodabaugh [9])	33
Tabla 4.5: Resultados a Fatiga de la W/EPRI (extraída de Rodabaugh [9])	34
Tabla 4.6: Mallados realizados al espécimen A de la W/EPRI	38
Tabla 4.7: Cargas aplicadas a los 4 especímenes	40
Tabla 4.8: SIF para el espécimen A	42
Tabla 4.9: SIF para todos los Especímenes	42
Tabla 4.10: Comparación de los SIF con ensayos existentes	43
Tabla 5.1: Diámetros usuales para tuberías en relaves mineros, Sherwood [30]	45
Tabla 5.2: Medidas de los Modelos Propuestos en el Ensayo Numérico	46
Tabla 5.3: Características del mallado previo	49
Tabla 5.4: Condiciones y Resultados del Análisis Previo	50
Tabla 5.5: Parámetros Geométricos en la Probeta M10 S30x16 G60	51
Tabla 5.6: Características principales de los elementos utilizados	53
Tabla 5.7: Características de las aristas configuradas	54
Tabla 5.8: Características del Mallado Final	55
Tabla 5.9: Mallados Realizados a la Probeta M08 G60	56
Tabla 5.10: Procedimiento Parcial para las Probetas a 60 grados	59
Tabla 6.1: Efecto del tamaño del Filete sobre el SIF	61
Tabla 6.2: Efecto de la concentración de esfuerzos sobre la evaluación de los SIF	62
Tabla 6.3: Efecto de la Carga Sobre la Evaluación de los SIF	63
Tabla 7.1: Herramienta de diseño 1 de 5	66
Tabla 7.2: Herramienta de diseño 2 de 5	67
Tabla 7.3: Herramienta 3 de 5	68
Tabla 7.4: Herramienta de diseño 4 de 5	69
Tabla 7.5: Herramienta de diseño 5 de 5	70
Tabla 7.6: Variación del $SIF = i_{ob}$ Respecto al Angulo, (hoja 1 de 30)	71

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Accesorio lateral soldado y embreado	1
Figura 2: Detalle de la unión entre el Ramal y el Cabezal con soldadura TIG y	2
Figura 3: Cargas sobre el accesorio lateral	3
Figura 4: Diagrama de esfuerzos normales: a) En el cabezal, b) En el ramal	3
Figura 5: Accesorio lateral, Vista isométrica de Cargas	4
Figura 1.1: Tópicos comunes utilizados en normas para tuberías a presión	10
Figura 1.2: Tópicos comunes utilizados para los estándares de componentes	11
Figura 1.3: Normas europeas para tuberías	11
Figura 1.4: Código ASME para recipientes a presión	11
Figura 1.5: Geometría del accesorio lateral	12
Figura 1.6: Zona A-A de falla en el accesorio lateral (Adaptado de Raju [11])	13
Figura 1.7: Soldadura a tope, adaptada de Rodabaugh [9]	14
Figura 1.8: Dimensiones del ramal fabricado, adaptado de Rodabaugh [9]	15
Figura 1.9: Diagrama unifilar del ensayo	18
Figura 1.10: Concentrador de esfuerzo i_{ob} originado por la carga F_{ob}	19
Figura 1.11: Concentrador de esfuerzo i_{ib} originado por la carga F_{ib}	20
Figura 1.12: Procedimiento para la determinación de los factores SIF	20
Figura 1.13: Simulación de cálculo del proyectista	21
Figura 2.1: Conceptualización de un accesorio en “T” como elementos viga	25
Figura 3.1: Configuraciones de ensayo de fatiga de Markl y especímenes de Rodabaugh [9]	28
Figura 4.1: Configuraciones de ensayo de Rodabaugh para la W/EPRI [9]	31
Figura 4.2: Diagrama fuerza desplazamiento, espécimen A, W/EPRI [9]	32
Figura 4.3: División por la opción “estrude Slice” del ANSYS (especimen B)	36
Figura 4.4: Modelado del espécimen A en el “DesignModeler” [8] (mallado 1)	36
Figura 4.5: Mallado del accesorio lateral, Gao [2]	37
Figura 4.6: Mallado de un accesorio en “T”, Rodabaugh [9]	37
Figura 4.7: Mallado de zona crítica espécimen A (mallado 2)	38
Figura 4.8: División de una arista del cabezal del espécimen A (mallado 4)	39
Figura 4.9: Accesorio en “T” seccionado	39
Figura 4.10: Mallado 1 espécimen A W/EPRI	41
Figura 5.1: Modelo Paramétrico: a) Vista en Corte, b) Vista de Detalle	44
Figura 5.2: Mallado previo de la probeta M10 S30x16 G60	49

Figura 5.3: Análisis previo para un momento torsor en el ramal M_{tb}	50
Figura 5.4: Análisis previo para un momento torsor en el cabezal M_{tr}	50
Figura 5.5: Cortes en el modelo paramétrico: a) vista Isométrica b) Vista de Perfil	51
Figura 5.6: Orden de mallado por zonas	52
Figura 5.7: Zonas de importancia en el mallado	54
Figura 5.8: Vista de corte - Ubicación de aristas configuradas	54
Figura 5.9: Vistas, Mallado 4, probeta M08 S30x12 G60: a) Media sección, b) Detalle	56
Figura 5.10: Convergencia de la probeta M08 para distintos tipos de mallado	57
Figura 5.11: $SIF = i_{ib}$ del Modelo M08 S30x12 G60, Mallado 4	58
Figura 5.12: $SIF = i_{ib}$ del Modelo M08 S30x12 G60, Mallado 4, vista en corte	58
Figura 6.1: Variación del SIF respecto al factor (t/r_2)	60
Figura 6.2: Variación del SIF respecto al radio de filete r_2	61
Figura 7.1: Variación del i_{ob} respecto del ángulo	71



LISTA DE SIMBOLOS

\bar{T}	Tensor de esfuerzos
T_a	Tensor de esfuerzos debido a cargas alternantes
T_m	Tensor de esfuerzos debido a cargas estáticas
F_x	Fuerza en el eje x aplicado en el extremo del ramal en Newton (N)
F_y	Fuerza en el eje y aplicado en el extremo del ramal en Newton (N)
F_z	Fuerza en el eje z aplicado en el extremo del ramal en Newton (N)
M_x	Momento flector paralelo al eje x en el extremo del ramal (N.M)
M_y	Momento flector paralelo al eje y en el extremo del ramal (N.M)
M_z	Momento torsor en el extremo del ramal (N.M)
$F_{x'}$	Fuerza en el eje x' aplicado en el extremo del cabezal en Newton (N)
$F_{y'}$	Fuerza en el eje y' aplicado en el extremo del cabezal en Newton (N)
$F_{z'}$	Fuerza en el eje z' aplicado en el extremo del cabezal en Newton (N)
$M_{x'}$	Momento flector paralelo al eje x' en el extremo del cabezal (N.M)
$M_{y'}$	Momento flector paralelo al eje y' en el extremo del cabezal (N.M)
$M_{z'}$	Momento torsor en el extremo del cabezal (N.M)
σ_N	Esfuerzo nominal en una tubería recta, sin accesorio (MPa)
σ_M	Esfuerzo máximo originado por la concentración de esfuerzos (MPa)
R	Radio medio del cabezal en pulgadas (in)
L	Brazo de palanca en pulgadas (in)
r	Radio medio del ramal en pulgadas (in)
t	Espesor de ramal en pulgadas (in)
T	Espesor del cabezal en pulgadas (in)
R/T	Característica geométrica del cabezal
r/t	Característica geométrica del ramal
r/R	Característica geométrica de la conexión
t/T	Característica geométrica de la conexión
D_i/T	Característica geométrica del cabezal que identifica al accesorio dentro de su grupo o serie.
F_{ob}	Fuerza fuera del plano en el ramal en Newton (N).
F_{ib}	Fuerza dentro del plano en el ramal en Newton (N).
M_{tb}	Momento torsor en el ramal (N.m).
M_{tr}	Momento torsor en el Cabezal (N.m).

F_{or}	Fuerza dentro del plano en el cabezal (N).
F_{ir}	Fuerza fuera del plano en el cabezal (N).
i_{ob}	Concentrador de esfuerzo debido al momento flector fuera del ramal.
i_{ib}	Concentrador de esfuerzo debido al momento flector dentro del ramal.
i_{or}	Concentrador de esfuerzo debido al momento flector fuera del cabezal.
i_{ir}	Concentrador de esfuerzo debido al momento flector dentro del cabezal.
i_{tb}	Concentrador de esfuerzo debido al momento torsor en el ramal.
i_{tr}	Concentrador de esfuerzo debido al momento torsor en el cabezal.
a	Longitud del ramal en pulgadas (in)
B	Longitud del cabezal desde de la intersección del accesorio hacia el empotrado (in)
A	Longitud del cabezal desde de la intersección del accesorio hacia el extremo libre (in)
α	Ángulo de inclinación entre el ramal y el cabezal en grados sexagesimales
d_i	Diámetro interior del ramal en pulgadas (in)
D_i	Diámetro interior del cabezal en pulgadas (in)
d_0	Diámetro exterior del ramal en pulgadas (in)
D_0	Diámetro exterior del cabezal en pulgadas (in)
r_1	Radio de filete interior en la intersección entre el ramal y cabezal en pulgadas (in)
r_2	Radio de filete exterior en la intersección entre el ramal y cabezal en pulgadas (in)
z	Módulo de sección (in ³)
I_b	Momento de inercia de área de la sección del ramal (in ⁴)
I_r	Momento de inercia de área de la sección del cabezal (in ⁴)

INTRODUCCIÓN

En instalaciones permanentes se ha demostrado que los sistemas de tuberías constituyen la forma más eficiente para el transporte de fluidos en modo continuo, donde es común el uso de accesorios laterales, que consisten en una porción de tubería llamada ramal, y otro denominado cabezal, que se unen haciendo un ángulo distinto a 90° .

Los relaves mineros son desechos tóxicos obtenidos como subproductos de los procesos mineros, conformados por una mezcla de tierra, minerales, agua y rocas. Los relaves mineros contienen altas concentraciones de químicos y elementos que alteran el medio ambiente; esto demanda un cuidadoso manejo y transporte, lo cual se logra por medio de un sistema de tuberías adecuado. En este tipo de instalaciones es muy común el uso de accesorios o conexiones laterales en las zonas de intersección de dos tuberías que se unen lateralmente mediante bridas y soluciones empernadas (Figura 1).

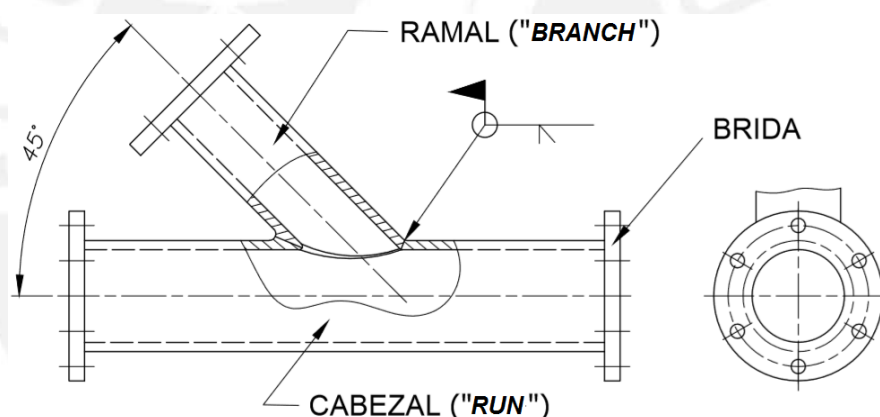


Figura 1: Accesorio lateral soldado y embridado

Los accesorios laterales se utilizan para unir tramos de tuberías, con la finalidad de combinar o dividir el flujo de relave. Su selección y diseño depende de la aplicación y de la configuración del sistema de tuberías, y su preferencia ante accesorios similares se debe principalmente a la menor resistencia que éste ejerce sobre el flujo del relave.

En general, en los sistemas de tuberías para el transporte de relave minero, se utilizan accesorios laterales de aceros al carbono, y debido a que el relave minero es altamente corrosivo, estos generalmente son revestidos internamente con caucho.

Los tramos de tubería son fabricados en el taller mediante soldadura manual por arco eléctrico con electrodo revestido SMAW. El ramal y cabezal están unidos lateralmente

entre sí con soldadura TIG en la raíz de las juntas por ser ésta una zona de mayor responsabilidad. Se preparan biseles en el ramal con ángulos variables como se muestra en la Figura 2. Se utiliza soldadura por arco eléctrico con núcleo de fundente FCAW para hacer las pasadas, debido a que produce un metal de soldadura de alta calidad a un costo menor. A esta soldadura no se le aplica un tratamiento térmico ni rectificado posterior [1]. Finalmente, este accesorio lateral se conecta al sistema de tuberías por medio de bridas, con objeto de facilitar el montaje, (Figura 1).

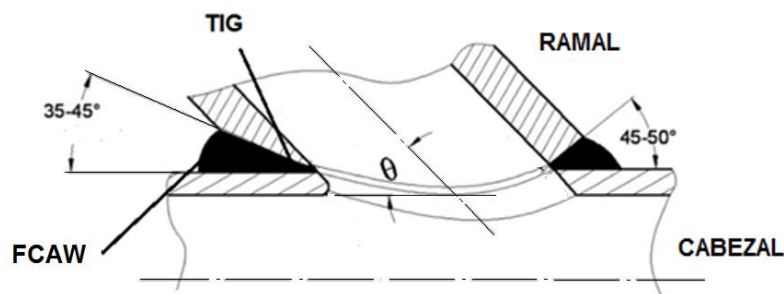


Figura 2: Detalle de la unión entre el Ramal y el Cabezal con soldadura TIG y FCAW [2]

Las medidas normadas de los accesorios comprenden diámetros entre $\frac{1}{2}$ y 24 pulgadas y espesores desde $\frac{1}{8}$ hasta 2 pulgadas [3], [4]. Sin embargo, en sistemas de tuberías destinados al transporte y manejo de relave minero se utilizan accesorios con dimensiones no normadas hasta 48 pulgadas de diámetro, según la guía de tuberías Sherwood [5].

El diseño de los sistemas de tuberías a presión, se rige por los códigos establecidos según el comité B31 de la ASME (*American Society of Mechanical Engineers*); mientras que sus componentes y accesorios, se rigen por los estándares establecidos según el comité B16 de la ASME. Específicamente, para el transporte de relave, se utiliza el código ASME B31.11-2012 [6], y para el caso de accesorios, se utiliza el estándar denominado ASME B16.5-2013 [4]; ambas corregidas y acreditadas por la ANSI (*American National Standards Institute*). El Perú adopta estas normas y las reglamenta según Decreto Supremo N°051-93-EM, en su artículo 51, referido al diseño de sistemas de tuberías [7]. En los sistemas de tuberías existen cargas primarias y secundarias. Las cargas primarias están referidas a la fuerza de gravedad, presión, descargas de válvulas de alivio, golpes de ariete, entre otras; éstas no son de naturaleza cíclica. Las cargas secundarias se originan por expansión térmica, movimiento de los soportes, asentamiento, vibraciones, entre otras, son de naturaleza cíclica.

Para evaluar el efecto de las cargas sobre el esfuerzo de falla en el accesorio, se une uno de los extremos del cabezal a una tubería recta mediante bridas (Figura 3), los

extremos libres tendrán seis grados de libertad, es decir, están sometidas a seis cargas, conformadas por las fuerzas $F_x, F_y, F_z, F_{x'}, F_{y'} \text{ y } F_{z'}$, los momentos flectores $M_x, M_y, M_{x'}, M_{y'}$ y los momentos torsores $M_z \text{ y } M_{z'}$ (Figura 3). Estas cargas afectan directamente a la geometría del accesorio, incrementando los esfuerzos en zonas de la tubería cercanas a la intersección. Estos incrementos son determinados mediante los denominados Factores de Concentración de Esfuerzo SIF, que se definen por separado para cada esfuerzo, como la relación entre el esfuerzo máximo del accesorio, sobre el esfuerzo nominal de la tubería en un tramo recto. Estos SIF por lo tanto, determinan el diseño del accesorio lateral dentro de un sistema de tuberías.

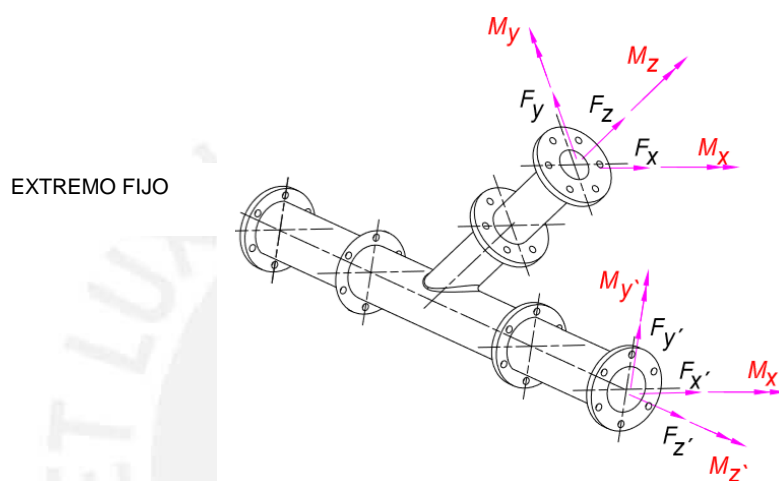


Figura 3: Cargas sobre el accesorio lateral

En la representación unifilar de este accesorio (Figura 4), se observa la distribución lineal de esfuerzos normales nominales de la tubería en la zona recta de longitud L , donde el esfuerzo nominal σ_N en el punto de intersección se incrementa hacia un esfuerzo máximo σ_M debido a la concentración de esfuerzos producido por la presencia del accesorio. Este incremento ocurre normalmente en zonas cercanas a la intersección de tuberías y puede evaluarse en el ramal y en el cabezal.

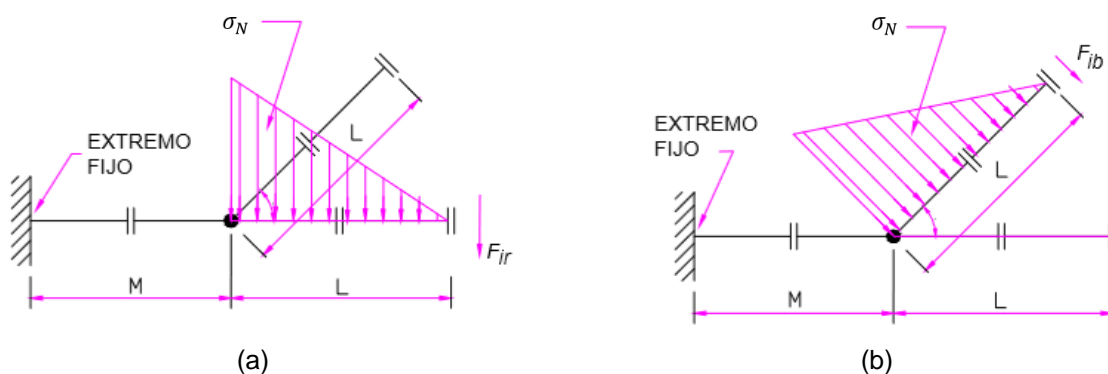


Figura 4: Diagrama de esfuerzos normales: a) En el cabezal, b) En el ramal

Cuando este accesorio es parte de un sistema de tuberías destinado al manejo y transporte de relave minero, y debido a la magnitud de cargas actuantes en este tipo de sistemas, el diseño no se ve afectado por los esfuerzos cortantes y normales generados por las cargas directas F_x , F_y , F_z , $F_{x'}$, $F_{y'}$ y $F_{z'}$ sobre las secciones transversales del accesorio, debido a que estos esfuerzos poseen valores significativamente menores a los esfuerzos normales producidos por los momentos flectores M_x , M_y , $M_{x'}$, $M_{y'}$ y los esfuerzos cortantes producidos por los momentos torsores M_z y $M_{z'}$. Esto es aceptado por el código ASME B31.11 [6], referida a sistemas de tuberías para relaves, donde para evaluar los esfuerzos equivalentes solo considera los momentos flectores M_x , M_y y el momento torsor M_z . Sin embargo, para otras aplicaciones, donde la presión interna es relativamente alta se suele evaluar SIF que afectan directamente a los esfuerzos longitudinales y circunferenciales, estos SIF se evalúan en ensayos por fatiga con un fluido que genera presión interna variable, estos SIF no son evaluados en esta tesis. En este proyecto de tesis se evalúan los SIF mediante la simulación de los ensayos, donde las cargas M_x , M_y , $M_{x'}$, $M_{y'}$, M_z y $M_{z'}$ son producidas por las cargas F_{ob} , F_{ib} y M_{tb} en el ramal y las cargas F_{or} , F_{ir} y M_{tr} en el cabezal respectivamente (Figura 5).

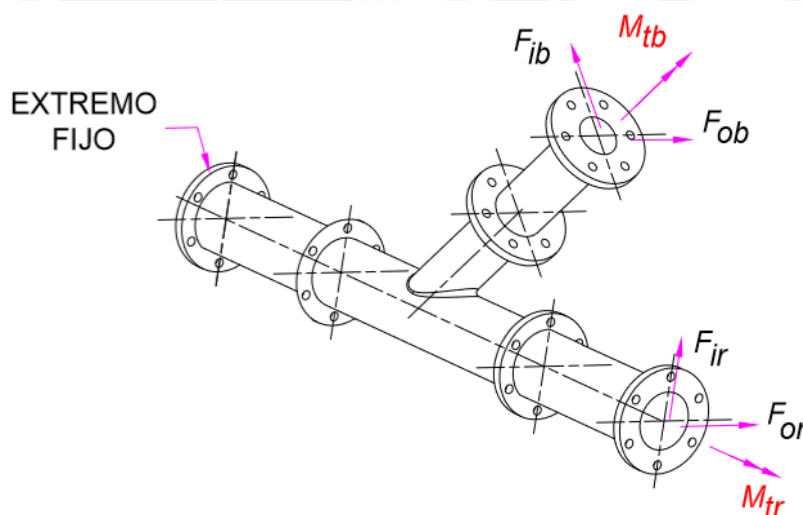


Figura 5: Accesorio lateral, Vista isométrica de Cargas

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Este proyecto se basa en los códigos ASME B31.3 y ASME B31.11, y el estándar B16.5 [3, 4 y 6], donde se observa que una de las principales herramientas usadas en el diseño de intersección de tuberías es el Factor de Intensificación de Esfuerzos (SIF), el cual incrementa el valor del esfuerzo nominal local en un punto de discontinuidad geométrica. Respecto a la definición de este parámetro y su inclusión en la norma, se establecen valores de SIF sólo para accesorios en “T” que consisten en una tubería principal o cabezal unido a un ramal orientado a 90°. Sin embargo, para el caso de accesorios laterales, es decir, donde el ángulo entre ramal y cabezal es en general distinto a 90°, las normas no proporcionan información. Adicionalmente, se observa que la norma B31 y el estándar B16, no especifican tuberías y accesorios que superen las 24 pulgadas de diámetro. Esto origina que los proyectistas de accesorios laterales que superen las 24 pulgadas determinen el SIF de una manera conservadora, no normada ni estandarizada y haciendo uso de programas de cómputo para esfuerzos en tuberías, lo cual implica un proceso engorroso, con resultados inexactos y sin una normativa que respalde estos procedimientos.

La rigurosidad en el cálculo, el tipo de material a transportar, así como las grandes capacidades de los sistemas y sus distintas configuraciones, puede conducir a peligrosas fallas de funcionamiento y posteriores medidas correctivas improvisadas en campo.

Esto genera la necesidad de desarrollar documentos y herramientas que sean fácilmente actualizables y que se adapten a nuestra realidad, y que permitan un buen diseño y/o modificación de un accesorio o componente dentro de un sistema de tuberías a utilizar.

PROPUESTA

En este proyecto de tesis, se propone obtener los SIF de un accesorio lateral con ángulo entre ramal y cabezal de 30°, 45°, 60°, 75° y 90°; el mismo que no está reforzado y no estandarizado, fabricado con tubería de acero al carbono ASTM A53 grado B, con soldadura por arco eléctrico con penetración completa, mediante el desarrollo de un modelo matemático complementado con simulaciones numéricas [8] y calibrado con ensayos existentes en la bibliografía [9]. Esto permite la elaboración de una herramienta de selección y diseño, que muestre los SIF para una variedad de geometrías no normadas de accesorios laterales propuestos en este proyecto de tesis. Además, se

propone evaluar su variación respecto a parámetros geométricos establecidos acordes a la práctica.

OBJETIVO GENERAL

Obtener los Factores de Intensificación de Esfuerzos SIF en accesorios laterales embridados, no estandarizados, ni reforzados de tubería de acero al carbono ASTM A53 grado B, con el ramal unido con soldadura por arco eléctrico GTAW (TIG) y con núcleo de fundente FCAW, de penetración completa y sin tratamientos térmicos, ni rectificadas posteriores. Estos accesorios estarán sometidos a momentos variables en el ramal y cabezal, elementos que están presentes de manera significativa en los sistemas de tuberías para el transporte y manejo de relave minero, en un rango limitado de diámetros no normados de 24 a 48 pulgadas [1] y espesores de 1/2 a 2 pulgadas.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Definir y parametrizar la geometría del accesorio lateral a estudiar.
- Elaborar un modelo conceptual del accesorio lateral de tubería, tomando como referencia su aplicación dentro de un sistema de tuberías para el transporte de relave minero.
- Implementar un procedimiento del tipo paramétrico para evaluar los SIF en accesorios laterales mediante un programa computacional basado en análisis por elementos finitos (FEA) [8].
- Calibrar el procedimiento realizado para obtener los SIF con un programa computacional basado en análisis por elementos finitos FEA, con pruebas experimentales realizadas a un accesorio en "T" existentes en la bibliografía [9].
- Extrapolar los procedimientos de cálculo de los SIF para un accesorio en "T" hacia un accesorio lateral, teniendo en cuenta las nuevas formas y tamaños.
- Validar el procedimiento de cálculo de los SIF para un accesorio lateral con el programa computacional calibrado basado en análisis por elementos finitos [8].
- Elaborar una herramienta de selección y diseño consistente en tablas y nomogramas, que muestren los SIF y su variación respecto a parámetros geométricos establecidos [10 y 11].

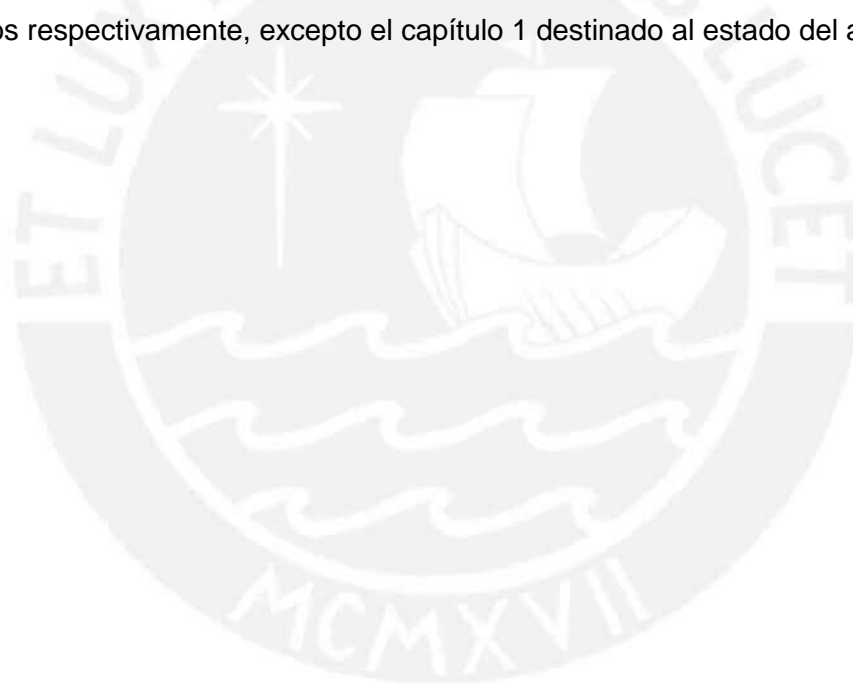
METODOLOGÍA

El diseño metodológico de la investigación es teórico y numérico; siendo este último punto validado por un programa computacional basado en análisis por elementos finitos [8], que fue calibrado tomando en cuenta los datos experimentales recopilados por Rodabaugh E. C. [9].

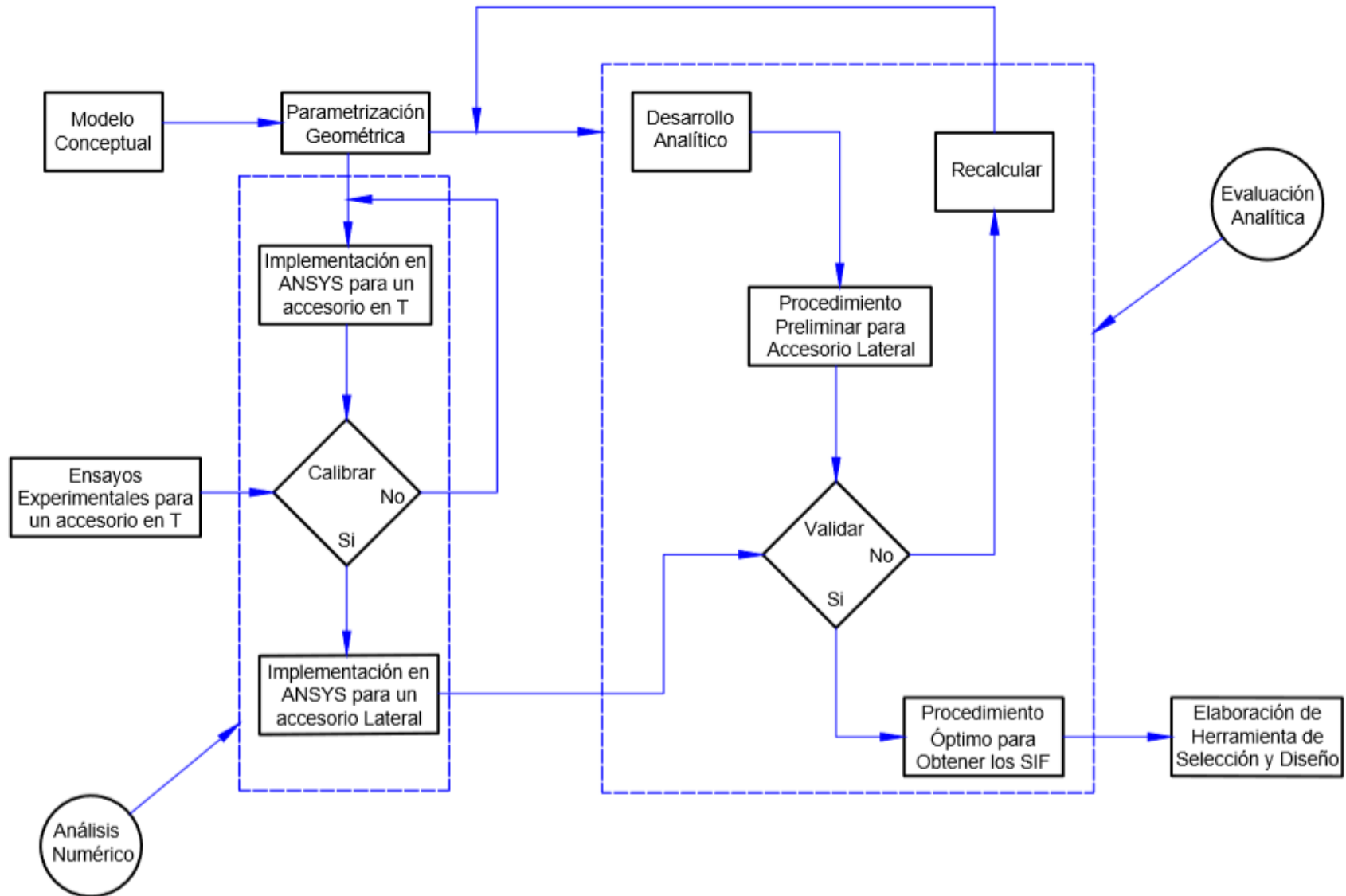
El procedimiento analítico para accesorios laterales consiste en extrapolar en forma y tamaño los procedimientos expuestos por el estándar ASME B16.5-2013 [4], la norma ASME B31.11-2012 [6], los reportes de laboratorio de Rodabaugh y Wais [9, 12 y 13], el Artículo de investigación de Scano [14], entre otros.

El modelo propuesto fue calibrado y afinado mediante la simulación numérica del accesorio, utilizando un programa computacional basado en análisis por elementos finitos FEA previamente calibrado con los ensayos existentes en la bibliografía.

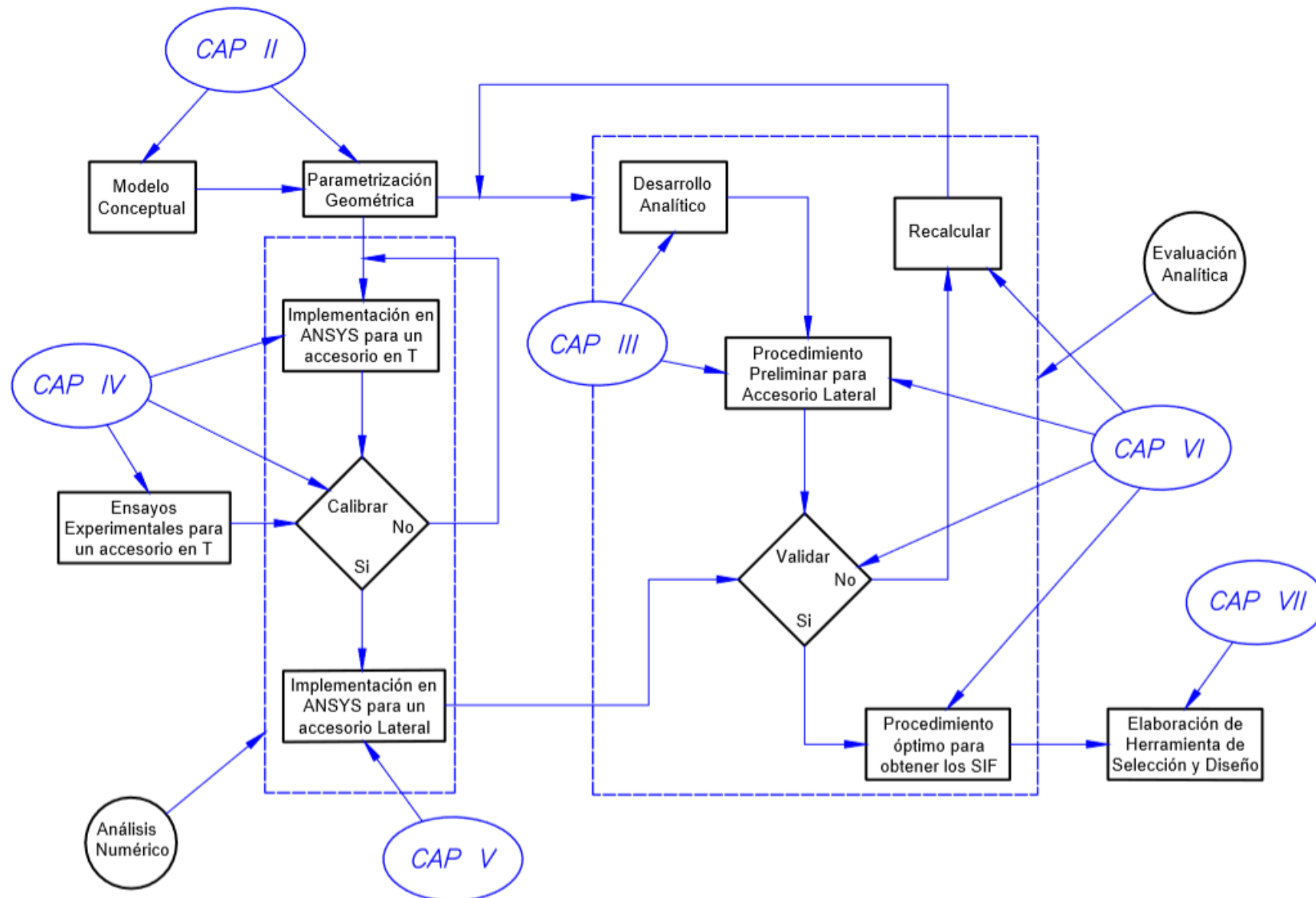
En los esquemas 1 y 2, se muestran el procedimiento seguido y la distribución por capítulos respectivamente, excepto el capítulo 1 destinado al estado del arte.



Esquema 1: Procedimiento General del Proyecto de tesis



Esquema 2: Contenido por capítulos



CAPITULO 1

GENERALIDADES SOBRE ACCESORIOS DE TUBERÍAS EN “T” Y LATERALES PARA EL TRANSPORTE DE RELAVE

Este capítulo resume la información teórica y/o normada pertinente acerca de los accesorios laterales y en “T”, con la finalidad de establecer las bases necesarias para proponer un procedimiento adecuado que permita evaluar con mayor exactitud los SIF de accesorios laterales no normados ni estandarizados.

1.1 NORMAS Y ESTÁNDARES

En el Perú, las normas estándares se reglamentan mediante decretos supremos emitidos por el Ministerio de Energía y Minas. En este sentido, el código ASME B31.3 [3] referida a tuberías a presión para procesos y el estándar ASME B16.5 [4] referida a accesorios de tuberías en “T” están recomendados en el artículo 51 del Decreto Supremo N°051-93-EM, acerca del diseño de sistemas de tuberías [7]. Esto implica a que las normas ASME no sólo sean la de mayor aceptación a nivel mundial, sino que su uso es aceptado en el sector minero peruano.

Este proyecto de tesis, se basa fundamentalmente en las definiciones y procedimientos de la norma ANSI/ASME B31.11-2002 [6], referida al diseño de sistemas de tuberías para transporte y manejo de relaves, así como del estándar ANSI/ASME B16.5-2013 [4], referido a los criterios de manufactura y diseño de accesorios embridados para tuberías de diámetros nominales estándares comprendidos entre ½ y 24 pulgadas.

Se observa por lo tanto, que el diseño de los sistemas de tuberías a presión se rige por normas, mientras que sus componentes y accesorios se rigen por estándares. Estas normas y estándares, intentan ser específicos a un determinado tópico, sin embargo, existen muchos temas en común, como lo muestran las figuras Figura 1.1 y Figura 1.2.

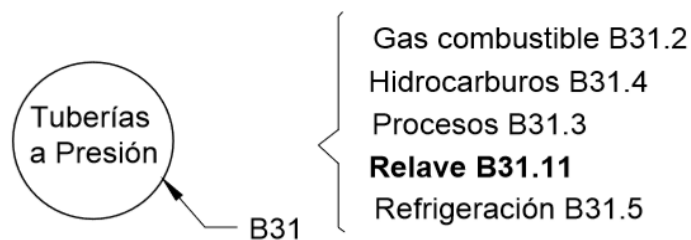


Figura 1.1: Tópicos comunes utilizados en normas para tuberías a presión

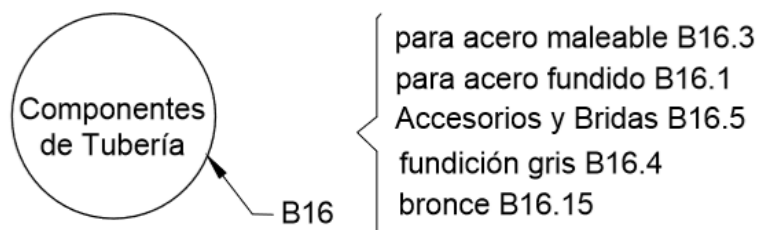


Figura 1.2: Tópicos comunes utilizados para los estándares de componentes

Existen otras normas menos específicas para el alcance de este proyecto, entre las que se destacan la norma europea EN 13480-3:2012 [15], referida al diseño y cálculo de tuberías metálicas industriales, y la norma europea EN 13445-3:2009 [16], referida al diseño de recipientes a presión no sometidos a llama. En la Figura 1.3 y Figura 1.4 se muestran las normas europeas y sus equivalentes en ASME respectivamente.



Figura 1.3: Normas europeas para tuberías

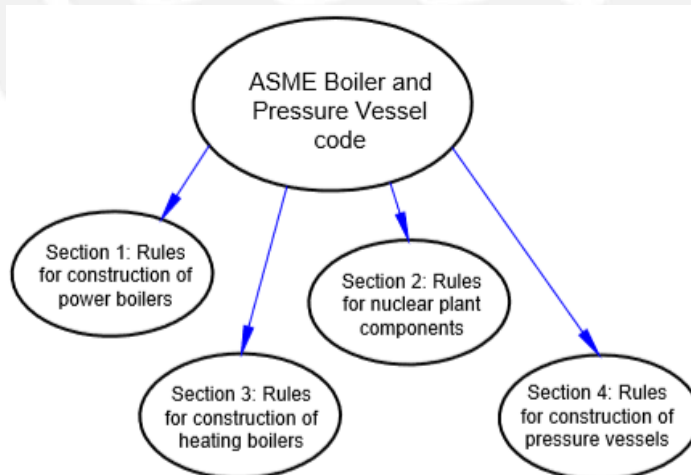


Figura 1.4: Código ASME para recipientes a presión

1.2 ACCESORIOS EN “T”

Un accesorio en “T”, se define de forma similar a un accesorio lateral; sin embargo, en este caso el ramal conocido como “*branch*” forma un ángulo de 90° con el cabezal conocido como “*run*”. Adicionalmente, se puede definir al accesorio en “T” como un caso particular de un accesorio lateral, es decir $\alpha = 90^\circ$ (Figura 1.5).

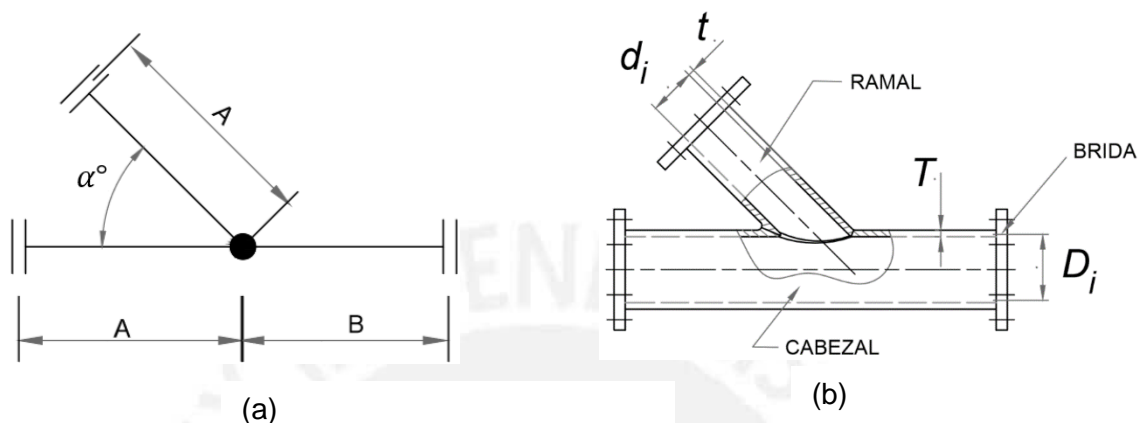


Figura 1.5: Geometría del accesorio lateral

1.3 ACCESORIOS LATERALES

Un accesorio lateral consiste en una porción de tubería fabricada o forjada, ya sea en frío o en caliente, con o sin soldadura, unida lateralmente a otra, haciendo un ángulo distinto a 90° . Estos accesorios se utilizan para unir tramos de tuberías, con la finalidad de combinar o dividir el flujo de relave. Su selección y diseño depende, en mayor medida, de la configuración del sistema de tuberías; y su preferencia ante accesorios similares, se debe principalmente a la menor resistencia que ejerce sobre el flujo. En la Figura 1 se muestran las partes de un accesorio lateral a 45° .

1.3.1 Características

Los accesorios laterales pueden diferenciarse entre ellos por el tipo de fabricación y por las características geométricas. Los tramos de tubería pueden ser laminados o forjados con o sin costura y la unión entre el ramal y el cabezal es por medio de soldadura por arco eléctrico. El cabezal y/o ramal pueden ser reforzados con planchas de refuerzo o aumentando el espesor antes de ser unidos, como lo muestra la Figura 1.6.

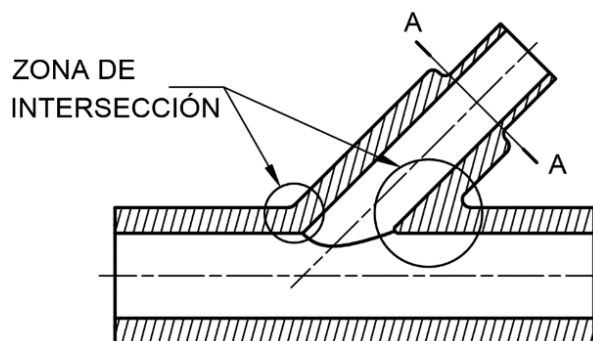


Figura 1.6: Zona A-A de falla en el accesorio lateral (Adaptado de Raju [11])

El cabezal y el ramal mostrados en la Figura 1.5a, deben tener las longitudes **A** y **B** adecuadas para que la soldadura en la unión esté lo suficientemente alejada de los extremos del accesorio con la finalidad de que éste no afecte a las tuberías a las que será unida.

1.3.2 Procesos de Fabricación y Montaje

En esta tesis, se utilizan los términos “no reforzados” y “fabricados” al referirse al tipo de tubería lateral a estudiar. Un accesorio no reforzado será aquel que no posea un elemento adicional que proporcione una resistencia mayor al accesorio ante efectos de los momentos de flexión, generados por fuerzas transversales y momentos torsores aplicados en los extremos. Adicionalmente, un accesorio fabricado en el taller o campo, será aquel que está formado por la unión de dos tramos de tuberías embridados y unidos por soldadura de arco eléctrico de penetración completa, sin ningún tratamiento térmico ni rectificado posterior, para efectos del montaje del accesorio, este se realizará empernando las bridas a las tuberías correspondientes.

1.3.3 Tipos de Unión

1.3.3.1 Soldadura de Accesorios

En este proyecto, el accesorio lateral a estudiar es “fabricado” y “no reforzado”. La unión entre ramal y cabezal se realiza con soldadura TIG para la raíz y soldadura por arco eléctrico con núcleo de fundente FCAW para a las pasadas. La geometría del bisel es en “V”.

1.3.3.2 Soldadura a Tope

Una de las maneras para unir los accesorios con las tuberías de acero al carbono es por medio de soldadura por arco eléctrico a tope con penetración completa, como se muestra en la Figura 1.7 y se caracteriza por su bajo costo, aunque requiere de preparación previa, pues se necesita chaflanes en los extremos de la tubería.

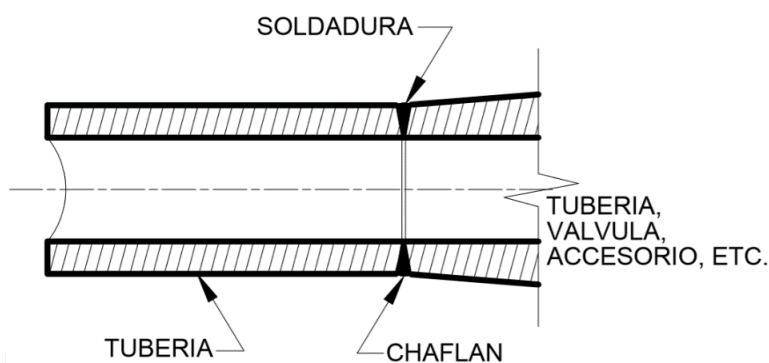


Figura 1.7: Soldadura a tope, adaptada de Rodabaugh [9]

1.3.3.3 Unión por medio de Bridas

Consiste en utilizar bridas como lo muestra la Figura 1, lo que eleva el costo, pero se obtiene la ventaja de ser desmontable, lo que facilita su mantenimiento, los mismos que se ensamblan con pernos normados.

1.3.4 Características Geométricas

Las características geométricas están definidas por relaciones adimensionales entre las variables, donde caben destacar:

R/T : Característica geométrica del cabezal (*Run*)

r/t : Característica geométrica del ramal (*Branch*)

r/R : Característica geométrica de la conexión

t/T : Característica geométrica de la conexión

donde R es el radio medio del cabezal, T es el espesor del cabezal, t es el espesor de ramal, y r es el radio medio del ramal.

Adicionalmente en este proyecto se considera la característica del cabezal D_i/T donde D_i es el diámetro interior del cabezal. Esta es una característica del cabezal que define a un grupo de accesorios propuestos.

En la Figura 1.5 se muestran las dimensiones que definen a los accesorios laterales en este proyecto, donde d_i y D_i son los diámetros interiores del ramal y cabezal respectivamente y α es el ángulo de inclinación entre el ramal y el cabezal.

Se consideran radios de curvatura r_2 y r_1 definidos en la Figura 1.8 para un accesorio en "T" con diámetro exterior d_0 y radio medio R

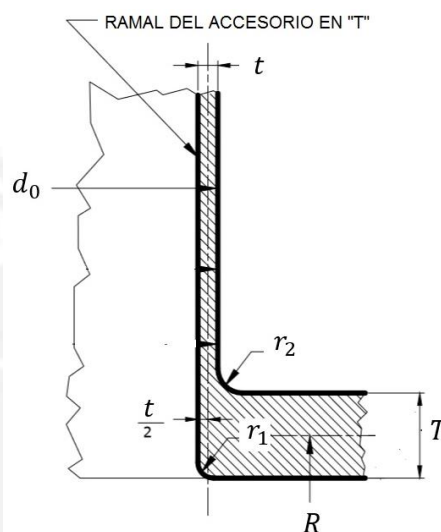


Figura 1.8: Dimensiones del ramal fabricado, adaptado de Rodabaugh [9]

1.3.5 Materiales Utilizados

En general, en los sistemas de tuberías para el transporte de relave, se utilizan accesorios laterales de aceros al carbono, aceros revestidos con caucho y polietileno de alta densidad (HDPE) [5]. Debido al tamaño de los accesorios propuestos, se selecciona un acero al carbono por su alta tenacidad, específicamente el acero al carbono ASTM A53 Grado B. Sin embargo, en las simulaciones por análisis de elementos finitos realizados en esta tesis, se verifica teóricamente que el SIF es un factor geométrico y no depende del tipo de material seleccionado.

1.4 DEFINICIONES ACERCA DEL RELAVE

1.4.1 Relave Minero

El relave minero, es un fluido que comprende una fase sólida o transportada y una fase líquida o transportante. La fase sólida, consiste en partículas de tamaños comprendidos entre 1 micrómetro, en el caso de arcilla fina, y 30 mm como lava gruesa.

En el sector minero, las partículas sólidas son transportadas desde el lugar de extracción hacia sus diferentes procesos de producción mediante tuberías y accesorios que conducen dicho material mezclado con agua fresca [17].

1.4.2 Características Físicas del Relave Minero

Las características físicas del relave están definidas por parámetros que dependen básicamente del número de partículas sólidas, la densidad de éstas y de la densidad del líquido transportante.

1.4.3 Flujo del Relave

El comportamiento del relave depende de diversos factores, tales como, su velocidad de flujo, el tamaño de partícula, la densidad de los sólidos y la viscosidad. Estos parámetros son dependientes del régimen de flujo y el tipo de pulpa.

En general, si el tamaño y densidad de partículas es alta, se considera al flujo como heterogéneo; mientras que, si su tamaño y densidad son bajos, se lo considera homogéneo.

El régimen de flujo queda determinado por la viscosidad del flujo, que crea un rozamiento interior que origina fuerzas tangenciales entre las capas del fluido. Esto puede originar que el fluido pueda estar bajo ciertas condiciones en régimen laminar, turbulento o transitorio.

1.4.4 Cálculo del SIF para accesorios en “T” normados

En el año 1952, Markl, efectuó ensayos a cuatro accesorios en “T” fabricados y no reforzados, con diámetros de cabezal y ramal iguales, y propuso una expresión válida para ramal y cabezal por igual, donde las cargas F_{ib} y F_{ir} producen momentos flectores dentro del plano para ramal y cabezal respectivamente.

$$SIF = i_{ib} = i_{ir} = 0,9 \left(\frac{R}{T}\right)^{2/3} \geq 1; R/T > 50 \quad (1.1)$$

En el año 1965, la ANSI Code Case 53, modificó la expresión anterior debido a lo poco conservativo que resultaba publicando las siguientes ecuaciones:

$$SIF = i_{cabezal} = 0,9 \left(\frac{R}{T}\right)^{2/3} \geq 1; \quad R/T > 50 \quad (1.2)$$

$$SIF = i_{ramal} = 0,9 \left(\frac{R}{T}\right)^{2/3} (t/T) \geq 1; \quad R/T > 50 \quad (1.3)$$

donde R/T es la característica geométrica del cabezal (R en t), y t/T es característica geométrica de la conexión.

Posteriormente en 1970, Rodabaugh, desarrolló la expresión que permite determinar los SIF de accesorios en "T" con ramal y cabezal de medidas distintas, obteniendo lo siguiente:

$$SIF = C_{2ramal} = 3 \left(\frac{R}{T}\right)^{2/3} \left(\frac{r}{R}\right)^{1/2} (t/T) (2r / D_o) \geq 1.5; \quad R/T > 50, \quad \frac{r}{R} \leq 0,5 \quad (1.4)$$

$$SIF = C_{2cabezal} = 0,8 \left(\frac{R}{T}\right)^{2/3} (r/R) \geq 1.5; \quad R/T > 50, \quad \frac{r}{R} \leq 0,5 \quad (1.5)$$

donde r/R es la característica geométrica de la conexión y D_o es el diámetro exterior del cabezal. La ecuación (1.3) ha sido determinada mediante ensayos de medición con galgas extensiométricas de calibración aplicada sobre un accesorio en "T", el momento flector fue aplicado sobre el ramal en un plano externo, mientras que la ecuación (1.4) está basada en un solo punto de ensayo.

Posteriormente, Rodabaugh y Moore, determinaron el $SIF = C_{2cabezal}$ por correlación a través de los resultados obtenidos mediante un programa de análisis de elementos finitos realizados a 20 configuraciones en "T", obteniendo la siguiente expresión:

$$SIF = C_{2cabezal} = 1,15 \left(\frac{r}{t}\right)^{1/4} \geq 1.5; \quad R/T > 50, \quad \frac{r}{R} \leq 0,5 \quad (1.6)$$

La ecuación (1.5) fue incluida posteriormente en la norma "ASME Section III Class 1 Code". Cuando no exista radio de filete en la unión entre ramal y cabezal, se requiere que los SIF obtenidos en las ecuaciones (1.3) y (1.4) tengan un valor mínimo de 2. Esto lo menciona la norma en la nota (6) ítem (h) de "ASME Section III Figure NC-3673.2(b)" para accesorios en "T" no reforzados, resultando el siguiente cambio:

$$SIF = C_{2ramal} = 3 \left(\frac{R}{T}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{2}} (t/T)(2r / D_o) \geq 2,1; R/T > 50, \frac{r}{R} \leq 0,5 \quad (1.7)$$

$$SIF = C_{2cabezal} = 0,8 \left(\frac{R}{T}\right)^{\frac{2}{3}} (r/R) \geq 2,1; R/T > 50 \quad \frac{r}{R} \leq 0,5 \quad (1.8)$$

1.5 EVALUACIÓN DE LOS FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO

No existe una norma para evaluar analíticamente los SIF de accesorios laterales. Sin embargo, la norma ASME B31j, hace recomendaciones acerca de cómo deberían realizarse los ensayos a fatiga para evaluar los SIF de cualquier tipo de accesorio no normado. El presente proyecto de tesis, se basa en estas recomendaciones, con lo que se ha elaborado un procedimiento de ensayo por fatiga, simulado mediante un programa computacional basado en análisis por elementos finitos, donde se observa que, el primer paso es definir la geometría del accesorio para realizar el modelado (Figura 1.6), se define el material, las condiciones de contorno, luego se definen las fuerzas y sus puntos de aplicación que generaran los momentos flectores, y se definen los momentos torsores (Figura 4 y 5), adicionalmente se establecen los valores de los ángulos entre el ramal y cabezal en 30°, 45°, 60°, 75° y 90°.

Se considera además que el accesorio está conectada a tuberías suficientemente largas en sus extremos, esta distancia debe tener una distancia mínima equivalente a dos veces el diámetro del cabezal de conformidad con la norma ASME B31j (Figura 1.9), adicionalmente se considera uno de los extremos de la tubería conectadas al cabezal como empotrado, finalmente se aplican las cargas a los extremos de las tuberías conectadas al otro extremo del cabezal y el ramal (Figura 1.9).

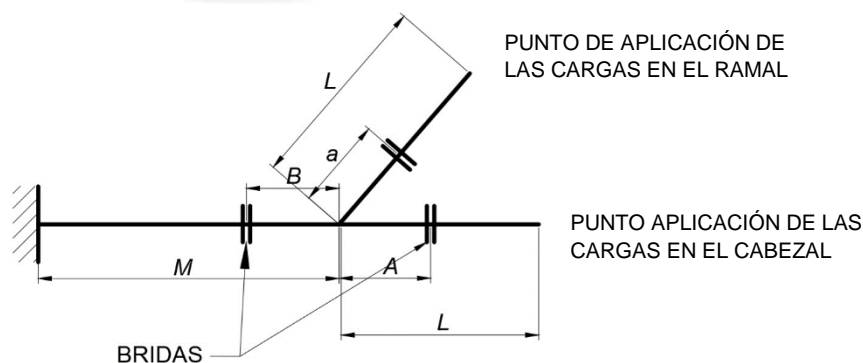


Figura 1.9: Diagrama unifilar del ensayo

Estas cargas tienen un valor arbitrario, pero no deben generar un esfuerzo mayor al esfuerzo admisible del material. Finalmente, con la simulación de estos ensayos en un programa de análisis por elementos finitos (ANSY®) se obtiene un SIF para cada una de las cargas, resultando un total de seis SIF para cada accesorio, denotados convenientemente haciendo referencia al tipo de carga aplicada, como sigue:

- i_{ob} : Concentrador de esfuerzo debido al momento flector fuera del ramal.
- i_{ib} : Concentrador de esfuerzo debido al momento flector dentro del ramal.
- i_{or} : Concentrador de esfuerzo debido al momento flector fuera del cabezal.
- i_{ir} : Concentrador de esfuerzo debido al momento flector dentro del cabezal.
- i_{tb} : Concentrador de esfuerzo debido al momento torsor en el ramal.
- i_{tr} : Concentrador de esfuerzo debido al momento torsor en el cabezal.

Los puntos en los que comienza a originarse el mecanismo de fallo se encuentran próximos a la zona de intersección. En la Figura 1.10 se muestra el punto de fallo aproximado al evaluar el concentrador de esfuerzo i_{ob} , producido por el momento flector M_{ob} de la fuerza F_{ob} , definido en la Ecuación (1.1) (Figuras 1.9 y 1.10).

$$M_{ob} = LF_{ob} \quad (1.9)$$

donde L es el brazo de palanca definido en la diagrama unifilar de la Figura 1.9.

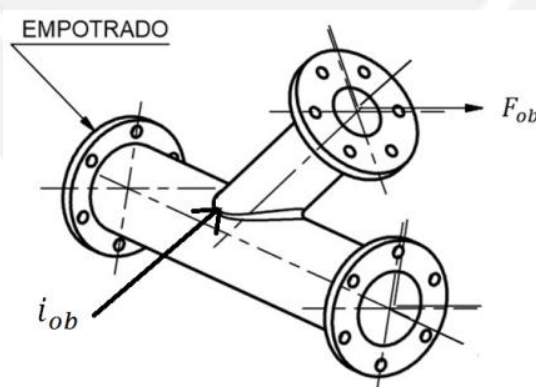


Figura 1.10: Concentrador de esfuerzo i_{ob} originado por la carga F_{ob}

Se observa además, que el punto de falla indicado por el i_{ob} de la Figura 1.10, no siempre es el mismo que el de la Figura 1.11. Sin embargo, para evaluar los 6 SIF siempre se considera al punto de intersección como el punto de falla, esto es aceptado por la norma ASME B31.11 [6].

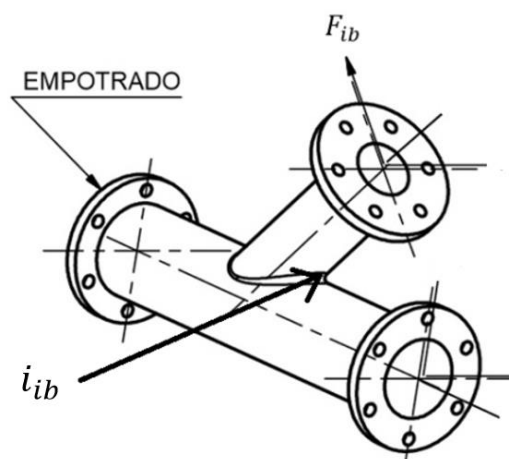


Figura 1.11: Concentrador de esfuerzo i_{ib} originado por la carga F_{ib}

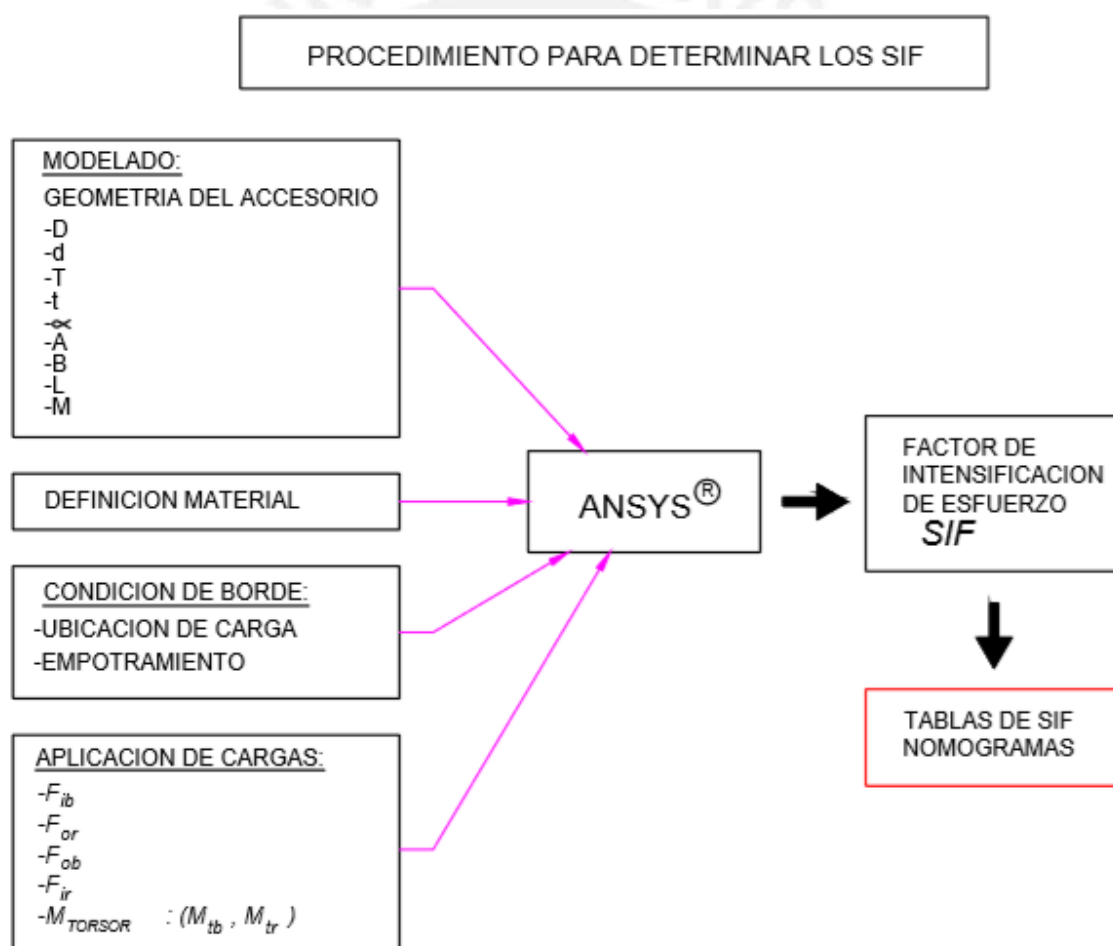


Figura 1.12: Procedimiento para la determinación de los factores SIF

De manera similar se obtienen mediante ensayos los otros concentradores de esfuerzo SIF debido a su correspondiente carga aplicada (Figura 5)

Finalmente, se repite estos ensayos para los ángulos mostrados en el diagrama de procedimiento, con lo que se obtuvo las tablas y nomogramas (Figura 12 y 13), que constituyen la herramienta de diseño, que es el propósito de esta tesis. Adicionalmente, se muestra en este diagrama que el proyectista podrá decidir entre utilizar un SIF exacto, por interpolación lineal o rediseñar el accesorio. (Figura 1.13).

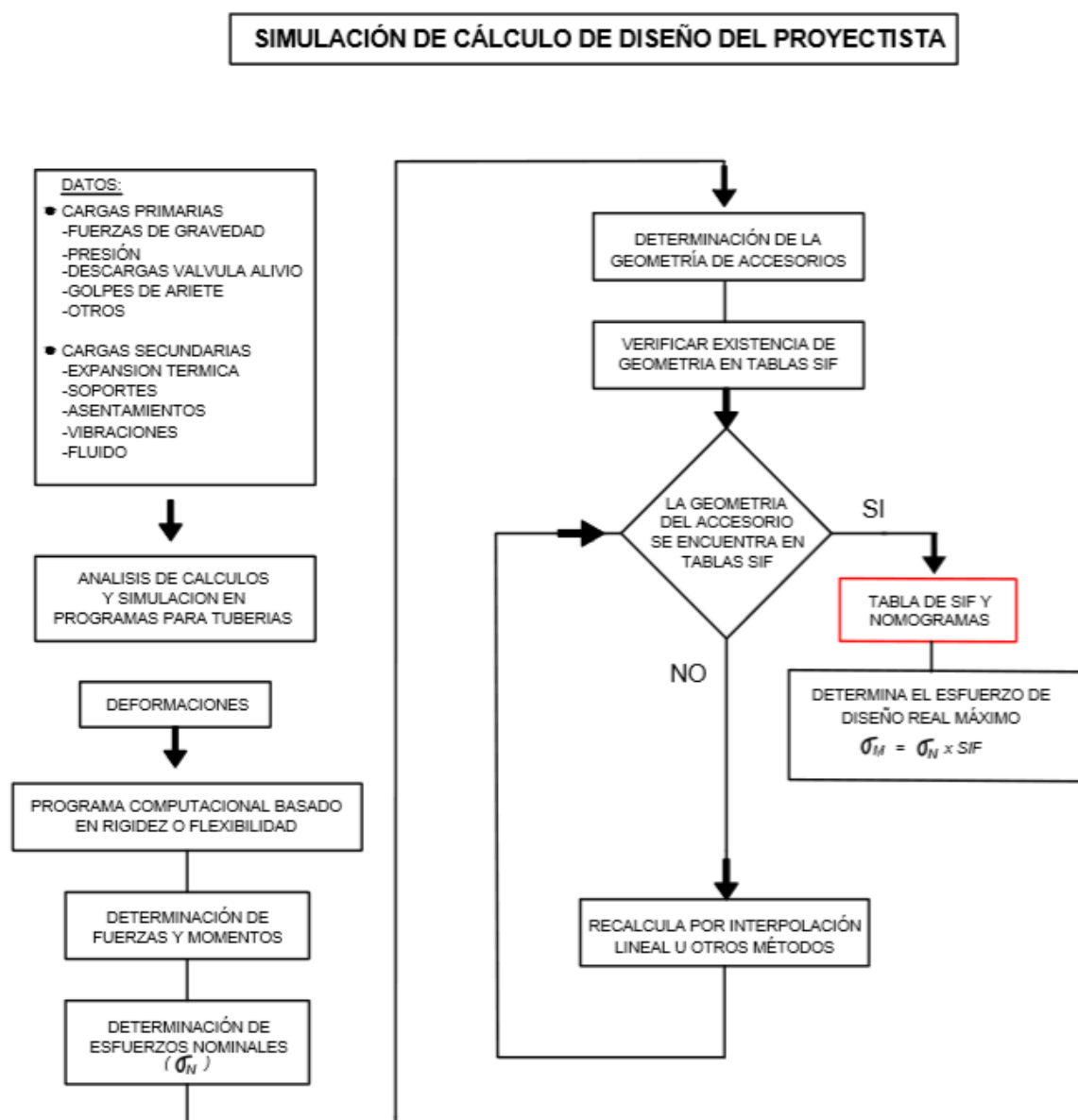


Figura 1.13: Simulación de cálculo del proyectista

El primer autor en realizar ensayos por fatiga, fue Mark en 1952, quien realizó pruebas a cuatro especímenes, para evaluar los SIF en accesorios en “T”. El Momento flector se aplicó en el ramal dentro del plano sobre un accesorio con las medidas del ramal y cabezal iguales, es decir, se obtuvo un i_{ib} , producido por la fuerza F_{ib} (Figura 1.11)

1.6 ESFUERZOS EQUIVALENTES SEGÚN LA NORMA ASME B31.11

Debido a la cantidad de elementos involucrados en cada tensor, se utilizan criterios para obtener un esfuerzo equivalente para los esfuerzos producidos por cargas estáticas σ_{eqm} y otro para los esfuerzos producidos por cargas alternantes σ_{eqa} .

Según la norma ASME-B31-11-2012 [6], Parte 5, subtítulo 1119.6.4, se recomienda la siguiente expresión, para evaluar el esfuerzo equivalente en sistemas de tuberías para el transporte de relave.

$$S = \frac{1}{Z_b} \sqrt{(i_{ob}LF_{ob})^2 + (i_{ib}LF_{ib})^2 + (i_{tb}M_{tb})^2} \quad (1.10)$$

donde Z_b es el módulo de sección del ramal

Análogamente, el esfuerzo equivalente en el cabezal es:

$$S = \frac{1}{Z_r} \sqrt{(i_{or}LF_{or})^2 + (i_{ir}LF_{ir})^2 + (i_{tr}M_{tr})^2} \quad (1.11)$$

donde Z_r es el módulo de sección del cabezal

La norma demuestra que, ésta fórmula proporciona buenos resultados, a pesar de suponer que la contribución de esfuerzos ocurre en la misma dirección y en igual punto de aplicación; es decir, se supone que la falla se origina exactamente en el punto de intersección entre el ramal y cabezal [9]. En este sentido, se demuestra la validez de las fórmulas de esfuerzos cortantes debido a cargas directas y momentos torsores, así como los esfuerzos normales debidos a momentos flectores y cargas axiales si hubiera.

CAPITULO 2

CONCEPCIÓN DEL ACCESORIO LATERAL

En este capítulo, se plantea describir el comportamiento del accesorio lateral dentro de la configuración del sistema de tuberías para el transporte y manejo de relave, lo que deriva en un modelo conceptual a estudiar. Adicionalmente, se hace una descripción del problema y se plantean las condiciones paramétricas iniciales a tener en cuenta para resolver el problema. Finalmente se evalúan las variables de influencia.

2.1 SITUACIÓN ACTUAL

El estudio del accesorio lateral de tubería implica inicialmente un análisis estático y posteriormente un análisis por fatiga. Este estudio a su vez, requiere conocer una variedad de factores que incrementan significativamente el esfuerzo alternante equivalente $\sigma_{alt_{eq}}$, siendo el factor de mayor significancia el que depende casi en su totalidad de la geometría del accesorio; este factor es el denominado “Factor de Intensificación de Esfuerzos”, también conocido como SIF por sus siglas en inglés (“*Stress Intensity Factor*”).

El diseño de estos sistemas de tuberías, requiere de estos factores de intensificación de esfuerzos SIF, los cuales no se encuentran definidos en normas. Éstas poseen SIF para accesorios en “T” y de un tamaño limitado, de hasta 24 pulgadas, pero no para un accesorio lateral.

El diseño de nuevos sistemas de tuberías para el manejo y transporte de relaves en la minería Peruana ha ido evolucionando de una manera acelerada, desde sistemas de tuberías con accesorios estandarizados y diámetros nominales que están comprendidos entre ½ y 24 pulgadas, hasta sistemas con accesorios no estandarizados con diámetros nominales no estándares que en muchos casos superan las 24 pulgadas de diámetro.

En este proyecto, se estudia el denominado factor de concentración de esfuerzos SIF, tal y como lo define el estándar B16.5 [4]; sin embargo, es importante también tener en cuenta los conceptos teóricos expuestos en los extractos de las normas europeas, especialmente la parte 3, denominadas EN 13480-3 [15] y EN 13445-3 [16].

2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Los valores de SIF presentados en la norma ASME B16.5 [4] para accesorios en “T” se han obtenido a través de diferentes programas de ensayos realizados hasta la fecha, recopilados por Rodabaugh en 1997 [9]. Además, se tienen en cuenta los estudios de simulaciones realizadas con programas computacionales basados en análisis por elementos finitos. Sin embargo, en el caso de accesorios laterales, estas simulaciones no pueden ser validadas debido a la falta de ensayos de fatiga realizados en laboratorio.

2.3 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

En el presente trabajo, se replica el comportamiento de un accesorio lateral con un programa de análisis por elementos finitos con la finalidad de obtener los factores de intensificación de esfuerzos correspondientes. Este modelo es calibrado con los ensayos de fatiga realizados a accesorios en “T” para obtener sus SIF presentes en la bibliografía.

En este proyecto, basado en código ASME B31.11 [6], se observa que, una de las principales herramientas usadas en el diseño, es el Factor de Intensificación de Esfuerzos (SIF), el cual incrementa el valor del esfuerzo nominal local en un punto específico de discontinuidad geométrica. Para el caso de este proyecto, la discontinuidad se produce en la intersección de los dos tramos de tuberías en un accesorio lateral. En este sentido, las normas publican SIF sólo para accesorios en “T” y no para el caso de accesorios laterales. Adicionalmente, se observa que la norma B31 y el estándar B16, no mencionan ni tuberías ni accesorios que superen las 24 pulgadas de diámetro.

Este estudio realiza un cálculo analítico y numérico basado en elementos finitos, que permite obtener valores SIF para un accesorio lateral sin refuerzo, lo que permite la elaboración de una herramienta de cálculo del tipo ábaco o nomograma sencillo de emplear en el proyecto de sistemas de tuberías, que utilizan este tipo de componentes.

2.4 PARAMETRIZACIÓN PRELIMINAR

La parte analítica de este proyecto, respecto a los cálculos de los esfuerzos normales y cortantes, se basa en los procedimientos realizados a los accesorios en “T” expuestos en la norma B31.11 [3] y el estándar B16.5 [4]. Esto requiere de una parametrización geométrica fundamentada preliminarmente en los estudios realizados a accesorios en “T” y de algunos análisis numéricos hechos a accesorios laterales expuestos en la bibliografía por Rodabaugh [9] (Figuras 1.7, 1.8 y 1.9)

Los parámetros a considerar en este proyecto se resumen en la figura 1.5 Y 1.9.

2.5 MODELO CONCEPTUAL DEL SISTEMA DE TUBERÍAS

En el diseño de sistemas de tuberías, se conceptualiza a cada elemento involucrado como un elemento viga tridimensional con 6 grados de libertad; a partir de esta consideración se puede aplicar la teoría concerniente a este tipo de elemento.

En un elemento viga la matriz de cargas C se relaciona con la matriz de deformaciones X y la matriz de rigidez K , según $C = KX$. Esta matriz de rigidez K es importante para el diseño del sistema de tuberías. Sin embargo no es relevante al momento de evaluar los SIF, debido a que cada carga genera un solo SIF y estas son evaluadas independientemente.

En tal sentido se conceptualiza al accesorio como elemento viga para una sola carga aplicada como se muestra en la Figura 2.1 respecto al ensayo.

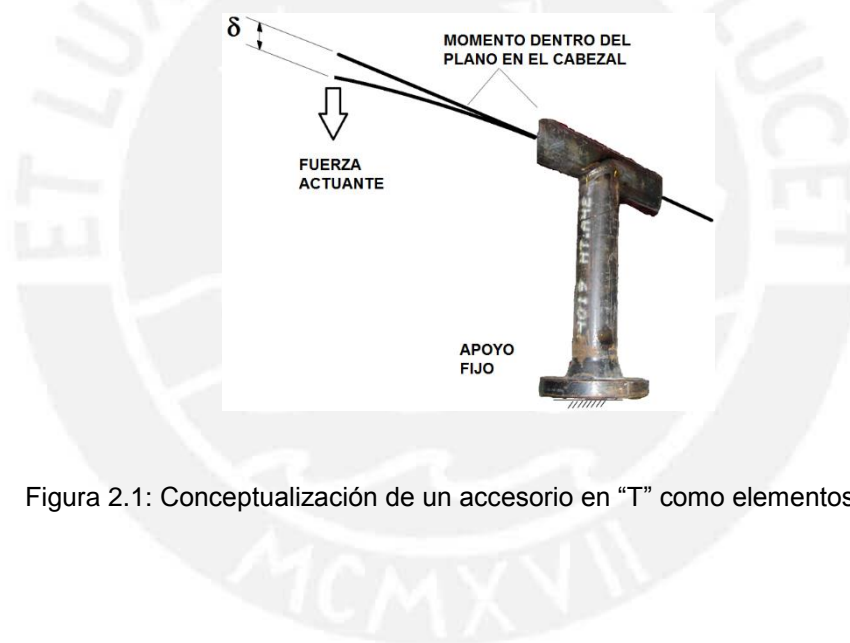


Figura 2.1: Conceptualización de un accesorio en "T" como elementos viga

CAPITULO 3

EVALUACIÓN ANALÍTICA PRELIMINAR DE LOS SIF

3.1 SITUACIÓN ACTUAL

En la ejecución de un ensayo por fatiga a un accesorio de tubería no normado llevado a cabo para evaluar sus factores SIF, la ASME B31j [19] hacen recomendaciones específicas acerca del método a utilizar. Este procedimiento se basa en ensayos a fatiga, producidos por un momento flector o torsor. En la Figura 2.1, se muestra el caso de un momento flector producido por la fuerza F , dentro de un esquema básico extraído de esta norma, donde la recomendación principal considerada en este proyecto de tesis, es la de tomar un brazo de palanca L mínimo igual a dos veces el diámetro exterior del cabezal (Figura 1.9). Esto se debe a que la carga F también genera concentración de esfuerzos en su punto de aplicación, y una incorrecta ubicación de esta influirá en el cálculo del SIF, dando resultados erróneos. Adicionalmente, cada momento flector y torsor determinan un factor SIF.

3.2 TENSOR ESTÁTICO Y DE FATIGA

Al evaluar el SIF, se puede observar que el punto de falla depende del tipo de carga aplicada como lo muestran las Figuras 1.10 y 1.11. Este punto de falla, sin embargo, es considerado como el punto de intersección entre ramal y cabezal como se muestra en el diagrama unifilar Figura 1.5a, aceptado por las normas y por Rodabaugh [9]. Sin embargo, el proyectista considera puntos críticos variables al evaluar cada uno de los esfuerzos para cada SIF. Luego por principios de superposición de efectos se evalúan los esfuerzos equivalentes.

En general, al evaluar el tensor de esfuerzos, aplicado a un accesorio dentro de un sistema de tuberías para relave minero, se consideran sólo los momentos flectores y torsores mostrados en la Figura 5. Las fuerzas aplicadas no se consideran, debido a que los esfuerzos cortantes originados por las fuerzas cortantes directas y los esfuerzos normales debido a cargas axiales, son significativamente menores a los esfuerzos normales producidos por los momentos flectores y los esfuerzos cortantes debido al momento torsor. Esto se verifica en el ejemplo mostrado en el Anexo C, y es además considerado en la ecuación del esfuerzo equivalente según la norma ASME B31.11 [6]. Cuando se trate de accesorios de pared delgada el esfuerzo equivalente hace referencia a esfuerzos longitudinales y transversales correctamente aumentados con sus correspondientes factores SIF. Este tema no es estudiado en esta tesis; sin embargo,

los SIF evaluados en cada caso son complementarios dentro de una aplicación desconocida.

3.3 CÁLCULOS DE CALIBRACIÓN PARA EL ACCESORIO EN “T”

Se determina el esfuerzo equivalente σ_{eq} en función de cada uno de los elementos del tensor esfuerzo, para un tipo de momento aplicado.

Para el caso del ensayo realizado por la W/EPRI [9] y posición B definida por Markl [9] (Figura 3.1), una fuerza F fuera del plano define un esfuerzo equivalente igual al esfuerzo nominal $S = \sigma_n$ en un lugar de la porción de tubería alejada de la zona de concentración de esfuerzos [9].

$$S = \sigma_n = M/Z; \quad (3.1)$$

Donde M es el momento flector, es decir el producto de una fuerza F por el brazo de palanca L y Z es el módulo de sección de la tubería, que se puede estimar de manera aproximada para una sección tubular mediante la siguiente ecuación:

$$Z = \pi r^2 t \quad (3.2)$$

donde r es el radio medio del ramal y t su espesor

Reemplazando los siguientes valores ensayados por la EPRI [9] para el primer espécimen y para la posición B, se tiene que:

$$L = 46,5 \text{ pulgadas}$$

$$F = 148 \text{ libras}$$

$$d_0 = 2r = 2,5 \text{ pulgadas}$$

$$t = 0,065 \text{ pulgadas}$$

donde:

$$z = M \left(\frac{d_0}{I} \right) = 0,31 \text{ in}^3$$

de donde el esfuerzo nominal será:

$$S = \sigma_N = 46,5 \left(\frac{148}{0,31} \right) = 22,2 \text{ kpsi}$$

3.4 ESFUERZOS EN LA ZONA CRÍTICA

El esfuerzo máximo σ_{max} dependerá de los SIF para cada uno de los momentos flectores aplicados. Los ensayos del EPRI [9] se configuraron como se muestra en la Figura 3.1 posición B. Para el caso del primer espécimen de la EPRI se tiene que el esfuerzo máximo σ_M se incrementa con el factor de intensificación de esfuerzos $SIF = i$, según la Ecuación (3.6)

$$\sigma_M = iS \quad (3.3)$$

En el ensayo de EPRI, se obtiene un $i = 3,15$, mientras que en el presente trabajo a través de simulaciones por elementos finitos se obtuvo un valor de $i = 2,8$, por tanto se observa un error de 11%, lo que es aceptable si se considera que la soldadura de las probetas ensayadas por Rodabaugh (EPRI) no han sido rectificadas y sometidas a tratamiento posterior.

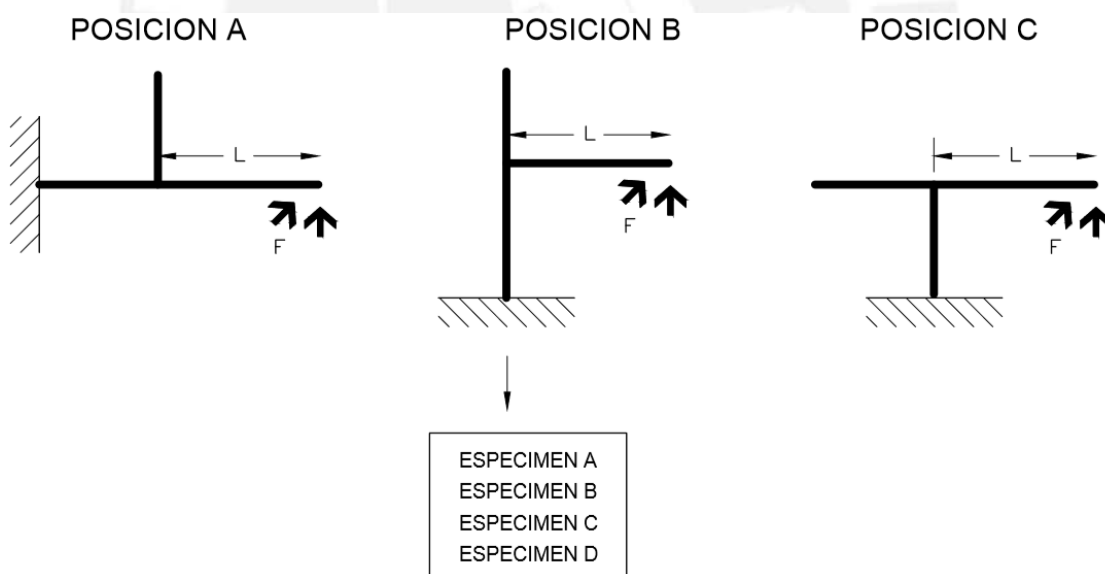


Figura 3.1: Configuraciones de ensayo de fatiga de Markl y especímenes de Rodabaugh [9]

CAPÍTULO 4

IMPLEMENTACIÓN Y CALIBRACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO PARA UN ACCESORIO EN “T”

En este capítulo, se desarrolla un modelo numérico de evaluación de los factores de intensificación de esfuerzos (SIF) para un accesorio en “T”, calibrado en base a los estudios teóricos y experimentales, realizados hasta la fecha por otros autores. Los parámetros geométricos previos, las condiciones de borde y la aplicación de cargas.

4.1 CONSIDERACIONES INICIALES

La base teórica de las fórmulas existentes es una extrapolación general de los principios de aproximación de curvas por regresión lineal. Estos métodos se basan en experimentos calibrados y certificados realizados para algunas configuraciones geométricas.

4.2 VARIABLES INICIALES

El estudio se realiza a un accesorio de acero al carbono, cuyas medidas se muestran en la Figura 1.5 y 1.9. Las variables que definen las características geométricas del accesorio son el diámetro exterior D_0 , y su espesor T en el cabezal y el diámetro exterior d_0 y su espesor t en el ramal.

4.3 ESTUDIO PREVIOS REALIZADOS

A finales de los años 40, A.R.C. Markl, inició esfuerzos para estudiar los SIF en componentes publicando para la ASME en 1952 sus ensayos de fatiga, para componentes de tuberías, estudio que estuvo limitado a tuberías de diámetro exterior $D_0 = 4,5$ pulgadas y espesores $T = 0,237$ pulgadas y $T = 0,053$ pulgadas. Luego en 1987 E. C. Rodabaugh publica el Boletín 329 [12], con lo que confirma lo poco conservador que resultaban las ecuaciones de Markl para evaluar los SIF.

Posteriormente E. Wais y E. Rodabaugh publican en 1998 sus resultados de ensayos de fatiga realizados a accesorios en “T” [9]. (Tabla 4.1).

Estos ensayos intentan corregir lo conservador de las ecuaciones, sin embargo estos estudios están limitados a 4 geometrías ensayadas de Markl y una única geometría de Rodabaugh. Esto no permite una adecuada fórmula de correlación para determinar los SIF. Adicionalmente Rodabaugh comenta la poca información acerca del tipo de soldadura en los ensayos recopilados.

Tabla 4.1: Especímenes ensayados por Rodabaugh y Markl [9]

Estudios realizados por	D_o (pulg)	T (pulg)	d_o (pulg)	t (pulg)	SIF promedio
Markl 1	4,5	0,237	4,5	0,237	2,33
Markl 2	4,5	0,053	4,5	0,053	11,5
Markl 3	4,5	0,203	4,5	0,203	2,96
Markl 4	4,5	0,100	4,5	0,100	6,54
Rodabaugh	8,625	0,188	2,5	0,065	3,58

4.3.1 Características del Ensayo W/EPRI (Rodabaugh)

Este proyecto de tesis, se basa principalmente en los ensayos llevados a cabo por E. Rodabaugh y E. Wais en 1998. Adicionalmente, se hace referencia también a los resultados obtenidos en otros ensayos certificados y resumidos por Rodabaugh E. Wais. Estos ensayos se hicieron siguiendo estrictos requerimientos que posteriormente serían normados por la ASME B31j [18]. El equipo fue calibrado mediante un reporte de calibración efectuado por la Universidad de Ohio. Las cargas aplicadas fueron seleccionadas de un análisis gráfico de proporción lineal fuerza deformación obtenida mediante ensayos cuasiestáticos. En la Figura 3.1 se observa que Rodabaugh, toma cuatro especímenes designados como A, B, C y D de iguales medidas y estos se sometieron a distintos regímenes de velocidad hasta verificar la falla por fatiga, con el uso de agua como fluido para poder identificar el momento de falla. De las tres configuraciones propuestas por Markl en los años 50, Rodabauh (W/EPRI) decidió escoger la Posición B (Figura 3.1).

4.3.2 Fuerzas Sobre el Accesorio

Las fuerzas sobre el accesorio pueden originar un momento flector dentro y fuera del plano (flexión biaxial) así como un momento torsor, según se apliquen en el ramal o en el cabezal del accesorio, con lo que se tienen 6 variables que analizar que se resumen en la Tabla 4.2. A través del principio de superposición, dependerán de 6 distintos factores SIF. Sin embargo, los ensayos de la W/EPRI se refieren a una fuerza aplicada fuera del plano que contiene al cabezal y el ramal, con lo que se obtiene un SIF en el ramal fuera del plano, denotado como i_{ob} . (Tabla 4.2 y Figura 4.1).

Tabla 4.2: Nomenclatura de los momentos y sus respectivos SIF

	Ramal			cabezal		
	Momento flector fuera del plano	Momento flector dentro del plano	Momento torsor	Momento flector fuera del plano	Momento flector dentro del plano	Momento torsor
Momentos	M_{ob}	M_{ib}	T_b	M_{or}	M_{ir}	T_r
SIF	i_{ob}	i_{ib}	i_b	i_{or}	i_{ir}	i_r

Su configuración espacial se muestra en la Figura 4.1.

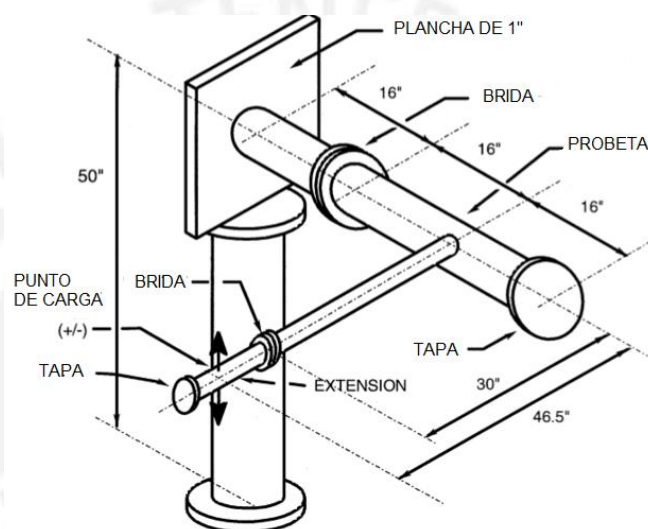


Figura 4.1: Configuraciones de ensayo de Rodabaugh para la W/EPRI [9]

La fuerza a aplicar al extremo del ramal se elige considerando los pares ordenados del diagrama fuerza versus desplazamiento elaborado inicialmente mediante ensayos. Para seleccionar una fuerza en el ensayo de la W/EPRI para el espécimen A se aseguró que esta carga esté dentro de la zonal lineal del diagrama elaborado, según se muestra en la Figura 4.2 y sus respectivos datos utilizados en la selección de la fuerza de ensayo se muestran en la Tabla 4.3.

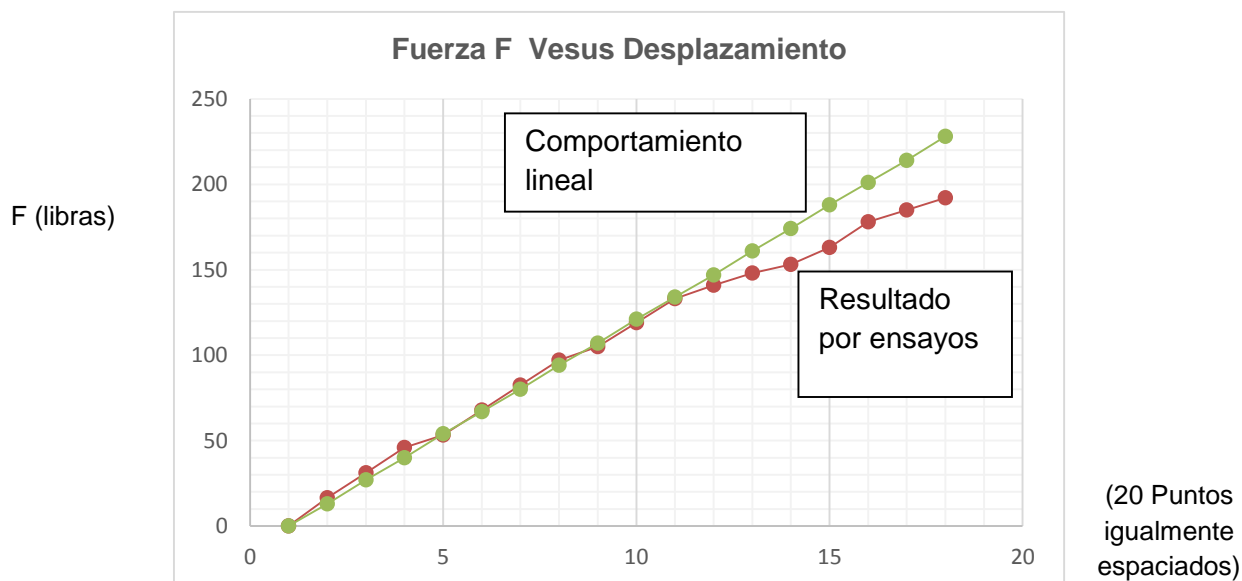


Figura 4.2: Diagrama fuerza desplazamiento, espécimen A, W/EPRI [9]

Tabla 4.3: Datos obtenidos para la selección de la fuerza de ensayo

Datos	Medidas	Fuerza	Fuerza	
Punto N°	Desviación (pulgadas)	Zona lineal (libras)	Por ensayo (libras)	Esfuerzo nominal (ksi)
1	0	0	0	
2	0.1	16.6	13	2.1
3	0.2	31.2	27	4.1
4	0.3	45.9	40	6.2
5	0.4	53.2	54	8.2
6	0.5	67.9	67	10.3
7	0.6	82.5	80	12.4
8	0.7	97	94	14.4
9	0.8	105	107	16.5
10	0.9	119	121	18.5
11	1	133	134	20.6
12	1.1	141	147	22.6
13	1.2	148	161	24.7
14	1.3	153	174	26.8
15	1.4	163	188	28.8
16	1.5	178	201	30.9
17	1.6	185	214	32.9
18	1.7	192	228	35

4.3.3 Calibración de la W/EPRI (Rodabaugh)

El ensayo realizado por Rodabaugh [9], fue calibrado a su vez tomando como base los estudios realizados por la ORNL [9] que consistieron en un estudio de Análisis por Elementos Finitos, además del uso de galgas calibradoras (“*Strain Gauge*”) para evaluar cada uno de los 6 SIF en cada una de las tres configuraciones denotadas como ORNL-1, ORNL-2 y ORNL-4, según la Tabla 4.4. En este caso la ONRL considera al accesorio como un recipiente de pared delgado sometida a presión interna y utiliza la presión longitudinal como el único esfuerzo que causa la falla.

Tabla 4.4: Calibrado de (W/EPRI), con la ONRL, (Extraído de Rodabaugh [9])

	Este estudio		
	FEA	Estudio de la ONRL Por galgas de Medición	FEA
ORNL-1			
($R/T=49.5, r/R=0.5, t/T=0.5, r/r_p=0.99$)			
Dentro del plano	11.1	10.0	10.9
Fuera del plano	37.2	35.3	37.2
Torsión en el ramal	2.5	6.2	2.6
Dentro del plano	5.4	3.8	5.7
Fuera del plano	1.5	2.3	2.7
Torsión en el ramal	7.8	5.0	6.5
ORNL-2	FEA		FEA
($R/T=49.5, r/R=1, t/T=1, r/r_p=0.99$)		Por galgas de Medición	
Dentro del plano	12.8	11.0	15.2
Fuera del plano	16.5	15.8	17.8
Torsión en el ramal	15.6	15.6	18.8
Dentro del plano	8.1	14.9	10.1
Fuera del plano	3.7	4.5	5.9
Torsión en el ramal	12.9	12.1	18.8
ORNL-4	FEA		FEA
($R/T=49.5, r/R=0.13, t/T=0.32, r/r_p=0.95$)		Por galgas de Medición	
Dentro del plano	3.8	6.1	7.2
Fuera del plano	4.8	8.5	7.6
Torsión en el ramal	1.1	0.8	0.5
Dentro del plano	2.7	4.0	3.1
Fuera del plano	1.1	1.3	1.0
Torsión en el ramal	1.6	2.5	2.5

4.3.4 Resultados obtenidos por la W/EPRI

Los resultados certificados obtenidos por Rodabaugh se muestran en la Tabla 4.5, donde L es el brazo de palanca de la fuerza F que es aplicada sobre el extremo del ramal (Branch). En la Tabla 4.5 se puede apreciar cómo varía el número de ciclos N de vida de accesorio respecto al esfuerzo nominal S originado, y la ligera variación del $SIF = i$.

Tabla 4.5: Resultados a Fatiga de la W/EPRI (extraída de Rodabaugh [9])

Ensayo/Espécimen	L	N	Esfuerzo Nominal S	i
	(en pulgadas)	Ciclos para la Falla	(+/- Ksi)	
A	46.5	459	22.8	3.15
B	45.875	754	18.9	3.45
C	46.5	923	16.1	3.88
D	46.5	1816	14.2	3.84

4.4 CÁLCULO DE ESFUERZOS PARA EL ESPÉCIMEN W/EPRI-A

Para el espécimen A (Tabla 4.1) ensayado por Rodabaugh [9], posición B de la Figura 3.1 se observa que el momento flector M se define según la ecuación (4.1)

$$M = FL \quad (4.1)$$

Donde F es la fuerza aplicada al extremo del ramal y L su brazo de palanca. Finalmente el esfuerzo nominal S se evalúa como sigue:

$$S = \frac{Md_0}{I} \quad (4.2)$$

Donde d_0 es el diámetro exterior del ramal e I es el momento de inercia de área del anillo circular que corresponde a la sección del ramal. Como se explicó en detalle en el capítulo anterior, esto de resulta:

$$S = 22,7 \text{ kpsi}$$

En la zona de la intersección no sólo existen a esfuerzos normales debido a momentos flectores, sino también esfuerzos cortantes debido a cargas cortantes directas, aplicados sobre la sección transversal del ramal, definido mediante la Ecuación (4.3)

$$\tau_b = \frac{F}{\pi(d_o^2 - (d-t)^2)} \quad (4.3)$$

Este valor es:

$$\tau_b = 0,3 \text{ kpsi} \ll S = 22,7 \text{ kpsi}$$

De esta manera se demuestra que es esfuerzo cortante debido a carga cortante directa, no es significativo respecto al valor del esfuerzo normal debido a la flexión, razón por la cual es despreciada por Rodabaugh en sus ensayos para la W/EPRI [9].

4.5 ANÁLISIS DE LAS SOLUCIONES

De las soluciones de los SIF obtenidos por Rodabaugh, se puede inferir con algún grado de certeza que el ensayo converge para valores menores de fuerza (espécimen C y D), generándose menores esfuerzos y mayor tiempo de vida. (Tabla 4.5)

4.6 DESCRIPCIÓN DEL MODELO Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

El modelado del accesorio se realizó directamente en el programa modelador de diseño “DesignModeler” [8] debido a su compatibilidad con “ANSYS Workbench” [8] y su capacidad para poder parametrizar el modelo. Los parámetros considerados son el diámetro interior del ramal d_i , el diámetro interior del cabezal D_i y los respectivos espesores t y T . Las longitudes del ramal y cabezal no se consideraron un parámetro de análisis, lo que se consideró fueron las longitudes L mostradas en la figura 1.9. En este caso se están considerando los tramos de tuberías rectas adicionales, cuya distancia mínima es de dos veces el diámetro del cabezal, según lo recomienda la norma de ensayo ASME B31j [19].

4.6.1 Modelado del Accesorio

Para obtener un mejor control del mallado estructurado posterior, y una mayor precisión en los resultados, se optó por dividir el accesorio en zonas de menor y mayor relevancia, siendo estas últimas las cercanas a la intersección entre el cabezal y el ramal. La finalidad de esta división es comunicar al procesador que zonas son las críticas en el análisis y cuáles no. Estas zonas quedarán acondicionadas para definir en ellas un posterior mallado.

En la Figura 4.4 se muestra un modelado preliminar en el DesignModeler [8], con una parte conformada por 15 elementos. Aquí se puede apreciar el elemento crítico en el análisis, que es la que contiene a la intersección entre el ramal y el cabezal.

Estas divisiones se realizaron tomando en cuenta el principio de Saint Venant, que predice de manera segura una carga uniforme luego de una distancia igual al diámetro del cilindro.

Las divisiones de los accesorios se realizaron a través de planos de cortes verticales u horizontales como lo muestra la Figura 4.3

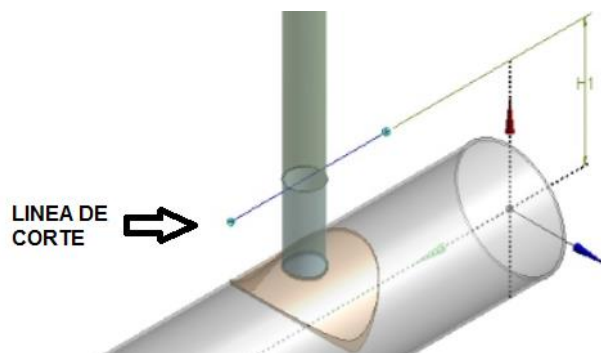


Figura 4.3: División por la opción "estrude Slice" del ANSYS (especimen B)

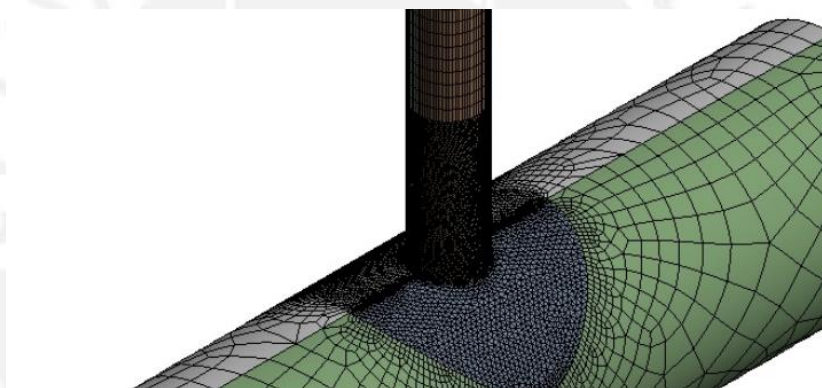


Figura 4.4: Modelado del espécimen A en el "DesignModeler" [8] (mallado 1)

4.7 CONDICIONES DE CONTORNO

Las condiciones de contorno de los especímenes trabajados por W/EPRI, se seleccionaron mediante el esquema B propuesto por Markl (Figura 4.1) y la configuración propuesta por W/EPRI en la Figura 4.1. Se restringió los seis grados de libertad del extremo izquierdo del cabezal.

4.8 MALLADO DEL MODELO

4.8.1 Antecedentes de Mallados

Gao [2] realizó la simulación numérica a un accesorio lateral mediante el programa ANSYS, usando elementos sólidos isoparamétricos en tres dimensiones, definidos por ocho nodos. (Figura 4.5). Debido a que el tipo de carga fue la presión interna, los esfuerzos considerados fueron los longitudinales y circunferenciales propios del análisis en cilindros de pared delgada, se pudo por tanto hacer un análisis a la mitad del accesorio. Se realizaron tres mallados con 5872, 5768 y 5756 nodos.

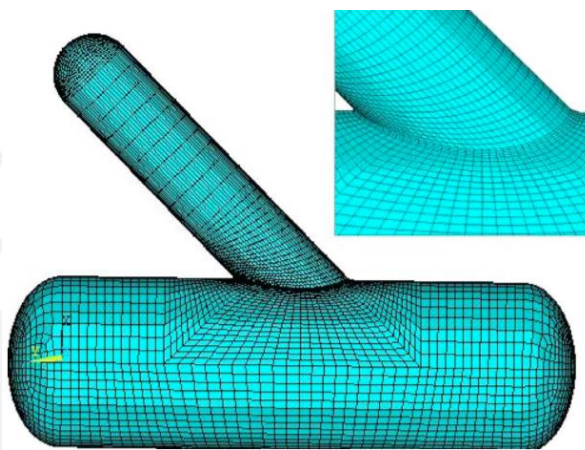


Figura 4.5: Mallado del accesorio lateral, Gao [2]

En los accesorio en “T” ensayados virtualmente por Rodabaugh [9], se utilizó el programas COSMOS versión 1.75 [30] y se realizó un mallado con elementos cuadriláteros formados por cuatro elementos triangulares, los modelos típicos superaban los 5000 elementos, la proporción de elementos era menor a cuatro y dos en zonas cercanas a la intersección (Ver Figura 4.6).

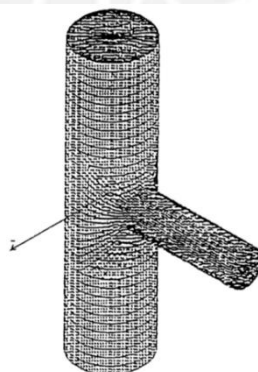


Figura 4.6: Mallado de un accesorio en “T”, Rodabaugh [9]

La división del modelo, tiene una consecuencia directa en el mallado. La finalidad es de tener una fila de elementos hexaédricos en las planchas cilíndricas superiores de los extremos del cabezal y menor número de elementos hexaédricos en las planchas cilíndricas inferiores de dichos extremos. Esto se hace manteniendo un alto parámetro de ortogonalidad y un parámetro bajo de asimetría.

La Figura 4.7 muestra de manera didáctica una de las secuencias de mallado por zonas, empezando por el lado izquierdo, con elementos tipo **hexaedro**, pasando a elementos **hexaédricos dominantes**, que permiten una mejor transición de las caras cuadriláteras de los elementos hexaédricos hacia caras triangulares. En la zona crítica se observa un mallado **tetraédrico** (mallado azul) debido que estos elementos proporcionan mejores resultados en los cambios de dirección. Este mallado no pretende ser el modelo final a considerar en la herramienta propuesta en este proyecto, sin embargo permitió obtener información necesaria para la definición del mallado paramétrico ideal.

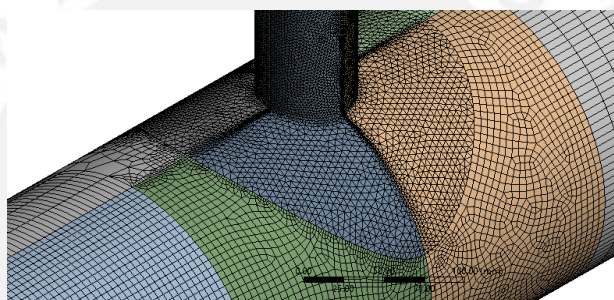


Figura 4.7: Mallado de zona crítica espécimen A (mallado 2)

4.8.2 Número de Elementos y Nodos

A continuación en la Tabla 4.6 se muestran las características de los 4 mallados considerados hasta este punto para el espécimen A, desarrollado por Rodabaugh, y se muestran además los números de divisiones efectuadas.

Tabla 4.6: Mallados realizados al espécimen A de la W/EPRI

Mallados para el espécimen A	Núm. elementos	Núm. de nodos	Núm. de partes
Mallado 1	86841	233620	10
Mallado 2	116693	352533	20
Mallado 3	126709	360979	14
Mallado 4	122529	365659	20

4.8.3 Características de Aristas de Mallado

La finalidad principal del tipo mallado propuesto en esta tesis, es que pueda utilizarse posteriormente para alguna aplicación distinta, es decir con alguna carga no prevista en este documento, por este motivo se consideró elementos sólidos en lugar de los superficiales. En las aristas correspondientes a la intersección normalmente soldada, se ha considerado un mínimo de dos divisiones para la longitud de arco transversal al filete. En el mallado 4 realizado al espécimen A se efectuaron 10 divisiones en la arista que representa el espesor del cabezal cerca de la zona crítica. Los elementos tetraédricos se muestran en el corte realizado en la zona crítica, como se muestra:

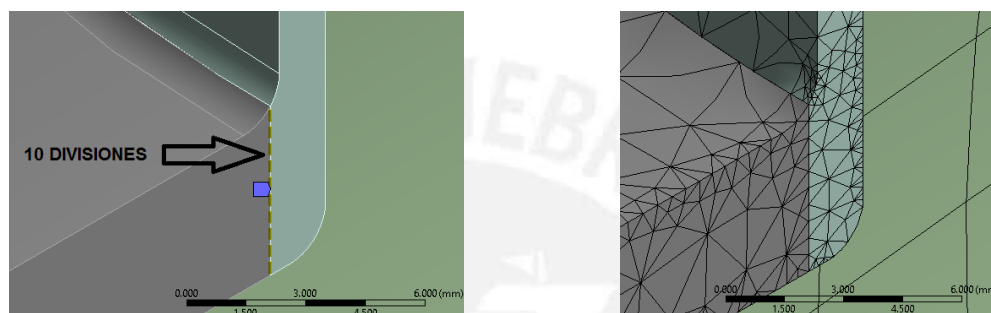


Figura 4.8: División de una arista del cabezal del espécimen A (mallado 4)

4.8.4 Simetría de los Elementos en el Mallado

Se observa en la Figura 4.9 que el accesorio mallado y seccionado no genera esfuerzos directamente proporcionales respecto a la sección completa del anillo circular. Esto se debe a que si bien el módulo de sección respecto de un eje que pasa por el centro del anillo circular es el doble del módulo de sección de cada mitad del anillo circular, al evaluar la mitad del accesorio, el centro de gravedad no coincide con el centro de la sección, además. Adicionalmente, su comportamiento se rige por la teoría de elementos planos de sección abierta y no por la teoría demostrada directamente por flexión pura. Esto es siempre válido aunque la fuerza se encuentre dentro o fuera del accesorio. Por lo tanto se deduce que no existe simetría de cargas.

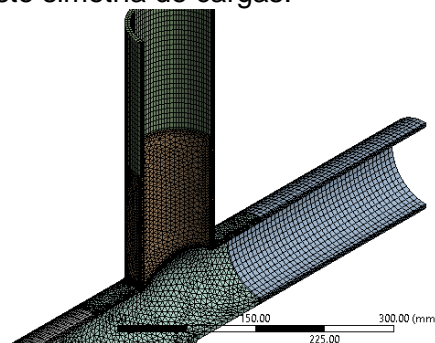


Figura 4.9: Accesorio en "T" seccionado

4.9 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

El material utilizado en el programa de Análisis por Elementos Finitos FEA, fue la de un acero al carbono ASTM A53 grado B, para tener concordancia con las pruebas realizadas por la W/EPRI, quien se calibra a su vez con ensayos realizados por la ONRL. Es importante mencionar, que todos los ensayos certificados hasta la fecha son realizados en base al primer ensayo de fatiga realizado por Markl en los años 50.

En agosto de 1997 la empresa LTV (*Steel Tubular Products Company*) emite un reporte de análisis y propiedades mecánicas, para certificar las propiedades de los materiales utilizados en el ensayo por la W/EPRI [9]. Este reporte no menciona detalles de la soldadura, sin embargo Rodabaugh [9] reporta que la falla se produjo en el extremo de la soldadura.

4.10 CARGAS APLICADAS AL MODELO

Para los ensayos de Rodabaugh se aplican fuerzas en el centro de gravedad del anillo circular del ramal, comportándose como una carga distribuida en toda su sección. Las cargas para cada espécimen se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4.7: Cargas aplicadas a los 4 especímenes

Especímenes	Fuerzas aplicadas en el Ramal (lbf)
Espécimen A	148
Espécimen B	125
Espécimen C	105
Espécimen D	93

4.11 EVALUACIÓN DE LOS SIF

En la Figura 4.4 se observa que los menores esfuerzos nominales, producidos por menores fuerzas, originan una mayor vida en ciclos del accesorio, se observa además una similitud entre los valores SIF para los especímenes C y D, lo que sugiere una convergencia de los valores SIF para bajas cargas.

Por definición de SIF para el espécimen A, se tiene:

$$SIF = \sigma_a' / S \quad (4.4)$$

De donde σ_a' , es el esfuerzo teórico aumentado debido a la geometría y S es el esfuerzo nominal evaluado en el capítulo III. Con estos dos parámetros y aplicando el principio

de superposición se puede evaluar los SIF con el solucionador de ANSYS para cada tipo de carga.

4.11.1 Calibrado con la W/EPRI

Como se ha explicado hasta ahora la W/EPRI utiliza 4 probetas (especímenes) de ensayo de iguales longitudes, y luego de las calibraciones y certificaciones se obtuvo un solo valor de ensayo, el cual es replicado en este informe.

Para el espécimen A se realizaron 4 distintos mallados con las características mostradas en la Tabla 4.6. El módulo de sección Z puede aproximarse en función del radio promedio del ramal r y su correspondiente espesor t , como sigue:

$$Z = \pi r^2 t \quad (4.5)$$

Sabiendo que el espécimen A tiene una longitud L de 46,5 pulgadas, una fuerza F de 148 libras, un diámetro exterior d_0 igual a 2,5 pulgadas, un espesor de ramal t de 0,065 pulgadas y un módulo de sección aproximado z de 0,31 pulgadas cúbicas, se obtiene el esfuerzo nominal $S = \sigma_N$ determinado en la ecuación 4.2, que es igual a 22,2 Kpsi ó 155MPa.

Debido a que en la simulación numérica se consideran sólo esfuerzos alternantes puros, es decir, se tiene que el esfuerzo aumentado debido a la concentración de esfuerzos σ_a' se calcula como el promedio de los esfuerzos.

$$\sigma_a' = 461 \text{ MPa}$$

De donde es SIF es:

$$SIF = \frac{461}{155} = 2,97$$

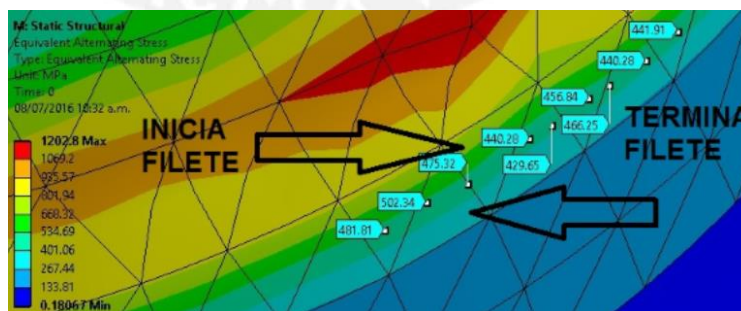


Figura 4.10: Mallado 1 espécimen A W/EPRI

Análogamente el SIF del espécimen A para los mallados mostrados en la Tabla 4.6 se muestran a continuación:

Tabla 4.8: SIF para el espécimen A

Mallados para el espécimen A	Núm. elementos	Núm. de nodos	Núm. de partes	SIF
Mallado 1	86841	233620	10	2,97
Mallado 2	116693	352533	20	3,50
Mallado 3	126709	360979	14	4,40
Mallado 4	122529	365659	20	4,67
Promedio				3.88

La Tabla 4.9 muestra los SIF de todos los especímenes utilizando la malla 1, excepto el espécimen A en el que se utilizaron los 4 tipos de mallados.

Tabla 4.9: SIF para todos los Especímenes

Especímenes	Fuerzas aplicadas en el Ramal (lbf)	SIF
Especímen A	148	3,88
Especímen B	125	4,50
Especímen C	105	4,20
Especímen D	93	3,90

4.12 CALIBRACIÓN Y COMPARACIÓN CON LOS DATOS EXPERIMENTALES

A continuación se muestran comparaciones en porcentaje realizadas con otros ensayos, recopilados por Rodabaugh [9]:

Tabla 4.10: Comparación de los SIF con ensayos existentes

	Este estudio	W/EPRI	ORNL	MARKL	FEA ORLN	ROARTY	Decock
W/EPRI espécimen A fuera del plano	3,88	3,15					
	100%	81,2%					
W/EPRI espécimen B fuera del plano	4,5	3,45					
	100%	76,7%					
W/EPRI espécimen C fuera del plano	4,2	3,88					
	100%	92,4%					
W/EPRI espécimen D fuera del plano	3,9	3,84					
	100%	98,5%					
MARKL-1 dentro ramal	2,6			2,9			
	100%			111,5%			
ORNL-1 fuera, ramal	24,3	37,2	35,3		35,3		
	100%	153,0%	145,2%		145,2%		
ORNL-4 dentro, ramal	3,5	3,8	6,1		7,2		
	100%	108,5%	174,2%		205,7%		
ORNL-4 fuera, ramal	3,8	4,8	8,5		7,6		
	100%	126,3%	223,6%		200%		
ROARTY-1	2,8					1,13	
	100%					40,3%	
ROARTY-2	2,3					1,25	
	100%					54,3%	
Decock	12,8						6,9
	100%						53,9%

De la tabla 4.3 y 4.10 se deduce que la validación con ensayos numéricos basados en elementos finitos es correcta, sin embargo cuando se desea comparar un ensayo numérico con una prueba de laboratorio, el error puede superar el 200%, incluso en la validación de Rodabaugh. Esto se debe a que no existe información suficiente en los ensayos de laboratorio, y normalmente en los ensayos virtuales no se consideran radios de filete.

CAPITULO 5

IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO PARAMÉTRICO

5.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS MODELOS NUMÉRICOS

El accesorio lateral queda definido geoméricamente por los diámetros interiores d_i y D_i , los espesores t y T , las longitudes A , a y B mostradas en la Figura 5.1a, el ángulo α entre ramal y cabezal, y los radios interior y exterior de filete r_1 y r_2 respectivamente según se muestra en la Figura 5.1b.

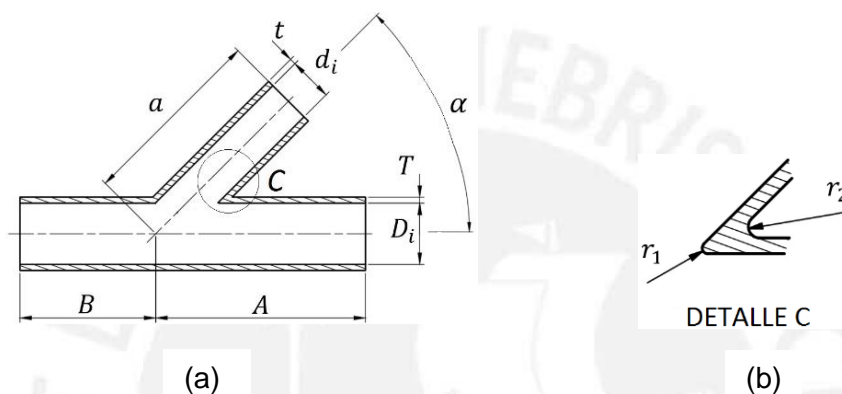


Figura 5.1: Modelo Paramétrico: a) Vista en Corte, b) Vista de Detalle

5.1.1 Material Propuesto

Los materiales utilizados en la fabricación de las tuberías y accesorios destinados al transporte de relave minero, son generalmente de acero al carbono de alta tenacidad y polietileno de alta densidad HDPE. Sus correspondientes tamaños y aplicaciones comunes se muestran en la Tabla 5.1, extraída parcialmente de la guía de tuberías de David Sherwood [5]. Debido a que el relave minero es normalmente corrosivo, se selecciona de esta tabla al acero al carbono y específicamente un ASTM A53 Grado B como el material del modelo numérico paramétrico, el cual posteriormente puede ser revestido con caucho. Sin embargo el tipo de material no influye en los valores de SIF, pero ser esta una propiedad totalmente dependiente de la geometría del accesorio como lo demuestran los ensayos numéricos.

5.1.2 Tamaño Propuesto

De acuerdo a la guía de tuberías Sherwood [5] sobre los diámetros usuales y sus aplicaciones, resumida en la Tabla 5.1, puede observarse que los tamaños de tuberías

para los relaves mineros generalmente no superan las 48 pulgadas de diámetro. Por otro lado, los valores de los diámetros de accesorios están estandarizados según el ASME B16.5 [4], que considera diámetros entre $\frac{1}{2}$ y 24 pulgadas.

Por lo tanto en el presente trabajo, se modelan numéricamente accesorios laterales con un rango de medidas de diámetros no estándares entre 24 y 48 pulgadas, es decir:

$$24 \text{ pulgadas} \leq D_i \leq 48 \text{ pulgadas}$$

$$24 \text{ pulgadas} \leq d_i \leq 48 \text{ pulgadas}$$

Tabla 5.1: Diámetros usuales para tuberías en relaves mineros, Sherwood [30]

Material	Diámetros usuales	Aplicaciones
Aceros al carbono	de $\frac{1}{2}$ pulgada a 12 pies	Sistemas de transporte de agua, combustibles líquidos y gaseosos, rutas pequeñas para pulpas
Acero revestido con caucho	de 3 a 48 pulgadas	Sistemas de transporte de pulpas corrosivas, químicos, alimentos, combustibles, etc.
HDPE	de 4 a 63 pulgadas	Sistema de transporte de agua, gas, petróleo, pulpas a bajas presiones. Facilidad en el manejo de curvas pronunciadas

5.1.3 Geometría Propuesta

La geometría propuesta de los accesorios laterales a modelar, ha sido extraída parcialmente de la norma referente a tuberías de hierro dúctil para el transporte de agua AWWA/C110/A21.10, actualmente estas se obtienen por el método de fundición centrífuga, en este proceso el hierro derretido es vertido en un molde que gira rápidamente, y la fuerza centrífuga del molde giratorio distribuye el hierro derretido alrededor de la superficie interna del molde de manera uniforme. Esta elección se debe a que esta norma estandariza accesorios laterales mayores a 24 pulgadas, que es el límite de medida considerado por la norma ASME B31.11 para relaves. Aunque estos accesorios se utilizan para el transporte de aguas y aguas negras, se ha considerado

pertinente adoptarlo como punto de partida. Las medidas propuestas se muestran en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2: Medidas de los Modelos Propuestos en el Ensayo Numérico

Nombre Del modelo	Medidas en Pulgadas de los Accesorios Laterales a 30°, 45°, 60°, 75° y 90°						
	Diámetros cabezal por ramal	T	t	A	a	B	D_i/T
M01	24X10	0.89	0.68	40.50	40.50	9.00	27.0
M02	24X12	0.89	0.75	40.50	40.50	9.00	27.0
M03	24X14	0.89	0.66	40.50	40.50	9.00	27.0
M04	24X16	0.89	0.70	40.50	40.50	9.00	27.0
M05	24X18	0.89	0.75	40.50	40.50	9.00	27.0
M06	24X20	0.89	0.80	40.50	40.50	9.00	27.0
M07	24X24	0.89	0.89	40.50	40.50	9.00	27.0
M08	30X12	1.37	0.75	49.00	49.00	10.00	21.9
M09	30X14	1.37	0.66	49.00	49.00	10.00	21.9
M10	30X16	1.37	0.70	49.00	49.00	10.00	21.9
M11	30X18	1.37	0.96	49.00	49.00	10.00	21.9
M12	30X20	1.37	1.03	49.00	49.00	10.00	21.9
M13	30X24	1.37	1.16	49.00	49.00	10.00	21.9
M14	30X30	1.37	1.37	52.50	52.50	18.25	21.9
M15	36X12	1.58	0.75	60.00	60.00	19.50	22.8
M16	36X14	1.58	0.66	60.00	60.00	19.50	22.8
M17	36X16	1.58	0.89	60.00	60.00	19.50	22.8
M18	36X18	1.58	0.96	60.00	60.00	19.50	22.8
M19	36X20	1.58	1.03	60.00	60.00	19.50	22.8
M20	36X24	1.58	1.16	60.00	60.00	19.50	22.8
M21	36x30	1.58	1.37	56.00	56.00	15.25	22.8
M22	36x36	1.58	1.58	60.00	60.00	19.50	22.8
M23	42x20	1.78	1.03	60.00	60.00	11.75	23.6
M24	42x24	1.78	1.16	60.00	60.00	11.75	23.6
M25	42x30	1.78	1.37	63.00	63.00	11.75	23.6
M26	42x36	1.78	1.58	66.00	66.00	12.00	23.6
M27	42x42	1.78	1.78	71.00	71.00	15.00	23.6
M28	48x18	1.96	0.96	65.00	65.00	9.00	24.5
M29	48x24	1.96	1.16	58.00	58.00	5.00	24.5
M30	48x30	1.96	1.37	63.00	63.00	9.00	24.5
M31	48x36	1.96	1.58	72.00	72.00	7.00	24.5
M32	48x42	1.96	1.78	77.00	77.00	12.00	24.5
M33	48x48	1.96	1.96	77.00	77.00	16.00	24.5

La Tabla 5.2 hace referencia a treintatrés (33) tipos distintos de accesorios laterales, codificados desde M01, hasta el M33 y divididos en cinco grupos o series. Cada serie está caracterizada por tener igual diámetro interior de cabezal D_i e igual relación entre el diámetro de cabezal y su espesor D_i/T , esto determina la serie de 24, 30, 36, 42 y 48, correspondiente a los diámetros D_i de 24, 30, 36, 42 y 48 pulgadas respectivamente. Esta tabla se repite para cada ángulo entre ramal y cabezal. Referente a los ángulos de intersección del ramal con el cabezal, en este proyecto se han considerado los valores de 30°, 45°, 60°, 75° y 90°, por ser ángulos de uso común en las conexiones de las tuberías [5]. Para ángulos distintos se utilizará el método de interpolación lineal.

En este trabajo, la designación de cada elemento se define de la siguiente manera:

MXX SYZ GZZ

Donde:

- Las primeras de letras XX designan el número de modelo M.
- Las siguientes letras YY corresponden a la serie o grupo, definido como diámetro de cabezal por diámetro de ramal D_x/d .
- El tercer par de letras ZZ corresponden al ángulo de inclinación entre ramal y cabezal.

5.1.4 Radios de Filete Propuestos

Las medidas de los radios de filete propuestos en la vista de detalle C de la Figura 5.1b, se seleccionaron tomando en consideración el mínimo valor útil, que proporcione mayor facilidad de adaptación al proceso de diseño de este tipo de accesorios dentro del sistema de tuberías. En este trabajo se decidió elegir un tamaño de radio exterior de filete r_2 menor o igual a dos veces el espesor del ramal t é igual a 2 veces el radio interior de filete r_1 , según recomendado por Rodabaugh [12], (Figura 5.1)

$$r_2 \leq 2t, \quad r_2 = 2r_1 \quad (5.1)$$

Tomando como referencia el menor espesor t de la Tabla 5.2, se obtiene:

$$r_2 = 0,5 \text{ pulgadas y } r_1 = 0,25 \text{ pulgadas}$$

5.2 NÚMERO DE PROBETAS O MODELOS VIRTUALES

En la Tabla 5.2 se observa que se modelaron 33 distintas probetas virtuales. En cada una de estas probetas se varía el ángulo entre ramal y cabezal con valores de 30, 45, 60, 75 y 90 grados y con cada geometría se obtienen 6 SIF mediante simulaciones ensayadas numéricamente, resultando un total de 990 simulaciones para un rango de diámetros de cabezal que varía entre 24 a 48 pulgadas.

5.3 TIPO DE CARGAS APLICADAS Y CONDICIONES DE CONTORNO

Se fija un extremo del cabezal como empotrado, luego se aplican las fuerzas F_{ib} y F_{ob} en el extremo del ramal, F_{ir} y F_{or} en el extremo del cabezal y los momentos torsores M_{tb} y M_{tr} en los extremos del ramal y cabezal respectivamente (Figura 1). Esto originará seis SIF (tres en el ramal y tres en el cabezal).

Estas seis cargas originaran seis distintos concentradores de esfuerzo SIF, designados como sigue:

- i_{ob} : Concentrador de esfuerzo debido al momento flector fuera del ramal.
- i_{ib} : Concentrador de esfuerzo debido al momento flector dentro del ramal.
- i_{or} : Concentrador de esfuerzo debido al momento flector fuera del cabezal.
- i_{ir} : Concentrador de esfuerzo debido al momento flector dentro del cabezal.
- i_{tb} : Concentrador de esfuerzo debido al momento torsor en el ramal.
- i_{tr} : Concentrador de esfuerzo debido al momento torsor en el cabezal.

5.4 MODELADO, MALLADO Y ANÁLISIS PARAMÉTRICO

5.4.1 Ubicación de Zonas de Máxima Concentración de Esfuerzos

Con la finalidad de conocer las zonas de máxima concentración de esfuerzos correspondientes a cada tipo de carga aplicada, se realizaron modelados, mallados y análisis previos. Utilizando el “DesignModeler” se modeló la probeta designada como M10 S30 G60 como un solo cuerpo, luego utilizando el “ANSYS® Mechanical 16.2” [8] se realizó el mallado previo mostrado en la Figura 5.2. Este mallado posee las características mostradas en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3: Características del mallado previo

	Opción Utilizada	Característica en ANSYS®
Calidad de mallado	Basto o mínimo	Relevance: -100
Opciones adicionales de curvatura, proximidad y restricción	ninguna	“Proximity”, “curvature” y “fixed” desactivados
Suavidad de elementos	Alta	“smoothing” alta
Velocidad de transición	baja	“transition” bajo
Tipo de elementos	Tetraédricos	Tetraedros elegidos por defecto
Numero de nodos	12301	
Número de elementos	6120	
Asimetría/Oblicuidad de elementos	Mala en promedio	Aceptable solo en extremos del ramal
Ortogonalidad de elementos	Aceptable en promedio	Valor de 0,46 en promedio
Capacidad de decisión del algoritmo	Total	Automática

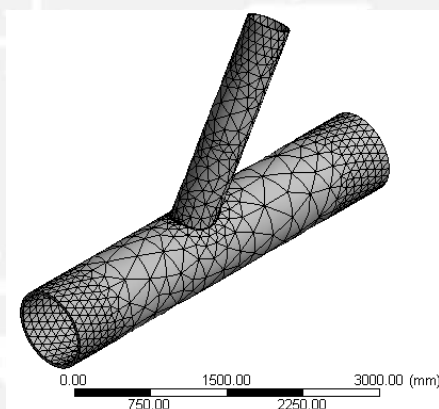


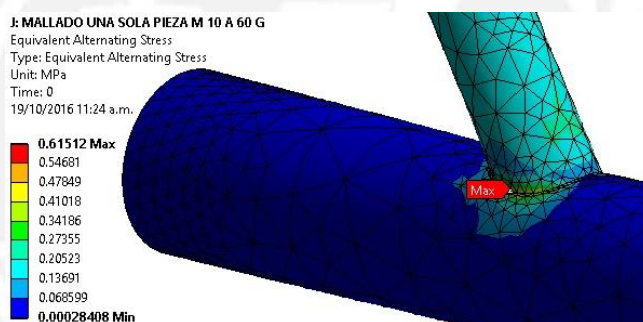
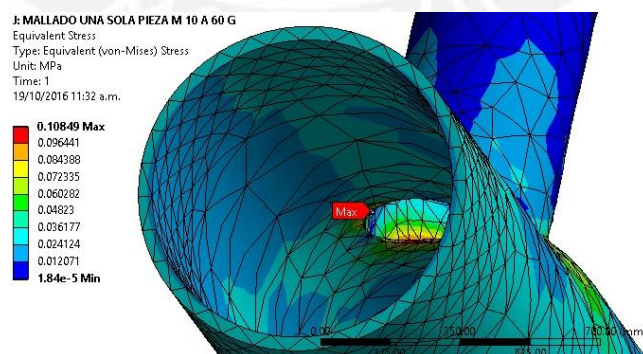
Figura 5.2: Mallado previo de la probeta M10 S30x16 G60

Luego de introducir las condiciones de contorno y de cargas descritas en la Figura 5, se obtuvieron las características y resultados mostrados en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4: Condiciones y Resultados del Análisis Previo

Tipo de carga	Brazo de palanca L (en Pulgadas)	Valor de la Carga	$\sigma_{m\acute{a}x}$ obtenido mediante el mallado previo (MPa)	$\sigma_{m\acute{a}x}$ exacto con un mallado óptimo posterior (MPa)
F_{ob}	109	1990 N	7,917	14,43
F_{ib}	109	1990 N		7,55
F_{or}	109	1990 N	0,488	0,46
F_{ir}	109	1990 N	0,989	1,092
M_{tb}	-	500 N.m	0,615	1,111
M_{tr}	-	500 N.m	0,1085	0,1268

La finalidad de este modelado, mallado y análisis previo es conocer la ubicación exacta de los puntos de máxima concentración de esfuerzos para cada tipo de carga. En la Figura 5.3 y Figura 5.4, se muestran estas ubicaciones para los momentos torsores aplicados al ramal y cabezal respectivamente. La totalidad de estas ubicaciones se muestran en el Anexo E.

Figura 5.3: Análisis previo para un momento torsor en el ramal M_{tb} Figura 5.4: Análisis previo para un momento torsor en el cabezal M_{tr}

5.4.2 Modelado Definitivo - Dividido en Zonas

Con la finalidad de realizar un mallado controlado por el usuario se divide el modelo en zonas, que definirán nuevas aristas. Con cada una de estas nuevas aristas el usuario posee mayor capacidad de controlar el mallado y posterior análisis.

Debido a que el modelado debe ser del tipo paramétrico, es decir, debe ser versátil, permitiendo de manera fácil la variación de sus parámetros para un buen análisis de las 33 probetas básicas y sus 5 distintos ángulos entre ramal y cabezal (165 distintas probetas).

Este modelado se puede realizar en cualquier programa modelador, en este proyecto con el “Design Modeler” se obtuvo el siguiente modelo paramétrico utilizando las medidas de la probeta M10 S30x16 G60.

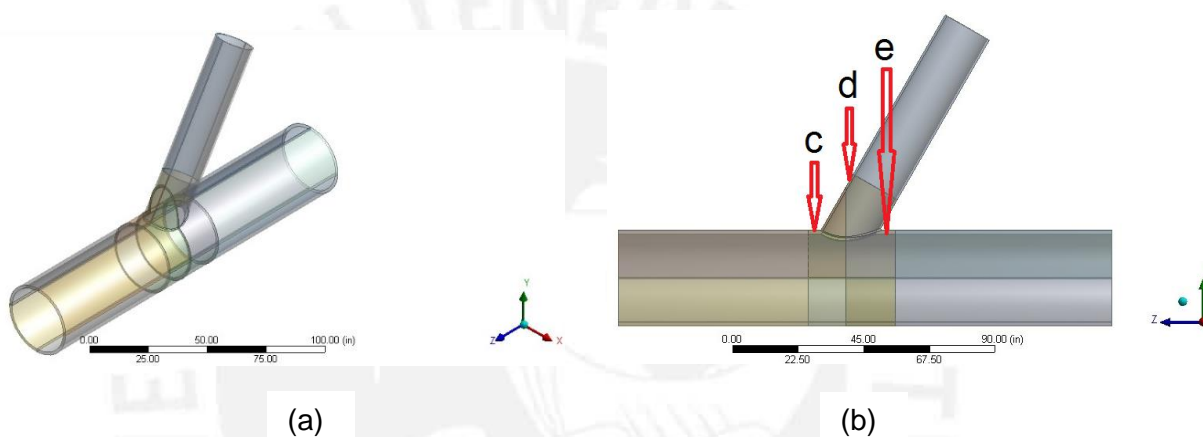


Figura 5.5: Cortes en el modelo paramétrico: a) vista Isométrica b) Vista de Perfil

Las longitudes de las porciones de tubería A , a y B descritos en la Figura 5.1 y Tabla 5.2, han sido modificadas para poder evitar los efectos de concentraciones de esfuerzo diferentes a la zona crítica (intersección de las porciones de tuberías) producidas por el empotrado y las cargas. En los ensayos de laboratorio esto se realiza mediante bridas. Para obtener estas divisiones, se ha realizado un corte horizontal, tres cortes verticales y un corte diagonal perpendicular al plano Y-Z, como se muestra en la Figura 5.5.

Tabla 5.5: Parámetros Geométricos en la Probeta M10 S30x16 G60

	A	a	B	c	d	e
Longitudes en pulgadas	70	99	99	4,0	5	4,5

El corte horizontal divide al cabezal por la mitad, el corte vertical medio divide al filete por la mitad, mientras que los otros cortes quedan totalmente definidos por las distancias c , d y e mostrados en la Figura 5.5b El resumen de estas medidas se muestra en la Tabla 5.5. Estas medidas deben ser suficientes para poder obtener una buena transición entre los elementos finitos hexaédricos y tetraédricos definidos en las zonas cilíndricas y de filete respectivamente. En este proyecto se toma un valor variable entre 3 a 4 veces el espesor del cabezal para c y d y entre 6 a 8 veces el espesor del ramal para d , esto se debe a que la distancia d esta más alejada de la zona crítica, por lo que en esta zona la calidad de transición de elementos es menos importante.

$$2,5T \leq c \leq 4T \quad (5.2)$$

$$6t \leq d \leq 8t \quad (5.3)$$

$$2,5T \leq e \leq 4T \quad (5.4)$$

5.4.3 Mallado Definitivo – Dividido en Zonas y Aristas

El orden de mallado es importante para permitir al algoritmo del programa decidir sobre lo mallado hasta el momento. Con este fin se establece un orden de mallado por zonas, enumerándose del 1 al 18 como se muestra a continuación

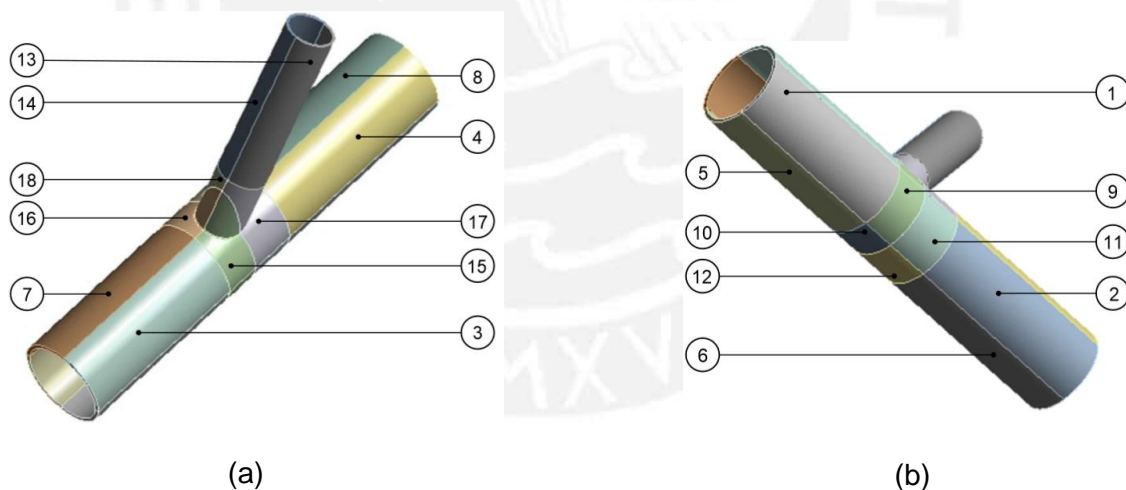


Figura 5.6: Orden de mallado por zonas

En las zonas cilíndricas alejadas de la intersección se utilizó elementos hexaédricos y en las zonas pertenecientes a los filetes y cercanas a estas se utilizó elementos tetraédricos, por ser estos más efectivos en zonas de cambios bruscos de geometría, esto se resume en la siguiente tabla:

Tabla 5.6: Características principales de los elementos utilizados

Orden de mallado	Tipo de elementos	Característica	Opciones en ANSYS®
1	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
2	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
3	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
4	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
5	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
6	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
7	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
8	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
9	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
10	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
11	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
12	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie uniforme	“multizone”, método “Uniform”
13	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie plana	“multizone”, método “pave”
14	Hexaédricos	Elementos cuadráticos y lineales, superficie plana	“multizone”, método “pave”
15	Tetraédricos	Elementos cuadráticos y lineales (automático)	“patch Conforming”, por defecto
16	Tetraédricos	Elementos cuadráticos y lineales (automático)	“patch Conforming”, por defecto
17	Tetraédricos	Elementos cuadráticos y lineales (automático)	“patch Conforming”, por defecto
18	Tetraédricos	Elementos cuadráticos y lineales (automático)	“patch Conforming”, por defecto

En el mallado paramétrico, válido para todas las probetas, se obtuvo inicialmente el aspecto mostrado en la Figura 5.7, en donde se aprecia la mayor concentración de elementos en la zona de la intersección de las porciones de tubería. Se logró además mantener al máximo la simetría y ortogonalidad en las zonas alejadas, a pesar de ser menor importantes en el análisis, y en las zonas de intermedias se buscó una transición rápida de elementos pero manteniendo un refinado aceptable.

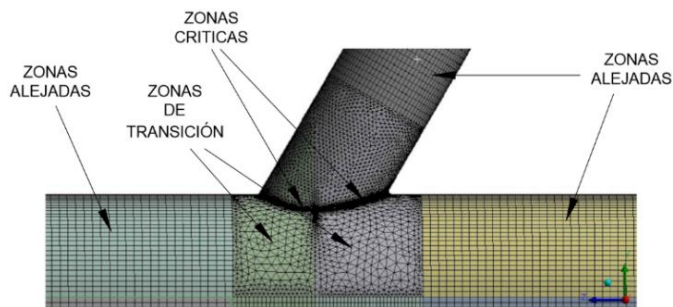


Figura 5.7: Zonas de importancia en el mallado

Para lograr este efecto, se determinó la cantidad de elementos finitos en las aristas mostradas en el corte de la Figura 5.8 y caracterizadas en la tabla Tabla 5.7.

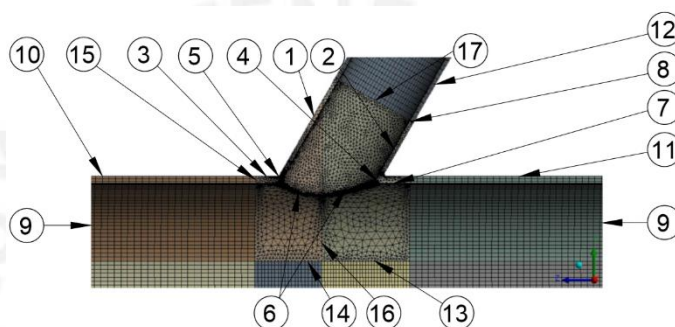


Figura 5.8: Vista de corte - Ubicación de aristas configuradas

Tabla 5.7: Características de las aristas configuradas

Ubicación de aristas	Característica	Opción en ANSYS®
1	2 aristas, 50 divisiones, reducción pronunciada	"Bias Factor 12"
2	2 aristas, 30 divisiones, reducción baja	"Bias Factor 2"
3	2 aristas, 18 divisiones, reducción moderada	"Bias Factor 6"
4	2 aristas, de 4 a 8 divisiones iguales	"No bias"
5	2 aristas, de 5 a 10 divisiones iguales	"No bias"
6	4 aristas, de 90 a 120 divisiones iguales o no	"No bias" y "Bias 1,5"
7	2 aristas, 20 divisiones, reducción moderada	"Bias Factor 5"
8	2 aristas, 3 divisiones iguales	"No bias"
9	8 aristas, 30 divisiones iguales	"No bias"
10	4 aristas, 50 divisiones iguales	"No bias"
11	4 aristas, 60 divisiones iguales	"No bias"
12	2 aristas, 60 divisiones iguales	"No bias"
13	2 aristas, 30 divisiones iguales	"No bias"
14	2 aristas, 20 divisiones iguales	"No bias"
15	2 aristas, 3 divisiones iguales	"No bias"
16	2 aristas, 30 divisiones, reducción moderada	"Bias Factor 6"
17	2 aristas, 40 divisiones iguales	"No bias"

Con el posterior análisis de esfuerzos utilizando este mallado previo, se determinó que las zonas críticas se ubican en las pertenecientes a las superficies exteriores e interiores de los filetes, esto define una de las características más importantes mostradas en la Tabla 5.7 respecto a que no se dividen por tamaño si no por número de elementos, debido a que este mallado paramétrico debe ser válido para todas las probetas y en algunos casos susceptible a importantes pero ligeras variaciones.

5.5 RESUMEN DESCRIPTIVO PARA 30, 45, 60, 75 y 90 GRADOS

En las partes cilíndricas alejadas de la intersección se han utilizado elementos hexaédricos y prismáticos en algunos casos. El tamaño de elementos en estas zonas ha sido igual a la tercera parte del espesor. En zonas cercanas a la intersección de las tuberías los elementos cambian a elementos tetraédricos, cuya reducción gradual de tamaño ha sido convenientemente programada en función a la longitud desde donde terminan los hexaedros hacia la intersección. En la intersección se han utilizado en promedio elementos tetraédricos de tamaño igual a la quinta parte de la longitud de arco de filete, y se han mantenido casi constantes a lo largo de la arista que contiene al filete. Estas características, resumidas en la Tabla 5.8, son aplicables a accesorios laterales con ángulos que varían de 30 a 90°.

Tabla 5.8: Características del Mallado Final

	Opción Utilizada	Característica en ANSYS®
Calidad de mallado	Basto o mínimo	Relevance: 60
Opciones adicionales de curvatura, proximidad y restricción	Todas las opciones activadas	“Proximity”, “curvature” y “fixed” activados
Suavidad de elementos	Alta	“smoothing” alta
Velocidad de transición	rápida	“transition” rápida
Tipo de elementos	Tetraédricos	Tetraedros elegidos por defecto
Numero de nodos	545 128	
Número de elementos	196 361	
Asimetría/Oblicuidad de elementos	Buena en promedio y muy buena en las intersecciones	0.21 en promedio (ideal cercano a cero)
Ortogonalidad de elementos	buena en promedio y muy buena en las intersecciones	Valor de 0,88 en promedio (ideal cercano a uno)
Capacidad de decisión del algoritmo	Semiautomática, forzando a que respete las configuraciones de aristas	Se dividió las aristas con la opción “Hard”

5.6 CONVERGENCIA DE MALLADO.

El estudio de la convergencia garantiza la tendencia de la solución, al refinar la malla la solución tiende a una solución exacta. En esta tesis no se utilizan métodos adaptativos, por es ser estos aplicables a elementos tipo placa con grandes deformaciones [32]. En la Tabla 5.9 se muestran los datos de los mallados analizados durante el estudio de convergencia. En la Figura 5.9 (a) y (b) se muestran el mallado número 4, evaluados a la probeta designada como M08 S30x12 G60.

Se observa que el mallado origina una convergencia del esfuerzo pico σ_p y del intensificador de esfuerzo i_{ib} , para un esfuerzo nominal σ_n evaluado analíticamente. El error respecto a la solución exacta en todos los casos es menor al 0,5%. Se observa además cómo el número de elementos y nodos varía.

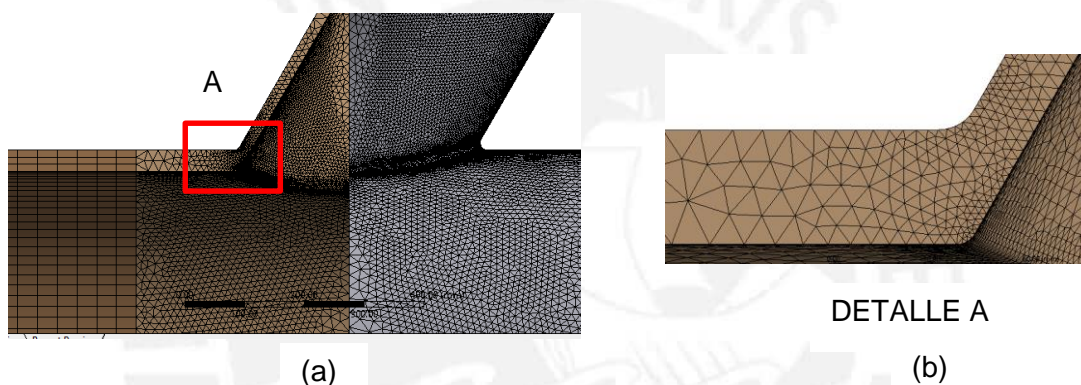


Figura 5.9: Vistas, Mallado 4, probeta M08 S30x12 G60: a) Media sección, b) Detalle

Tabla 5.9: Mallados Realizados a la Probeta M08 G60

Tipo de malla	σ_M (MPa)	σ_N (MPa)	i_{ib}	N. Nodos	N. Elementos
3	11.145	3.299	3.378	396 339	121 928
6	11.089	3.299	3.361	470 984	173 157
1	11.298	3.299	3.42	584 314	236 061
5	11.088	3.299	3.361	749 575	371 042
2	11.239	3.299	3.407	1 050 856	535 525
4	11.068	3.299	3.355	1 144 575	614 412

La diferencia principal entre los mallados 1 al 6 es el refinamiento del mallado resumidas en la Tabla 5.7. Los esfuerzos máximos σ_M son obtenidos mediante el programa ANSYS®, con la aplicación de un el momento flector M_{ib} producido por la carga F_{ib} en el ramal, que producen el esfuerzo nominal σ_N (Tabla 5.9).

En la Figura 5.10 se muestran los distintos esfuerzos máximos σ_M obtenidos para cada uno de los seis tipos de mallados.

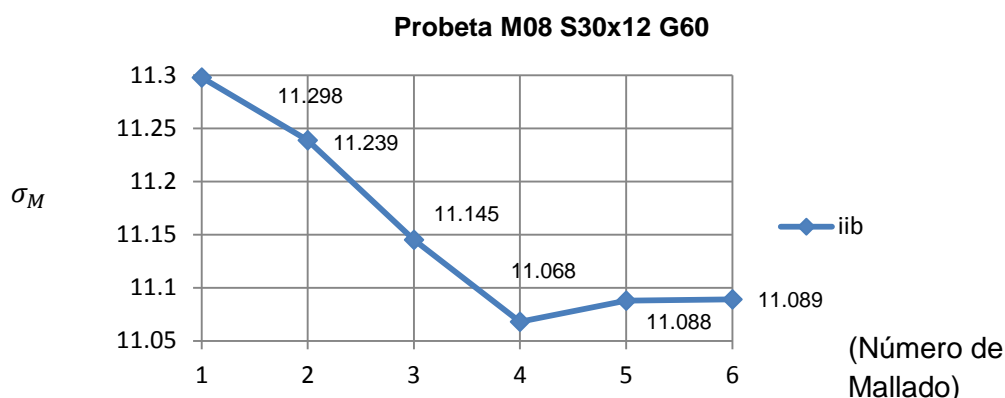


Figura 5.10: Convergencia de la probeta M08 para distintos tipos de mallado

Según estos resultados, caracterizados en Tabla 5.9, se podría optar por un mallado con 170 000 elementos (tipo 6) o por un mallado con 370 000 elementos (tipo 5). En este trabajo se eligió el mallado 6 debido a que, a pesar de poseer un refinamiento automático alto, se le ha indicado al algoritmo que origine una transición de elementos rápida, lo que origina una alta agrupación de elementos en las zonas críticas preestablecidas en el modelado previo y por ende un menor coste computacional del análisis.

5.7 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO ANALÍTICO Y POR FEA.

Haciendo uso de las ecuaciones de análisis de 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 y 4.5, siguiendo el procedimiento expuesto en los subcapítulos 4.4 al 4.11, y considerando las condiciones de borde y carga expuesta en la Figura 5 y 1.5, se evaluaron analíticamente los esfuerzos nominales normales y cortantes σ_N y τ_N respectivamente. El esfuerzo normal nominal es generado por el momento flector (Ecuación 5.5)) y el esfuerzo cortante nominal se produce por momento torsor (Ecuación 5.6) . Adicionalmente, se evaluaron los esfuerzos máximos normales y cortantes σ_{max} y τ_{max} respectivamente mediante el procesamiento de datos por FEA, tomando los valores máximos de forma similar al obtenido mediante la Figura 5.11 y Figura 5.12. Un resumen de estos valores se muestra en Tabla 5.10.

$$\sigma_N = \frac{FLy}{I} \quad (5.5)$$

donde y es el radio exterior de la tubería, e I es el momento de inercia de área de la sección de tubería

$$\tau_N = Ty/I_o \quad (5.6)$$

donde y es el radio exterior de la tubería, e I es el momento polar de inercia de área de la sección de tubería

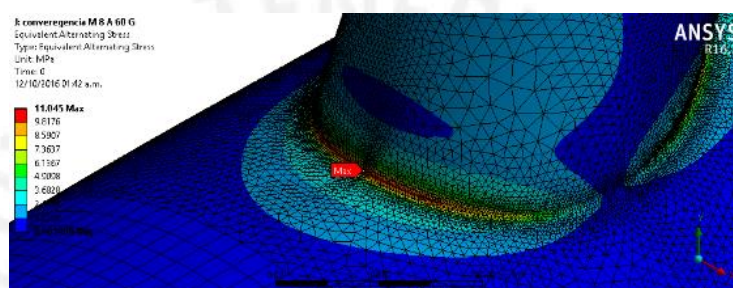


Figura 5.11: $SIF = i_{ib}$ del Modelo M08 S30x12 G60, Mallado 4

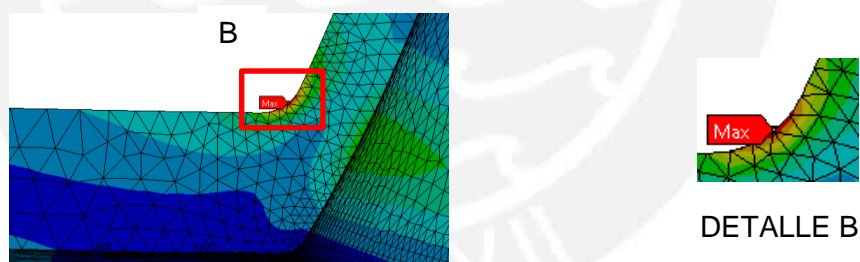


Figura 5.12: $SIF = i_{ib}$ del Modelo M08 S30x12 G60, Mallado 4, vista en corte

Tabla 5.10: Procedimiento Parcial para las Probetas a 60 grados

	Esfuerzos nominales en MPa				Esfuerzos máximos por FEA en MPa						SIF					
	σ_{Nb}	σ_{Nr}	τ_{Nb}	τ_{Nr}	$\sigma_{M_{ob}}$	$\sigma_{M_{ib}}$	$\sigma_{M_{or}}$	$\sigma_{M_{ir}}$	$\tau_{M_{tb}}$	$\tau_{M_{tr}}$	i_{ob}	i_{ib}	i_{or}	i_{ir}	i_{tb}	i_{tr}
M01	4.328	0.595	0.265	0.03644	31.570	15.217	0.610	1.801	2.859	0.229	7.3	3.5	1.0	3.0	10.8	6.3
M02	3.459	0.750	0.168	0.03644	28.952	13.041	1.591	2.243	1.969	0.242	8.4	3.8	2.1	3.0	11.7	6.7
M03	2.430	0.620	0.143	0.03644	21.330	8.854	0.963	2.290	1.935	0.311	8.8	3.6	1.6	3.7	13.5	8.5
M04	2.129	0.750	0.103	0.03644	20.013	7.100	2.100	3.240	1.492	0.393	9.4	3.3	2.8	4.3	14.4	10.8
M05	1.420	0.676	0.076	0.03644	13.660	5.550	1.630	3.050	1.220	0.424	9.6	3.9	2.4	4.5	15.9	11.6
M06	1.197	0.750	0.058	0.03644	11.024	5.718	1.882	3.127	1.119	0.567	9.2	4.8	2.5	4.2	19.2	15.6
M07	0.750	0.750	0.036	0.03644	8.498	3.960	2.332	3.623	0.813	0.648	11.3	5.3	3.1	4.8	22.6	17.8
M08	3.299	0.295	0.168	0.01501	19.540	11.089	0.349	0.914	1.507	0.099	5.9	3.4	1.2	3.1	9.0	6.6
M09	2.806	0.295	0.143	0.01501	18.130	9.918	0.616	1.008	1.370	0.115	6.5	3.5	2.1	3.4	9.6	7.6
M10	2.069	0.300	0.103	0.01501	14.428	7.549	0.460	1.092	1.111	0.127	7.0	3.6	1.5	3.6	10.7	8.4
M11	1.181	0.301	0.059	0.01501	9.733	4.550	0.616	1.110	0.752	0.129	8.2	3.9	2.0	3.7	12.7	8.6
M12	0.927	0.312	0.045	0.01501	7.700	3.750	0.526	1.217	0.588	0.142	8.3	4.0	1.7	3.9	13.2	9.5
M13	0.593	0.322	0.028	0.01501	5.280	2.640	0.769	1.405	0.451	0.187	8.9	4.5	2.4	4.4	16.3	12.5
M14	0.400	0.400	0.015	0.01501	3.761	1.922	1.201	2.281	0.277	0.210	9.4	4.8	3.0	5.7	18.5	14.0
M15	4.125	0.222	0.168	0.00906	21.660	13.460	0.464	0.659	1.350	0.056	5.3	3.3	2.1	3.0	8.0	6.2
M16	3.505	0.222	0.143	0.00906	19.770	11.850	0.463	0.708	1.244	0.063	5.6	3.4	2.1	3.2	8.7	6.9
M17	1.971	0.222	0.080	0.00906	13.505	7.329	0.302	0.721	0.852	0.064	6.9	3.7	1.4	3.2	10.6	7.1
M18	1.468	0.225	0.059	0.00906	10.980	5.694	0.331	0.766	0.696	0.069	7.5	3.9	1.5	3.4	11.8	7.6
M19	1.110	0.225	0.045	0.00906	9.131	4.346	0.360	0.805	0.584	0.075	8.2	3.9	1.6	3.6	13.1	8.3
M20	0.706	0.231	0.028	0.00906	6.151	2.965	6.151	1.528	0.393	0.088	8.7	4.2	26.6	6.6	14.2	9.7

En este cuadro se muestran los esfuerzos nominales evaluados por las ecuaciones 5.5 y 5.6, los esfuerzos máximos obtenidos por el programa ANSYS®. Se observa además los factores SIF obtenidos mediante el cociente entre estos dos tipos de esfuerzos.

CAPITULO 6

EVALUACIÓN Y VALIDACIÓN

6.1 EFECTO DEL RADIO DE FILETE

En los ensayos de laboratorio existentes destinados a evaluar por fatiga los factores SIF de accesorios en “T” fabricados y no reforzados, la soldadura es ejecutada sin ser posteriormente rectificadas ni sometida a algún tratamiento térmico posterior. Asimismo en las simulaciones numéricas por análisis de elementos finitos realizadas a accesorios no reforzados, no se modela el radio de filete. Al comparar estos ensayos con las simulaciones se puede inferir que el aspecto geométrico de la soldadura en el ensayo no es correctamente simulado con un accesorio sin filete. Esto origina una diferencia de hasta 400% en SIF evaluados por FEM respecto a los evaluados por ensayos de fatiga resumidos por Rodabaugh [9].

En los ensayos de laboratorio realizados por la DECOCK [9] no se menciona el radio de filete y se muestra una diferencia de aproximadamente el 300% respecto al FEA realizados por esta misma entidad. Sin embargo, debido a que un accesorio en T es un caso particular del accesorio lateral, se puede hacer uso del modelo paramétrico desarrollado en este proyecto de tesis para encontrar el radio de filete utilizado en estos ensayos. Con este fin, se han realizado ensayos numéricos por análisis de elementos finitos que muestran la variación de los SIF respecto a la relación espesor del ramal t y radio exterior r_2 (Figura 6.1) y los SIF respecto a los radios de filete exteriores r_2 (Figura 6.2). Las características adicionales de estos ensayos se muestran en la Tabla 6.1.

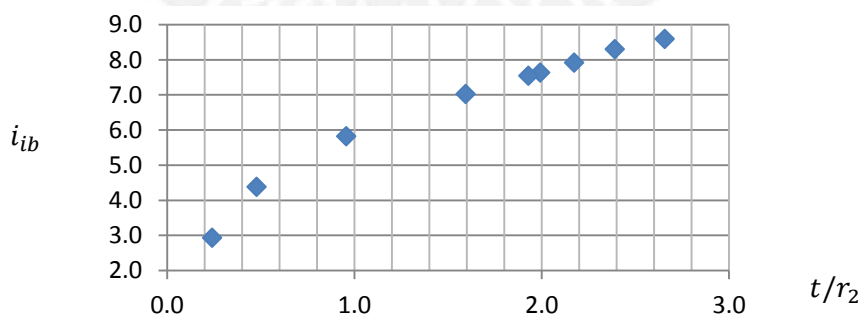


Figura 6.1: Variación del SIF respecto al factor (t/r_2)

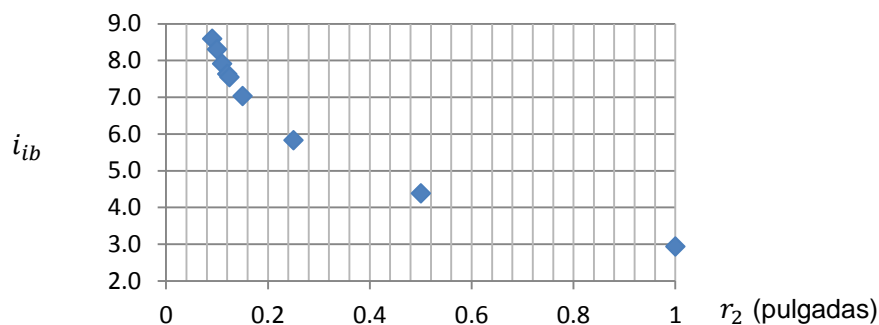


Figura 6.2: Variación del SIF respecto al radio de filete r_2

Tabla 6.1: Efecto del tamaño del Filete sobre el SIF

SIF = i_{ib} en Función del Tamaño de Filete (medidas en pulgadas) para un ángulo entre ramal y cabezal de 90°									
Número de ensayo	D_i (in)	d_i (in)	$t = T$ (in)	r_2 (in)	$r_1 = r_2/2$	i_{ib}	t/r_2	σ_n (MPa)	σ_p (MPa)
1	19.5	3.7	0.24	0.04	0.02	12.4	6.0	7.2	89.5
2	19.5	3.7	0.24	0.09	0.045	8.6	2.7	7.2	62
3	19.5	3.7	0.24	0.1	0.05	8.3	2.4	7.2	59.9
4	19.5	3.7	0.24	0.11	0.055	7.9	2.2	7.2	57.1
5	19.5	3.7	0.24	0.12	0.06	7.6	2.0	7.2	55.1
6	19.5	3.7	0.24	0.124	0.062	7.6	1.9	7.2	54.4
7	19.5	3.7	0.24	0.15	0.075	7.0	1.6	7.2	50.7
8	19.5	3.7	0.24	0.25	0.125	5.8	1.0	7.2	42
9	19.5	3.7	0.24	0.5	0.25	4.4	0.5	7.2	31.6
10	19.5	3.7	0.24	1	0.5	2.9	0.2	7.2	21.2

A pesar de no tener información acerca de los radios de filete utilizadas por DECOCK [9], se puede deducir de la Tabla 6.1 confeccionada en este proyecto, que se utilizó un radio de filete exterior $r_2 = 1$ pulgada, lo que deriva en una relación espesor filete de $t/r_2 = 0,2$, para obtener en sus ensayos por fatiga un $i_{ib} = 2,9$.

De igual manera no se tiene información de los filetes considerados por Rodabaugh [9], pero mediante la Tabla 6.1 se puede realizar una aproximación del radio exterior utilizado de $r_2 = 0,09$ pulgadas con un $t/r_2 = 2,7$, con lo que obtuvo por análisis numérico un $i_{ib} = 8,6$.

6.1.1 Accesorio Lateral Reforzado

Raju [11] modela un accesorio lateral reforzado típico, caracterizado por los radios de filete r_1 y r_2 definidos en la Figura 5.1b y por el aumento del espesor del ramal en una zona cercana a la intersección (Figura 1.6). El modelado de un accesorio reforzado no es parte del alcance de este trabajo, debido a que el modelo paramétrico diseñado en esta tesis es aplicable solo a accesorios no reforzados. Sin embargo, este modelo paramétrico proporciona importante información que podrá ser utilizada por el diseñador para decidir el tipo y forma de reforzamiento aplicado. En los análisis numéricos realizados por Raju [11], se obtuvo la falla en la zona del ramal donde se produce la reducción de diámetro, mostrado en el corte A-A de la Figura 1.6

6.2 EFECTO DE LA CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

Se ha realizado un estudio, validando lo expuesto en la norma ASME b31j [19], referente a las recomendaciones de ensayo. En la Figura 5.1 se observa que la distancia B en el accesorio es la distancia modelada para evaluar los SIF inicialmente, luego se usa la recomendación $B=2D$, donde D es el diámetro del cabezal y posteriormente se toman longitudes mayores de B para encontrar la convergencia del valor.

Tabla 6.2: Efecto de la concentración de esfuerzos sobre la evaluación de los SIF

SIF = I_{Ob} para Accesorios Laterales a 45° M1 24x10 G45					
Número de ensayo	B (pulgadas)	σ_n (MPa)	σ_p (MPa)	I_{Ob}	ERROR
1	24	5.458	17.2	3.15	9.5%
2	50=2D	5.458	18.8	3.44	1.15%
3	150	5.458	19.097	3.50	0.57%
4	250	5.458	19.002	3.48	CONVERGE
5	300	5.458	19.004	3.48	CONVERGE

De la tabla anterior se demuestra que para valores mayores a 2D (D=24 pulgadas) la solución proporciona errores menores al 1.15% al evaluar los SIF

6.3 EFECTO DE LA CARGA

Una variación de la fuerza o del momento torsor aplicado durante el ensayo numérico a un accesorio en particular, no produce variación en el SIF. Esto se demuestra de manera teórica, con los ensayos virtuales realizados en este proyecto. Los resultados se muestran en la Tabla 6.3. Sin embargo, estos resultados, no es del todo exactos, como

lo demuestran los ensayos de laboratorio, realizados por Rodabaugh [9] (Tabla 4.5), donde i es el factor SIF, que en el caso de una fuerza fuera del plano se designa como i_{ob} .

Tabla 6.3: Efecto de la Carga Sobre la Evaluación de los SIF

Número de ensayo	SIF = I_{ob} para Accesorios Laterales a 30° M10 30x16 G30			
	σ_N (MPa)	σ_M (MPa)	i_{ob}	Fuerza (N)
1	0.731	2.025	2.77	500
2	1.382	3.830	2.77	945.95
3	2.923	8.100	2.77	2000
4	5.846	8.100	2.77	4000

En el ensayo realizado a la probeta A, la carga fue de 148 libras-f, la carga en B fue de 125 libras-f, la carga en C fue de 105 libras-f y la carga en D fue de 93 libras-f.

A pesar de aplicarse distintas cargas, el SIF= i encontrado fue similar en todos los casos, con error máximo entre las probetas A y B del 17 %.

CAPITULO 7

ELABORACIÓN DE HERRAMIENTA DE SELECCIÓN Y DISEÑO

7.1 IMPLEMENTACIÓN DE LA HERRAMIENTA

Se realizaron los análisis numéricos mediante análisis por elementos finitos del accesorio lateral según las condiciones de contorno (Figuras 5). Las cargas y brazos de palanca fueron seleccionados de tal forma que, el esfuerzo máximo σ_M no supere el punto de fluencia del material, que en este caso es el acero ASTM A53 grado B.

Un extracto, acerca de cómo se obtienen estos valores, se muestra en la Tabla 5.10, lo que conduce a la obtención de una herramienta de diseño consistente en 5 tablas. A cada una estas le corresponden uno de los ángulos entre ramal y cabezal considerados en este trabajo (30, 45, 60, 75 y 90 grados).

En estas tablas se muestran los 6 SIF de cada una de las 33 probetas, con lo que el diseñador podrá obtener una primera aproximación de los SIF, en base a una geometría existente del accesorio.

7.2 USO DE LA HERRAMIENTA

El diseñador podrá seleccionar entre los 198 accesorios laterales propuestos. En general, el tensor esfuerzo evaluado en un punto de la tubería sin accesorio, se verá afectado por cada uno de los 6 SIF del accesorio.

Las normas referidas al diseño de sistemas de tuberías para relaves utilizan criterios para cargas combinadas y eliminan los SIF derivado de las fuerzas axial y cortantes, resultando solo 3 SIF para el ramal y 3 SIF para el cabezal. Aplicando la Ecuación (1.10) y (1.11) se obtiene como resultado el siguiente esfuerzo equivalente S en el ramal.

$$S = \frac{1}{Z_b} \sqrt{(i_{ob}LF_{ob})^2 + (i_{ib}LF_{ib})^2 + (i_{tb}M_{tb})^2} \quad (7.1)$$

Donde Z_b es el módulo de sección del ramal, i_{ob} es el factor SIF fuera del ramal originado por la fuerza F_{ob} , i_{ib} es el factor SIF dentro del ramal originado por la fuerza F_{ib} , i_{tb} es el factor SIF originado por momento torsor en el ramal M_{tb} y L es el brazo de palanca para el ramal y cabezal.

Análogamente el esfuerzo equivalente en el cabezal es:

$$S = \sigma_{eq} = \frac{1}{Z_r} \sqrt{(i_{or}LF_{or})^2 + (i_{ir}LF_{ir})^2 + (i_{tr}M_{tr})^2} \quad (7.2)$$

Donde Z_r es el módulo de sección del ramal, i_{or} es el factor SIF fuera del ramal originado por la fuerza F_{or} , i_{ib} es el factor SIF dentro del ramal originado por la fuerza F_{ir} , i_{tr} es el factor SIF originado por momento torsor en el ramal M_{tr} y L es el brazo de palanca para el ramal y cabezal.

Con la evaluación del esfuerzo equivalente S termina la aplicación de los SIF. Sin embargo el proyectista deberá aun evaluar la posible falla del accesorio, mediante la evaluación de su factor de seguridad.

7.2.1 Utilización de los SIF – Ejemplo de Aplicación

Una aplicación típica del uso los SIF se muestra en el Anexo C, con este ejemplo no se pretende dar ninguna recomendación acerca del diseño de un sistema de tuberías para relave, por no ser de alcance en esta tesis, sin embargo es importante conocer el proceso de cálculo de los esfuerzos equivalente a partir de las cargas puntuales en la intersección de tuberías.

Adicionalmente se podrá diseñar un accesorio escogiendo entre las geometrías propuestas en esta herramienta de diseño (tabla 7.1 a la 7.5) o interpolando medidas para obtener geometrías distintas.

Tabla 7.1: Herramienta de diseño 1 de 5

SIF para Accesorios Laterales a 30° Tabla 1 de 5							
Nombre Del modelo	Diámetros cabezal por ramal	i_{ob}	i_{ib}	i_{or}	i_{ir}	i_{tb}	i_{tr}
M01	24X10	3.10	2.84	0.69	2.61	13.10	7.75
M02	24X12	3.39	2.84	0.83	2.68	14.50	8.34
M03	24X14	3.64	2.88	1.09	2.88	15.80	10.39
M04	24X16	3.74	2.96	1.41	2.96	16.90	10.95
M05	24X18	4.31	2.97	1.77	3.16	17.00	12.78
M06	24X20	5.22	3.21	2.15	3.33	18.00	15.88
M07	24X24	5.87	3.54	2.27	3.37	18.61	17.28
M08	30X12	2.36	2.60	1.01	2.43	11.70	8.11
M09	30X14	2.58	2.71	1.21	2.54	12.70	9.69
M10	30X16	2.77	2.80	1.26	2.68	13.90	10.61
M11	30X18	2.89	2.75	1.97	2.64	15.30	9.74
M12	30X20	3.17	2.86	1.68	2.71	15.20	10.64
M13	30X24	4.23	3.06	2.34	3.24	17.10	15.72
M14	30X30	5.41	3.51	3.11	3.52	18.66	16.27
M15	36X12	2.33	2.80	0.90	2.41	11.98	7.95
M16	36X14	2.44	2.80	1.07	2.51	11.85	8.87
M17	36X16	2.83	2.85	1.09	2.54	13.94	8.94
M18	36X18	3.20	3.13	1.06	2.84	14.61	9.50
M19	36X20	3.38	3.17	1.27	2.89	15.98	9.95
M20	36X24	3.60	3.21	1.54	2.92	16.58	11.45
M21	36x30	4.59	3.41	2.17	3.51	19.21	17.92
M22	36x36	5.29	5.23	3.13	3.95	20.35	18.98
M23	42x20	3.24	3.11	1.47	3.12	17.28	9.43
M24	42x24	3.46	3.21	1.44	2.75	17.00	10.28
M25	42x30	4.09	3.08	2.13	3.27	18.80	14.70
M26	42x36	4.8	3.7	2.49	3.60	21.40	20.19
M27	42x42	5.25	4.28	2.71	4.27	23.29	25.98
M28	48x18	3.15	3.38	0.78	2.78	13.51	8.40
M29	48x24	3.72	3.56	1.09	2.85	16.68	9.82
M30	48x30	3.97	3.58	1.60	2.98	18.31	11.11
M31	48x36	4.62	3.43	1.05	3.61	20.83	16.48
M32	48x42	5.22	4.01	2.57	3.82	22.76	21.94
M33	48x48	6.27	4.71	4.19	5.28	24.72	24.59

Tabla 7.2: Herramienta de diseño 2 de 5

SIF para Accesorios Laterales a 45° Tabla 2 de 5							
Nombre Del modelo	Diámetros cabezal por ramal	i_{ob}	i_{ib}	i_{or}	i_{ir}	i_{tb}	i_{tr}
M01	24X10	5.36	3.37	1.01	2.89	11.80	6.76
M02	24X12	6.46	3.45	1.01	2.74	14.86	7.53
M03	24X14	7.44	3.57	1.36	3.27	15.06	9.59
M04	24X16	7.57	3.66	1.54	3.20	15.99	11.05
M05	24X18	8.73	3.73	1.75	3.98	16.74	12.48
M06	24X20	8.57	4.10	2.18	3.75	18.28	16.35
M07	24X24	8.97	4.57	2.85	3.97	23.81	18.52
M08	30X12	4.44	3.15	1.16	2.77	10.84	7.07
M09	30X14	4.03	3.24	1.27	2.99	11.64	8.28
M10	30X16	5.30	3.34	1.41	3.22	13.02	9.30
M11	30X18	5.05	3.45	1.93	3.27	14.87	9.39
M12	30X20	6.30	3.59	1.67	3.44	14.72	10.20
M13	30X24	6.84	3.88	2.36	3.88	16.84	14.79
M14	30X30	7.27	4.81	3.13	4.47	18.71	15.44
M15	36X12	3.89	3.02	1.56	2.68	10.18	6.78
M16	36X14	4.32	3.13	1.58	2.88	11.15	7.64
M17	36X16	5.14	3.29	1.26	2.88	13.33	7.89
M18	36X18	5.58	3.68	1.27	2.97	14.37	8.58
M19	36X20	6.02	3.64	1.46	3.18	15.30	9.34
M20	36X24	5.99	3.79	2.25	3.55	16.74	10.93
M21	36x30	7.56	4.29	2.45	4.03	18.79	16.31
M22	36x36	8.63	5.81	3.41	5.26	20.01	17.97
M23	42x20	6.14	3.43	1.14	3.11	15.51	8.42
M24	42x24	6.78	3.97	1.40	3.32	15.59	9.88
M25	42x30	7.23	3.89	1.66	3.73	18.93	11.38
M26	42x36	8.39	4.82	2.99	4.30	22.73	19.14
M27	42x42	9.33	5.88	4.50	5.22	24.12	22.6
M28	48x18	4.50	3.93	0.81	3.00	12.29	7.31
M29	48x24	6.59	4.23	1.10	3.13	14.30	8.38
M30	48x30	8.90	4.21	1.50	3.46	17.25	10.35
M31	48x36	9.30	4.53	1.45	3.94	20.62	13.65
M32	48x42	9.22	5.43	3.02	4.57	22.51	20.63
M33	48x48	10.45	5.98	4.90	6.15	24.42	24.48

Tabla 7.3: Herramienta 3 de 5

SIF para Accesorios Laterales a 60° Tabla 3 de 5							
Nombre Del modelo	Diámetros cabezal por ramal	i_{ob}	i_{ib}	i_{or}	i_{ir}	i_{tb}	i_{tr}
M01	24X10	7.29	3.52	1.03	3.03	10.78	6.28
M02	24X12	8.37	3.78	2.12	2.99	11.71	6.65
M03	24X14	8.78	3.64	1.55	3.69	13.55	8.54
M04	24X16	9.35	3.33	2.80	4.32	14.42	10.79
M05	24X18	9.62	3.91	2.41	4.51	15.95	11.63
M06	24X20	9.21	4.78	2.51	4.17	19.23	15.57
M07	24X24	11.33	5.28	3.11	4.81	22.61	17.83
M08	30X12	5.92	3.36	1.18	3.10	8.96	6.61
M09	30X14	6.46	3.53	2.09	3.42	9.59	7.64
M10	30X16	6.97	3.65	1.53	3.64	10.74	8.45
M11	30X18	8.24	3.85	2.05	3.69	12.75	8.60
M12	30X20	8.31	4.05	1.69	3.91	13.18	9.46
M13	30X24	8.91	4.45	2.39	4.36	16.32	12.47
M14	30X30	9.44	5.23	3.03	5.03	18.54	13.93
M15	36X12	5.25	3.26	2.09	2.97	8.03	6.17
M16	36X14	5.64	3.38	2.08	3.18	8.71	6.94
M17	36X16	6.85	3.72	1.36	3.24	10.61	7.12
M18	36X18	7.48	3.88	1.47	3.40	11.81	7.64
M19	36X20	8.22	3.91	1.60	3.57	13.09	8.29
M20	36X24	8.72	4.20	2.66	3.98	14.22	9.73
M21	36x30	10.02	4.96	2.80	4.55	18.54	14.74
M22	36x36	11.14	5.77	3.38	5.74	19.06	17.76
M23	42x20	8.54	4.39	1.17	3.45	12.15	7.52
M24	42x24	9.82	4.56	1.38	3.75	14.12	8.60
M25	42x30	10.41	4.72	1.71	4.29	15.92	10.63
M26	42x36	11.19	5.61	3.01	4.68	20.26	16.67
M27	42x42	11.89	7.21	5.03	5.83	24.82	20.17
M28	48x18	7.33	4.36	0.92	3.22	10.10	6.67
M29	48x24	9.38	4.74	1.17	3.57	12.93	7.87
M30	48x30	11.52	4.90	1.45	3.99	16.21	9.34
M31	48x36	11.73	5.23	1.93	4.48	18.07	11.58
M32	48x42	12.29	6.21	3.19	5.03	23.32	19.27
M33	48x48	13.72	6.98	5.33	6.72	24.27	23.61

Tabla 7.4: Herramienta de diseño 4 de 5

SIF para Accesorios Laterales a 75° Tabla 4 de 5							
Nombre Del modelo	Diámetros cabezal por ramal	i_{ob}	i_{ib}	i_{or}	i_{ir}	i_{tb}	i_{tr}
M01	24X10	8.34	3.92	0.98	3.28	5.98	5.87
M02	24X12	10.81	4.14	1.14	3.48	7.49	6.48
M03	24X14	11.32	4.20	1.41	3.99	7.99	7.88
M04	24X16	12.17	4.34	1.66	4.36	9.01	9.13
M05	24X18	12.82	4.51	1.94	4.80	10.60	10.60
M06	24X20	12.92	4.90	2.08	3.48	13.60	13.30
M07	24X24	13.73	5.41	2.66	4.38	15.92	15.49
M08	30X12	7.12	3.80	1.20	3.35	5.26	6.27
M09	30X14	7.98	3.83	1.31	3.64	5.68	7.17
M10	30X16	8.53	3.87	1.55	3.90	6.24	7.89
M11	30X18	10.20	4.21	1.57	3.95	7.72	8.09
M12	30X20	10.57	4.33	1.74	4.19	8.48	8.87
M13	30X24	10.97	4.92	2.41	4.76	12.00	12.20
M14	30X30	11.63	5.61	3.26	5.38	13.94	14.07
M15	36X12	6.72	3.87	0.98	3.26	4.75	5.90
M16	36X14	6.95	3.81	1.12	3.47	4.92	6.59
M17	36X16	8.87	4.26	1.20	3.53	6.26	6.72
M18	36X18	9.91	4.24	1.32	3.68	7.00	7.17
M19	36X20	10.42	4.29	1.44	3.86	7.58	7.71
M20	36X24	11.76	4.70	1.74	4.28	9.14	9.11
M21	36x30	11.19	5.44	2.66	4.99	12.80	13.30
M22	36x36	11.77	6.62	3.52	6.11	16.91	16.85
M23	42x20	10.13	4.58	1.20	3.66	6.98	7.07
M24	42x24	11.90	4.54	1.42	3.98	8.37	8.00
M25	42x30	12.95	5.06	1.82	4.56	10.40	10.05
M26	42x36	12.35	5.99	2.95	5.16	16.30	16.10
M27	42x42	14.62	7.59	4.87	6.75	20.65	19.68
M28	48x18	8.71	4.65	0.94	3.43	5.87	6.31
M29	48x24	11.81	5.01	1.20	3.78	7.95	7.33
M30	48x30	13.30	5.34	1.35	3.84	11.53	7.56
M31	48x36	13.40	5.76	1.89	4.65	12.83	11.53
M32	48x42	13.45	6.78	2.79	5.23	18.63	17.89
M33	48x48	15.24	7.86	4.89	6.92	21.71	19.83

Tabla 7.5: Herramienta de diseño 5 de 5

SIF para Accesorios Laterales a 90° Tabla 5 de 5							
Nombre Del modelo	Diámetros cabezal por ramal	i_{ob}	i_{ib}	i_{or}	i_{ir}	i_{tb}	i_{tr}
M01	24X10	9.80	3.90	1.00	3.41	2.70	5.69
M02	24X12	11.43	4.20	1.17	3.60	3.30	6.23
M03	24X14	12.16	4.26	1.45	4.11	3.70	7.55
M04	24X16	13.01	4.38	1.70	4.49	5.10	8.73
M05	24X18	13.58	4.60	2.00	4.94	7.20	10.32
M06	24X20	13.37	5.15	2.34	5.45	10.69	13.40
M07	24X24	13.99	5.78	3.21	6.86	14.79	15.89
M08	30X12	7.61	3.77	1.20	3.51	2.85	6.13
M09	30X14	8.20	3.82	1.33	3.79	2.82	6.97
M10	30X16	9.00	3.92	1.57	4.03	2.88	7.66
M11	30X18	10.87	4.25	1.61	4.08	4.06	7.79
M12	30X20	11.20	4.51	1.79	4.32	5.16	8.58
M13	30X24	11.40	4.95	2.30	4.91	8.83	12.11
M14	30X30	12.11	5.53	3.17	5.87	11.15	14.62
M15	36X12	6.98	3.91	0.99	3.40	2.78	5.81
M16	36X14	7.58	3.87	1.13	3.61	2.77	6.45
M17	36X16	9.55	4.19	1.21	3.67	2.94	6.53
M18	36X18	10.50	4.37	1.34	3.82	3.05	6.95
M19	36X20	10.90	4.49	1.47	4.00	3.58	7.47
M20	36X24	12.40	4.71	1.79	4.42	5.28	8.89
M21	36x30	12.30	5.52	2.61	5.17	11.08	13.86
M22	36x36	12.55	6.71	3.56	6.27	16.71	17.52
M23	42x20	11.16	4.73	1.21	3.79	3.01	6.86
M24	42x24	12.84	4.98	1.45	4.10	3.84	7.73
M25	42x30	13.87	5.23	1.85	4.70	6.52	10.28
M26	42x36	14.08	6.23	2.78	5.34	13.14	15.36
M27	42x42	15.88	7.63	4.72	6.93	16.67	19.12
M28	48x18	9.30	4.63	0.94	3.57	2.90	6.17
M29	48x24	12.41	5.11	1.22	3.93	3.20	7.10
M30	48x30	14.84	5.57	1.54	4.33	4.77	8.36
M31	48x36	15.40	6.17	1.94	4.90	7.83	11.51
M32	48x42	13.62	6.85	2.65	5.44	13.39	15.99
M33	48x48	15.68	7.93	4.17	7.24	17.29	17.88

7.3 HERRAMIENTAS ADICIONALES

Para facilitar el uso de las tablas “Herramienta de Diseño” se han elaborado herramientas adicionales en forma de nomogramas “Factores de Intensificación de Esfuerzo SIF Respecto al Ángulo entre Ramal y Cabezal”.

Cuando el ángulo entre ramal y cabezal sea una variable, el proyectista del sistema de tuberías podrá elegir entre uno de los 5 grupos de accesorios propuestos, mediante la siguiente herramienta (Figura 7.1), que muestra cómo varían un tipo de SIF respecto al ángulo. En total se tienen 30 nomogramas, 6 SIF por cada uno de los 5 grupos de accesorios. A continuación se muestran los diagramas de variación del i_{ob} y del i_{ib} respecto a los ángulos de inclinación del ramal con el cabezal. Las gráficas muestran los accesorios de diámetros de cabezal de 30 pulgadas, designados como M08, M09, M10, M11, M12.

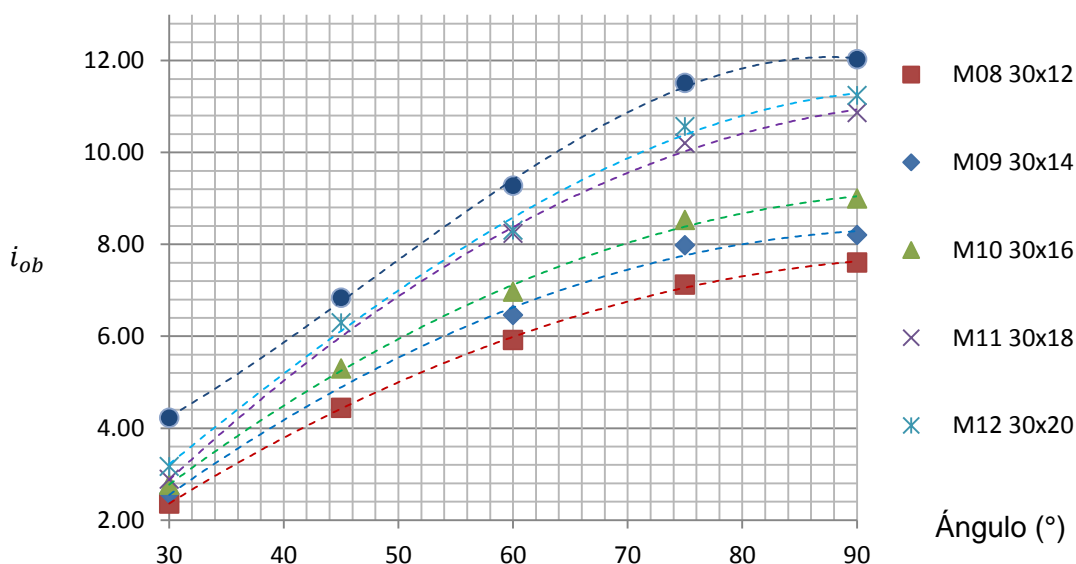


Figura 7.1: Variación del i_{ob} respecto del ángulo

Tabla 7.6: Variación del $SIF = i_{ob}$ Respecto al Ángulo, (hoja 1 de 30)

	30°	45°	60°	75°	90°
M08	2.36	4.44	5.92	7.12	7.61
M09	2.58	4.03	6.46	7.98	8.20
M10	2.77	5.30	6.97	8.53	9.00
M11	2.89	5.05	8.24	10.20	10.87
M12	3.17	6.30	8.31	10.57	11.24

A continuación se muestran las herramientas adicionales en forma de monogramas y tablas para la serie 30 de los accesorios propuestos. La totalidad de estas tablas se muestran en el Anexo F.

**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 7 de 30)**

Designación del factor: i_{ob}

Designación de la fuerza: F_{ob}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces
el diámetro del cabezal

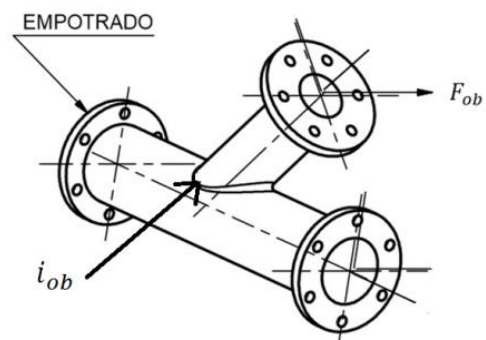
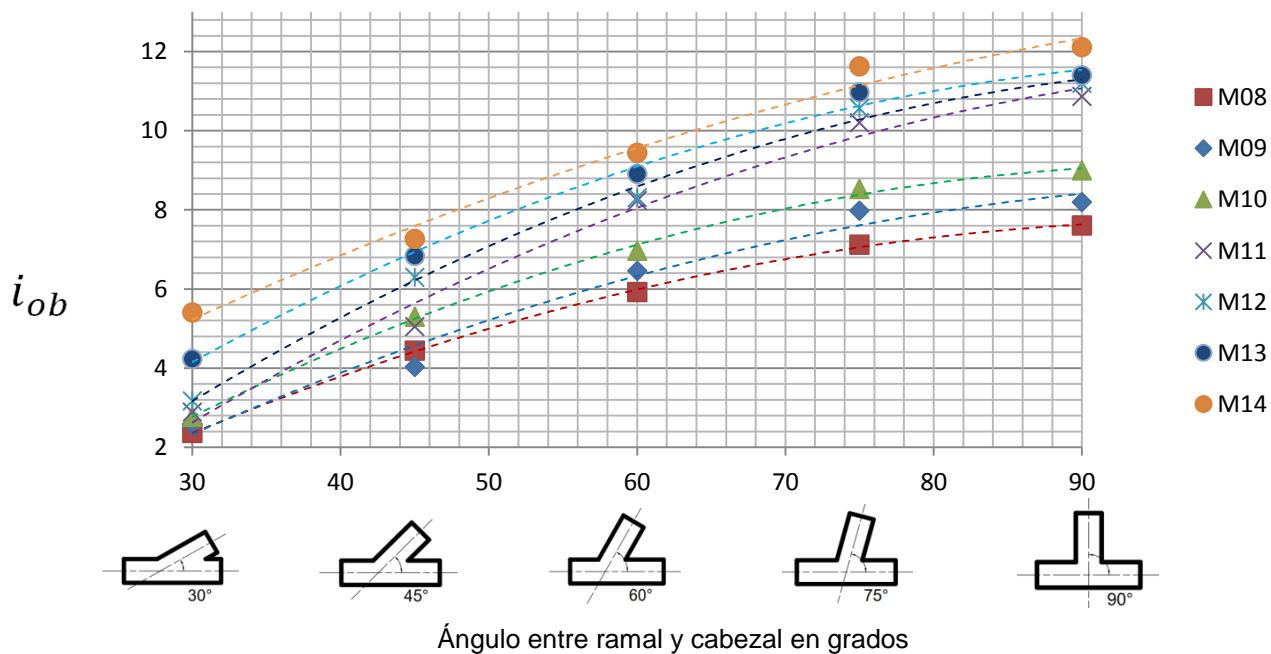


Tabla 7 de 30

i_{ob}	30	45	60	75	90
M08	2.36	4.44	5.92	7.12	7.61
M09	2.58	4.03	6.46	7.98	8.20
M10	2.77	5.30	6.97	8.53	9.00
M11	2.89	5.05	8.24	10.20	10.87
M12	3.17	6.30	8.31	10.57	11.20
M13	4.23	6.84	8.91	10.97	11.40
M14	5.41	7.27	9.44	11.63	12.11

Diagrama 7 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 8 de 30)**

Designación del factor: i_{ib}

Designación de la fuerza: F_{ib}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces
el diámetro del cabezal

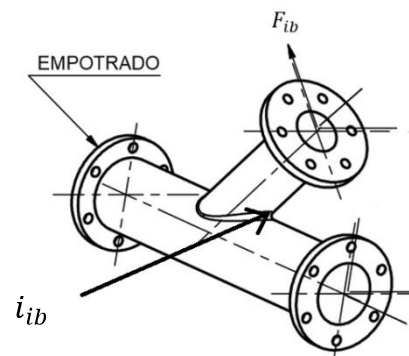
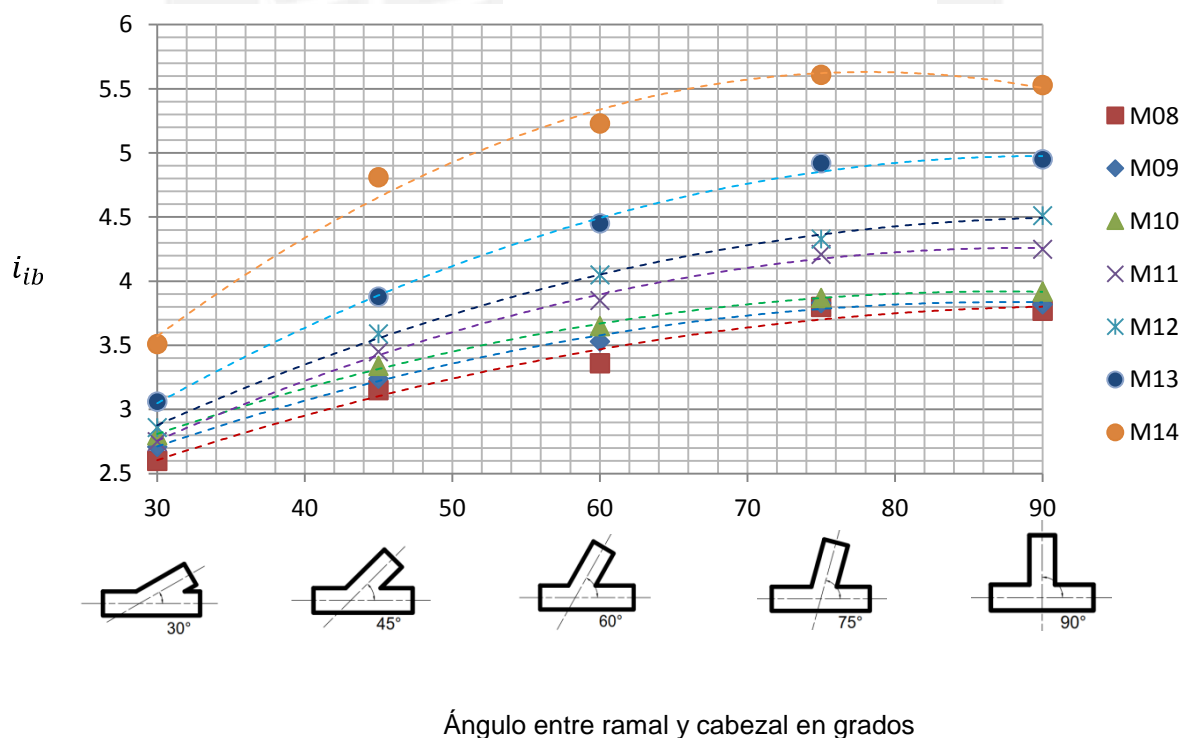


Tabla 8 de 30

i_{ib}	30	45	60	75	90
M08	2.60	3.15	3.36	3.80	3.77
M09	2.71	3.24	3.53	3.83	3.82
M10	2.80	3.34	3.65	3.87	3.92
M11	2.75	3.45	3.85	4.21	4.25
M12	2.86	3.59	4.05	4.33	4.51
M13	3.06	3.88	4.45	4.92	4.95
M14	3.51	4.81	5.23	5.61	5.53

Diagrama 8 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 9 de 30)**

Designación del factor: i_{tb}

Designación del momento torsor: M_{tb}

Aplicación del momento torsor: En el eje del ramal

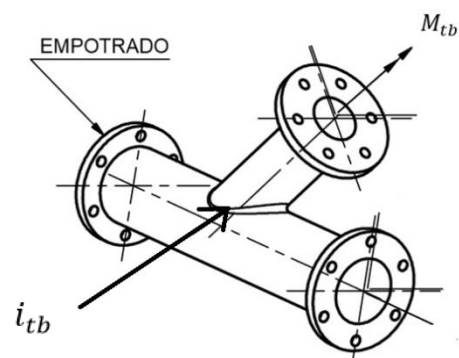
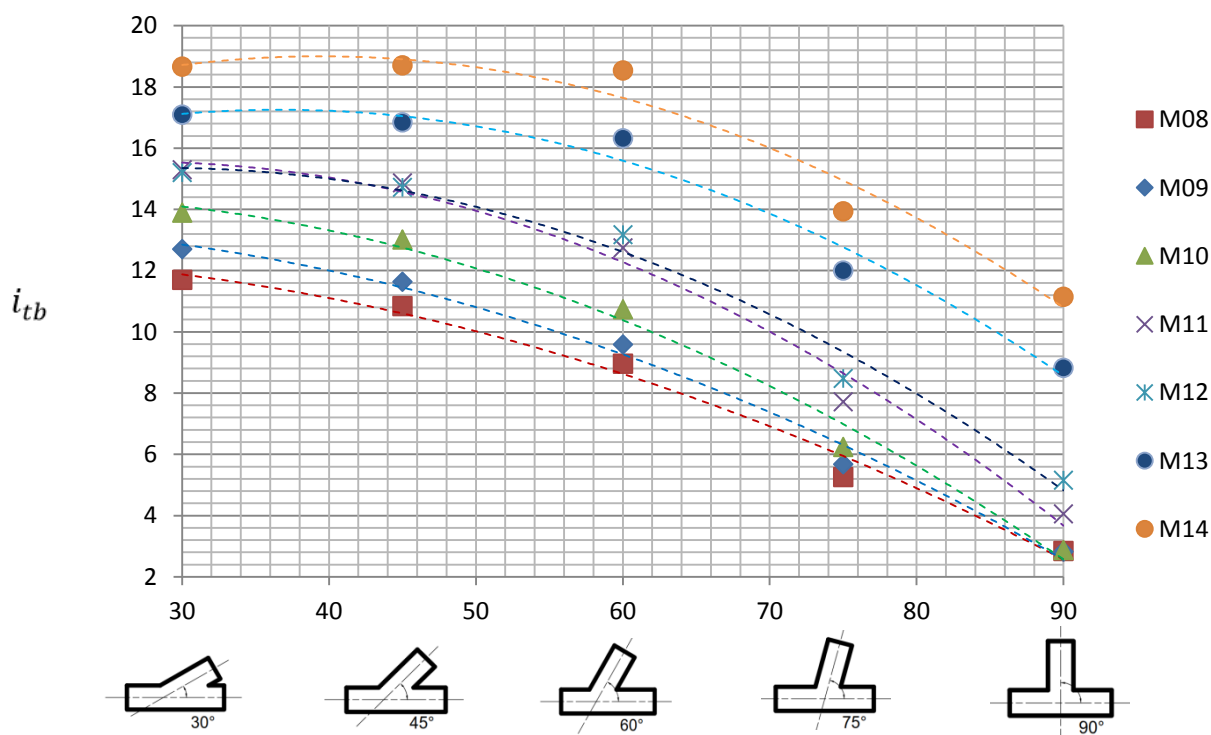


Tabla 9 de 30

i_{tb}	30	45	60	75	90
M08	11.70	10.84	8.96	5.26	2.85
M09	12.70	11.64	9.59	5.68	2.82
M10	13.90	13.02	10.74	6.24	2.88
M11	15.30	14.87	12.75	7.72	4.06
M12	15.20	14.72	13.18	8.48	5.16
M13	17.10	16.84	16.32	12.00	8.83
M14	18.66	18.71	18.54	13.94	11.15

Diagrama 9 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 10 de 30)**

Designación del factor: i_{or}

Designación de la fuerza: F_{or}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces
el diámetro del cabezal

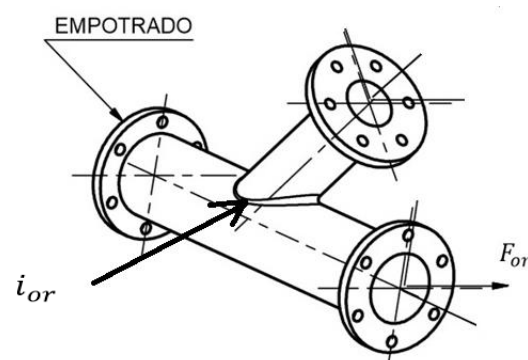
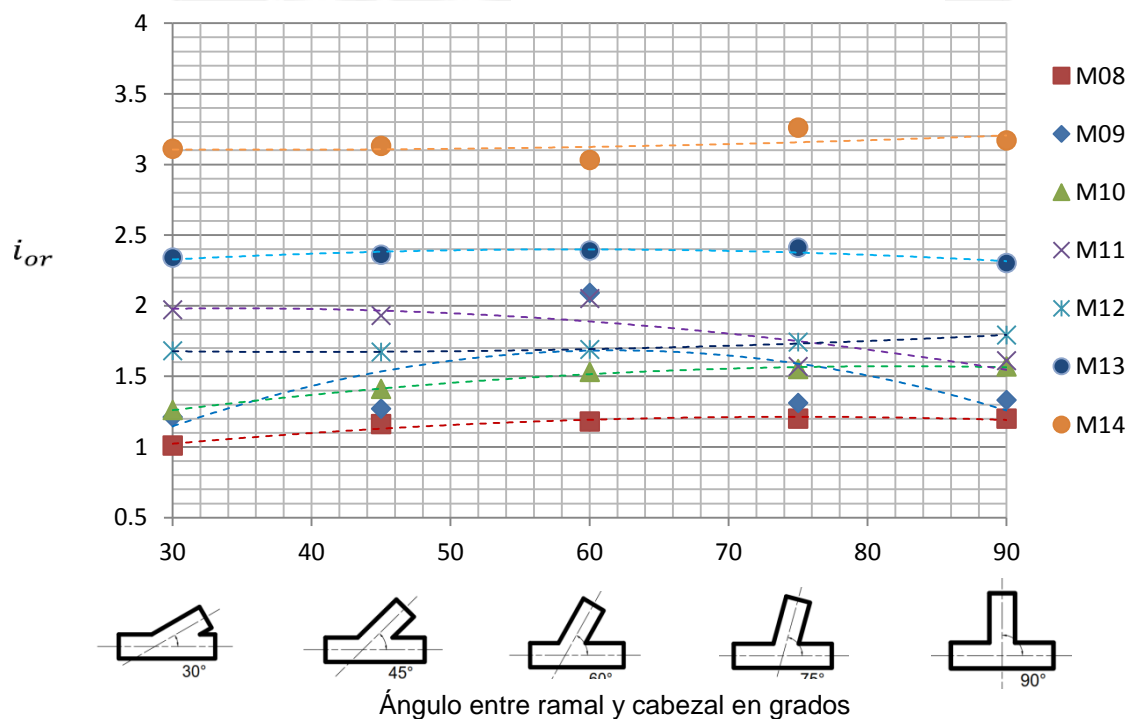


Tabla 10 de 30

i_{or}	30	45	60	75	90
M08	1.01	1.16	1.18	1.20	1.20
M09	1.21	1.27	2.09	1.31	1.33
M10	1.26	1.41	1.53	1.55	1.57
M11	1.97	1.93	2.05	1.57	1.61
M12	1.68	1.67	1.69	1.74	1.79
M13	2.34	2.36	2.39	2.41	2.30
M14	3.11	3.13	3.03	3.26	3.17

Diagrama 10 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 11 de 30)**

Designación del factor: i_{ir}

Designación de la fuerza: F_{ir}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces
el diámetro del cabezal

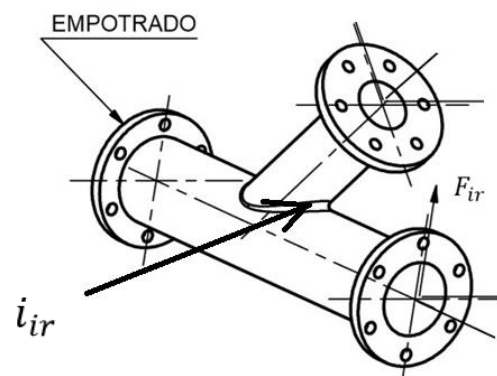
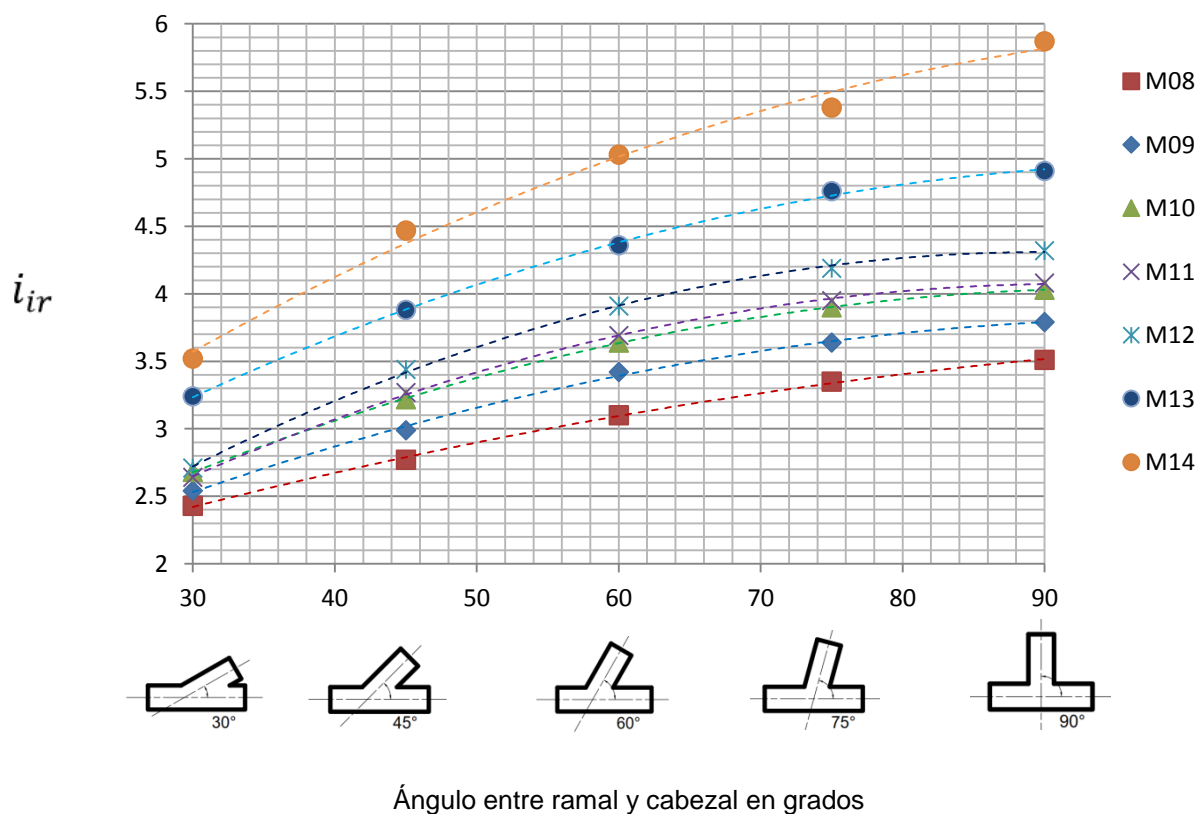


Tabla 11 de 30

i_{ir}	30	45	60	75	90
M08	2.43	2.77	3.10	3.35	3.51
M09	2.54	2.99	3.42	3.64	3.79
M10	2.68	3.22	3.64	3.90	4.03
M11	2.64	3.27	3.69	3.95	4.08
M12	2.71	3.44	3.91	4.19	4.32
M13	3.24	3.88	4.36	4.76	4.91
M14	3.52	4.47	5.03	5.38	5.87

Diagrama 11 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 12 de 30)**

Designación del factor: i_{tr}

Designación del momento torsor: M_{tr}

Aplicación del momento torsor: En el eje del cabezal

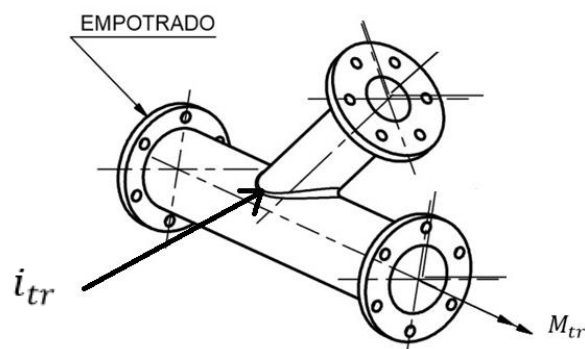
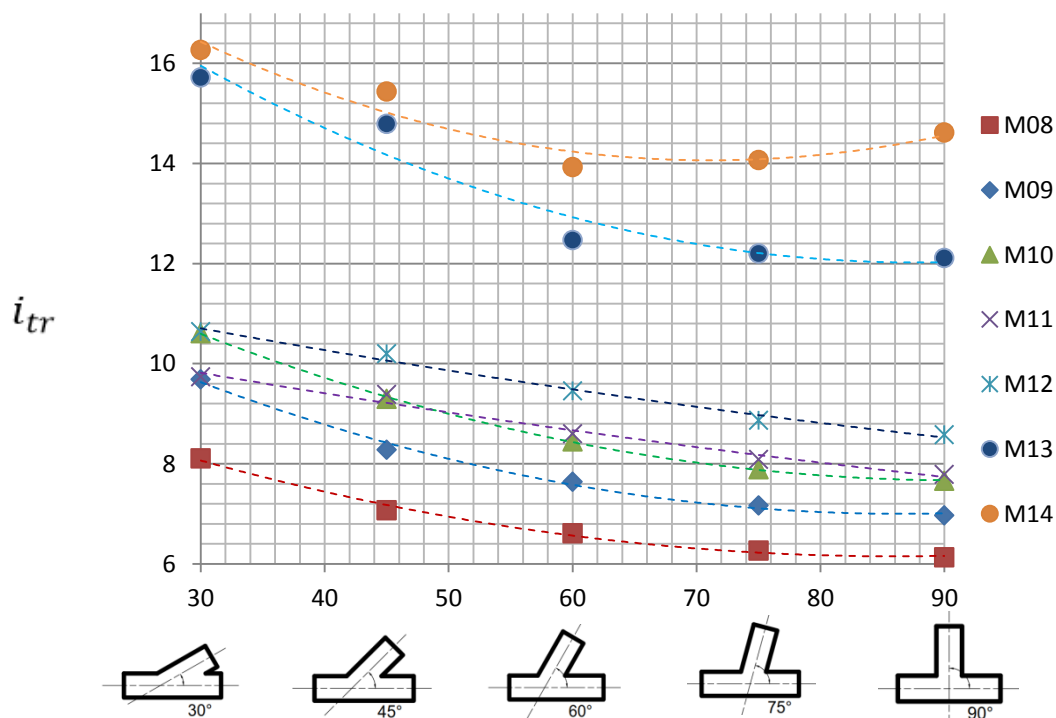


Tabla 12 de 30

i_{tr}	30	45	60	75	90
M08	8.11	7.07	6.61	6.27	6.13
M09	9.69	8.28	7.64	7.17	6.97
M10	10.61	9.3	8.45	7.89	7.66
M11	9.74	9.39	8.60	8.09	7.79
M12	10.64	10.2	9.46	8.87	8.58
M13	15.72	14.79	12.47	12.2	12.11
M14	16.27	15.44	13.93	14.07	14.62

Diagrama 12 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

CONCLUSIONES

- Se obtuvo una herramienta de selección y diseño para accesorios laterales dentro de sistemas de tuberías para relave minero, consistente en seis tablas de valores SIF, correspondientes a los 165 accesorios laterales propuestos.
- Para un grupo reducido de accesorios, se ha evaluado la variación de los SIF respecto a 5 distintos ángulos de inclinación entre ramal y cabezal, desde 30° a 90° a intervalos de 15°. Esto demuestra la capacidad de uso de la herramienta propuesta en esta tesis para encontrar los SIF por interpolación lineal.
- Los SIF obtenidos influyen significativamente en los esfuerzos normales producidos por momentos flectores aplicados en el ramal. Estos SIF disminuyen al reducirse el ángulo entre ramal y cabezal. Esto hace beneficioso la elección de un accesorio lateral respecto a uno en “T” sometidos a momentos flectores.
- El concentrador de esfuerzo fuera del plano, evaluado en el cabezal i_{or} , posee valores cercanos a la unidad en la intersección, incluso valores menores a uno. Esto demuestra que los esfuerzos nominales para este tipo de cargas son iguales a los esfuerzos de diseño.
- Se verifica mediante la simulación virtual por fatiga lo expuesto en la norma ASME B31j que recomienda en este tipo de ensayos ubicar a la fuerza alternante a una distancia igual a dos veces el diámetro mayor. En este proyecto se obtuvieron errores menores al 1,15% al evaluar los SIF fuera del plano en un accesorio Lateral a 45°, designado como M01 24x10 G45, mostrada en la Tabla 7.2 “Herramienta de Diseño”.
- Respecto a los ensayos virtuales, se concluye que para distintas cargas alternantes dentro de la zona elástica, la evaluación de un SIF en particular no debe variar para una misma probeta. Sin embargo, en un ensayo de fatiga real existe una variación ligera debido a factores externos propios del ensayo. Esto se demuestra en los ensayos de Rodabaugh [9] para un accesorio en “T”, donde se verifica además que a mayor número de ciclos de fatiga mayor será la exactitud al evaluar los SIF. Para que una probeta posea mayor ciclos de vida, es necesario disminuir la carga de ensayo como lo demuestra la Tabla 4.5.
- Los radios de filete son mencionados en las normas solo para algunos accesorios fabricados normados que incluyen a los reforzados, que también son recomendados por las normas referentes a recipientes a presión, donde los diámetros del ramal son generalmente mucho menores al del cabezal. En el proyecto de Rodabaugh [9] se

deja el t3pico de los filetes como un tema abierto. Sin embargo, en este trabajo, utilizando el modelo param3trico desarrollado, se verifica de manera num3rica la influencia que tiene el tama1o del filete sobre los concentradores de esfuerzo SIF (Tabla 6.1).

- Se concluye que debido a la falta de una estandarizaci3n de los accesorios laterales para relave minero, no existe tampoco un procedimiento est3ndar para la soldadura, raz3n por la que el estudio de los SIF es de importancia para normar los procedimientos de soldadura y poder estandarizar los tama1os de los accesorios laterales.
- Se concluye que el radio de filete adecuado para los accesorios propuestos en este trabajo deben tener el tama1o m3nimo posible como punto de partida en el dise1o de sistemas de tuber3as. Se verifica en este sentido que los valores 3ptimos de los filetes exteriores fue de $r_2 = 0.5$ pulgadas, es decir menor a dos veces el espesor ($T/r_2 \geq 0.59$) y para el filete interior $r_1 = 0.25$ pulgadas.
- La primera aplicaci3n que motiv3 el desarrollo de esta herramienta fue en el transporte de relave, en este sentido el tipo de relave y las condiciones de trabajo del accesorio influyen en la evaluaci3n del esfuerzo admisible nominal aumentado debido al concentrador de esfuerzos SIF. Sin embargo, el esfuerzo nominal te3rico tambi3n se ver3 incrementado por estos factores, raz3n por la cual el SIF que est3 definido como la relaci3n entre estos esfuerzos no depender3 del tipo de fluido ni de las condiciones a las que 3ste trabaje.
- Se concluye que el SIF es un factor que en teor3a solo depende de la geometr3a del accesorio. Sin embargo, existe un debate acerca de si el SIF depende o no del tipo de material. Esto se manifiesta en la norma ASME B31j [8] y lo deja como un tema abierto.
- Una forma usual de disminuir los SIF en el dise1o de un accesorio lateral, es aumentar el momento de inercia de la secci3n transversal de la porci3n de tuber3a cercana a la intersecci3n. Esto se puede lograr aumentando el espesor de la porci3n de ramal cerca a la intersecci3n (Figura 1.6) o reforzando con planchas las superficies de la uni3n.
- Se verifica mediante la Figura 6.2 la influencia de tama1o del filete sobre los valores de los SIF en accesorios laterales, influencia que es estudiada en la bibliograf3a para otros tipos de componentes, adicion3ndoles radios de curvatura. [31]

RECOMENDACIONES

- Los ensayos existentes generalmente se realizan a accesorios de distintos tamaños, es decir, cada laboratorio, decide arbitrariamente las dimensiones del accesorio a ensayar, por lo que no es fácil validar un ensayo con el otro. Es entonces recomendable, elaborar ensayos o cálculos numéricos a accesorios que tengan las mismas geometrías, a fin de tener inicialmente un parámetro de comparación.
- En el mallado del modelo del accesorio, se recomienda evitar al máximo que el algoritmo del programa decida de forma automática el tipo de mallado. Es importante tener el mayor control sobre el mallado, esto permite obtener valores más confiables.
- Particularmente, en el programa ANSYS® [8] utilizado en este proyecto, se utiliza la estrategia de hacer algunas simulaciones previas y evaluar las ubicaciones de los puntos críticos para cada uno de los seis SIF; luego se agrupan elementos tetraédricos que trabajan mejor en estas zonas, y se utilizan elementos hexaédricos que reducen el tamaño del modelo y por tanto se reduce el coste computacional de análisis para las zonas restantes. Es importante que los elementos finitos sean lo más simétricos posible. Finalmente, se programa la velocidad y forma de transición de los elementos. Esto permite que un usuario que utilice las opciones básicas de modificación del mallado, pueda alterar el mallado, sin salirse de la exactitud de convergencia adecuada.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] American Welding Society, **Manual de Soldadura**, Prentice Hall Hispanoamericana S. A. Tomo I, octava edición, 1996.
- [2] P. Gao, N. Li, Z. F. Sang, **Elastic Behavior of Cylindrical Vessels With Lateral Nozzle under Internal Pressure**, Journal of Pressure Vessel Technology, Copyright © 2009 by ASME October 2009, Vol. 131 / 051207-1.
- [3] ASME B31.3, 2012, **Process Piping**, The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [4] ASME B16.5-2013, **Pipe Flanges and Flanged Fittings, NPS ½ through NPS 24 Metric/Inch Standard**, The American Society of Mechanical Engineers.
- [5] Sherwood, David, **The Piping Guide**, Syntek Brooks Company. Inc. San Francisco 1991.
- [6] ASME B31.11-2002, **Slurry Transportation Piping System**, The American Society of Mechanical Engineers.
- [7] Ministerio de Energía y Minas, DECRETO SUPREMO N° 051-93-EM, **Reglamento de Normas para la Refinación y Procesamiento de Hidrocarburos** 17/11/1993.
- [8] ANSYS Workbench, **Software de Simulación por Elementos Finitos**, ANSYS, Inc. Products Release 17.0, © 2015 SAS IP, Inc.
- [9] Wais, E., and Rodabaugh, E. C., 1998, **Stress Intensification Factors and Flexibility Factors for Unreinforced Branch Connections**, EPRI, Palo Alto, CA:1998. Report Number TR-110996.

- [10] David Mair, ***Stress Intensification Factors for Fabricated Lateral Piping Connections***, Journal of Pressure Vessel Technology, Copyright © 2004 by ASME December 2014, Vol. 136 / 061206-1.
- [11] Raju, P. P., 1985, ***"A Parametric Three-Dimensional Finite Element Study of 45 Degree Lateral Connections,"*** WRC Bulletin 301, Welding Research Council, New York.
- [12] Rodabaugh, E. C., 1991, "Stress Indices, Pressure Design And Stress Intensification Factors For Laterals in Piping," WRC Bulletin 360, Welding Research Council, New York, NY.
- [13] Wais, E., and Rodabaugh, E. C., 2005, ***Background of SIFs and Stress Indices for Moment Loading of Piping Components***, EPRI Technical Report 1012078.
- [14] Lorenzo Scano, ***Stress Intensification Factors for Unreinforced Elbow Branch Connections in old Carbon-Steel Pipelines***. Proceeding of the ASME 2014 Pressure Vessels & Piping Conference, PVP2014, July 20-24, 2014, Anaheim, California, USA.
- [15] UNE-EN 13480-3:2015, ***Tuberías Metálicas Industriales, parte 3: Diseño y Cálculo***, Asociación Española de Normalización y Certificación, Abril 2015.
- [16] UNE-EN 13445-3:2010, ***Recipientes a Presión no Sometidos a Llama, parte 3: Diseño***, Asociación Española de Normalización y Certificación, Septiembre 2010.
- [17] Martín Lopez B., ***Diseño Hidráulico de un Sistema Gravimétrico para Relaves Mineros con un Caudal de 202m³/h y 220m de desnivel***, Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ingeniería mecánica, Lima Perú, 2014.
- [18] Software para el diseño de flexibilidades en tuberías Autopipe.
- [19] ASME B31J, 2008, ***Standard Test Method for Determining Stress Intensification Factors (i-Factors) for Metallic Piping Components***, The American Society of Mechanical Engineers, New York.

- [20] C. Basavaraju, William Saifung, ***Stress Analysis of Piping Systems***, Chapter B4, Piping Handbook, 2004, McGraw-Hill, USA.
- [21] Gurav Bhende, Girish Tembhare, ***Stress Intensification & Flexibility in Pipe Stress Analysis***, Department of Mechanical Engineering, VJTI, Mumbai, India, International Journal of Modern Engineering Research (IJMER) Vol.3, May-June, 2013 pp-1324-1329.
- [22] Bhattacharya, A., ***A Finite Element Based Study on Stress Intensification Factors (SIF) for Reinforced Fabricated Tees***, NWC11_140, NAFEMS World, 2011 Congress Boston, MA.
- [23] Peter Quan Vu, ***Revision of B31 Code Equation for Stress Intensification Factors and Flexibility Factors for intersections***, Paulin Research Group, Houston, TX 77082, ASME Early Career Technical Conference, March 31-April 02, 2011, Fayetteville, AR.
- [24] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, ***Rules for Construction of Power Boilers***, The American Society of Mechanical Engineers, ASME Boiler and Pressure Vessel Committee on Power Boilers, New York, 2010.
- [25] Davies, J. B. and Jaske, C. E. ***"Fatigue Evaluation of Weldolet Branch Connections in Carbon Steel Pipe"***, Battelle-Columbus Report to Bonney Forge, Allentown, PA, August 30, 1974.
- [26] Forte, T. P. and Jaske, ***"Fatigue Evaluation of Ladrolet Branch Connections in Carbon Steel Pipe"***, Battelle-Columbus Report to Bonney Forge, Allentown, PA, April 28, 1978.
- [27] Tableriou, J. P. and Walsh, D. J. ***"Determination of Stress Intensification Factors for the code Qualification of Integrally Reinforced Branch Connections"***, ASME Paper No 78-PVP-66, Joint ASME/CSME Pressure Vessel Conference, Montreal, June 25-30, 1978.
- [28] WFI ***"Final Report on 1979 SIF Testing Program"***, Target Technology Report to WFI, Inc. Houston, TX, August 22, 1979.

- [29] Walsh, D. J. and Woods, C. E. "**Determination of Stress Intensification Factors for Integrally Reinforced 45 deg. Lateral Branch Connections**", ASME Paper No. 79-PVP-98, Pressure Vessel and Piping Conference, San Francisco, June 1979.
- [30] COSMOS, **A General Purpose Finite Element Analysis Computer Program**, **Structural Research and Analysis Corporation**, Los Angeles, CA.
- [31] S. N. Atluri, k. Kathiresan, **Influence of Flaw Shapes on Stress Intensity Factors for Pressure Vessel Surface Flaws and Nozzle Corner Cracks**, Pressure Vessel and Piping Conference, San Francisco, June 25-29, 1979.



ANEXO A

CRITERIO DE FALLA POR FATIGA

DISEÑO POR CRITERIO DE FALLA A FATIGA

Es importante mencionar que estos criterios no influyen en la obtención de la tabla herramienta de factores SIF obtenida en esta tesis, por lo que no se pretende hacer ninguna recomendación sobre el procedimiento que el proyectista lleve a cabo durante el diseño del sistema de tuberías. A continuación, se describen conceptos teóricos fundamentales, sobre el que se basa el procedimiento de diseño de sistemas de tuberías

Carga Repetida y Fatiga

Los esfuerzos actuantes no siempre son constantes en el tiempo, sino que muchas veces tienen un comportamiento armónico, pulsante, alternante o de impacto. Un comportamiento armónico de este esfuerzo se simula con un ensayo de fatiga, en el que se observa un comportamiento alternante de los esfuerzos.

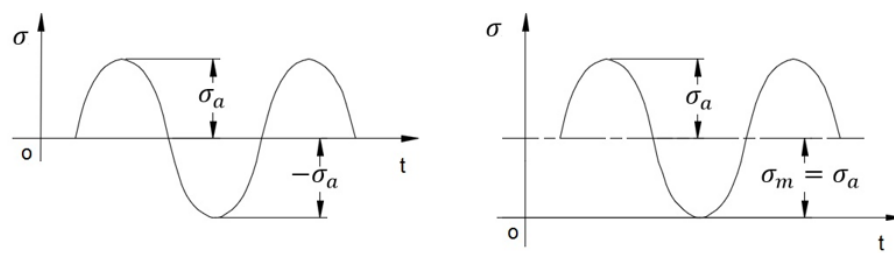


Figura A.1: Esfuerzo Alternante

donde σ_m y σ_a son los esfuerzos equivalentes medio y alternante respectivamente.

Carga Estática

Este tipo de cargas son aquellas que se aplican de modo gradual, actúan durante largos lapsos y cambian poco a poco.

Carga Dinámica

Son cargas de impacto que actúan de repente, o cargas repetidas que actúan durante un gran número de ciclos. Los ciclos pueden ser de miles de millones para motores, turbinas, generadores, ejes, etc. durante toda su vida útil. La falla se produce por fatiga o fractura progresiva.

Tensor Esfuerzo y Cargas Combinadas

Los sistemas de tuberías trabajan a esfuerzos combinados, producto de una combinación de cargas actuantes (fuerzas y momentos). Estas cargas son producidas por cargas estáticas T_m y otro por cargas dinámicas (alternantes) T_a , en sistemas de tuberías estas son conocidas como cargas primarias y secundarias, Existirá entonces esfuerzos equivalentes para ambos tipos de cargas, con lo que se evalúa un factor de seguridad.

A-1 Criterio de Soderberg

Luego para buscar una relación con el factor de seguridad N , se aplica un criterio de falla como por ejemplo el de Soderberg para el esfuerzo normal medio σ_m que trabaja con el esfuerzo normal de fluencia S_y combinado con el esfuerzo normal alternante o de fatiga σ_a que trabaja con el esfuerzo de fatiga S'_n . En este caso el esfuerzo permisible ya no dependerá de solo del esfuerzo representado en el eje de las abscisas, sino de la combinación con el esfuerzo en el eje de las ordenadas. El criterio lógico por lo tanto, establece que el esfuerzo permisible se debe representar como un par ordenado, que deberá ubicarse en el área sombreada. Estos puntos generan la siguiente inecuación, cuyos valores críticos se ubicarán en la recta de Soderberg.

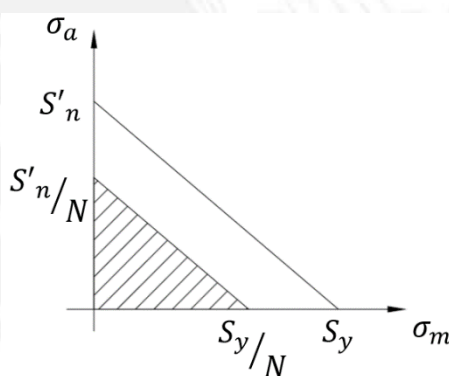


Figura A.2: Criterio de Soderberg

$$\frac{1}{N} \geq \frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{K_t \sigma_a}{S'_n}$$

Factor de Seguridad en Fatiga (N)

Utilizando el criterio de Tresca o de Von Mises para cargas combinadas, se determina el esfuerzo equivalente σ_{eq} , para las cargas de carácter estático σ_{eqm} y para las de carácter dinámico σ_{eqa} .

Si sólo actúan cargas estáticas, el esfuerzo admisible es:

$$\sigma_{adm} \leq \sigma_{eqm} / N$$

Si sólo actúan cargas dinámicas, el esfuerzo admisible es:

$$\sigma_{adm} \leq \sigma_{eqa} / N$$

Sin embargo cuando existen cargas estáticas y dinámicas actuando al mismo tiempo, existen criterios para evaluar el factor de seguridad N. A continuación se grafica el criterio de Soderberg (Figura A1)

A-2 Resistencia a la Fatiga y Límite de Fatiga

Cuando se realizan los ensayos de fatiga a una probeta rotatoria en la máquina de Moore, los resultados que se obtienen a la fractura se agrupan en una banda, como se muestra en el diagrama esfuerzo versus número de ciclos de vida σ -N, representado en la, en la que se observa adicionalmente que el límite de fatiga es una propiedad de la mayoría de los materiales férricos y de algunos otros.

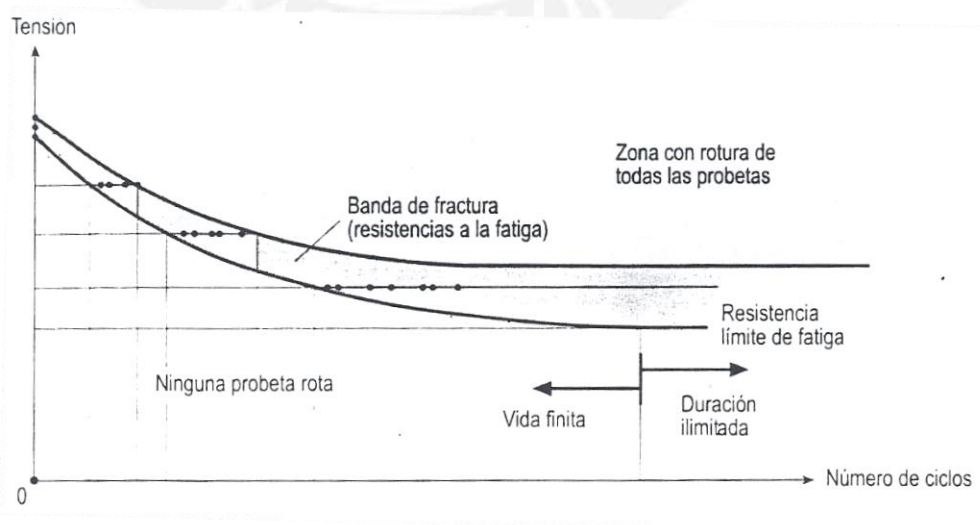


Figura A.3: Esfuerzo versus número de ciclos

Si se utiliza un diagrama logarítmico $\log \sigma - \log N$ (logaritmo en base 10), estos resultados proporcionan una banda similar a la de la Figura A3..

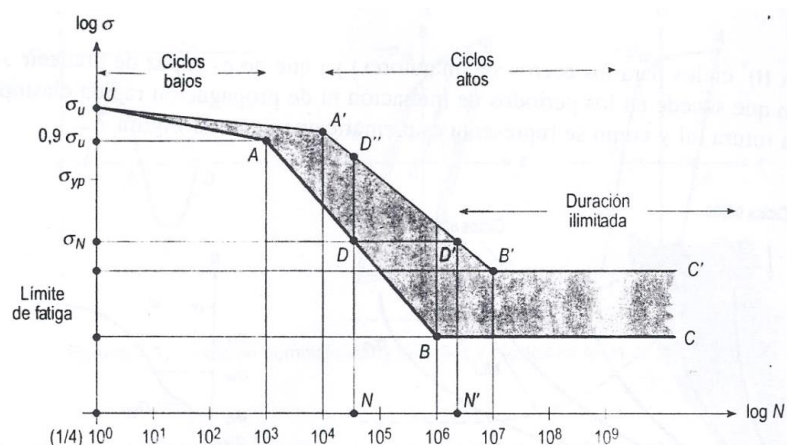


Figura A.4: Esfuerzo versus deformación en escala logarítmica

Dependiendo de la aplicación que se trate, se pueden encontrar en la bibliografía diferentes curvas recomendadas. Hay quienes utilizan una línea que coincida con la línea superior UA'B'C', y quienes lo hacen con la línea inferior UABC, incluso algunas normas como el eurocódigo número 3 para estructuras metálicas utiliza líneas compuestas por tres tramos rectos en lugar de dos.

Para poder aclarar mejor estos conceptos, se han realizados numerosos ensayos con la finalidad de correlacionar la resistencia estática σ_u (de rotura) con la del límite de fatiga de la probeta rotatoria σ'_n en los aceros, obteniéndose los siguientes resultados.

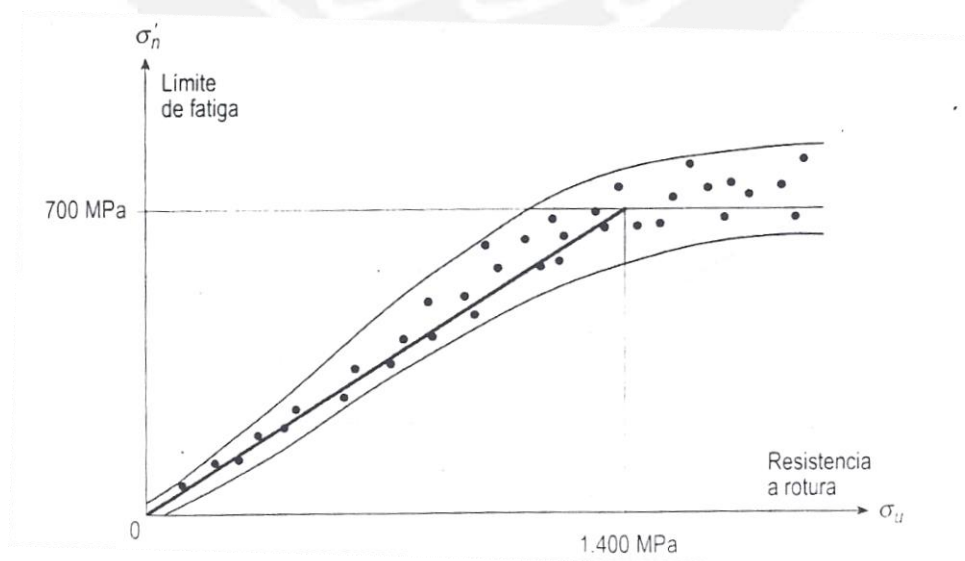


Figura A.5: Correlación del límite de fatiga con la de rotura

Así pues, para los aceros en general, y a menos que se realice una serie de ensayos específicos al material, para obtener en valor de σ'_n , se puede admitir las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned}\sigma_u \leq 1400 \text{ Mpa} &\rightarrow \sigma'_n = 0.5\sigma_u \\ \sigma_u > 1400 \text{ Mpa} &\rightarrow \sigma'_n = 700 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Donde se comprueba que desde el punto de vista de la fatiga a duración ilimitada de la probeta no se consigue una mejora utilizando aceros de una mayor resistencia, aunque sí se produce mejora sin embargo en la zona de vida finita.

Un criterio clásico y conservador de cálculo por fatiga, consiste en tomar la curva A, B y C. La ecuación del tramo AB es la ecuación de Basquin para la probeta rotatoria, que se puede expresar como:

$$\log \sigma'_N = \alpha_p + \beta_p \log N$$

Se observa en el diagrama logarítmico que los puntos A(3, $\log 0.9\sigma_u$) y B(6, $\log 0.9\sigma'_n$) substituidos en la ecuación anterior generará:

$$\begin{aligned}\beta_p &= -0.0850908 \\ \alpha_p &= \log(1.62\sigma_u)\end{aligned}$$

Resultando:

$$\log \sigma'_N = \log(1.62\sigma_u) - 0.0850908 \log N$$

A-3 Diagrama de Wöhler

Los métodos y criterios que se mencionan a continuación, están basados en extrapolar datos a partir de los resultados obtenidos de la probeta rotatoria. Para esfuerzos de carácter estático σ_m , la curva ABC resulta modificada.

De donde la ecuación de Basquín

$$\log \sigma'_N = \alpha_p + \beta_p \log N$$

Tendrá nuevos coeficientes α_p y β_p , que dependerán del hecho de que la nueva recta pasará por los puntos:

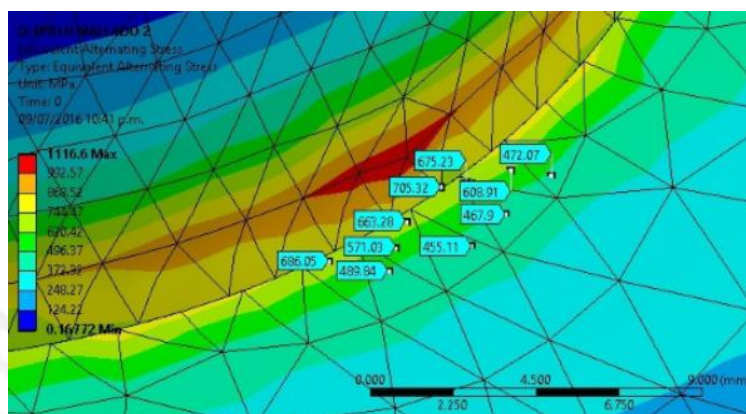
$$A = (3, \log (0.9\sigma_u - \sigma_m)) \quad \text{y} \quad B = (6, \log 0.9\sigma'_n)$$

ANEXO B

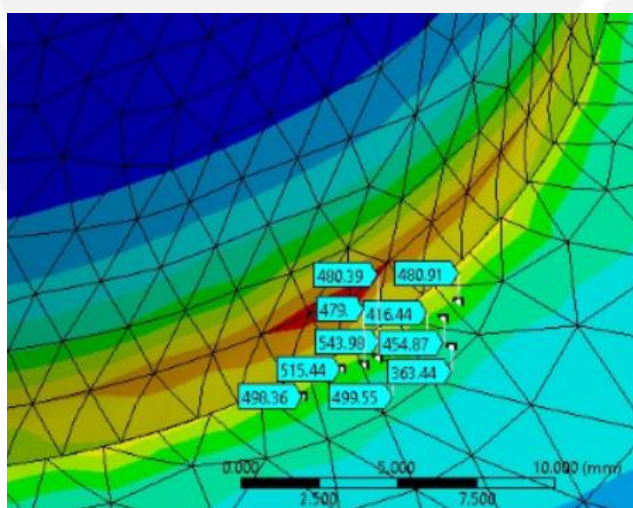
RESUMEN DE ENSAYOS NUMERICOS PROPIOS

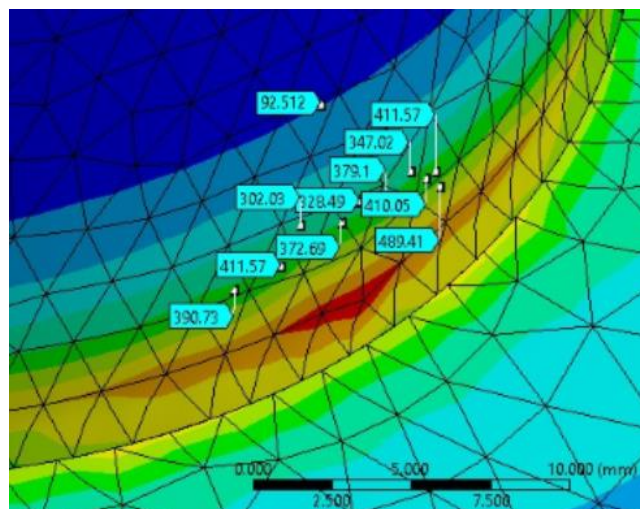
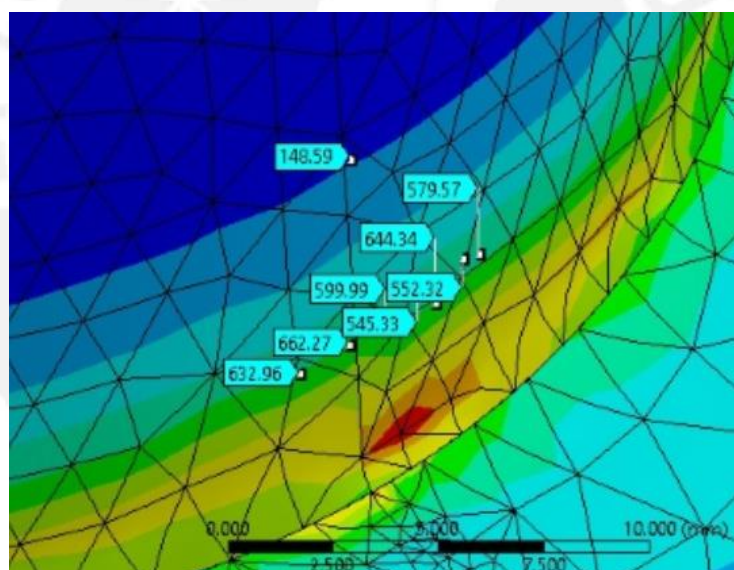
A continuación se muestran de forma análoga los resultados evaluados al espécimen A estudiado en el capítulo 4.

B-1 Valores para espécimen B, Mallado 1

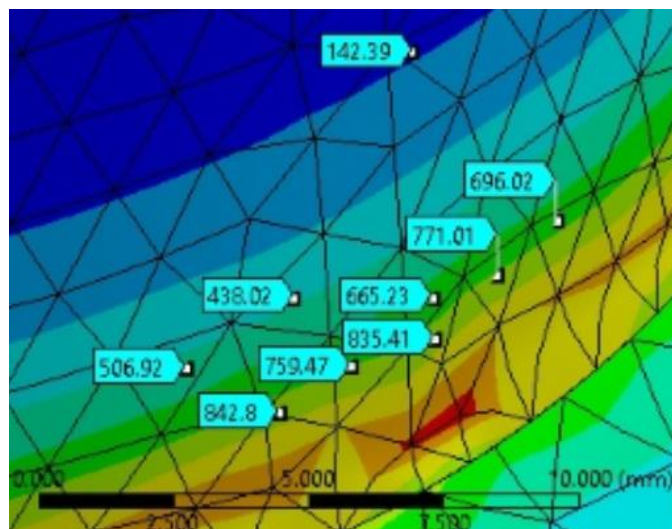


B-2 Valores para espécimen C, Mallado 1

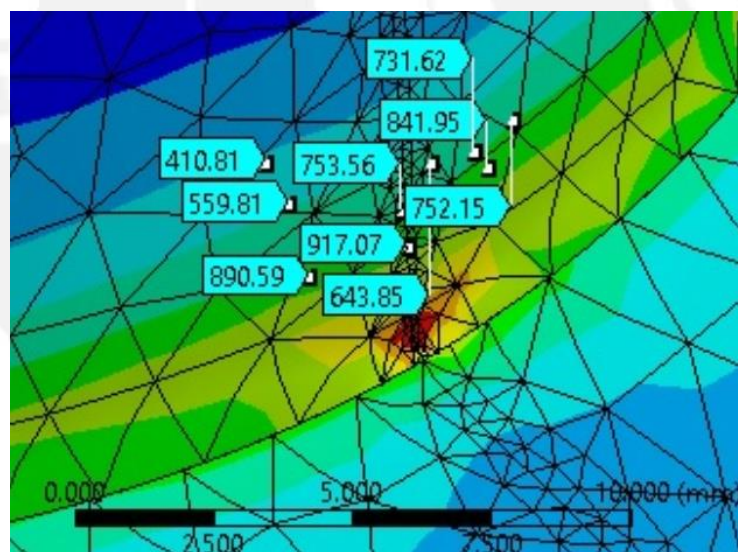


B-3 Valores para espécimen D, Mallado 1**B-4 Mallado 2 Especimen A**

B-5 Mallado 3 Espécimen A



B-6 Mallado 4 Espécimen A



ANEXO C

USO DE LA TABLA DE FACTORES SIF

A continuación se presentan los datos de carga extraídos de una aplicación en sistemas de tuberías para relave minero. Es importante precisar que el uso de la herramienta obtenida en esta tesis comienza luego de que el proyectista obtenga las cargas en el punto donde se ubicará el accesorio, el método para obtener estas cargas es muy variable, sin embargo en la Figura 1.13 se resume una metodología aproximada

C-1 DATOS PARA EVALUAR EL ESFUERZO EQUIVALENTE

Cargas:

Los cálculos se inician identificando los tipos de carga y factores que influyen en el estado tensional del sistema, es decir:

- Cargas debido al peso propio de la tubería.
- Cargas debido al peso del fluido.
- Presión de Diseño.
- Cambio térmico
- Vibración
- Golpe de Ariete, entre otros

Datos recogidos en campo:

Tabla C.1: Datos recogidos en campo

Gravedad específica de relave	2.90
Presión de diseño (kPa)	600
Temperatura (°C)	-4 a 20
Material	ASTM A53 Gr. B

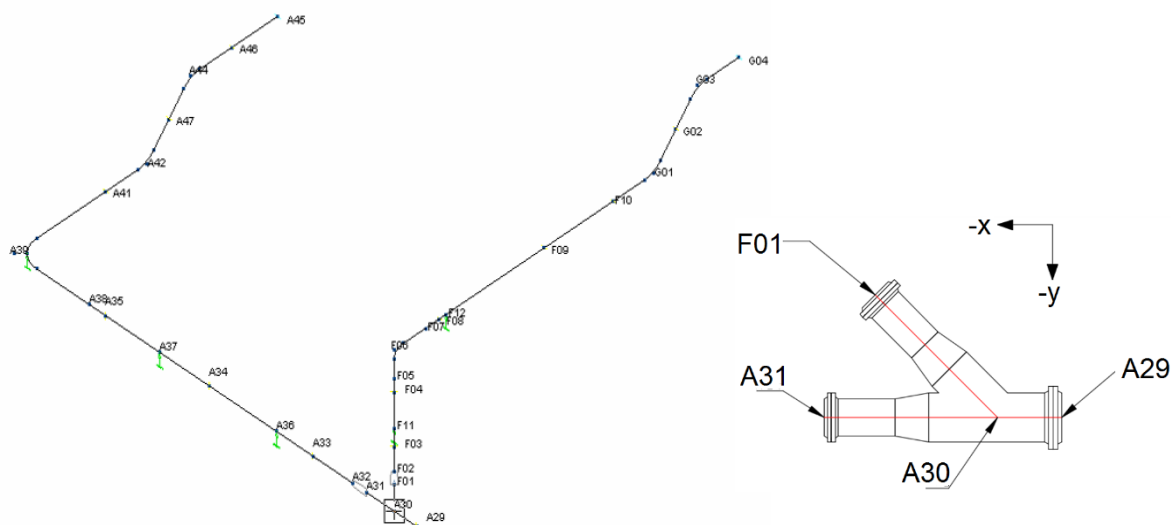


Figura C.1 Vista isométrica del sistema de tubería y su detalle

Tabla C.2: Cargas obtenidas por un programa de tuberías

NODO	ESFUERZOS (Mpa)	RATIO	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	M_x (N)	M_y (N.m)	M_z (N.m)
A29	21.8	0.18	-273137	22850	-12876	-5933	27710	156951
A30	46.98	0.4	-273137	2624	-12876	-5933	40583	168739

Análisis y solución

A pesar que la falla no siempre ocurre en un mismo punto (Figura D2), se ha demostrado [6] que, considerar al punto de intersección de los ejes del ramal y cabezal como el punto de falla para todas las cargas conduce a buenos resultados.

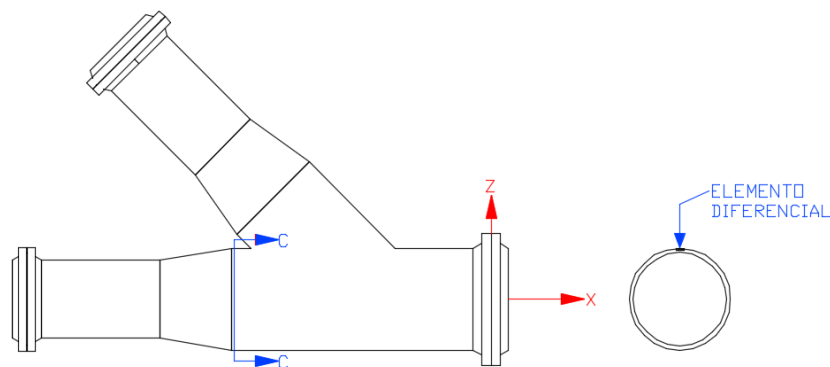


Figura D.2 elemento diferencial a analizar

Es importante recordar que normalmente los análisis de flexibilidad, así como las simulaciones en algún programa especializado no consideran la geometría del accesorio, es decir, no consideran un SIF, y en la mayoría de casos son asumidos respecto a algún otro accesorio. A continuación se exponen algunas fórmulas básicas

$$\sigma_{nx_1} = \frac{M_y D}{2I_z} \rightarrow \text{Esfuerzo normal debido al momento flector } M_y$$

$$\sigma_{nx_2} = \frac{4F_x}{\pi(D^2-d^2)} \rightarrow \text{Esfuerzo normal debido a la carga axial } F_x$$

$$\sigma_{vy}, \sigma_{vz} \text{ y } \tau_{xzv} \rightarrow \text{Esfuerzos debido a la vibración en y, en z, y en el plano yz respectivamente.}$$

$$I_y = I_z = \frac{\pi(D^4-d^4)}{64} \rightarrow \text{Momentos de inercia de áreas}$$

$$I_x = 2I_y \rightarrow \text{Momento polar de área}$$

Estas son despreciables debido a que para los datos de la Tabla D.1 se observan que no afectan significativamente al tensor esfuerzo

$$\sigma_{px} = \frac{Pd}{2t} \rightarrow \text{Esfuerzo longitudinal debido a la presión interna de la tubería}$$

$$\sigma_{pz} = \frac{-Pd}{4t} \rightarrow \text{Esfuerzo radial debido a la presión interna P}$$

Los esfuerzos cortantes debido a cargas cortantes se desprecian respecto al esfuerzo normal producido, obteniéndose la siguiente matriz tensorial

$$T = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zx} & \sigma_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 156,8 & 0,9 & 0,784 \\ 0,9 & 26,48 & 0 \\ 0,784 & 0 & 5,67 \end{pmatrix} \text{ MPa}$$

Por Von Mises:

$$\sigma_{eq} = 141 \text{ MPa}$$

Por ASME B31.11:

$$\sigma_{eq} = 151 \text{ MPa}$$

ANEXO D MALLADOS PREVIOS

D-1 UBICACIÓN DE LAS ZONAS CRÍTICAS

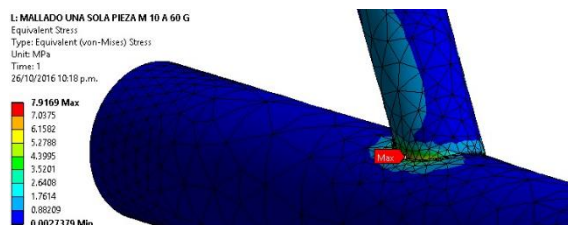


Figura D.1 SIF Fuera del Plano, en el Ramal

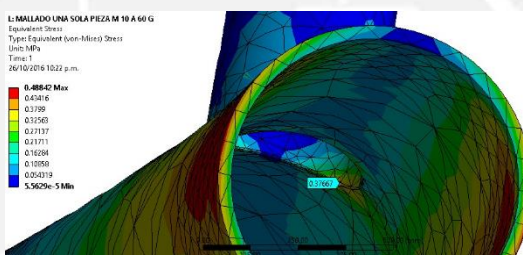


Figura D.2 Fuera del Plano, en el Cabezal

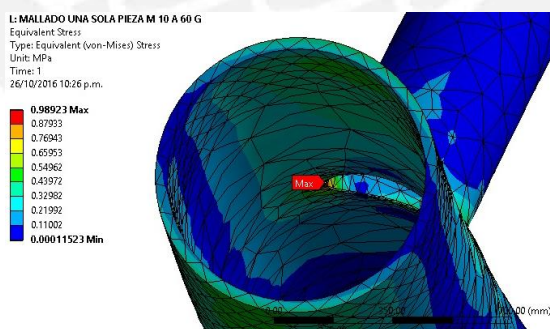


Figura D.3 Dentro del Plano, en el Cabezal

ANEXO E HERRAMIENTAS GRÁFICAS DE DISEÑO ADICIONALES

FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL (Hoja 1 de 30)

Designación del factor: i_{ob}

Designación de la fuerza: F_{ob}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

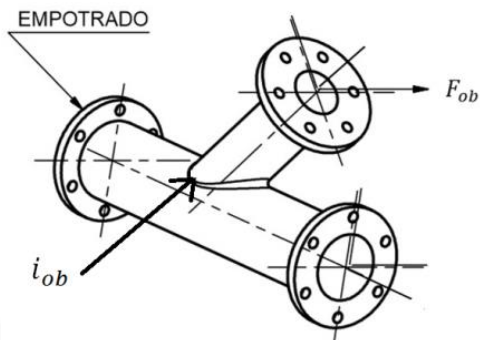
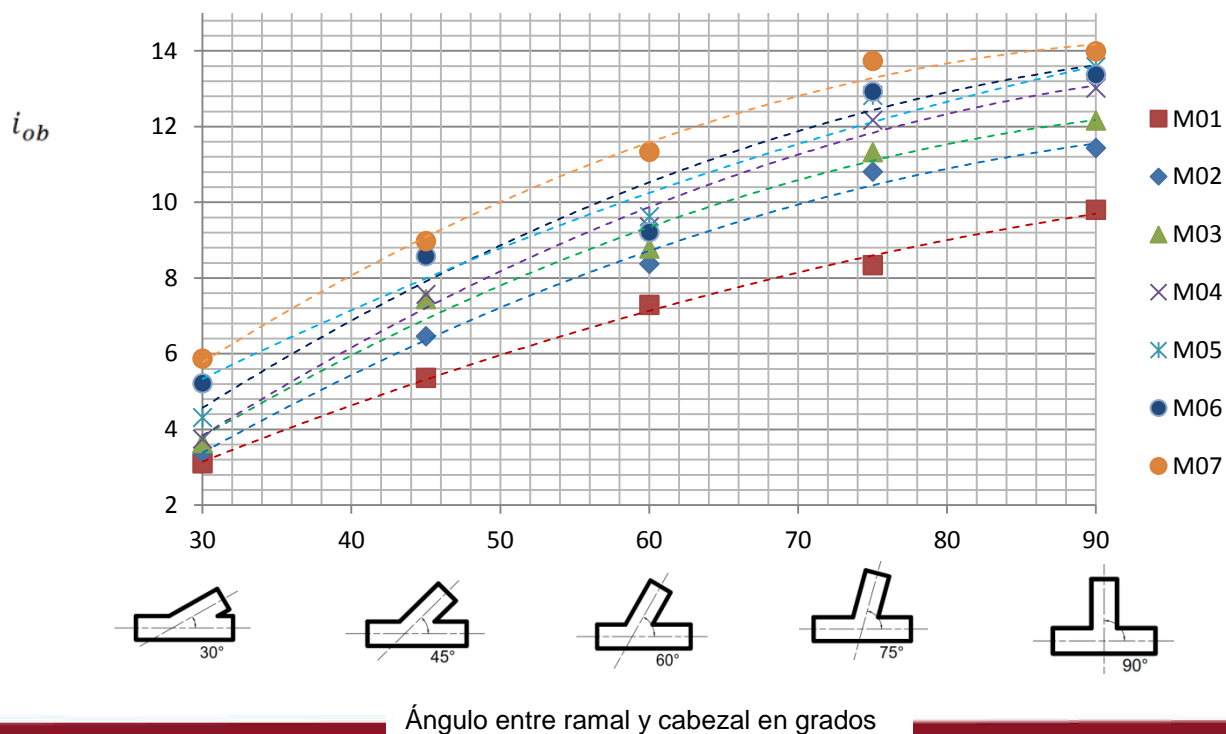


Tabla 1 de 30

i_{ob}	30	45	60	75	90
M01	3.10	5.36	7.29	8.34	9.80
M02	3.39	6.46	8.37	10.81	11.43
M03	3.64	7.44	8.78	11.32	12.16
M04	3.74	7.57	9.35	12.17	13.01
M05	4.31	8.73	9.62	12.82	13.58
M06	5.22	8.57	9.21	12.92	13.37
M07	5.87	8.97	11.33	13.73	13.99

Diagrama 1 de 30



FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL (Hoja 2 de 30)

Designación del factor: i_{ib}

Designación de la fuerza: F_{ib}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

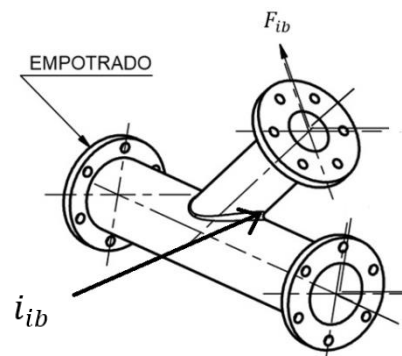
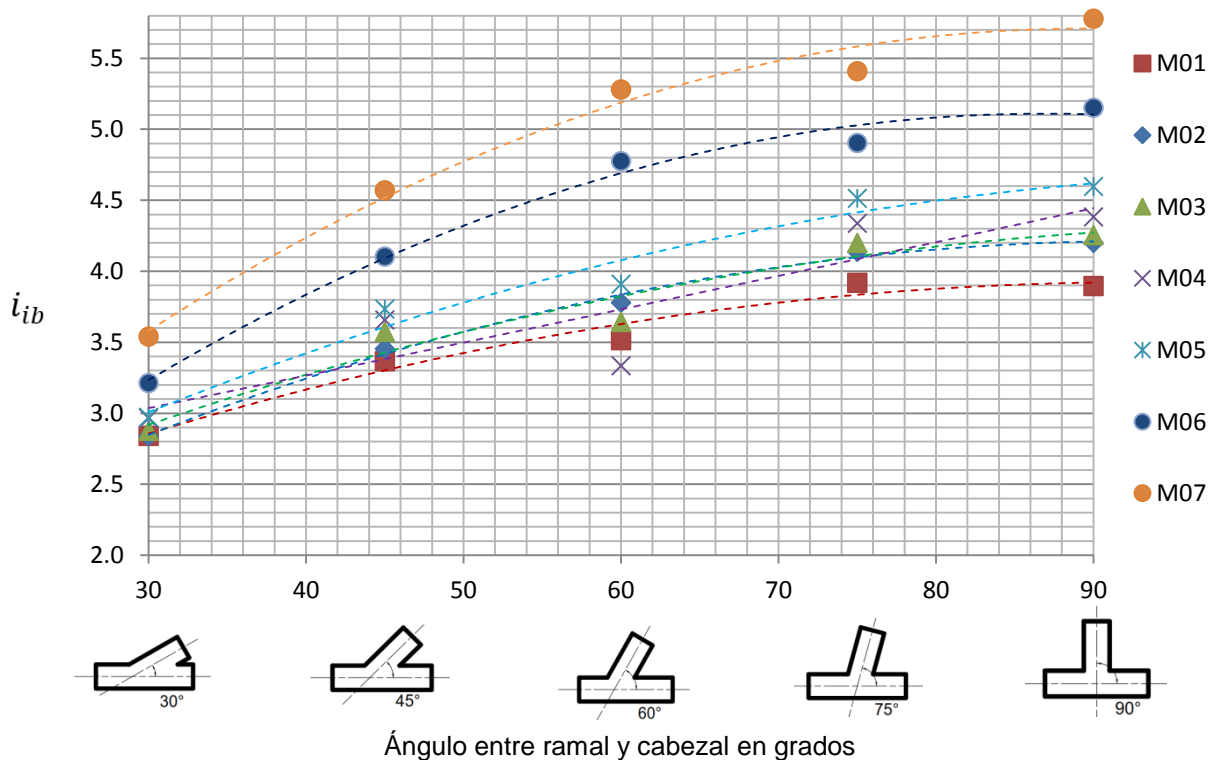


Tabla 2 de 30

i_{ib}	30	45	60	75	90
M01	2.84	3.37	3.52	3.92	3.90
M02	2.84	3.45	3.78	4.14	4.20
M03	2.87	3.57	3.64	4.20	4.26
M04	2.96	3.66	3.33	4.34	4.38
M05	2.97	3.73	3.91	4.51	4.60
M06	3.21	4.10	4.78	4.90	5.15
M07	3.54	4.57	5.28	5.41	5.78

Diagrama 2 de 30



FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL (Hoja 3 de 30)

Designación del factor: i_{tb}

Designación del momento torsor: M_{tb}

Aplicación del momento torsor: En el eje del ramal

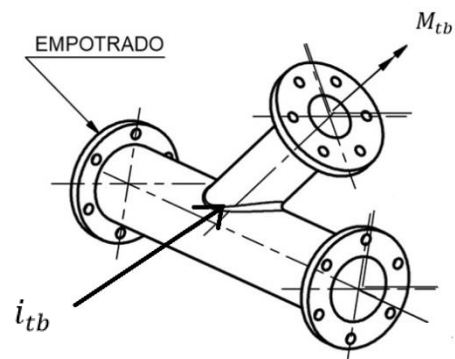
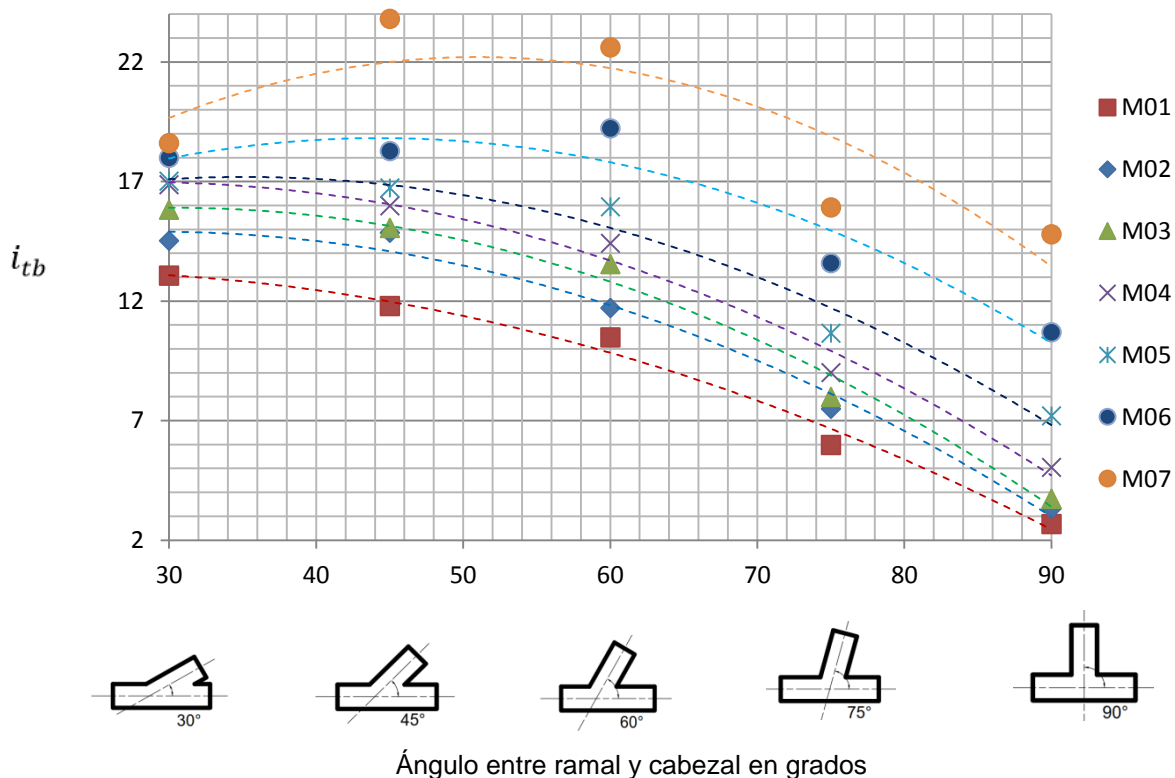


Tabla 3 de 30

i_{tb}	30	45	60	75	90
M01	13.06	11.80	10.48	5.98	2.68
M02	14.53	14.86	11.71	7.49	3.32
M03	15.82	15.06	13.55	7.99	3.73
M04	16.87	15.99	14.42	9.01	5.05
M05	17.01	16.74	15.95	10.65	7.20
M06	18.00	18.28	19.23	13.59	10.69
M07	18.61	23.81	22.61	15.92	14.79

Diagrama 3 de 30



FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL (Hoja 4 de 30)

Designación del factor: i_{or}

Designación de la fuerza: F_{or}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

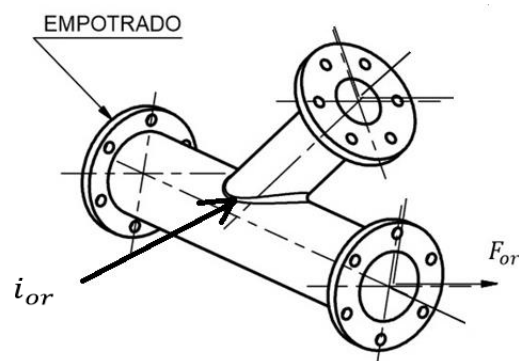
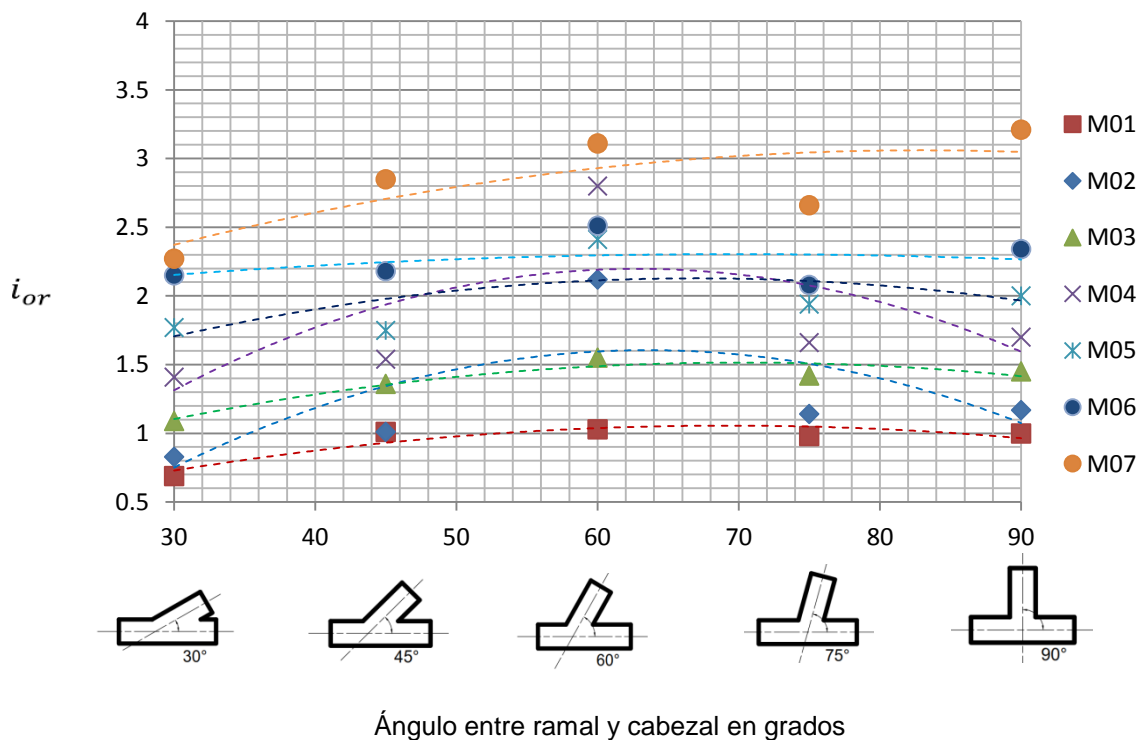


Tabla 4 de 30

i_{or}	30	45	60	75	90
M01	0.69	1.01	1.03	0.98	1.00
M02	0.83	1.01	2.12	1.14	1.17
M03	1.09	1.36	1.55	1.42	1.45
M04	1.41	1.54	2.80	1.66	1.70
M05	1.77	1.75	2.41	1.94	2.00
M06	2.15	2.18	2.51	2.08	2.34
M07	2.27	2.85	3.11	2.66	3.21

Diagrama 4 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 5 de 30)**

Designación del factor: i_{ir}
 Designación de la fuerza: F_{ir}
 Momento generado: Dentro del plano
 Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

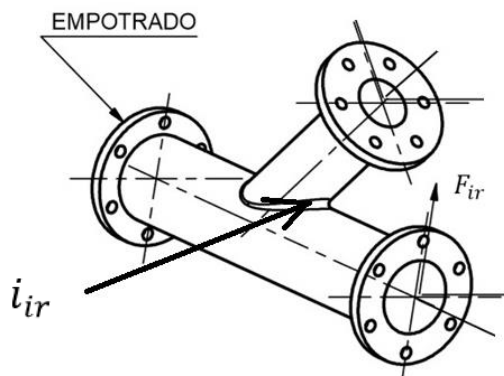
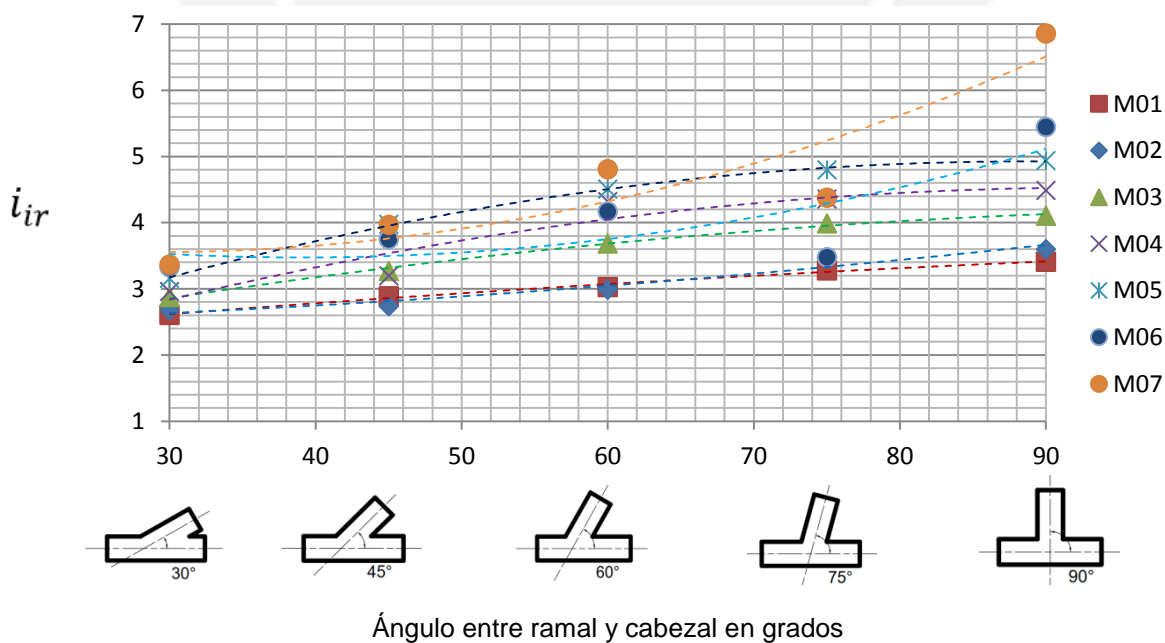


Tabla 5 de 30

i_{ir}	30	45	60	75	90
M01	2.61	2.89	3.03	3.28	3.41
M02	2.68	2.74	2.99	3.48	3.60
M03	2.88	3.27	3.69	3.99	4.11
M04	2.96	3.20	4.32	4.36	4.49
M05	3.16	3.98	4.51	4.80	4.94
M06	3.33	3.75	4.17	3.48	5.45
M07	3.37	3.97	4.81	4.38	6.86

Diagrama 5 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 6 de 30)**

Designación del factor: i_{tr}

Designación del momento torsor: M_{tr}

Aplicación del momento torsor: En el eje del cabezal

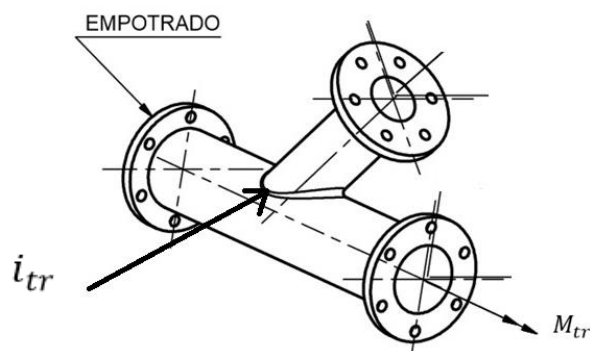
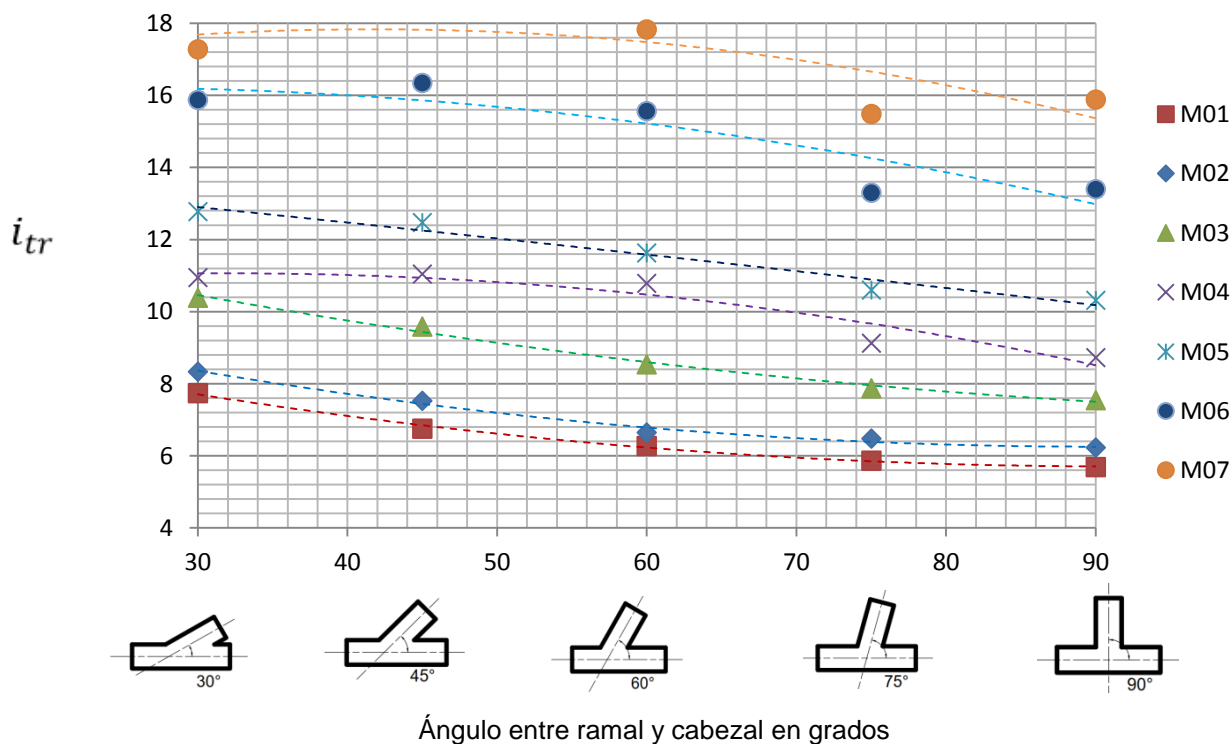


Tabla 6 de 30

i_{tr}	30	45	60	75	90
M01	7.74	6.76	6.28	5.87	5.69
M02	8.34	7.53	6.65	6.48	6.23
M03	10.39	9.59	8.54	7.88	7.55
M04	10.95	11.05	10.79	9.13	8.73
M05	12.78	12.48	11.63	10.60	10.32
M06	15.88	16.35	15.57	13.30	13.40
M07	17.28	18.52	17.83	15.49	15.89

Diagrama 6 de 30



FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL (Hoja 7 de 30)

Designación del factor: i_{ob}

Designación de la fuerza: F_{ob}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

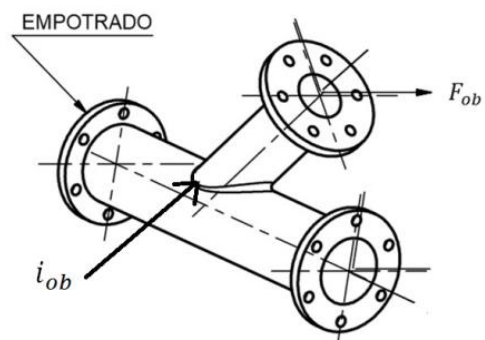
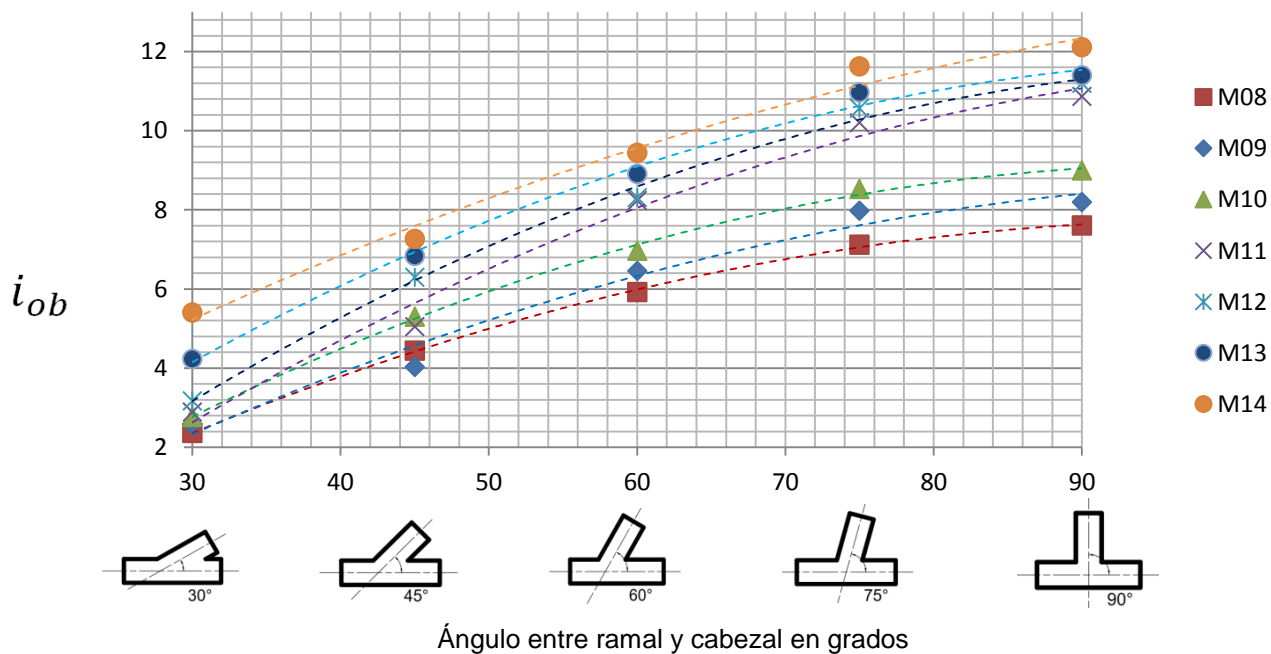


Tabla 7 de 30

i_{ob}	30	45	60	75	90
M08	2.36	4.44	5.92	7.12	7.61
M09	2.58	4.03	6.46	7.98	8.20
M10	2.77	5.30	6.97	8.53	9.00
M11	2.89	5.05	8.24	10.20	10.87
M12	3.17	6.30	8.31	10.57	11.20
M13	4.23	6.84	8.91	10.97	11.40
M14	5.41	7.27	9.44	11.63	12.11

Diagrama 7 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 8 de 30)**

Designación del factor: i_{ib}

Designación de la fuerza: F_{ib}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

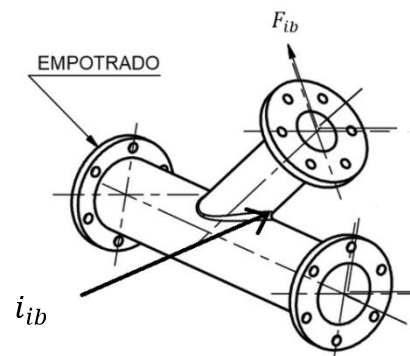
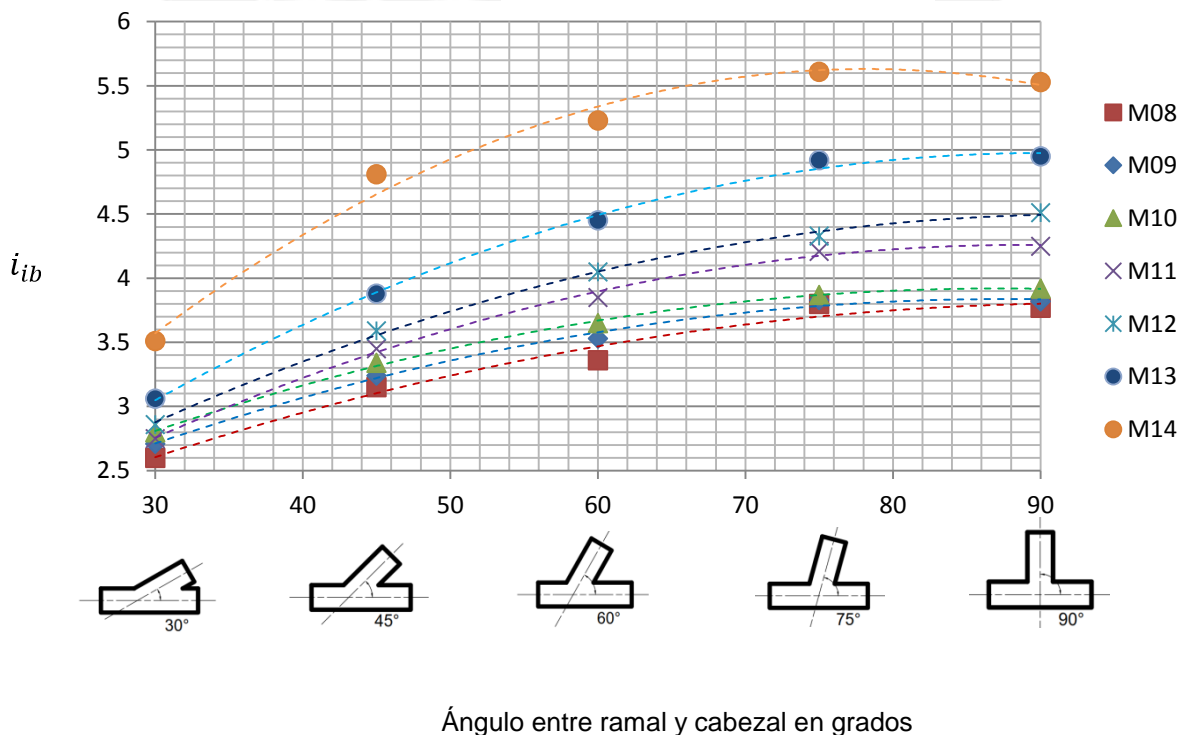


Tabla 8 de 30

i_{ib}	30	45	60	75	90
M08	2.60	3.15	3.36	3.80	3.77
M09	2.71	3.24	3.53	3.83	3.82
M10	2.80	3.34	3.65	3.87	3.92
M11	2.75	3.45	3.85	4.21	4.25
M12	2.86	3.59	4.05	4.33	4.51
M13	3.06	3.88	4.45	4.92	4.95
M14	3.51	4.81	5.23	5.61	5.53

Diagrama 8 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 9 de 30)**

Designación del factor: i_{tb}

Designación del momento torsor: M_{tb}

Aplicación del momento torsor: En el eje del ramal

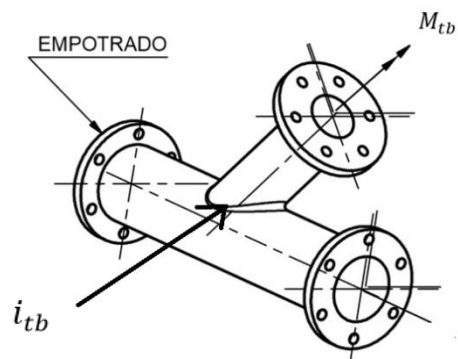
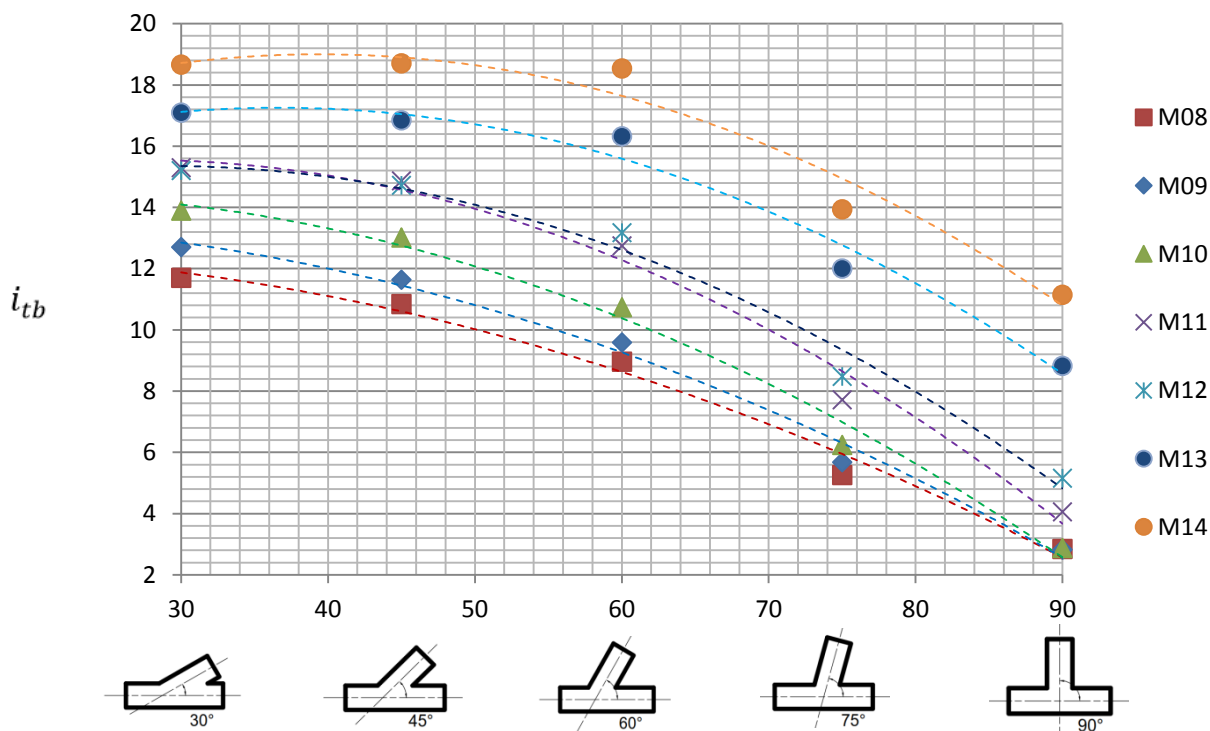


Tabla 9 de 30

i_{tb}	30	45	60	75	90
M08	11.70	10.84	8.96	5.26	2.85
M09	12.70	11.64	9.59	5.68	2.82
M10	13.90	13.02	10.74	6.24	2.88
M11	15.30	14.87	12.75	7.72	4.06
M12	15.20	14.72	13.18	8.48	5.16
M13	17.10	16.84	16.32	12.00	8.83
M14	18.66	18.71	18.54	13.94	11.15

Diagrama 9 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL (Hoja 10 de 30)

Designación del factor: i_{or}

Designación de la fuerza: F_{or}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

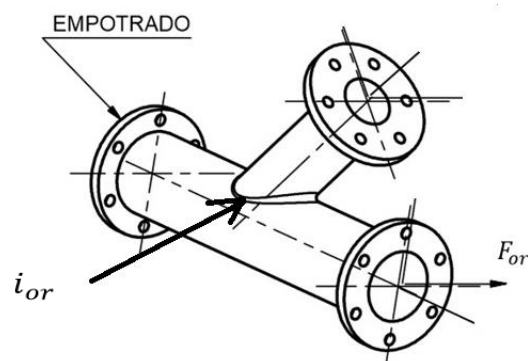
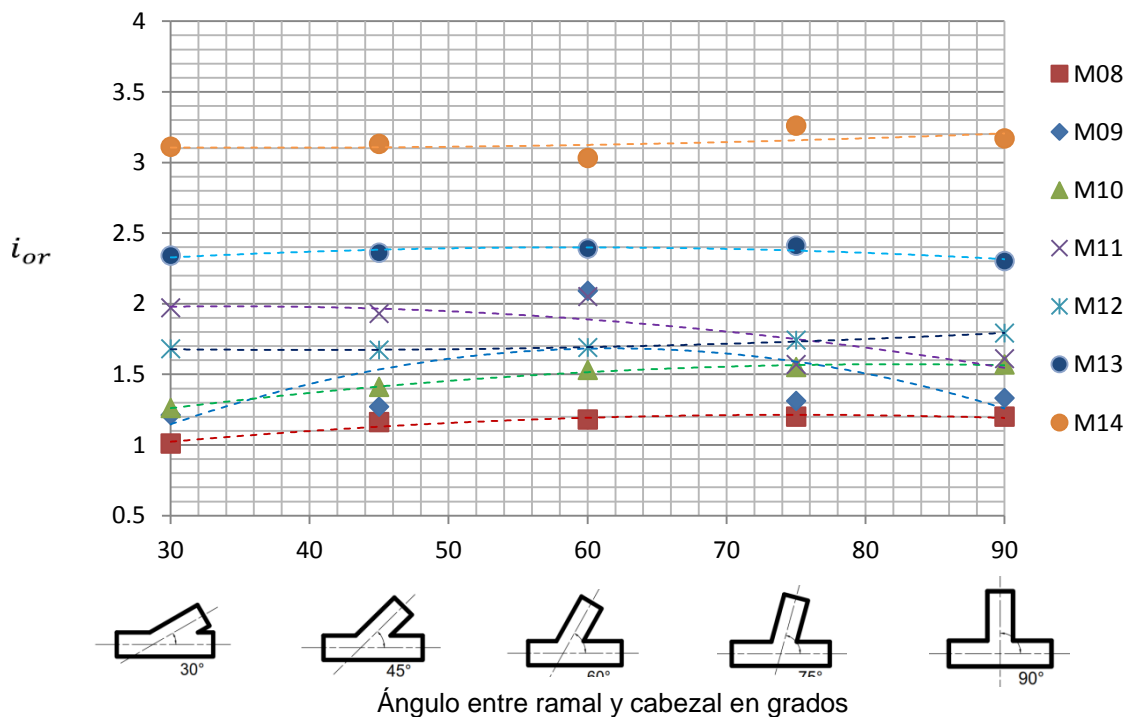


Tabla 10 de 30

i_{or}	30	45	60	75	90
M08	1.01	1.16	1.18	1.20	1.20
M09	1.21	1.27	2.09	1.31	1.33
M10	1.26	1.41	1.53	1.55	1.57
M11	1.97	1.93	2.05	1.57	1.61
M12	1.68	1.67	1.69	1.74	1.79
M13	2.34	2.36	2.39	2.41	2.30
M14	3.11	3.13	3.03	3.26	3.17

Diagrama 10 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 11 de 30)**

Designación del factor: i_{ir}

Designación de la fuerza: F_{ir}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

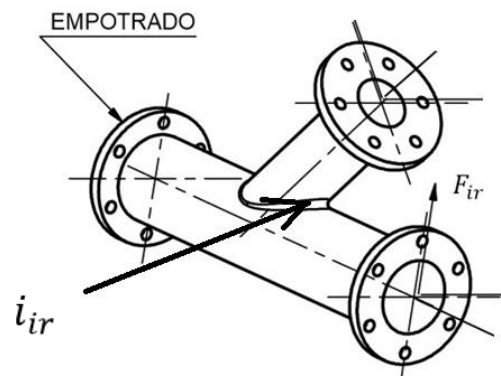
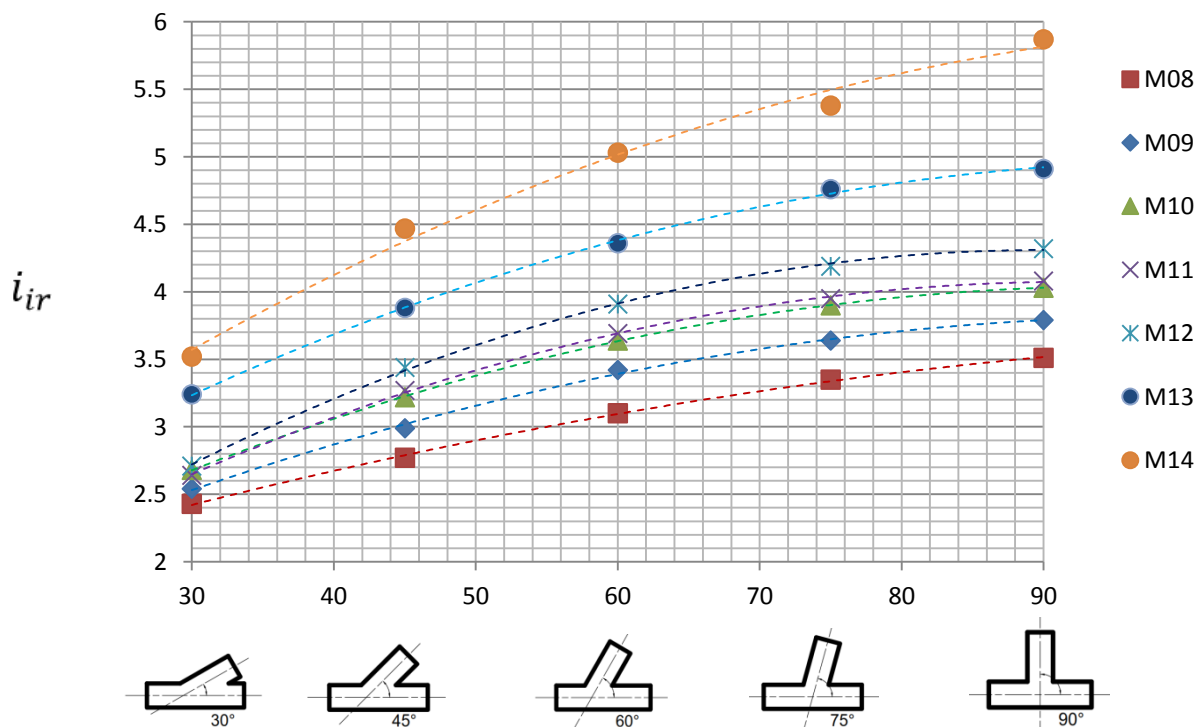


Tabla 11 de 30

i_{ir}	30	45	60	75	90
M08	2.43	2.77	3.10	3.35	3.51
M09	2.54	2.99	3.42	3.64	3.79
M10	2.68	3.22	3.64	3.90	4.03
M11	2.64	3.27	3.69	3.95	4.08
M12	2.71	3.44	3.91	4.19	4.32
M13	3.24	3.88	4.36	4.76	4.91
M14	3.52	4.47	5.03	5.38	5.87

Diagrama 11 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 12 de 30)**

Designación del factor: i_{tr}

Designación del momento torsor: M_{tr}

Aplicación del momento torsor: En el eje del cabezal

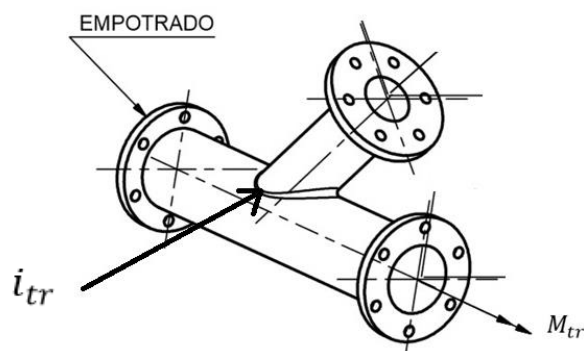
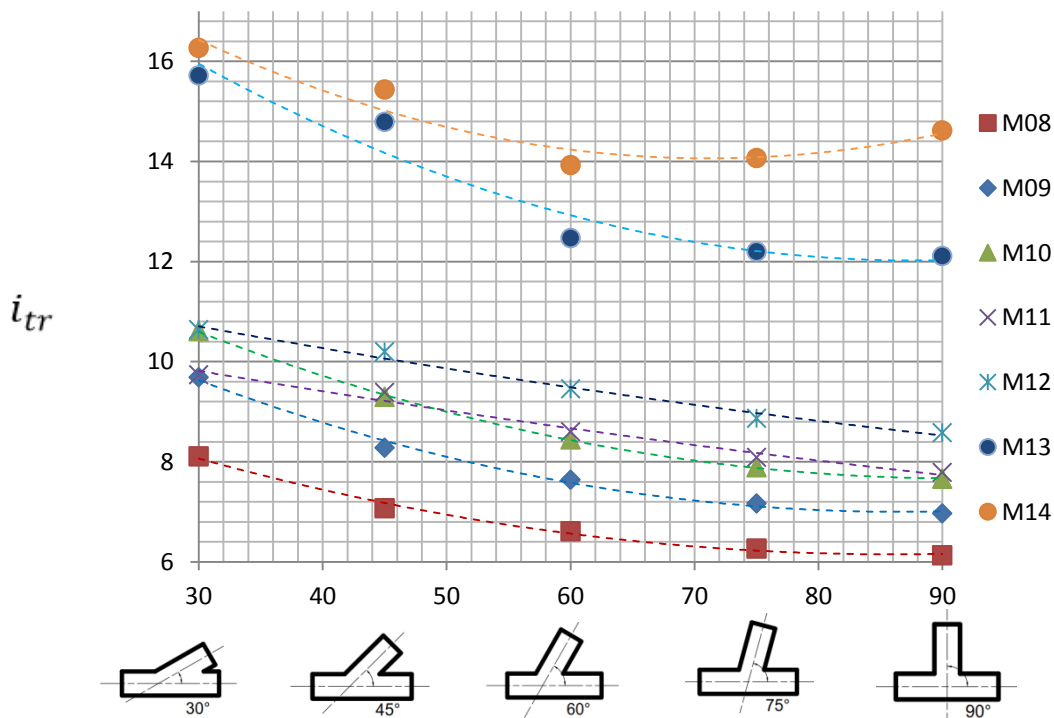


Tabla 12 de 30

i_{tr}	30	45	60	75	90
M08	8.11	7.07	6.61	6.27	6.13
M09	9.69	8.28	7.64	7.17	6.97
M10	10.61	9.30	8.45	7.89	7.66
M11	9.74	9.39	8.60	8.09	7.79
M12	10.64	10.20	9.46	8.87	8.58
M13	15.72	14.79	12.47	12.2	12.11
M14	16.27	15.44	13.93	14.07	14.62

Diagrama 12 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 13 de 30)**

Designación del factor: i_{ob}
 Designación de la fuerza: F_{ob}
 Momento generado: Fuera del plano
 Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

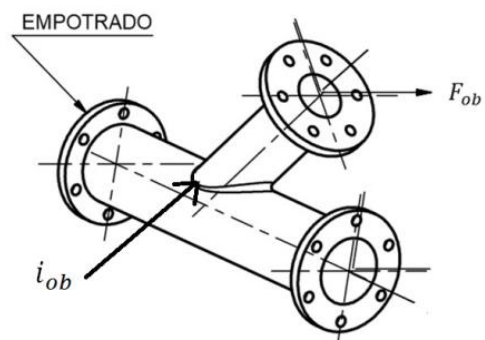
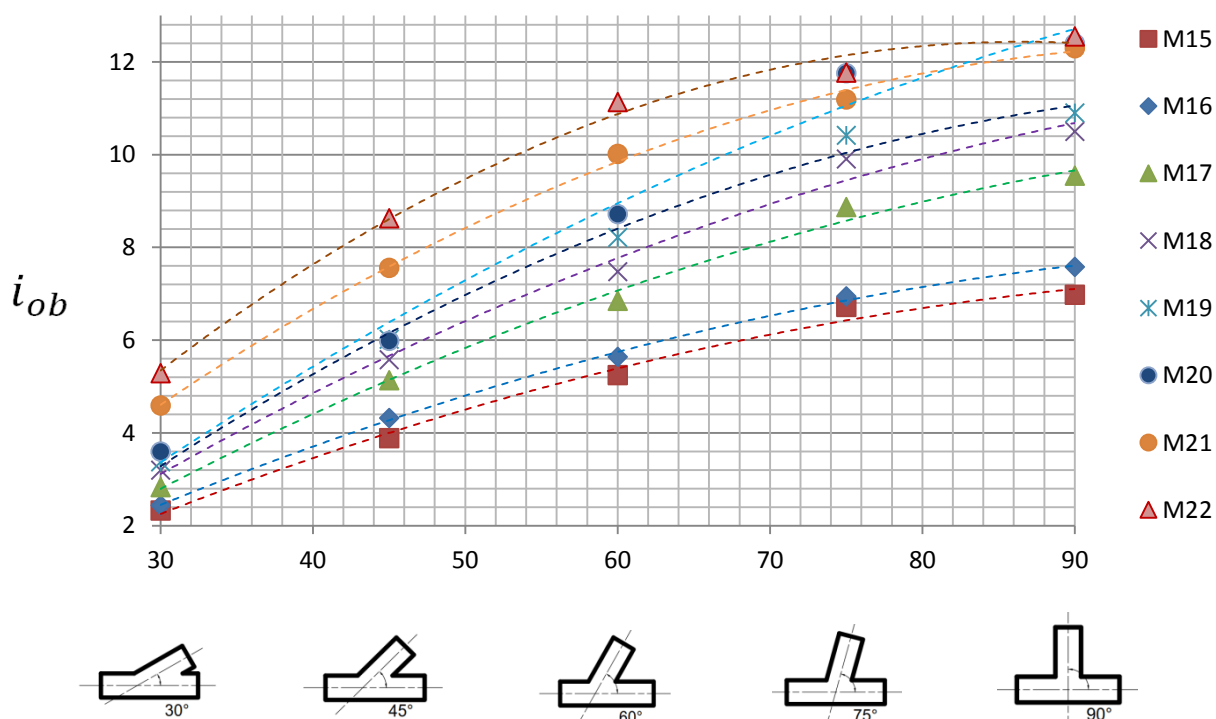


Tabla 13 de 30

i_{ob}	30	45	60	75	90
M15	2.33	3.89	5.25	6.72	6.98
M16	2.44	4.32	5.64	6.95	7.58
M17	2.83	5.14	6.85	8.87	9.55
M18	3.20	5.58	7.48	9.91	10.50
M19	3.38	6.02	8.22	10.42	10.90
M20	3.60	5.99	8.72	11.76	12.40
M21	4.59	7.56	10.02	11.19	12.30
M22	5.29	8.63	11.14	11.77	12.55

Diagrama 13 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL (Hoja 14 de 30)

Designación del factor: i_{ib}

Designación de la fuerza: F_{ib}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

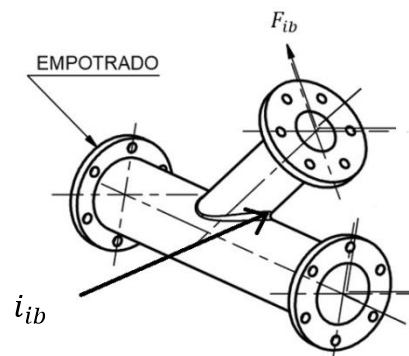
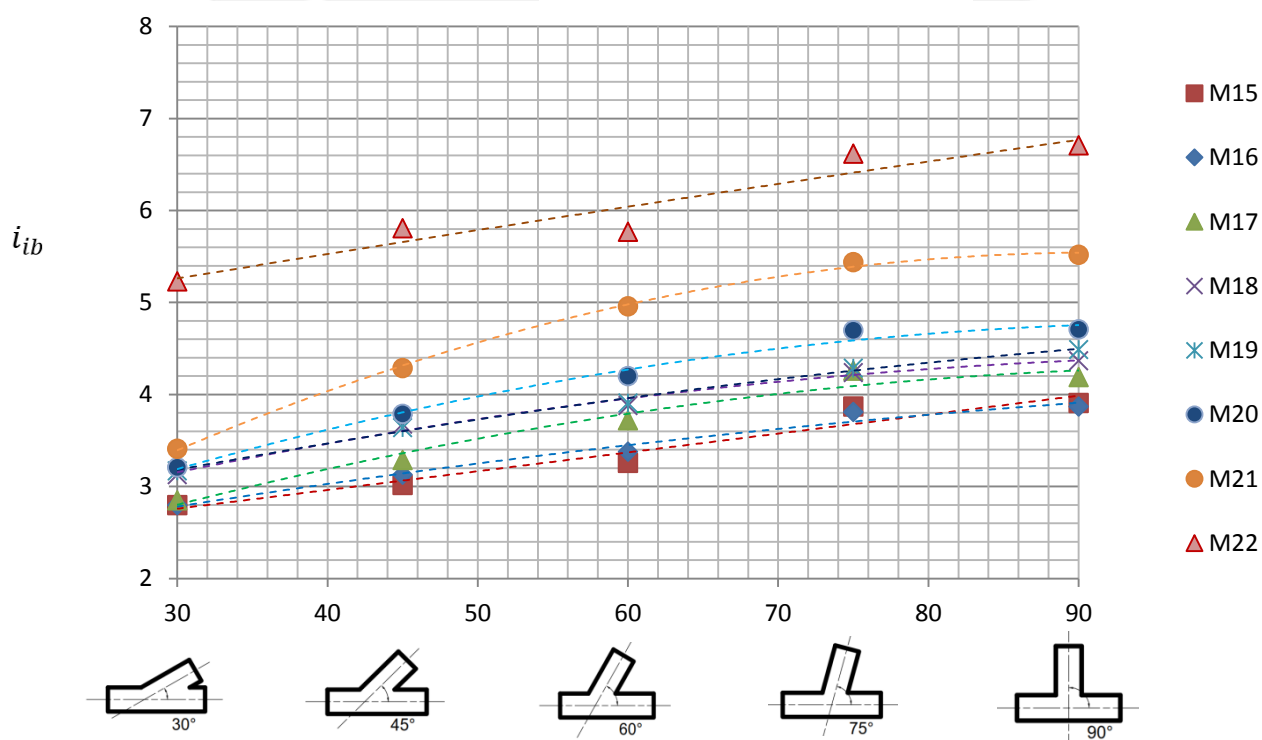


Tabla 14 de 30

i_{ib}	30	45	60	75	90
M15	2.80	3.02	3.26	3.87	3.91
M16	2.80	3.13	3.38	3.81	3.87
M17	2.85	3.29	3.72	4.26	4.19
M18	3.13	3.68	3.88	4.24	4.37
M19	3.17	3.64	3.91	4.29	4.49
M20	3.21	3.79	4.20	4.70	4.71
M21	3.41	4.29	4.96	5.44	5.52
M22	5.23	5.81	5.77	6.62	6.71

Diagrama 14 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 15 de 30)**

Designación del factor: i_{tb}

Designación del momento torsor: M_{tb}

Aplicación del momento torsor: En el eje del ramal

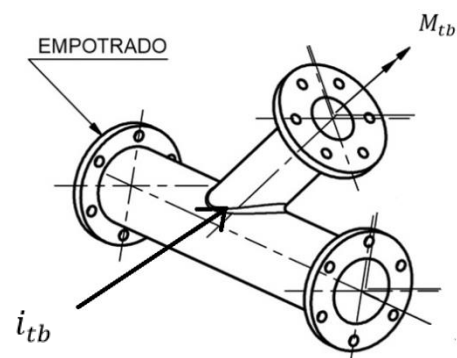
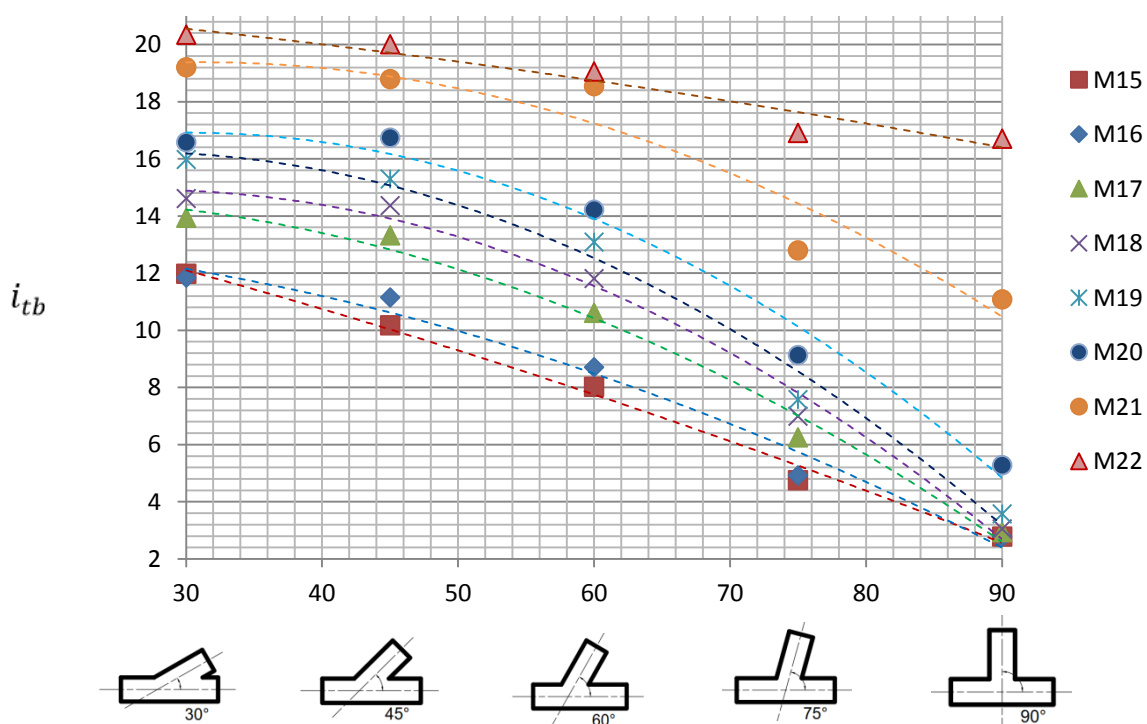


Tabla 15 de 30

i_{tb}	30	45	60	75	90
M15	11.98	10.18	8.03	4.75	2.78
M16	11.85	11.15	8.71	4.92	2.77
M17	13.94	13.33	10.61	6.26	2.94
M18	14.61	14.37	11.81	7.00	3.05
M19	15.98	15.30	13.09	7.58	3.58
M20	16.58	16.74	14.22	9.14	5.28
M21	19.21	18.79	18.54	12.80	11.08
M22	20.35	20.01	19.06	16.91	16.71

Diagrama 15 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL (Hoja 16 de 30)

Designación del factor: i_{or}

Designación de la fuerza: F_{or}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

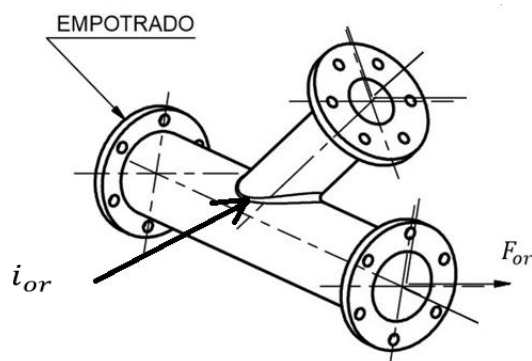
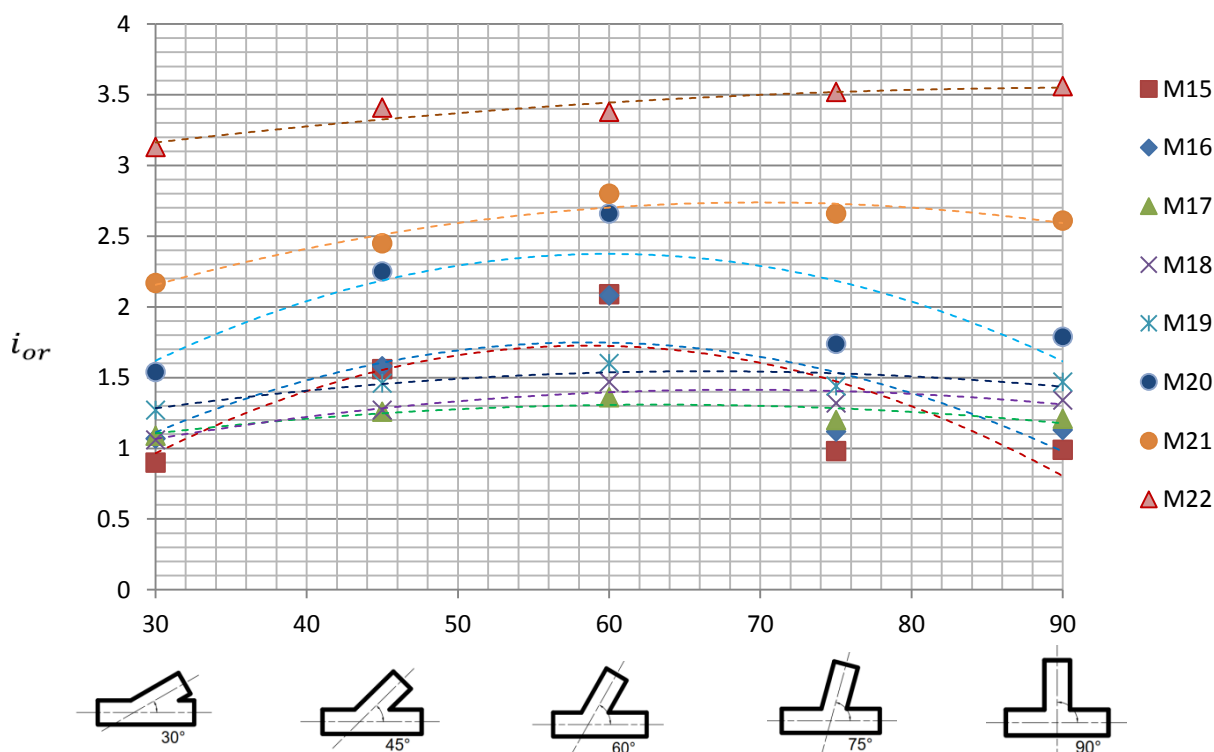


Tabla 16 de 30

i_{or}	30	45	60	75	90
M15	0.90	1.56	2.09	0.98	0.99
M16	1.07	1.58	2.08	1.12	1.13
M17	1.09	1.26	1.36	1.20	1.21
M18	1.06	1.27	1.47	1.32	1.34
M19	1.27	1.46	1.60	1.44	1.47
M20	1.54	2.25	2.66	1.74	1.79
M21	2.17	2.45	2.80	2.66	2.61
M22	3.13	3.41	3.38	3.52	3.56

Diagrama 16 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 17 de 30)**

Designación del factor: i_{ir}

Designación de la fuerza: F_{ir}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces
el diámetro del cabezal

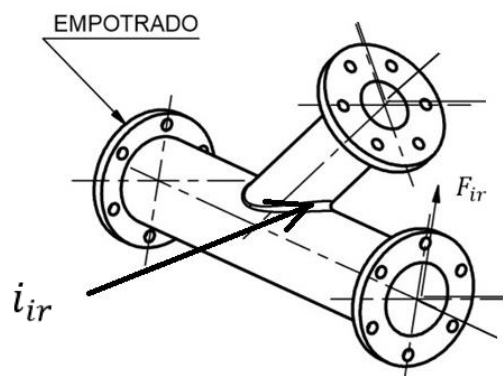
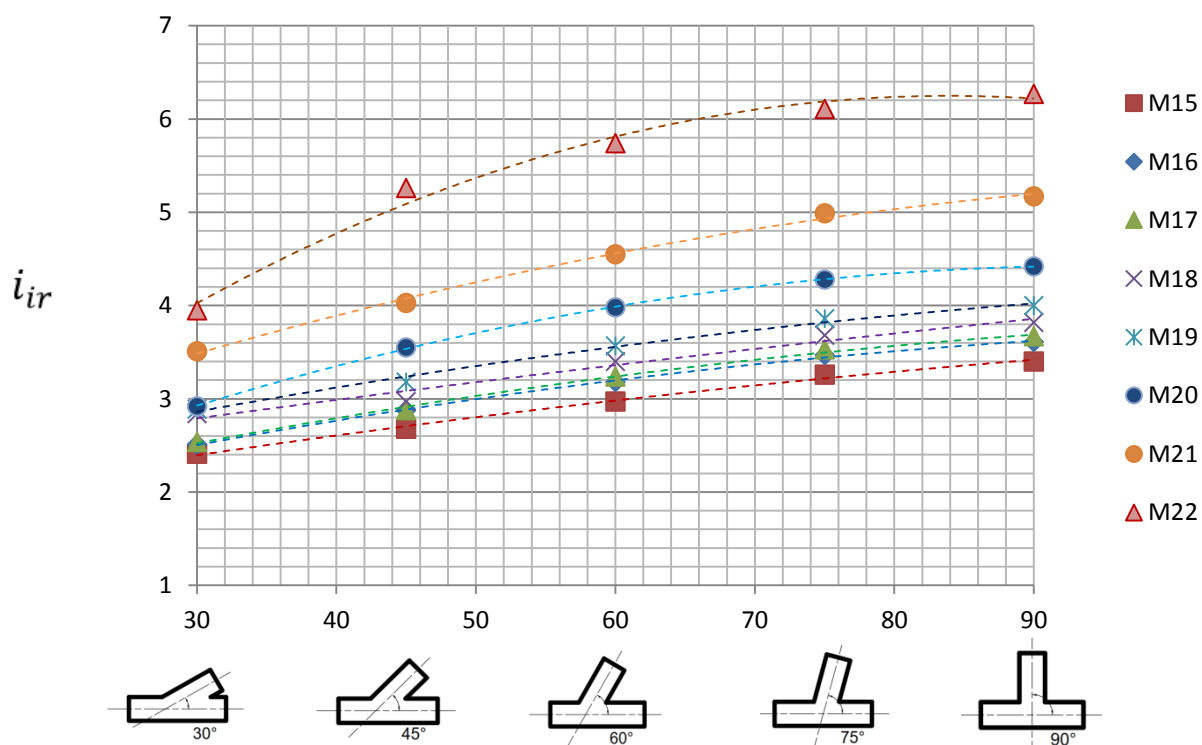


Tabla 17 de 30

i_{ir}	30	45	60	75	90
M15	2.41	2.68	2.97	3.26	3.40
M16	2.51	2.88	3.18	3.47	3.61
M17	2.54	2.88	3.24	3.53	3.67
M18	2.84	2.97	3.40	3.68	3.82
M19	2.89	3.18	3.57	3.86	4.00
M20	2.92	3.55	3.98	4.28	4.42
M21	3.51	4.03	4.55	4.99	5.17
M22	3.95	5.26	5.74	6.11	6.27

Diagrama 17 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 18 de 30)**

Designación del factor: i_{tr}

Designación del momento torsor: M_{tr}

Aplicación del momento torsor: En el eje del cabezal

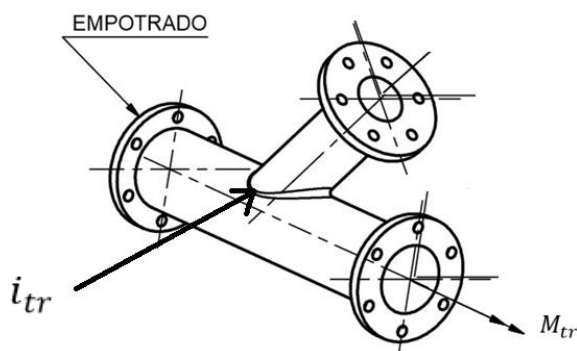
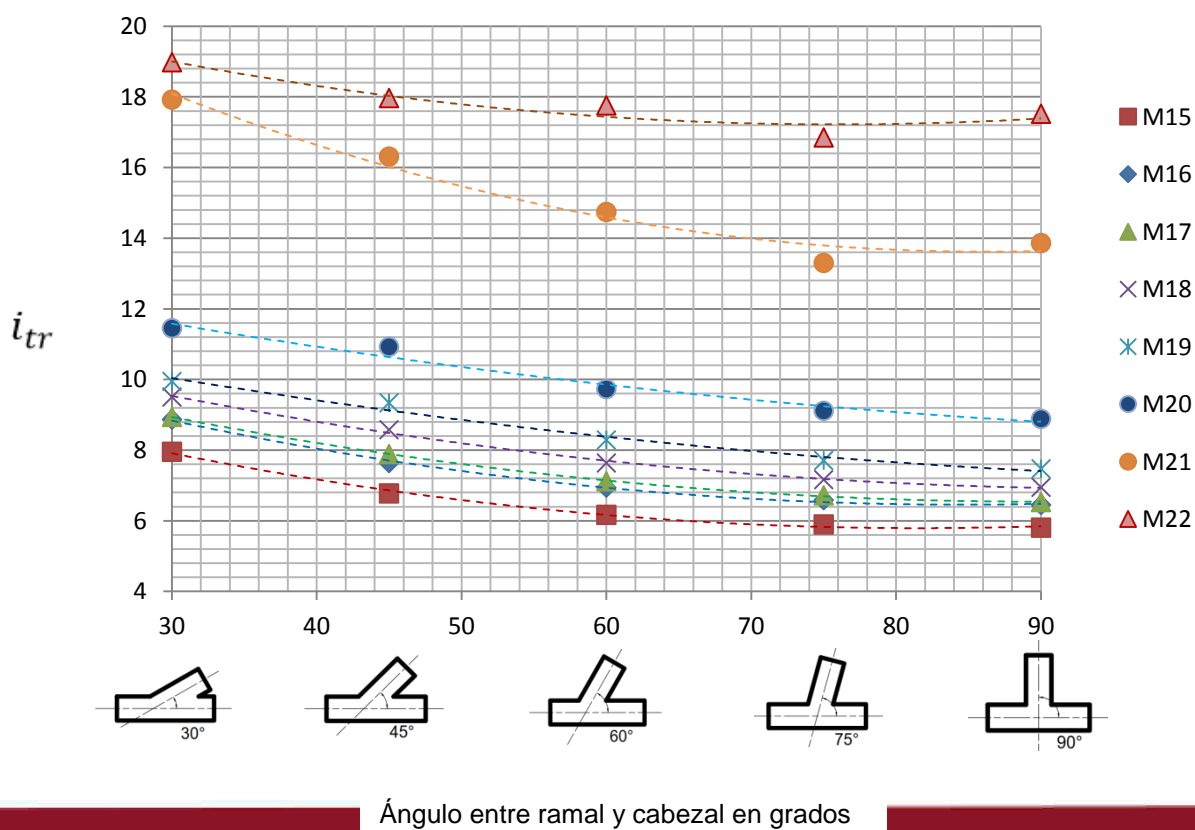


Tabla 18 de 30

i_{tr}	30	45	60	75	90
M15	7.95	6.78	6.17	5.9	5.81
M16	8.87	7.64	6.94	6.59	6.45
M17	8.94	7.89	7.12	6.72	6.53
M18	9.5	8.58	7.64	7.17	6.95
M19	9.95	9.34	8.29	7.71	7.47
M20	11.45	10.93	9.73	9.11	8.89
M21	17.92	16.31	14.74	13.3	13.86
M22	18.98	17.97	17.76	16.85	17.52

Diagrama 18 de 30



Ángulo entre ramal y cabezal en grados

**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 19 de 30)**

Designación del factor: i_{ob}

Designación de la fuerza: F_{ob}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

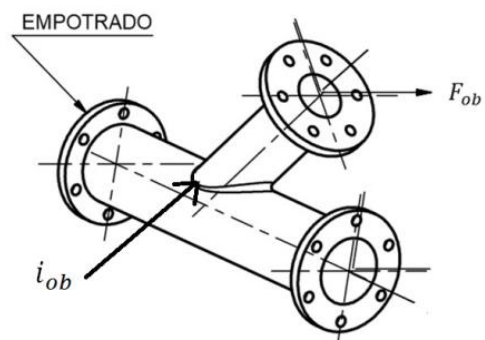
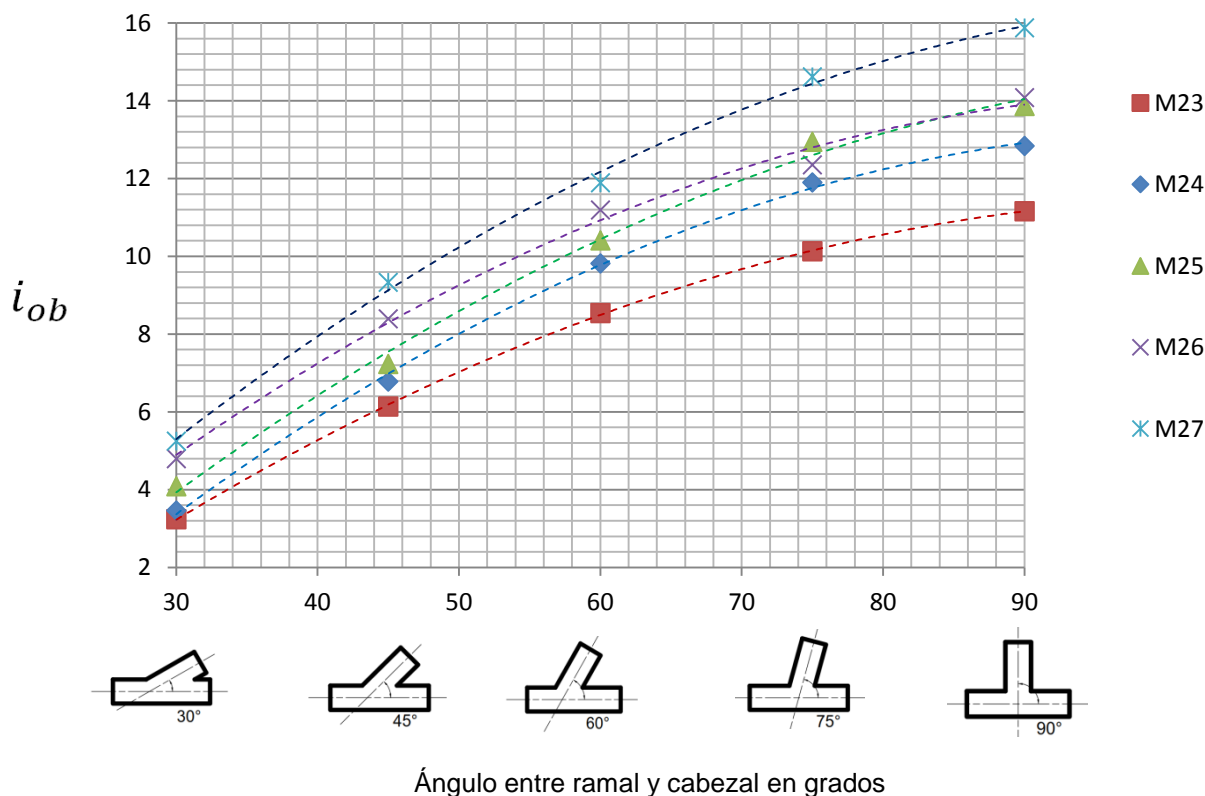


Tabla 19 de 30

i_{ob}	30	45	60	75	90
M23	3.24	6.14	8.54	10.13	11.16
M24	3.46	6.78	9.82	11.90	12.84
M25	4.09	7.23	10.41	12.95	13.87
M26	4.80	8.39	11.19	12.35	14.08
M27	5.25	9.33	11.89	14.62	15.88

Diagrama 19 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 20 de 30)**

Designación del factor: i_{ib}
 Designación de la fuerza: F_{ib}
 Momento generado: Dentro del plano
 Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

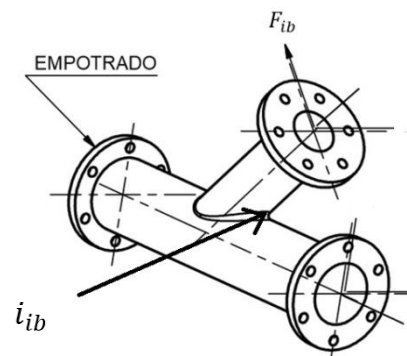
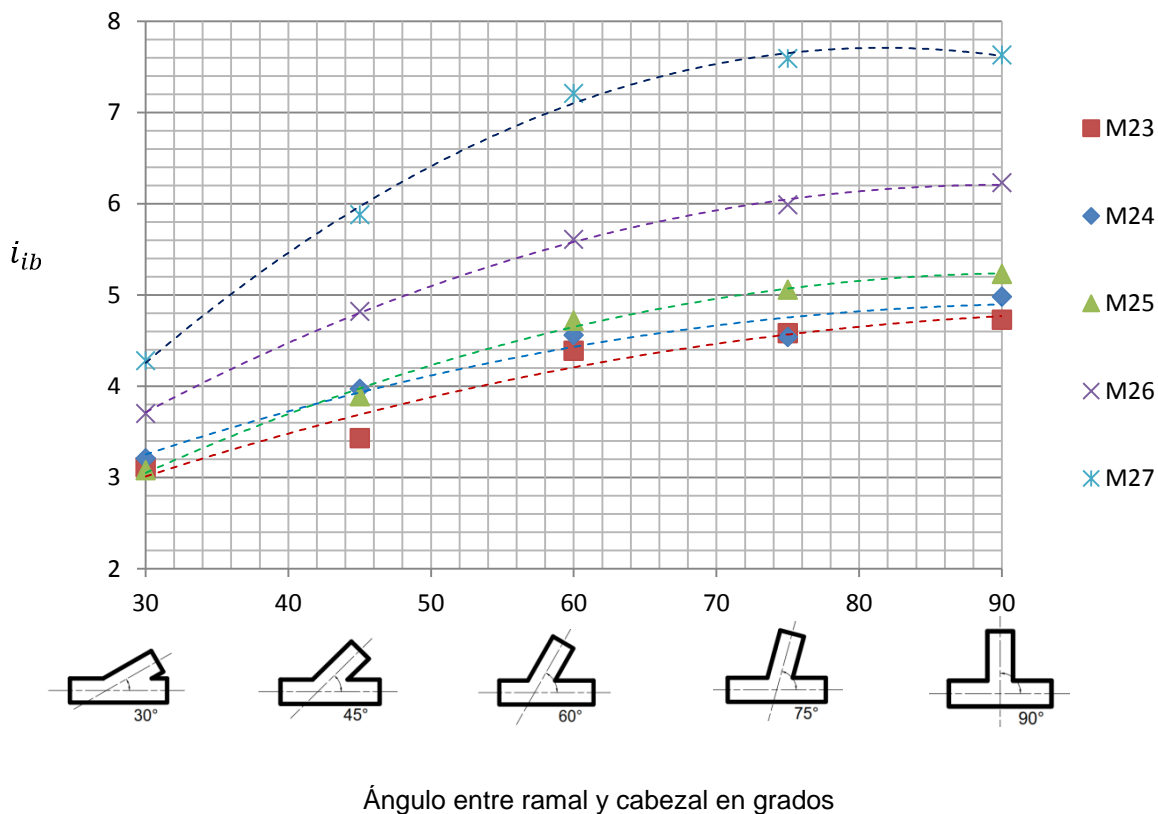


Tabla 20 de 30

i_{ib}	30	45	60	75	90
M23	3.11	3.43	4.39	4.58	4.73
M24	3.21	3.97	4.56	4.54	4.98
M25	3.08	3.89	4.72	5.06	5.23
M26	3.7	4.82	5.61	5.99	6.23
M27	4.28	5.88	7.21	7.59	7.63

Diagrama 20 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 21 de 30)**

Designación del factor: i_{tb}

Designación del momento torsor: M_{tb}

Aplicación del momento torsor: En el eje del ramal

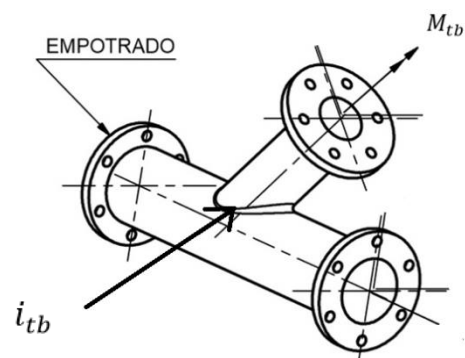
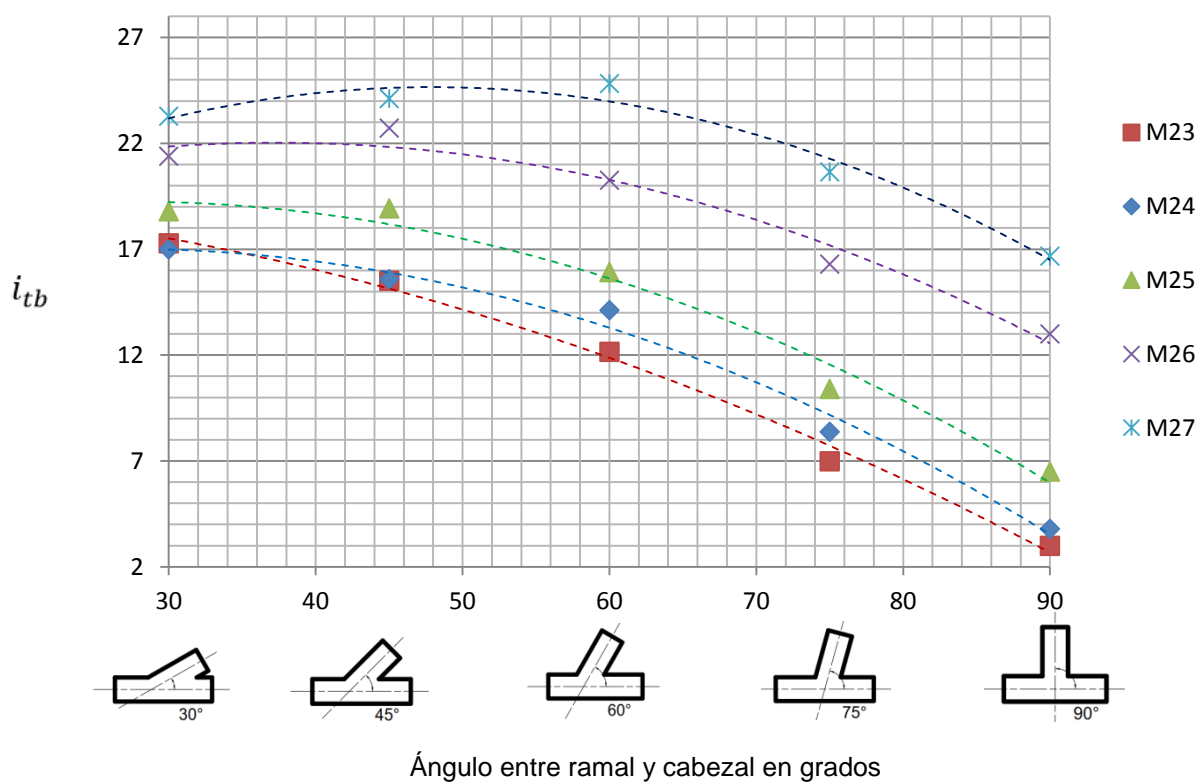


Tabla 21 de 30

i_{tb}	30	45	60	75	90
M23	17.28	15.51	12.15	6.98	3.01
M24	17.00	15.59	14.12	8.37	3.84
M25	18.80	18.93	15.92	10.40	6.52
M26	21.40	22.73	20.26	16.30	13.14
M27	23.29	24.12	24.82	20.65	16.67

Diagrama 21 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 22 de 30)**

Designación del factor: i_{or}
 Designación de la fuerza: F_{or}
 Momento generado: Fuera del plano
 Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

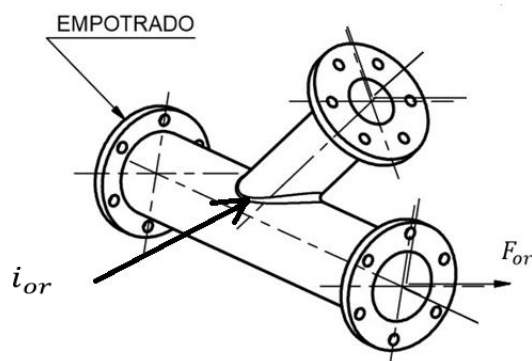
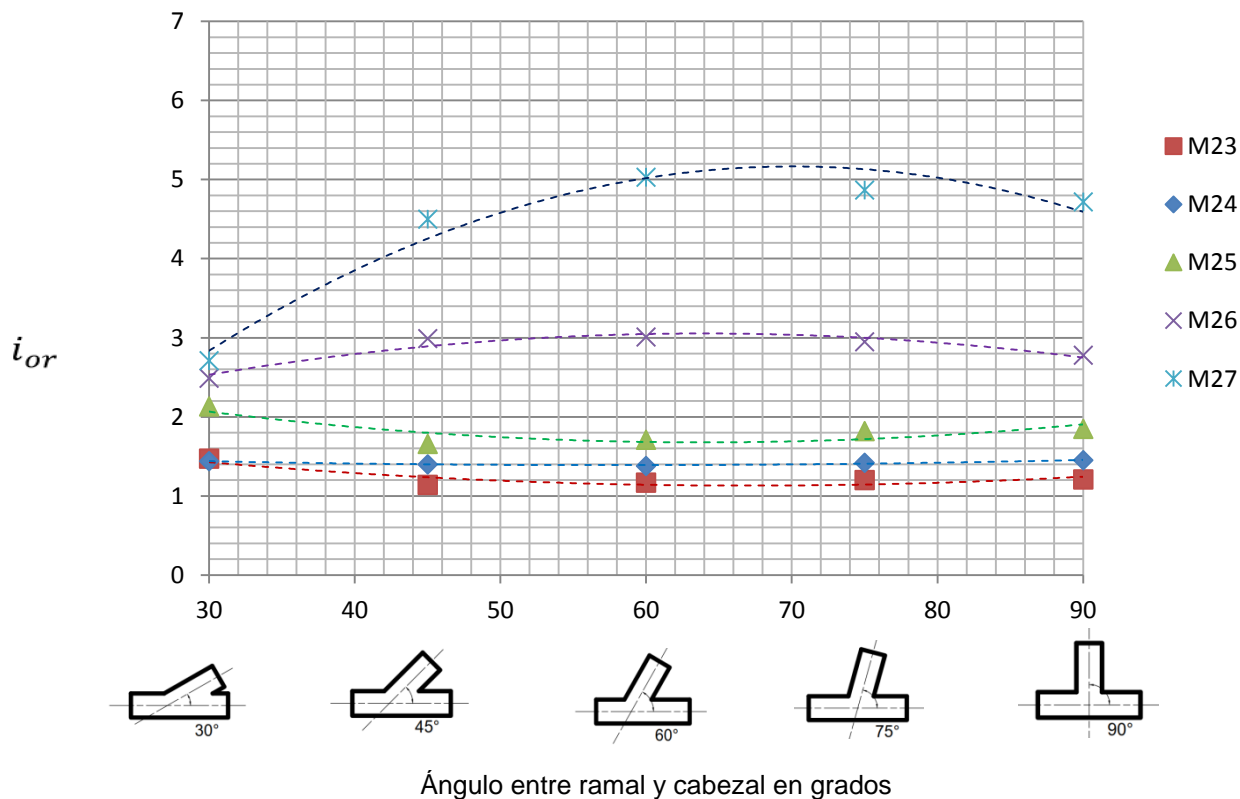


Tabla 22 de 30

i_{or}	30	45	60	75	90
M23	1.47	1.14	1.17	1.20	1.21
M24	1.44	1.4	1.38	1.42	1.45
M25	2.13	1.66	1.71	1.82	1.85
M26	2.49	2.99	3.01	2.95	2.78
M27	2.71	4.50	5.03	4.87	4.72

Diagrama 22 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 23 de 30)**

Designación del factor: i_{ir}

Designación de la fuerza: F_{ir}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

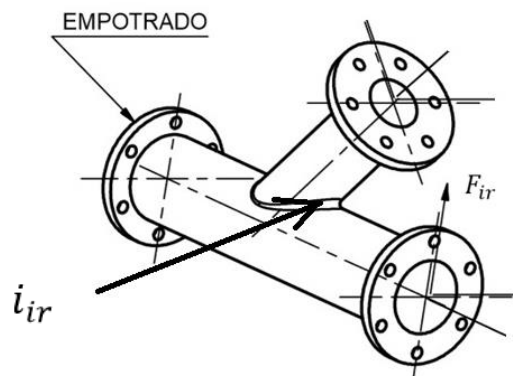
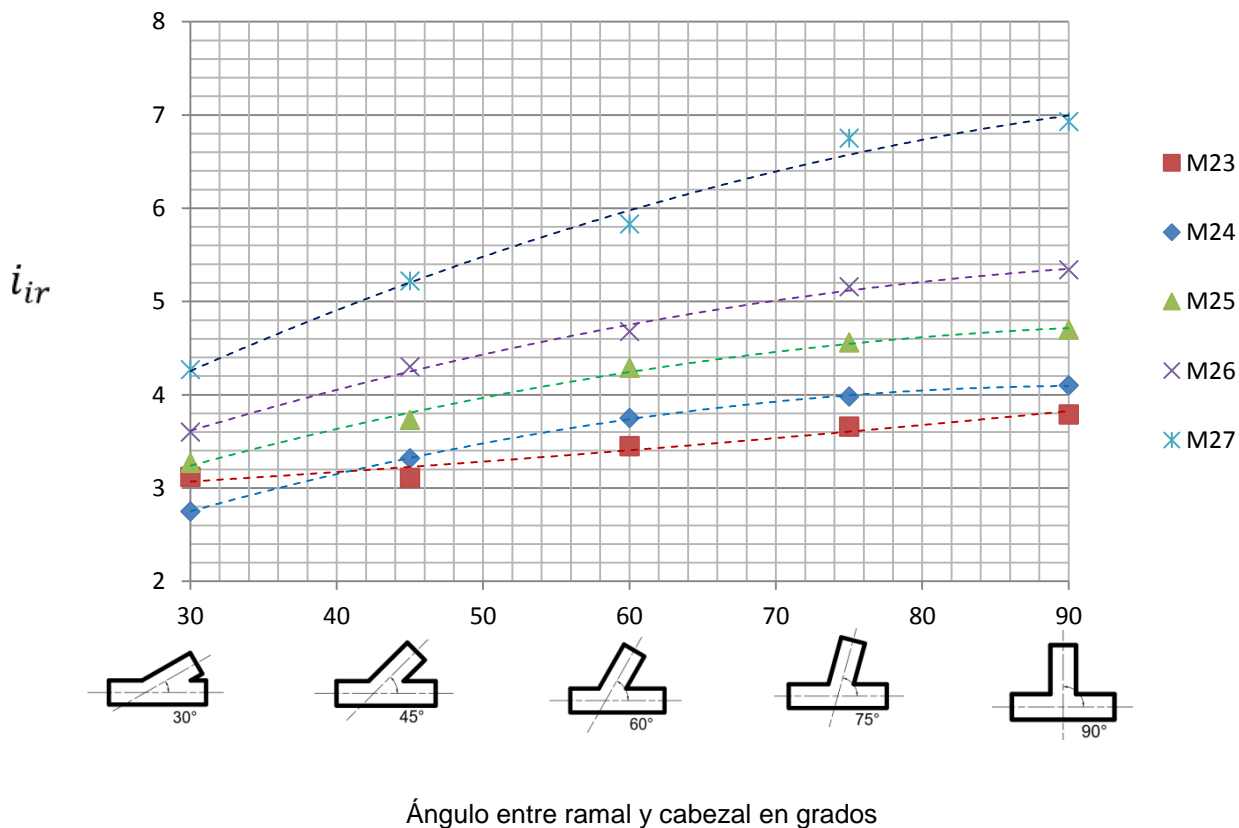


Tabla 23 de 30

i_{ir}	30	45	60	75	90
M23	3.12	3.11	3.45	3.66	3.79
M24	2.75	3.32	3.75	3.98	4.10
M25	3.27	3.73	4.29	4.56	4.70
M26	3.60	4.30	4.68	5.16	5.34
M27	4.27	5.22	5.83	6.75	6.93

Diagrama 23 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 24 de 30)**

Designación del factor: i_{tr}

Designación del momento torsor: M_{tr}

Aplicación del momento torsor: En el eje del cabezal

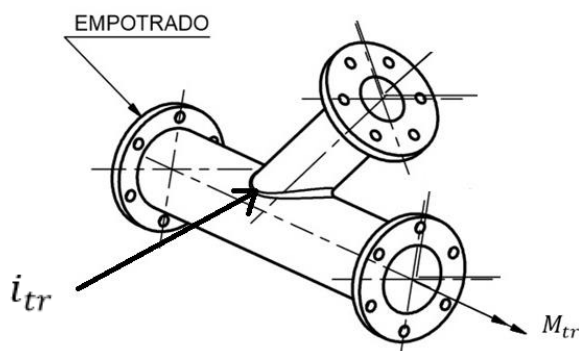
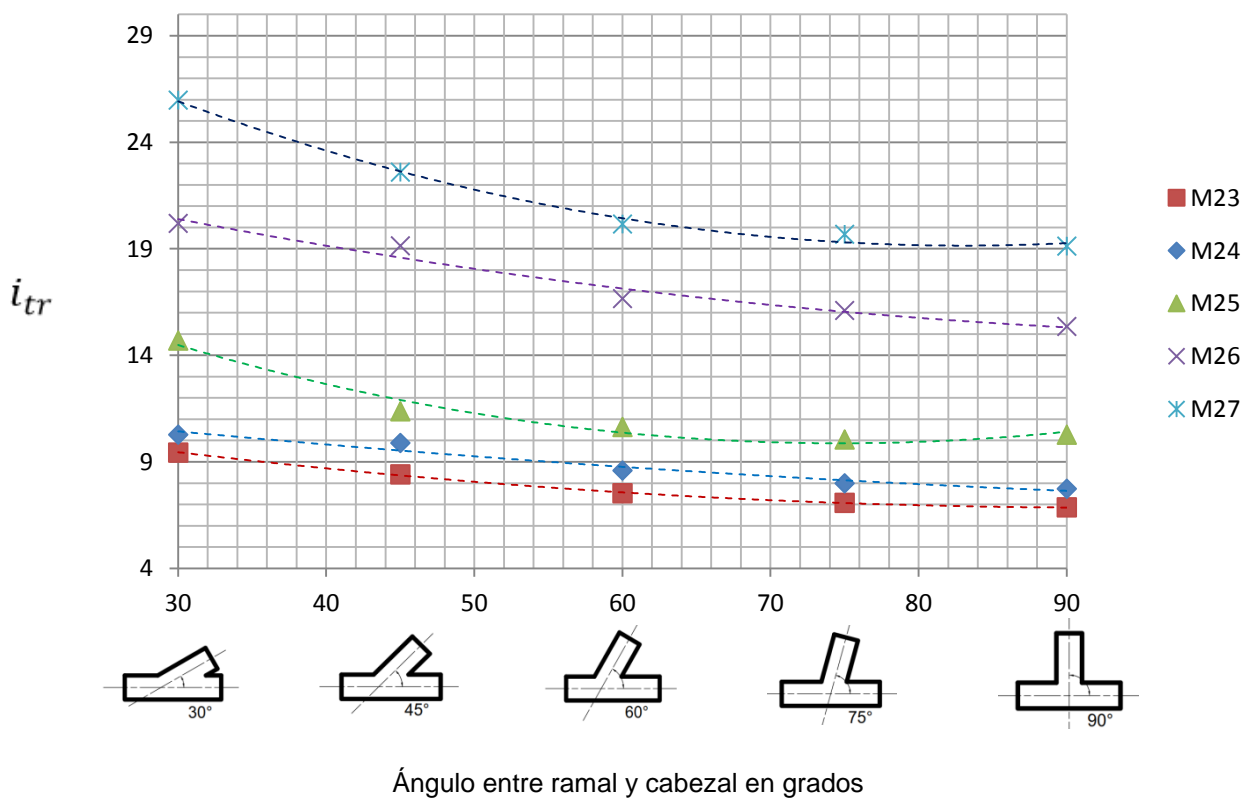


Tabla 24 de 30

i_{tr}	30	45	60	75	90
M23	9.43	8.42	7.52	7.07	6.86
M24	10.28	9.88	8.60	8.00	7.73
M25	14.70	11.38	10.63	10.05	10.28
M26	20.19	19.14	16.67	16.10	15.36
M27	25.98	22.60	20.17	19.68	19.12

Diagrama 24 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 25 de 30)**

Designación del factor: i_{ob}

Designación de la fuerza: F_{ob}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces
el diámetro del cabezal

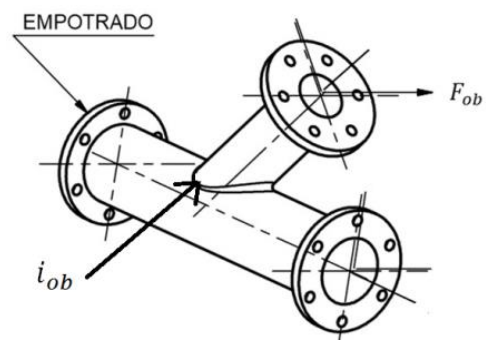
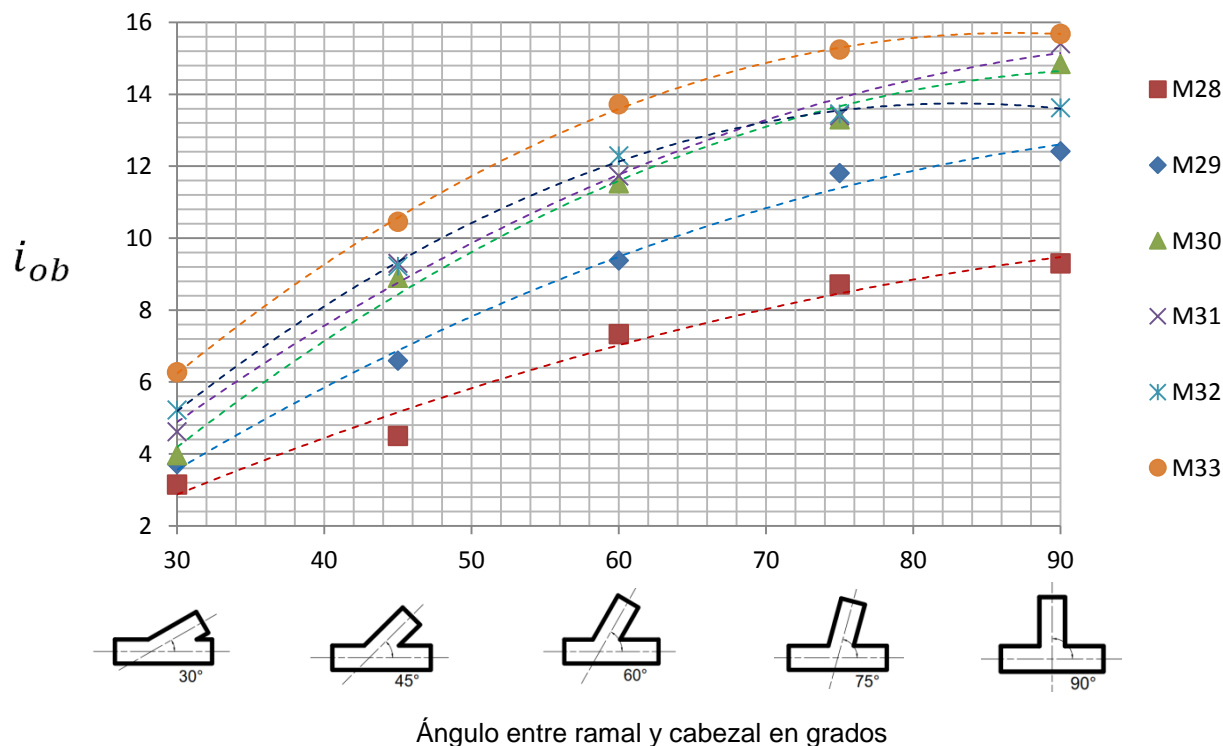


Tabla 25 de 30

i_{ob}	30	45	60	75	90
M28	3.15	4.50	7.33	8.71	9.30
M29	3.72	6.59	9.38	11.81	12.41
M30	3.97	8.90	11.52	13.30	14.84
M31	4.62	9.30	11.73	13.40	15.40
M32	5.22	9.22	12.29	13.45	13.62
M33	6.27	10.45	13.72	15.24	15.68

Diagrama 25 de 30



FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL (Hoja 26 de 30)

Designación del factor: i_{ib}

Designación de la fuerza: F_{ib}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

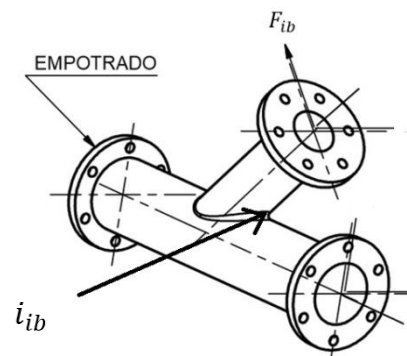
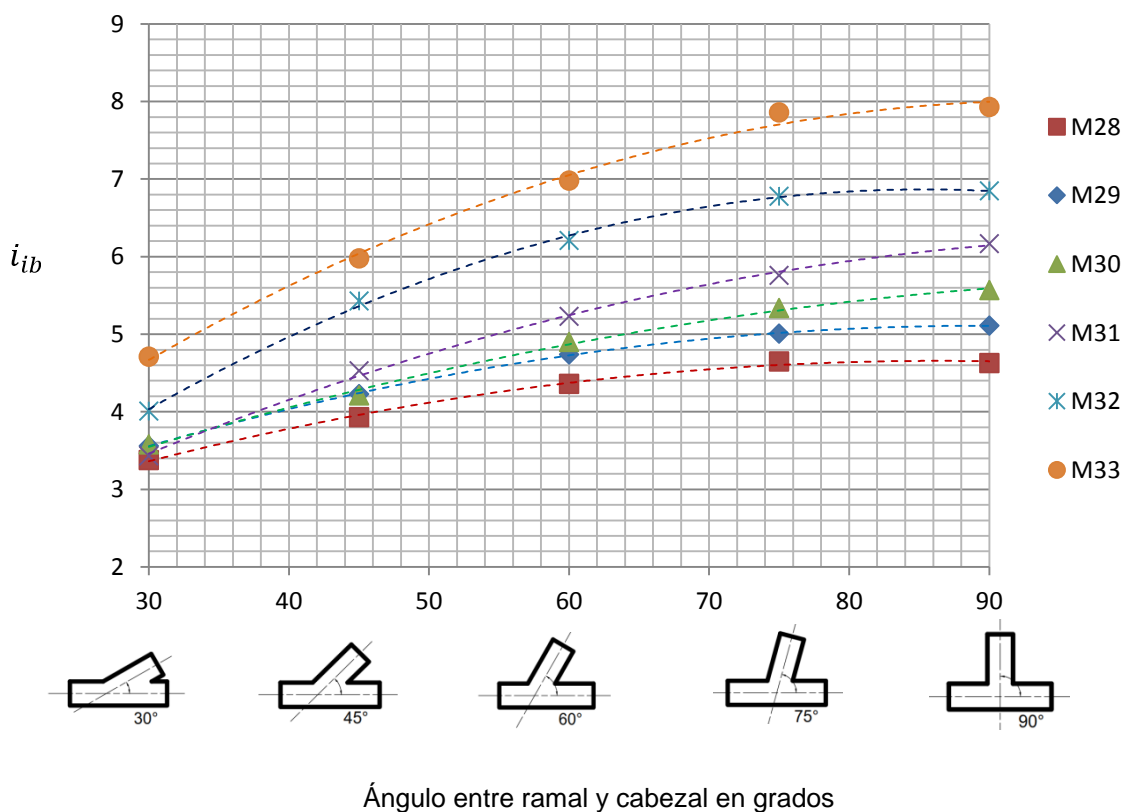


Tabla 26 de 30

i_{ib}	30	45	60	75	90
M28	3.38	3.93	4.36	4.65	4.63
M29	3.56	4.23	4.74	5.01	5.11
M30	3.58	4.21	4.9	5.34	5.57
M31	3.43	4.53	5.23	5.76	6.17
M32	4.01	5.43	6.21	6.78	6.85
M33	4.71	5.98	6.98	7.86	7.93

Diagrama 26 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 27 de 30)**

Designación del factor: i_{tb}

Designación del momento torsor: M_{tb}

Aplicación del momento torsor: En el eje del ramal

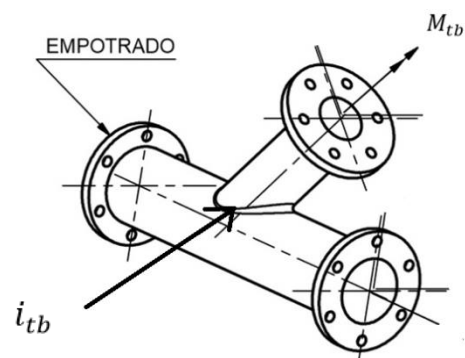
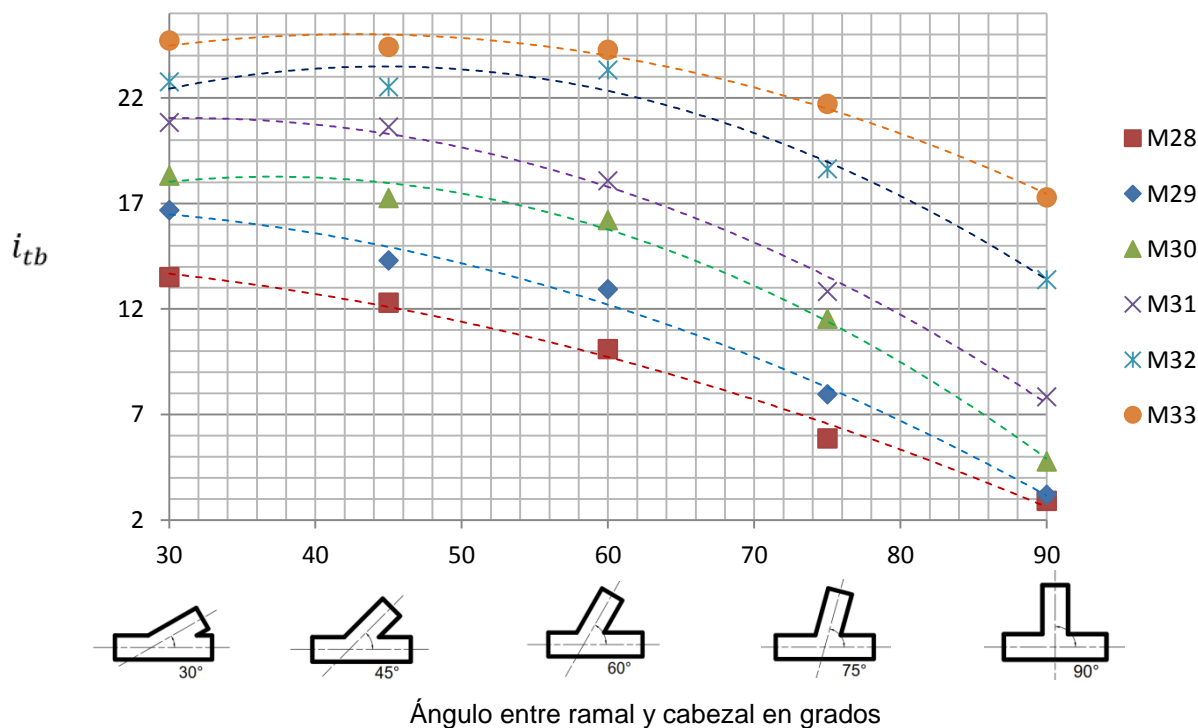


Tabla 27 de 30

i_{tb}	30	45	60	75	90
M28	13.51	12.29	10.10	5.87	2.90
M29	16.68	14.30	12.93	7.95	3.20
M30	18.31	17.25	16.21	11.53	4.77
M31	20.83	20.62	18.07	12.83	7.83
M32	22.76	22.51	23.32	18.63	13.39
M33	24.72	24.42	24.27	21.71	17.29

Diagrama 27 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE
RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 28 de 30)**

Designación del factor: i_{or}

Designación de la fuerza: F_{or}

Momento generado: Fuera del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces
el diámetro del cabezal

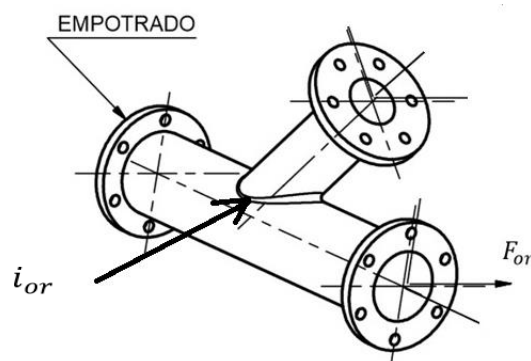
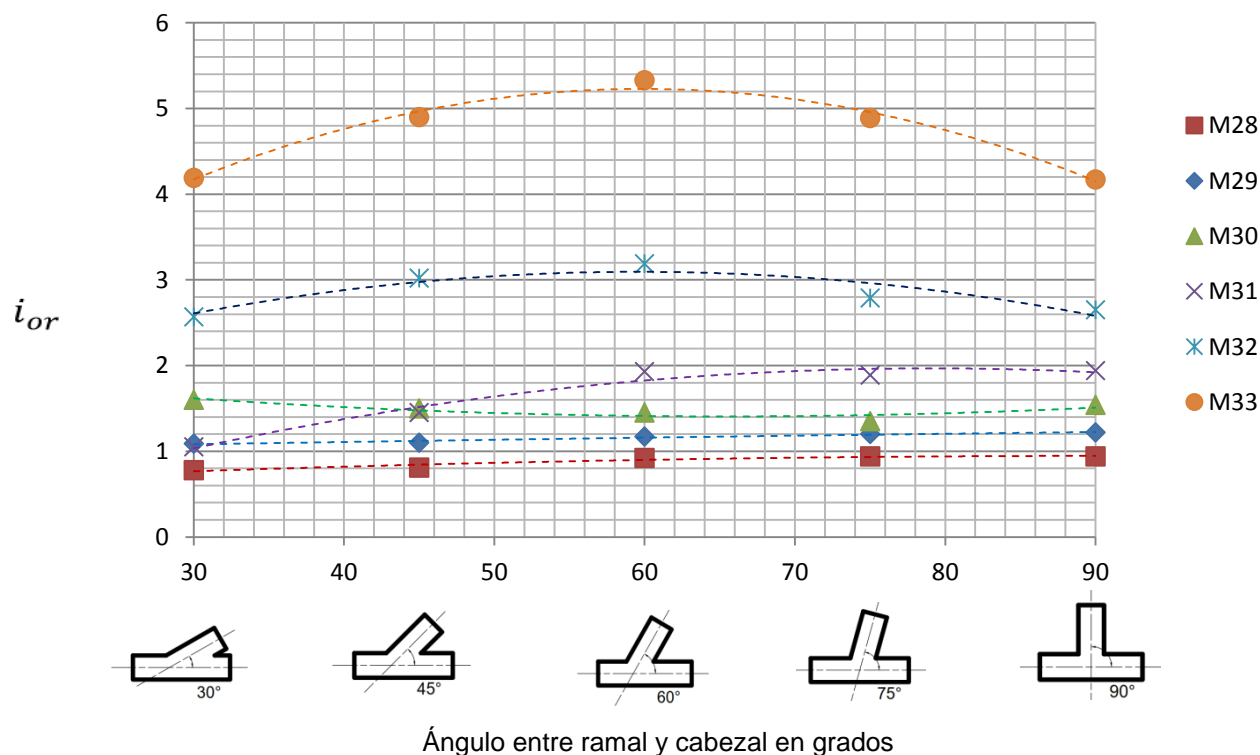


Tabla 28 de 30

i_{or}	30	45	60	75	90
M28	0.78	0.81	0.92	0.94	0.94
M29	1.09	1.10	1.17	1.20	1.22
M30	1.60	1.50	1.45	1.35	1.54
M31	1.05	1.45	1.93	1.89	1.94
M32	2.57	3.02	3.19	2.79	2.65
M33	4.19	4.90	5.33	4.89	4.17

Diagrama 28 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 29 de 30)**

Designación del factor: i_{ir}

Designación de la fuerza: F_{ir}

Momento generado: Dentro del plano

Brazo de palanca: Variable, mayor a 2 veces el diámetro del cabezal

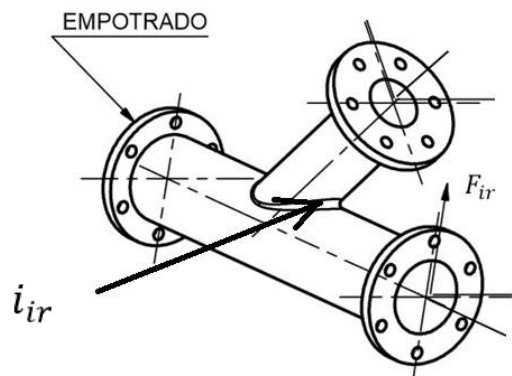
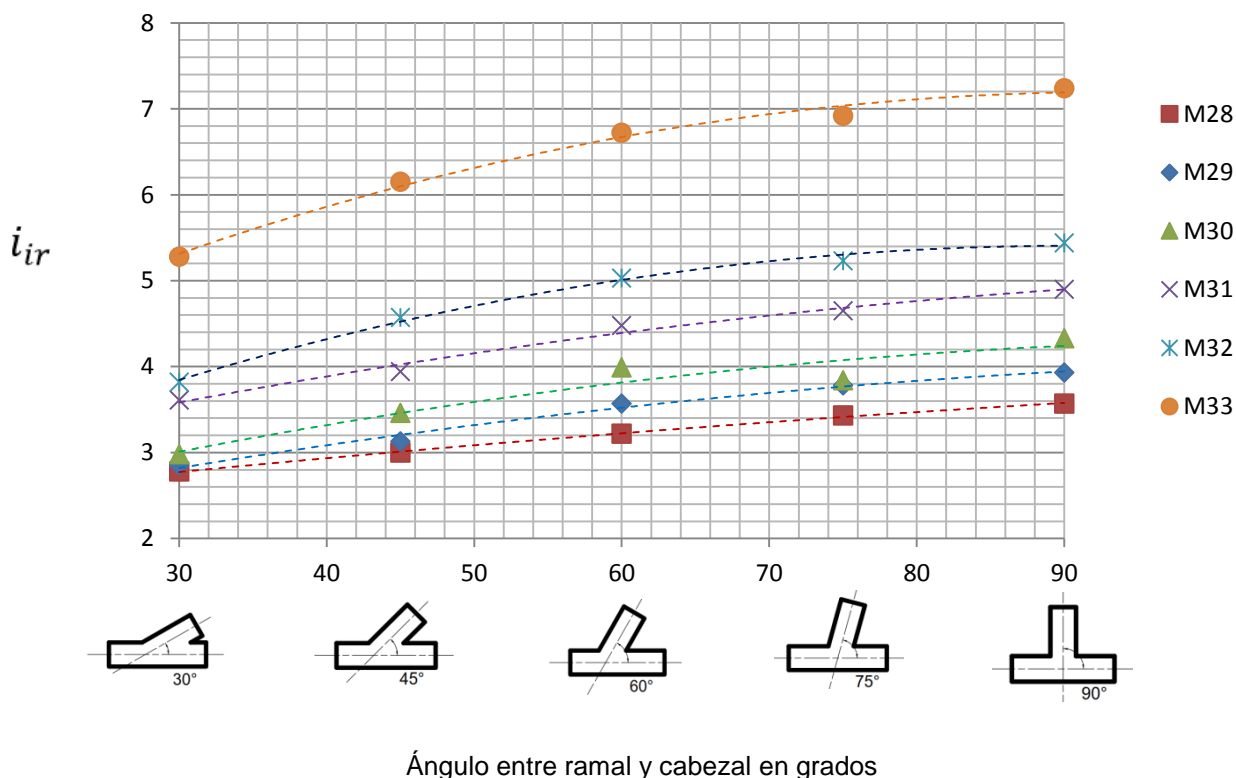


Tabla 29 de 30

i_{ir}	30	45	60	75	90
M28	2.78	3.00	3.22	3.43	3.57
M29	2.85	3.13	3.57	3.78	3.93
M30	2.98	3.46	3.99	3.84	4.33
M31	3.61	3.94	4.48	4.65	4.90
M32	3.82	4.57	5.03	5.23	5.44
M33	5.28	6.15	6.72	6.92	7.24

Diagrama 29 de 30



**FACTORES DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZO SIF RESPECTO AL ÁNGULO ENTRE RAMAL Y CABEZAL
(Hoja 30 de 30)**

Designación del factor: i_{tr}

Designación del momento torsor: M_{tr}

Aplicación del momento torsor: En el eje del cabezal

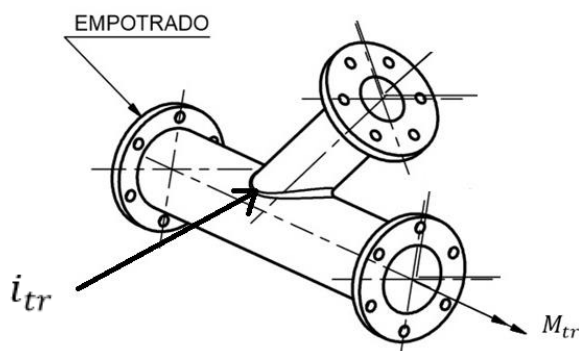


Tabla 30 de 30

i_{tr}	30	45	60	75	90
M28	8.40	7.31	6.67	6.31	6.17
M29	9.82	8.38	7.87	7.33	7.10
M30	11.11	10.35	9.34	7.56	8.36
M31	16.48	13.65	11.58	11.53	11.51
M32	21.94	20.63	19.27	17.89	15.99
M33	24.59	24.48	23.61	19.83	17.88

Diagrama 30 de 30

