

**MODELADO COMPUTACIONAL Y EXPERIMENTAL DEL EFECTO DE LA PRECARGA DE LOS
TORNILLOS EN LA FALLA DE UNIONES ATORNILLADAS A CORTANTE DOBLE DE LÁMINAS
FABRICADAS EN ACERO A36.**

YULIETH FERNANDA GUTIÉRREZ LEÓN

**UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ D.C.
2015**

**MODELADO COMPUTACIONAL Y EXPERIMENTAL DEL EFECTO DE LA PRECARGA DE LOS
TORNILLOS EN LA FALLA DE UNIONES ATORNILLADAS A CORTANTE DOBLE DE LÁMINAS
FABRICADAS EN ACERO A36.**

YULIETH FERNANDA GUTIÉRREZ LEÓN

**Proyecto de Trabajo de Grado en la modalidad de Solución de un Problema de Ingeniería
para optar al título de Ingeniero Mecánico**

Director

Carlos Julio Camacho López

Codirector

Carlos Alberto Narváez Tovar

**UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ D.C.
2015**

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a los ingenieros Carlos Narváez y Carlos Camacho por la orientación, apoyo y respaldo dado en el desarrollo del proyecto, quienes fomentaron procesos de aprendizaje en mi formación como ingeniero mecánico. No podría dejar de mencionar a Carlos Ángel, director del Departamento de Tecnología de la Información y de las Comunicaciones de la universidad Santo Tomas.

A mis padres por su apoyo y respaldo incondicional quienes siempre estuvieron allí presentes en los momentos críticos para no desfallecer. Y a mi hermano a quien dedico el logro alcanzado, para que sea esta la motivación a seguir en un futuro próximo como parte de su proyecto de vida.

CONTENIDO

ABSTRACT	13
RESUMEN	14
INTRODUCCIÓN	15
1. ESTADO DEL ARTE	18
1.1. ECUACIONES QUE CONTEMPLAN LAS FALLAS EN UNIONES ATORNILLADAS	18
1.2. PARAMETROS EN MODELOS COMPUTACIONALES DE ANALISIS DE UNIONES ATORNILLADAS CON PRECARGA	25
2. MODELO ELASTOPLÁSTICO DE LAS LÁMINAS DE ACERO A36	30
2.1. DISEÑO EXPERIMENTAL	31
2.2. PROCEDIMIENTO DEL ENSAYO	31
2.2.1. Estado de probeta plana	32
2.2.2. Montaje experimental	33
2.2.3. Método de aplicación de carga	34
2.3. RESULTADOS	35
2.3.1. Curva esfuerzo deformación ingenieril	35
2.3.2. Curva esfuerzo deformación real	38
2.4. RESULTADOS DE ENSAYO EXTERNO CON GALGA EXTENSIOMETRICA.	39
2.5. DISCUSIÓN	40
3. MODELO EXPERIMENTAL DE CARGA MÁXIMA EN UNA UNIÓN ATORNILLADA DE DOS HILERAS CON UNO, DOS Y TRES TORNILLOS, SUJETA A DIFERENTES NIVELES DE PRECARGA	44
3.1. DISEÑO EXPERIMENTAL	44
3.2. PROCEDIMIENTO DEL ENSAYO	45
3.2.1. Estado de las láminas, tornillos y tuercas	45
3.2.2. Montaje experimental	45
3.2.3. Método de aplicación de carga a tensión a uniones atornilladas	50
3.3. RESULTADOS	51

3.3.1. Resultados experimentales unión sin aplicación de precarga	51
3.3.2. Resultados experimentales unión con precarga al 75%	53
3.3.3. Resultados experimentales junta con precarga al 90%	55
3.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LAS CARGAS MÁXIMAS DE LAS UNIONES DE DOS HILERAS CON UNO, DOS Y TRES TORNILLOS BAJO DIFERENTES NIVELES DE PRECARGA	57
4. RESULTADOS DE LA CARGA LÍMITE TEÓRICA EN UNIONES ATORNILLADAS	63
4.1. Carga límite según NSR 10	63
4.2. Carga límite según ANSI/AISC 360-10 ASD	64
4.3. Carga límite según ANSI/AISC 360-10 Método del LRFD	65
5. MODELADO POR ELEMENTOS FINITOS DEL COMPORTAMIENTO DE UNA UNIÓN PERNADA DE UN GRAMIL CON HILERA DE UNO, DOS Y TRES AGUJEROS, SUJETA A DIFERENTES NIVELES DE PRECARGA	67
5.1. PARÁMETROS DEL MODELO CON ANSYS Workbench®	72
5.1.1. Resultados de unión atornillada sin precarga	76
5.1.2. Resultados de unión atornillada con 75% del efecto de precarga	79
5.1.3. Resultados de unión atornillada con 90% del efecto de precarga	81
5.1.4. Resultados de unión de dos hileras con dos y tres tornillos bajos diferentes niveles de precarga.	84
5.2. Parámetros del modelo con Siemens NX	86
6. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS COMPUTACIONALES Y CALCULOS DE CARGA LÍMITE CONTEMPLADOS EN LAS NORMAS Y/O ESPECIFICACIONES DE DISEÑO ESTRUCTURAL CON ACERO (NSR10 Y ANSI/AISC 360-10, [3-1], [2])	89
6.1. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y TEÓRICOS	89
6.1.1. Experimental-Norma NSR10	89
6.1.2. Experimental-Especificación ANSI/AISC 360-10 ASD	90
6.1.3. Experimental- Especificación ANSI/AISC 360-10 Método del LRFD	92
6.1.4. Discusión	93
6.2. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y COMPUTACIONALES	94
6.2.1. Análisis del Modelo elastoplástico I	94
6.2.2. Análisis del Modelo elastoplástico II	98
6.2.3. Discusión	101
CONCLUSIONES	105

RECOMENDACIONES	107
REFERENCIAS	109
ANEXOS	112
ANEXO 1. PLANOS	112
ANEXO 2. DETERMINACIÓN DE TAMAÑO DE MUESTRA.	117
ANEXO 3. LISTA DE CHEQUEO DE DATOS PARA EL ENSAYO A TENSIÓN DE PROBETA PLANA.	120
ANEXO 4. DETERMINACIÓN DEL VALOR DE LA PRECARGA DEL 75% Y 90% CON SU RESPECTIVO TORQUE.	121
ANEXO 5. VISUALIZACIÓN DE LAS DIFERENTES ÁREAS CALCULADAS SEGÚN LA NORMA NSR10 Y ESPECIFICACIÓN ANSI/AISC 360-10	122
ANEXO 6. TORNILLO ESTRUCTURAL ASTM A325 TIPO I	125
ANEXO 7. FICHA TÉCNICA DE PROVEEDOR DE PLANCHA DE A36	129
ANEXO 8. REPORTE DE LA ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERÍA	130

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Designación de área neta efectiva(A_e) y área bruta(A_g).	18
Figura 2. Designación de A_{nt} área neta a tensión y el A_{nv} área neta cortante.	20
Figura 3. Designación de A_{gv} área bruta a cortante y A_{gt} área bruta a tensión.	20
Figura 4. Planos del bloque cortante (1. Plano a tensión 2. Plano neto a tensión 3. Plano cortante 4. Plano cortante neto).	21
Figura 5. Variables del área a tensión activa.	22
Figura 6. Placa de análisis de Emre, donde S es el espaciado, P la distancia de paso y E la distancia final.	23
Figura 7. “Bolt line case”	23
Figura 8. Malla usada para análisis de tensiones residuales causadas por interferencia. ...	26
Figura 9. Ejemplo de densidad malla alrededor del agujero.	27
Figura 10. Aplicación de la precarga en el tornillo	28
Figura 11. Precarga distribuida por nodos “ <i>tied node</i> ”.	28
Figura 12. Efecto de “ <i>clamp-up</i> ”.	29
Figura 13. Modelo simétrico.	29
Figura 14. Modelo simétrico con su respectivo enmallado.	30
Figura 15. Regiones de contacto.	30
Figura 16. Diagrama de flujo del procedimiento del ensayo a tensión realizado a probeta plana.	31
Figura 17. Longitud calibrada de probeta plana.	33
Figura 18. Máquina universal de ensayos SHIMADZU.	33
Figura 19. Perpendicularidad de probeta respecto a la mordaza.	34
Figura 20. Cuello y rotura en probeta #1.	35
Figura 21. Curva fuerza alargamiento, ensayo 1.	36
Figura 22. Curva esfuerzo deformación, ensayo 1.	37
Figura 23. Histograma Propiedades mecánicas del acero A36.	38
Figura 24. Curva esfuerzo deformación ingenieril porcentual.	39
Figura 25. Curva esfuerzo deformación real ensayos USTA.	42
Figura 26. Curva esfuerzo deformación real de ensayo externo con galga extensiométrica.	43
Figura 27. Diagrama de flujo del procedimiento del ensayo a tensión a las uniones atornilladas.	46
Figura 28. Montaje de unión atornillada de dos hileras con uno, dos y tres tornillos.	47
Figura 29. Montaje de unión atornillada de tres hileras.	47

Figura 30. Agarre extremo de láminas externas.....	48
Figura 31. Torque para precarga de 75%.....	48
Figura 32. Flujograma de ajuste de tornillo con la ayuda de llave torquímetro.	48
Figura 33. Montaje de unión atornillada de dos hileras de agujeros.....	50
Figura 34. Falla unión de dos hileras un tornillo sin precarga.....	51
Figura 35. Falla unión de dos hileras dos tornillos sin precarga.....	52
Figura 36. Falla unión de dos hileras tres tornillos sin precarga.	52
Figura 37. Comportamiento de capacidad de carga de las tres uniones sin precarga.....	53
Figura 38. Falla unión de dos hileras un tornillo con precarga del 75%.	54
Figura 39. Falla de unión de dos hileras dos tornillos con precarga de 75%.	54
Figura 40. Falla de unión de dos hileras tres tornillos con precarga de 75%.	54
Figura 41. Curva fuerza alargamiento del efecto de la precarga de 75% en las uniones de dos hileras con uno, dos y tres tornillos.	55
Figura 42. Falla por aplastamiento en la unión de dos hileras un tornillo con precarga de 90%.	56
Figura 43. Falla de la unión atornillada de dos hileras dos tornillos con precarga de 90%.	56
Figura 44. Falla de unión de dos hileras de agujeros con precarga de 90%.	57
Figura 45. Curva fuerza alargamiento del efecto de la precarga de 90% en uniones de una, dos y tres hileras.	57
Figura 46. Curva fuerza alargamiento promedio de ensayos de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.	61
Figura 47. Curva fuerza alargamiento promedio de ensayos de la unión de dos hileras un tornillo con 75% precarga.	61
Figura 48. Curva fuerza alargamiento promedio de ensayos de la unión de dos hileras un tornillo con 90% precarga.	62
Figura 49. Distribución geométrica de las láminas.	67
Figura 50. Condiciones de borde para el modelo de análisis de convergencia de malla.	68
Figura 51. Definición del par de contacto.....	69
Figura 52. Nombramiento de agujeros.....	69
Figura 53. Convergencia lámina de un agujero.	70
Figura 54. Convergencia lámina de dos agujeros.	70
Figura 55. Convergencia lámina de tres agujeros, primer agujero.	70
Figura 56. Convergencia lámina de tres agujeros, segundo agujero.....	71
Figura 57. Convergencia lámina de tres agujeros, tercer agujero.....	71
Figura 58. Diagrama de flujo de modelo computacional con el software ANSYS Workbench®.	73
Figura 59. Malla hexaédrica de la unión C para las láminas.....	73
Figura 60. Contacto entre tornillo y lámina de la unión C.....	74
Figura 61. Condiciones de frontera, para unión C con efecto de precarga.....	75

Figura 62. Condiciones de frontera, para unión C sin efecto de precarga.	75
Figura 63. Precarga de 75%, en segundo tornillo de la unión C.	76
Figura 64. Elongación total de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.	77
Figura 65. Esfuerzo plano XY de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.	77
Figura 66. Esfuerzo equivalente de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.	78
Figura 67. Estado de contacto de lámina central de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.	78
Figura 68. Deformación plástica de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.	79
Figura 69. Elongación total en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo con efecto de precarga de 75%.	79
Fuente: Autor.	79
Figura 70. Esfuerzo plano XY en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.	80
Figura 71. Esfuerzo equivalente en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.	80
Figura 72. Estado de contacto en agujero de lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.	81
Figura 73. Deformación plástica de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.	81
Figura 74. Elongación total en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 90%.	82
Figura 75. Esfuerzo plano XY en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 90%.	82
Figura 76. Esfuerzo equivalente en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 90%.	83
Figura 77. Estado de contacto en agujero de lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.	83
Figura 78. Deformación plástica de unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 90%.	84
Figura 79. Esfuerzo cortante XY para uniones de dos hileras con dos y tres tornillos bajo diferentes niveles de precarga.	85
Figura 80. Malla trabajada, lámina central división geométrica.	87
Figura 81. Selección de contactos.	87
Figura 82. Precarga 3D en NX.	88
Figura 83. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional I vs modelo experimental promedio de ensayos.	95
Figura 84. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional I vs modelo experimental promedio con precarga de 75%.	96

Figura 85. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional I vs modelo experimental promedio con precarga de 90%.	97
Figura 86. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional II vs modelo experimental promedio.	98
Figura 87. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional II vs modelo experimental promedio con precarga de 75%.	99
Figura 88. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional II vs modelo experimental promedio con precarga de 90%.	100
Figura 89. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica sin precarga (modelo elastoplástico I).	101
Figura 90. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica bajo el efecto de precarga de 75% (modelo elastoplástico I).	102
Figura 91. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica bajo el efecto de precarga de 90% (modelo elastoplástico I).	102
Figura 92. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica sin precarga (modelo elastoplástico II).	103
Figura 93. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica bajo el efecto de precarga de 75% (modelo elastoplástico II).	104
Figura 94. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica bajo el efecto de precarga de 90% (modelo elastoplástico II).	104
Figura 95. Valores de resistencia nominal de sujetadores y partes roscadas [24].	127

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.	Resultados de propiedades mecánicas de curvas fuerza deformación USTA.	37
Tabla 2.	Resultados de propiedades mecánicas de curvas esfuerzo deformación USTA.	37
Tabla 3.	Propiedades mecánicas de un ensayo a tensión con galga extensiométrica.	39
Tabla 4.	Precisión de los resultados de propiedades mecánicas ensayos USTA.	40
Tabla 5.	Propiedades mecánicas del acero A36 a partir de la curva esfuerzo deformación real ensayos USTA.	41
Tabla 6.	Valores del modelo elastoplástico I para modelo computacional.	42
Tabla 7.	Propiedades mecánicas del acero A36 de ensayo con galga extensiométrica, modelo elastoplástico II.	43
Tabla 8.	Esquema del diseño experimental de dos factores	44
Tabla 9.	Análisis de varianza para el modelo factorial con dos factores efectos fijos.	58
Tabla 10.	Resultados de ensayos a tensión de la unión de dos hileras un tornillo.	59
Tabla 11.	Resultados de ensayos a tensión de la unión de dos hileras dos tornillos.	59
Tabla 12.	Resultados de ensayos a tensión de la unión de dos hileras tres tornillos.	60
Tabla 13.	Arreglo de datos para el diseño factorial con dos factores.	60
Tabla 14.	Valor de áreas NSR10.	63
Tabla 15.	Resultados de resistencias de diseño de elementos a tensión según NSR10.	64
Tabla 16.	Valor de áreas ANSI/AISC ASD.	64
Tabla 17.	Cargas permisibles para las uniones ANSI/AISC ASD.	65
Tabla 18.	Valor de áreas ANSI/AISC ASD.	65
Tabla 19.	Cargas permisibles para las uniones ANSI/AISC ASD.	66
Tabla 20.	Comparación de resultados de elementos Hexaédricos y tetraédricos.	67
Tabla 21.	Resultados del criterio de convergencia para cada tipo de lámina.	72
Tabla 22.	Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo NSR10.	89
Tabla 23.	Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras dos tornillos NSR10.	90
Tabla 24.	Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras tres tornillos NSR10.	90
Tabla 25.	Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo ASD.	91
Tabla 26.	Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras dos tornillos ASD.	91
Tabla 27.	Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras tres tornillos ASD.	92

Tabla 28.	Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo LRFD.	92
Tabla 29.	Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo LRFD.	93
Tabla 30.	Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo LRFD.	93
Tabla 31.	Porcentaje de error de carga límite de la unión atornillada de dos hileras uno, dos y tres tornillos.....	93
Tabla 32.	Cantidad de nodos requeridos para cada unión según análisis de convergencia.	94
Tabla 33.	Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo.	95
Tabla 34.	Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo con precarga del 75%.....	96
Tabla 35.	Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo con precarga del 90%.....	97
Tabla 36.	Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo.	98
Tabla 37.	Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo con precarga del 75%.....	99
Tabla 38.	Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo con precarga del 90%.....	100
Tabla 39.	Caso I del cálculo de tamaño de la muestra.	117
Tabla 40.	Valor del tamaño de la muestra que acepta la hipótesis nula.	117
Tabla 41.	Resultados del tamaño de la muestra variando la probabilidad.	118
Tabla 42.	Caso II del cálculo del tamaño de la muestra.	118
Tabla 43.	Resultados del tamaño de la muestra variando la varianza muestral.....	118
Tabla 44.	Caso III del cálculo del tamaño de la muestra.	119
Tabla 45.	Resultado del tamaño de la muestra.	119
Tabla 46.	Lista de chequeo.	120
Tabla 47.	Resultados de resistencia al aplastamiento.....	125
Tabla 48.	Valor de la resistencia al aplastamiento para uniones atornilladas según el número de tornillos.....	126
Tabla 49.	Resultados de la resistencia a corte.....	128
Tabla 50.	Valor del cortante doble para uniones atornilladas según el número de tornillos.	128

ABSTRACT

The present project has to determine the effect of the preload in double shear joint with one, two and three bolts submitted to tension. To give fulfillment to the objective, experimental and computational models were prepared. Its development was executed of the following way, in the first stage, tension test realized at the universal machine from Santo Tomas University in order to obtain the stress strain real curve, being useful to determine the inherent mechanical properties of steel A36 used in the manufacture of double shear joint. As the second stage, the double shear joint with preload of 0%, 75% and 90% were subjected to tension test followed the experimental design. As third stage, validating the results of limit load calculated with the equations present at the standard *Norma Sismo Resistente Colombiana* (NSR10) and the specification ANSI/AISC 360-10. The fourth stage represents the achievement of the computational models with bilinear and multilinear behavior, case of nonlinear contact, friction and effect of preload were the most critical variables. Its respective results were compared with the experimental results in order to validate that the model of finite elements was satisfactory. Finally it conclude that the specification ANSI/AISC 360-10 Method of the LRFD has the correct equation that predicts the limit load for each of the double shear joint and that the computational multilinear model is more accurate than bilinear model . As for the effect of preload demonstrated experimentally and computationally that it prolongs the limit load.

Key words: double shear joint, multilinear behavior, experimental model, computational model, contacts and preload effect.

RESUMEN

El trabajo de grado tiene por objetivo principal modelar el efecto de la precarga de los tornillos en las uniones atornilladas a cortante doble de uno, dos y tres tornillos sometidas a tensión, para dar cumplimiento al objetivo se elaboraron modelos experimentales y computacionales. Su desarrollo contempló las siguientes etapas: en la primera se realizaron ensayos a tensión a probetas planas de acero A36 utilizado en la fabricación de las uniones atornilladas luego, en la segunda se sometió a tensión cada una de las uniones atornilladas bajo el efecto de tres niveles de precarga (0%, 75% y 90%) según el diseño experimental establecido. Como tercera etapa se determinó el valor de carga límite calculado por medio de las ecuaciones presentes en la norma sismo resistente colombiana (NSR10) y la especificación ANSI/AISC 360-10. En la cuarta etapa, figura la realización de modelos computacionales bajo comportamiento multilineal y bilineal del material con parámetros de contacto no lineal, fricción y precarga. Dando paso a la última etapa que contiene la comparación de resultados experimentales y computacionales a fin de validar que el modelo de elementos finitos fuese satisfactorio. De esta manera se pudo concluir que la especificación ANSI/AISC 360-10 Método del LRFD es la que mejor predice la carga límite para cada una de las uniones atornilladas trabajadas y que solamente el modelo computacional multilineal ofrece resultados próximos a los experimentales. En cuanto al efecto de la precarga, se demuestra experimental y computacionalmente un aumento en el valor de carga límite a medida que se incrementa el efecto de precarga de 0% a 75% y 90%.

Palabras claves: unión atornillada a cortante doble, comportamiento multilineal, modelo experimental, modelo computacional, contactos no lineales y efecto de precarga.

INTRODUCCIÓN

La industria Colombiana cuenta con una alta demanda de realización de proyectos relacionados con el diseño y fabricación de estructuras metálicas como bodegas industriales, edificios, puentes, vigas, sistemas livianos para vivienda, cubiertas metálicas y estructuras especiales para minería, industria militar, industria marítima e industria petrolera [1], [2]. Pero esos no son los únicos casos de diseño que requieren del uso de uniones atornilladas, como ejemplo adicional están los bastidores de máquinas porque soportan cargas de gran magnitud como el de un motor, igualmente se encuentra la fabricación de estructuras metálicas quienes soportan los efectos de cargas extremas en sus elementos y miembros de unión [3]. En la Norma Sismo Resistente Colombiana (NSR10) - Título F Estructuras Metálicas, se encuentran los parámetros de diseño y resistencia límite de estructuras conformadas por elementos de acero o de aluminio soldados, atornillados, o remachados [4].

La gran utilidad y empleo de este tipo de uniones se debe a que las láminas de acero sometidas a tensión son elementos eficientes en el diseño estructural al poder desarmarse sin necesidad de generar daños a las piezas. Existen diferentes tipos de conexión para estos miembros uno de ellos son las uniones atornilladas a cortante doble. Respecto a los estudios relacionados con el tipo de fallas asociadas a catástrofes estructurales, no se cuenta con modelos experimentales y computacionales que involucren el comportamiento de falla bajo condiciones de precarga, siendo aun así considerados elementos primordiales encargados de transmitir fuerzas, el cual deben estar restringidas ante desplazamientos o giros sobre su mismo eje, de modo que su instalación llegué a considerarse adecuada, garantizando así que la zona donde se encuentra la estructura metálica es segura.

Ahora bien, el análisis de uniones atornilladas a cortante doble de láminas fabricadas de acero A36 requiere contar con un primer contraste de análisis teóricos y experimentales basándose en los criterios de normas y estándares relacionados con la determinación de carga límite utilizados en la industria colombiana. Contando así con un previo conocimiento sobre el comportamiento de las uniones con el tipo falla al ser sometidas a tracción. A todo esto, el desarrollo del modelo computacional necesita de la previa ejecución del modelo experimental con la finalidad de reducir los errores presentados durante el proceso de su

obtención, para luego contrastarse estos dos (experimentales y computacionales) bajo diferentes fenómenos de carga, precarga y número de tornillos.

En cuanto a la implementación de técnicas que evidencien el correcto análisis de las uniones planteadas anteriormente sobresale el análisis por elementos finitos (FEA). En efecto es de vital importancia incluir adecuadamente el comportamiento del material, los contactos entre cuerpos con la fricción existente, como también realizar un control de geometría para alcanzar la optimización en la discretización de malla asegurando así la exactitud de la solución y reducción del recurso computacional. Así mismo es necesario contar con la obtención de la curva característica del acero empleado en la fabricación de las uniones identificando la resistencia inherente del material obtenido durante el proceso de laminación de la plancha adquirida.

En relación con el estado del arte, investigaciones previas como las de Clements y Teh [8], han recurrido al uso de técnicas analíticas, experimentales y numéricas para el análisis del comportamiento de falla de uniones atornilladas sin tener presente el efecto que puede producir la precarga de los tornillos en las uniones. De este modo, el presente proyecto de grado tiene por objetivo general el modelado computacional y experimental del efecto de la precarga de los tornillos en uniones atornilladas a cortante doble, el cual la metodología planteada para su cumplimiento se encuentra consignada en el presente documento.

Por consiguiente se pretende estudiar dicho efecto generado por la sujeción de los tornillos en las uniones viendo de esta manera cómo puede afectarse la carga máxima soportada y su falla asociada. De este modo, con los resultados teóricos, experimentales y computaciones obtenidos en la culminación de la investigación se llevara a cabo un análisis comparativo regido por los criterios de la especificación ANSI/AISC 360-10 [5], [6] y la NSR 10 [4]. Para comenzar en el primer capítulo se encontrará la revisión del estado de arte con el fin de identificar que procedimientos y variables fueron utiles y cuales no para así evitar su reproducción en la implementación metodológica.

En el segundo capítulo está consignado el procedimiento realizado para el ensayo a tensión de las probetas planas de acero A36 realizado en la máquina universal de la Universidad Santo Tomas, material empleado en la obtención de las láminas de las uniones por corte laser, como también la interpretación de los datos con el objeto de tener su curva característica esfuerzo deformación debido a que esta depende del tipo de tratamientos térmicos a los que fue sometido en el proceso de laminación. Así mismo se encuentra una breve descripción del reporte entregado por la prestación de servicio externo de la Escuela Colombiana de Ingeniería sobre el ensayo a tensión realizado en sus instalaciones el cual

contó con la implementación de la galga extensiométrica con el fin de tener un control en las microdeformaciones del cuello de la probeta.

Luego, en el tercer capítulo está el procedimiento y la recopilación de los ensayos a tensión realizados a las uniones atornilladas a cortante doble de uno, dos y tres tornillos bajo los tres niveles de precarga que corresponden a 0%, 75% y 90% generados en los tornillos con el torquímetro garantizando la magnitud correspondiente al torque necesario. De igual manera el análisis de resultados de las curvas de fuerza desplazamiento están consignadas.

Seguido del anterior capítulo, la información relacionada con el respectivo análisis teórico de carga límite se llevó bajo los criterios de la especificación ANSI/AISC 360-10 [5], [6] y la norma NSR10 [4] para así llevar a cabo la comparación de resultados experimentales y teóricos diagnosticando la precisión que tiene cada una de estos parámetros. El quinto capítulo contiene la descripción del modelo computacional desarrollado por la técnica de análisis por elementos finitos (FEA) cuyos parámetros a resaltar fueron la definición del comportamiento del material no lineal, definición de contactos, control de geometría de la mano con la discretización de malla.

Finalmente en el sexto capítulo se encuentran la comparación de resultados experimentales, teóricos y experimentales en el cual se generó una serie de curvas fuerza desplazamiento de carácter comparativo referente a los resultados de los modelos computacionales versus los modelos experimentales.

Una vez expuestos los objetivos específicos anteriormente de manera implícita se da respuesta a lo siguiente: ¿es posible desarrollar y validar un modelo computacional para la caracterización del comportamiento de juntas pernadas con diferentes estados de precarga, y empleando para tal fin una herramienta para el análisis por elementos finitos?

1. ESTADO DEL ARTE

1.1. ECUACIONES QUE CONTEMPLAN LAS FALLAS EN UNIONES ATORNILLADAS

En la especificación AISC 360-10 [5] el diseño por resistencia está descrito por la ecuación (1), de acuerdo a la ASD capítulo D de miembros a tensión en la que se encuentra el contenido relacionado con el mecanismo de falla de uniones atornilladas donde la resistencia nominal es determinada por las ecuaciones (2) y (3) respectivamente.

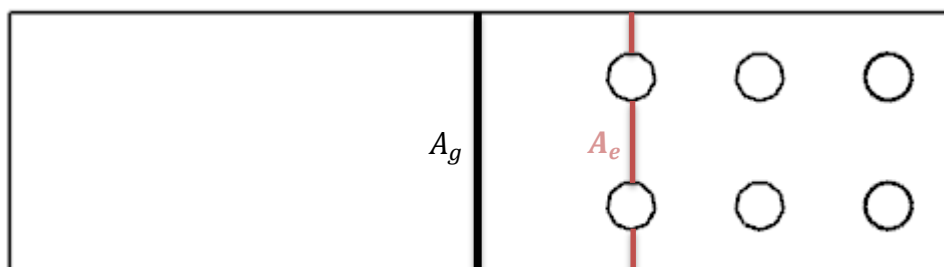
$$R_a < R_n / \Omega_t \quad \text{Ecuación (1)}$$

$$R_n = F_y A_g \quad \text{Ecuación (2)}$$

$$R_n = F_u A_e \quad \text{Ecuación (3)}$$

Donde R_a es la resistencia requerida según la ASD, R_n es la resistencia permisible en tensión, F_y es la tensión mínima de fluencia, F_u es la resistencia a tracción mínima, A_g es el área neta efectiva y A_e el área bruta señaladas en la Figura 1. Y Ω_t es el factor de seguridad establecido como 1,67 para el análisis a fluencia y 2 para cortante. Mientras que para el LRFD la ecuación (1) no es dividida por el factor sino multiplicada y corresponde a ϕ donde para fluencia de la sección total tiene un valor de 0,9 y para resistencia a la ruptura por tensión de 0,75.

Figura 1. Designación de área neta efectiva (A_e) y área bruta (A_g).



Fuente: Autor.

Ahora, para miembros conectados por pasadores las ecuaciones (4) y (5) se usan para determinar el valor de resistencia nominal ya sea de rotura en tracción o rotura a cortante [5]. Bajo la siguiente condición:

$$P_n = \min\{P_{n-rt}, P_{n-rs}\}$$

$$P_{n-rt} = 2tb_{eff}F_u \quad \text{Ecuación (4)}$$

$$P_{n-rs} = 0.6A_{sf}F_u \quad \text{Ecuación (5)}$$

Donde t es el espesor de la placa, b_{eff} es un término que depende de una longitud A_{sf} está definida por el espesor, el diámetro del agujero y la distancia del borde del agujero al borde. [6]. A continuación se enuncian las ecuaciones para determinar b_{eff} y A_{sf} , donde a también es un término que depende de una longitud establecida del borde del agujero a un borde de la placa.

$$b_{eff} = 2t + 0.63 \quad \text{Ecuación (6)}$$

$$A_{sf} = 2t(a + d/2) \quad \text{Ecuación (7)}$$

Así mismo, la Norma Sismo Resistente colombiana (NSR10) incluye un título referente al diseño de estructuras metálicas donde se encuentran ecuaciones que determinan el estado límite de resistencia de miembros sometidos a tensión el cual corresponden, de igual manera, a las ecuaciones trabajadas en la especificación AISC LRFD sin embargo hay una diferencia en la obtención del área efectiva pues tiene un factor de reducción por rezago de cortante U , el cual depende del tipo de unión pues si se trata de perfiles tubulares estructurales no aplican al tratarse de secciones cerradas y tampoco para platinas [4].

Para complementar, la AISC ASD 360-10 especifica la capacidad nominal del bloque cortante considerado como un mecanismo de falla por rotura en los planos a tensión y cortante simultaneo, con la siguiente ecuación:

$$P_p = 0,6 F_u A_{nt} + 0,6 F_u A_{nv} \quad \text{Ecuación (8)}$$

Donde el valor del área neta a tensión A_{nt} señalada en la Figura 2, se calcula de la siguiente forma:

$$A_{nt} = [L_{gv} - (n_t - 1/2)] * t \quad \text{Ecuación (9)}$$

Donde n_t corresponde al número de tornillos por hilera, t al espesor y L_{gv} está explicado en la Figura 5 en caso de tener una lámina mostrada como en la Figura 5.

Mientras que para el valor del área neta cortante A_{nv} señalada en la Figura 2, que se calcula con:

$$A_{nv} = A_e - A_{nb} \quad \text{Ecuación (10)}$$

Donde A_{nb} hace referencia al área de los tornillos t A_e ya había sido explicada anteriormente.

Figura 2. Designación de A_{nt} área neta a tensión y el A_{nv} área neta cortante.



Fuente: Autor.

Mientras que el estándar *Australian/New Zealand Standart Cold formed Steel estructuras* SA/SNZ 2005 [7] especifica que la capacidad nominal del bloque cortante de una unión atornillada está definida por las siguientes ecuaciones:

$$P_p = \begin{cases} F_u A_{nt} + 0.6 F_y A_{gv}, & \text{si } F_u A_{nt} \geq 0.6 F_u A_{nv} \quad \text{Ecuación (11)} \\ 0.6 F_u A_{nv} + F_y A_{gt}, & \text{si } F_u A_{nt} \leq 0.6 F_u A_{nv} \quad \text{Ecuación (12)} \end{cases}$$

En donde el área bruta a cortante (A_{gv}) se determina con el valor longitudinal comprendido por el gramil a lo largo de la lámina y su espesor. A su vez, el área bruta a tensión (A_{gt}) se obtiene con los valores del ancho de la lámina y su espesor. Estas áreas se pueden identificar como lo muestra la siguiente imagen:

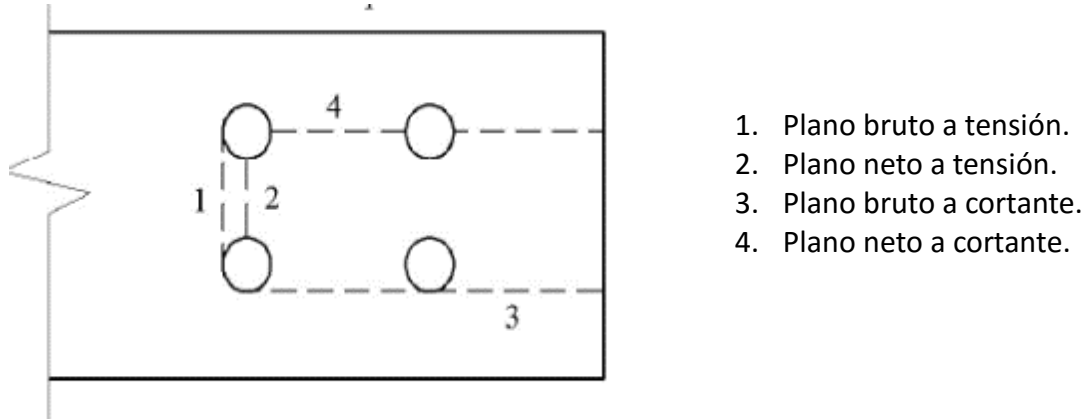
Figura 3. Designación de A_{gv} área bruta a cortante y A_{gt} área bruta a tensión.



Fuente: Autor.

En la Figura 4 se puede apreciar una síntesis de los planos correspondientes a las diferentes áreas a analizar según el tipo de falla [8].

Figura 4. Planos del bloque cortante (1. Plano a tensión 2. Plano neto a tensión 3. Plano cortante 4. Plano cortante neto).



1. Plano bruto a tensión.
2. Plano neto a tensión.
3. Plano bruto a cortante.
4. Plano neto a cortante.

Fuente: Block shear capacity of bolted connections in cold-reduced steel sheets [8] y autor.

El uso de los planos ilustrados en la Figura 4 depende del tipo de falla que se vaya a analizar. Si se trata de determinar la capacidad a tensión se recurre a las áreas 1 y 2, mientras que para la capacidad a cortante las áreas 3 y 4 son las apropiadas.

Otra bibliografía que cuenta con ecuaciones de falla en uniones atornilladas es la del Eurocódigo 3 parte 1.8 (ECS 2005), en la que se plantea la ecuación (13) para la determinación de la capacidad del bloque cortante por medio del esfuerzo de fluencia basado en el criterio de von Mises.

$$P_p = F_u A_{nt} + \frac{F_y A_{nv}}{\sqrt{3}} = F_u A_{nt} + 0.577 F_y A_{nv} \quad \text{Ecuación (13)}$$

Por otra parte, Lip Teh y Drew Clements (2012) plantearon la ecuación (14) asegurando que ésta es más precisa en comparación a las establecidas por la especificación AISC, el Eurocódigo y la especificación SA/SNZ 4600:2005 [8], tal es:

$$P_p = 0.6 F_y A_{av} + F_u \sum A_{nt} \left(0.9 + 0.1 d / p_2 \right) \quad \text{Ecuación (14)}$$

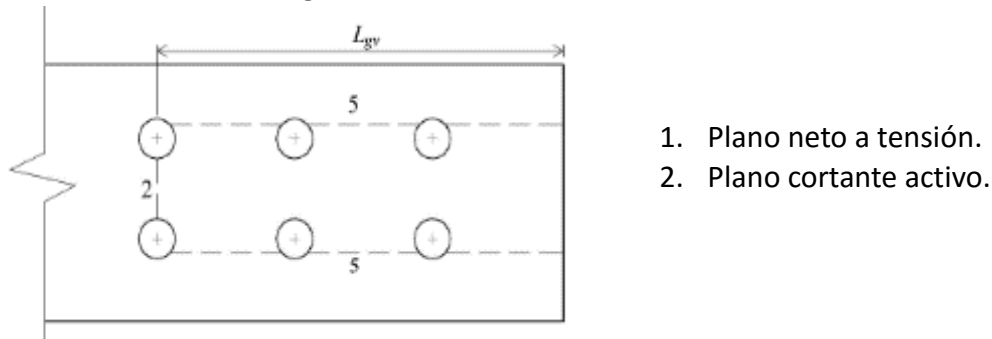
Donde A_{av} , ecuación (15), corresponde a las áreas del plano cortante activo señalado en la Figura 5, d es el diámetro del tornillo, p_2 es el espacio que hay entre los tornillos en el plano a tensión. Esta área se calcula de acuerdo a la ecuación (16).

$$A_{av} = 2L_{gv}t \quad \text{Ecuación (15)}$$

$$L_{av} = L_{gv} - \left(\frac{n_r - 1}{2} + \frac{1}{4} \right) d_h \quad \text{Ecuación (16)}$$

Corresponde a la obtención del valor longitudinal del plano cortante L_{gv} menos la relación del número de tornillos y su distancia respectiva al área activa del mismo plano. En donde n_r hace referencia al número de hileras de tornillos y d_h al valor del diámetro de los agujeros como se ve a continuación:

Figura 5. Variables del área a tensión activa.



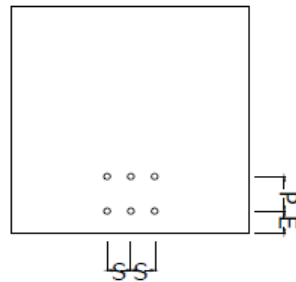
Fuente: Block shear capacity of bolted connections in cold-reduced steel sheets [8] y autor.

Sin embargo en el 2005, Kara Emre [11] propuso la siguiente ecuación como producto de una regresión lineal realizado a los resultados de varias uniones atornilladas, con variación de 2 a 4 hileras de tornillos, con 2 y 3 gramiles tal como se aprecia en la Figura 7. Para este enfoque, las uniones con múltiples líneas de tornillos mostradas en la figura mencionada anteriormente son sometidas las uniones a tensión:

$$R_n = \left(0.41 + 0.17 \frac{F_u}{F_y} - \frac{Cl}{3090} \right) F_y A_{gv} + F_u A_{nt} \quad \text{Ecuación (16)}$$

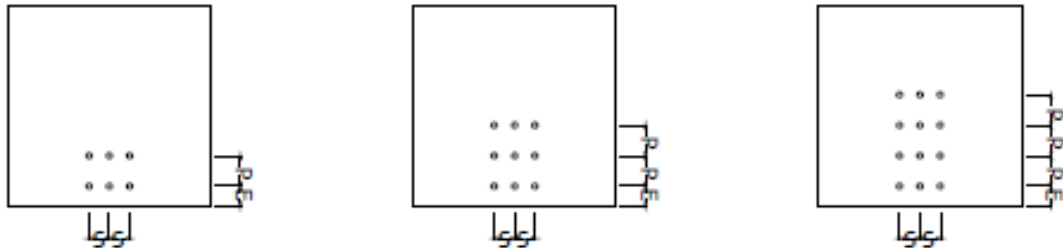
Donde R_n es la capacidad de carga soportada por la unión en estudio, Cl es la longitud de conexión dada en milímetros, donde esta va aumentando a medida que el número de hileras de tornillos aumenta, por ejemplo la Figura 7 tiene los casos a(ii) y b(ii) que cuentan con dos distancias de paso y una final por lo que suman la longitud de conexión mientras que para el caso iii se cuenta con tres distancias de paso y una final lo que implica que al agregar una cuarta hilera de tornillos la distancia de conexión ha aumentado.

Figura 6. Placa de análisis de Emre, donde S es el espaciado, P la distancia de paso y E la distancia final.



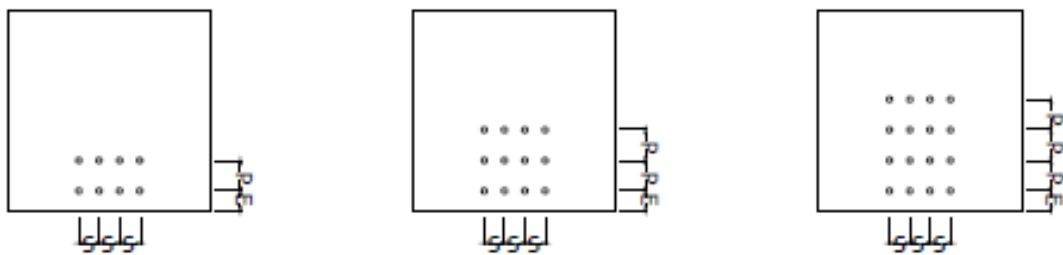
Fuente: A numerical study on block shear failure of steel tension members [11].

Figura 7. “Bolt line case”



- i. 2 tornillos por tres hileras ii. 3 tornillos por tres hileras iii. 4 tornillos por tres hileras

a) 3 hileras de tornillos



- i. 2 tornillos por tres hileras ii. 3 tornillos por tres hileras iii. 4 tornillos por tres hileras

b) 4 hileras de tornillos

Fuente: A numerical study on block shear failure of steel tension members [11].

Estudios como el de Franchuk [9], son evidencia de que los planos de corte actúan en la sección bruta del bloque cortante en lugar de la sección neta. Mientras que en el 2002, Sings, Grondin y Driver [10] lograron demostrar experimental y computacionalmente que la especificación AISC no predice bien el modo de falla. Luego en el 2004, Topkaya [11] presentó un estudio paramétrico de falla por bloque cortante a través del análisis por

elementos finitos en miembros de acero con agujeros en disposición no escalonada sometidos a tensión, junto con ecuaciones sencillas de la capacidad del bloque. En el 2005, Emre Kara [11] llevó a cabo un estudio con más consideraciones en comparación al ya realizado por Topkaya, con la diferencia de que se agregaron miembros con secciones de ángulos y "tes" con el fin de comparar los resultados del modelo de Análisis por Elementos Finitos (FEA) junto con los prácticos. Lo anterior con el fin de determinar los parámetros que afectan el comportamiento del bloque cortante para múltiples hileras de tornillos, llegando a la conclusión de que las predicciones realizadas por Topkaya fueron correctas [11].

Las investigaciones sobre el comportamiento de falla del bloque cortante y comparación de resultados con las especificaciones de resistencia de diseño siguieron siendo realizadas por Kara Emre, quien afirma que la AISC-LRFD y ASD predicen inadecuadamente el mecanismo de falla en el bloque cortante. Como también lo constataron Gregory Hancock y Colin Rogers [6], según los resultados obtenidos en el desarrollo de su tesis, cuya manera de llevar a cabo la demostración tuvo un enfoque dirigido a los diferentes efectos que pueden intervenir en el análisis del límite de resistencia teniendo en cuenta parámetros como la distancia final, el paso de distancia entre hileras de agujeros, longitud de conexión (distancia entre las hileras de agujeros y la distancia final), relación de rendimiento y relación de aspecto del bloque (relación de longitud bruta a tensión).

Lo anterior permitió que Emre [11] concluyera que los dos últimos efectos longitudinales son los únicos que afectan la capacidad del bloque cortante de uniones con múltiples hileras de tornillos. Otro aporte de su investigación fue observar que a medida que se reduce la relación de fluencia también habrá reducción en el esfuerzo cortante efectivo.

Años más tarde, En el 2012, Lip Teh y Drew Clements [8], explican que la fluencia a cortante y la rotura a tensión es el único mecanismo de falla presente en el análisis por bloque cortante en uniones atornilladas. Así mismo sugirieron que el plano de falla cortante se encuentra entre el plano bruto y el plano a cortante neto, a dicha relación de planos la denominaron plano cortante activo por lo que establecen una nueva ecuación para así poder determinar la capacidad del bloque cortante garantizando una predicción más exacta que lo establecido por las especificaciones americana, europea y australiana [8].

La forma cómo lograron estos investigadores plantear las afirmaciones mencionadas anteriormente fue con la realización de ensayos a tensión con carga concéntrica a uniones atornilladas de acero G450, constituidas por placas de espesores correspondientes a 1.5 mm y 3 mm. La primera unión tenía una hilera de dos tornillos y la segunda dos hileras; los tornillos seleccionados tenían diámetros de 12 mm y 16 mm, y los agujeros respectivos eran 1 mm más grande que el diámetro que los tornillos.

Los resultados experimentales de Lip Teh y Drew Clements [8] condujeron a que las uniones atornilladas dos hileras presentan fallas por el mecanismo de rotura a tensión y cortante a fluencia, y que las ecuaciones propuestas por las especificaciones AISC-LRDF y AISC-ASD no representan el comportamiento verdadero de la falla por bloque cortante a diferencia de la especificación del Eurocódigo. Así como también encontraron que las ecuaciones de las especificaciones sobreestiman la capacidad del bloque cortante, esto debido al uso del área bruta en el cálculo de resistencia a tensión y cortante [8].

Luego en el 2013, Teh y Clements [13] publican otro artículo que soporta con mayor credibilidad la ecuación planteada en el 2012, con la implementación del análisis por elementos finitos dando uso de una geometría más fina y una condición de contacto no lineal. A su vez emplearon la curva de esfuerzo-deformación con la intención de confirmar que el plano cortante activo si se encuentran en los planos que habían definido anteriormente. Es importante resaltar que en el primer trabajo se realizaron ensayos experimentales con uniones en las que variaba la cantidad de gramiles e hileras, mientras que para el segundo, solo se llevó a cabo el experimento con uniones atornilladas de dos gramiles con una y dos hileras de agujeros.

Usando diferentes especímenes de placas de acuerdo al número de gramiles Lip Teh y Benoit Gilbert (2012) [14] examinaron la exactitud de las ecuaciones de las especificaciones de Norte-América, Europa y Australia encargadas de determinar la capacidad de la sección neta en cuatro diferentes casos de uniones atornilladas. Para el caso de un gramil con una hilera de agujeros, se evidenció experimentalmente que la falla se daba por fractura en la sección neta pura, y al compararlo con la ecuación propuesta por la especificación australiana se encontró que dicha norma tiende a darle menos importancia a la capacidad de la sección neta mientras que la propuesta por la AISC (2010), al contar con un factor por cortante, no permite apreciar algún efecto significativo conllevando a la conclusión de que se sobreestima la capacidad de la sección neta a tensión, por lo que plantearon la siguiente ecuación:17).

$$P_p = A_n F_u \left(0.9 + 0.1 \frac{\sum_1^{n_b} d_i}{W} \right) \quad \text{Ecuación (17)}$$

En donde A_n es el área neta, F_u el esfuerzo último, d el diámetro del tornillo, n_b número de tornillos y W es el ancho de la lámina perpendicular a la fuerza de la tensión.

1.2. PARAMETROS EN MODELOS COMPUTACIONALES DE ANALISIS DE UNIONES ATORNILLADAS CON PRECARGA

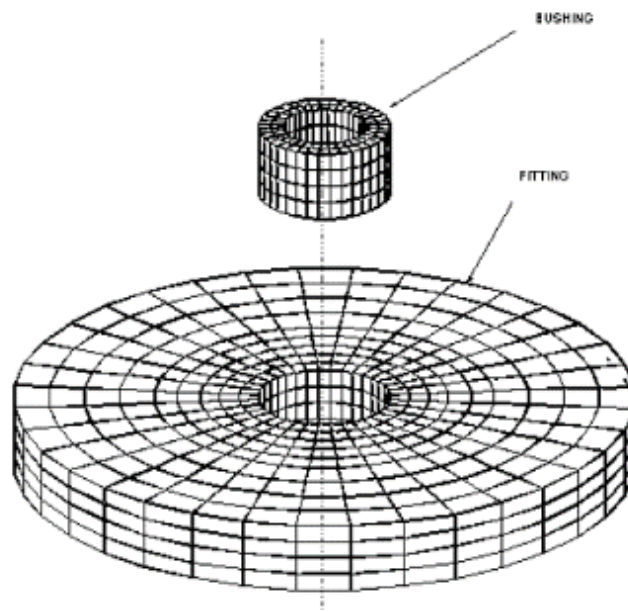
Una de las aplicaciones de uniones más comunes a la fecha se presenta en las aeronaves en donde es de gran importancia analizar su comportamiento [26], como es el caso del estudio realizado por Adrian Viisorenau y Kris Wadolkowski [15] pertenecientes al grupo comercial

Boeing. Su trabajo consistió en un modelo 2D de unión a cortante simple el cual conto con una calidad de malla fina en la zona de interés (contacto), como se puede apreciar en la Figura 8, el software empleado fue MSC/NASTRAN. Viisorenau y Wadolkowski tuvieron como objetivo de análisis los esfuerzos y distribución de carga del cojinete a lo largo del pin [15].

Sin embargo, McCarthy M. A. y McCarthy C. T. [17] afirmaron que los modelos 2D no son recomendables en este tipo de análisis, pues el efecto “*Clamp-up*” que consiste en la sujeción del perno, no se refleja en los resultados al tener dificultades por la ausencia del espesor. El modelo 3D trabajado en ese trabajo, consistió en la realización una malla con alta densidad radial alrededor del agujero y debajo de la arandela, debido a que en esa zona se presentan gradientes de deformación como se evidencia en la Figura 9. En ese estudio, se parte del modelo planteado por Ireman [18] y variando el modelo de la arandela como solido individual y diferente al del tornillo. De igual forma, Di Nicola y Fantle [16] concluyeron que el análisis por elementos finitos 2D es inadecuado para representar la resistencia del agujero, ya que la distribución de esfuerzos en el área transversal es una suposición.

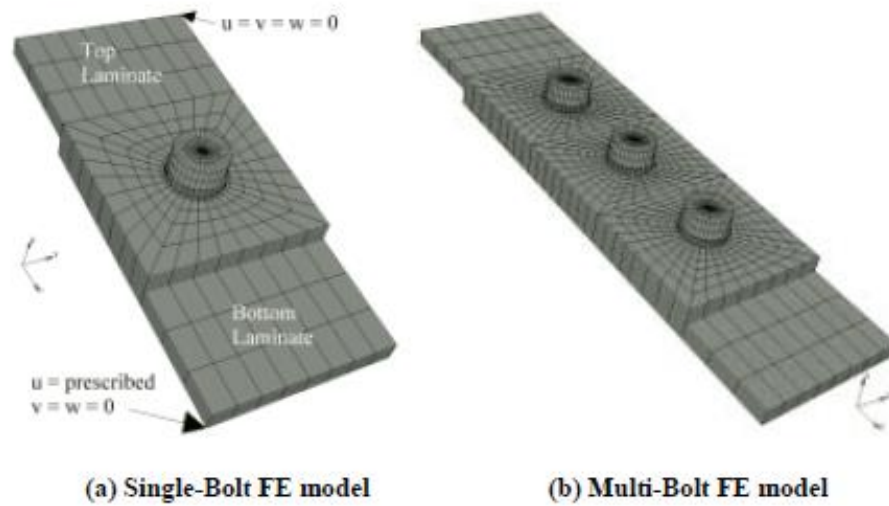
Trabajos como los de Heistermann, y otros cuentan [19], [20], [21] con densidades de malla altamente finas alrededor del agujero, y adicionalmente como lo propone Maajid C. [26] se debe realizar un análisis de la distribución geométrica con el fin de tener un mejor control del tamaño del elemento.

Figura 8. Malla usada para análisis de tensiones residuales causadas por interferencia.



Fuente: Particularities of single shear pin joints modeling for MSC/NASTRAN [15].

Figura 9. Ejemplo de densidad malla alrededor del agujero.



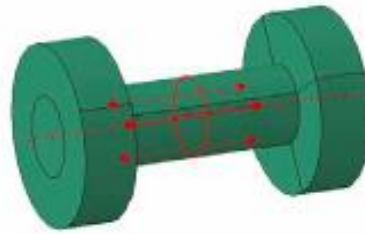
Fuente: Finite element analysis of the effects of clearance on single shear, composite bolted joints. Journal of plastics, Rubber and Composite bolted joints [17].

El estudio paramétrico realizado por Jiménez [22] partió del análisis de la influencia de la ductilidad del tornillo, la fuerza aplicada y el espesor de la placas en el comportamiento global de la unión. En este estudio, una vez tenido claro dicho comportamiento se aplicó una carga externa hasta alcanzar la falla en la unión. Dentro de los resultados sobresalió que la ductilidad del tornillo es un parámetro importante en la falla de uniones con grandes espesores en las láminas pues éste es el que experimenta el esfuerzo cortante y flexión, mientras que para las láminas de pequeños espesores la resistencia del acero es más relevante por el modo de falla presente en la lámina [22].

En el 2012, Korolija [23] afirma en su tesis de maestría que las uniones atornilladas pueden ser difíciles de analizar por la variedad de parámetros y fenómenos complejos relacionados con el comportamiento de las uniones. Dentro de estos se encuentran: la fricción, el deslizamiento, la deformación en el agujero, los contactos, los esfuerzos locales altos, flexión en las láminas, comportamiento del material no lineal, coeficientes térmicos, distancia existente entre el agujero de la lámina y el diámetro nominal del perno y la precarga.

Respecto a la aplicación de precarga, Heistermann y otros [19] realizaron un estudio simplificado del tornillo al no modelar la rosca en el vástago y no dejar la tuerca como sólido individual, donde los tornillos son pretensionados aplicando una fuerza auto-equilibrante que actúa en la sección cilíndrica del vástago hacia el nodo de pretensión definido en la mitad del vástago, como se aprecia en la Figura 10.

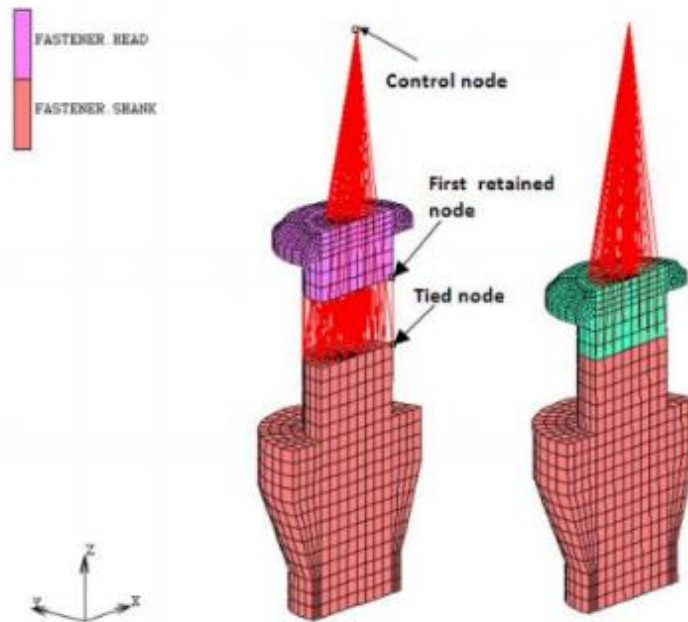
Figura 10. Aplicación de la precarga en el tornillo



Fuente: Finite element analysis of a single lap joint [19].

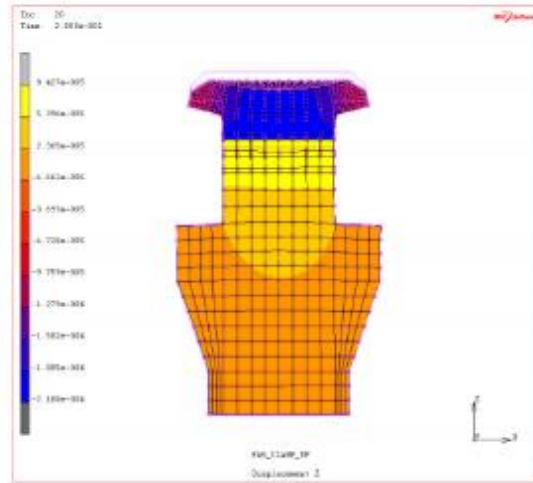
Un enfoque diferente es el planteado por Ghods [24], en donde se aplicó la precarga al sujetador tratándose de una geometría conformada por tornillo y tuerca, el cual está dividido en dos secciones en la que la precarga (aplicada en la dirección Z) parte de un nodo de control externo (*tied node*) del tornillo, y el cual se relaciona con los demás nodos de una de las secciones como es evidencia en la Figura 11. Otros parámetros que tuvo presente en su modelado por elementos finitos fueron los contactos con su respectivo coeficiente de fricción haciendo énfasis en los borde del agujero y a lo largo del eje de simetría. En la Figura 12 se aprecia como es deformado el sujetador al aplicarse la precarga.

Figura 11. Precarga distribuida por nodos “*tied node*”.



Fuente: Finite element modeling of single shear fastener joint specimens: a study of clamp-up, friction and plasticity effects [24].

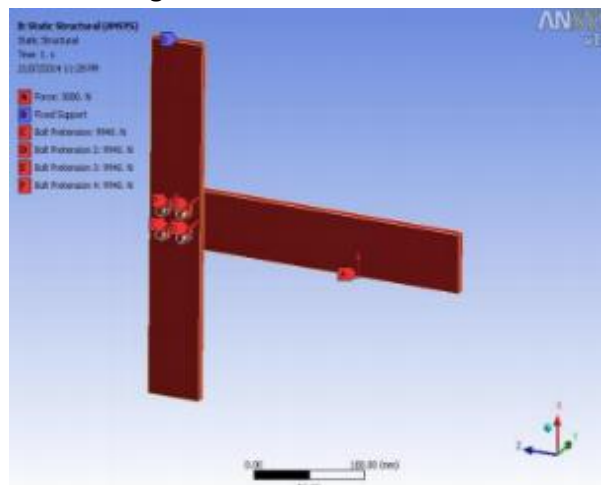
Figura 12. Efecto de “clamp-up”.



Fuente: Finite element modeling of single shear fastener joint specimens: a study of clamp-up, friction and plasticity effects [24].

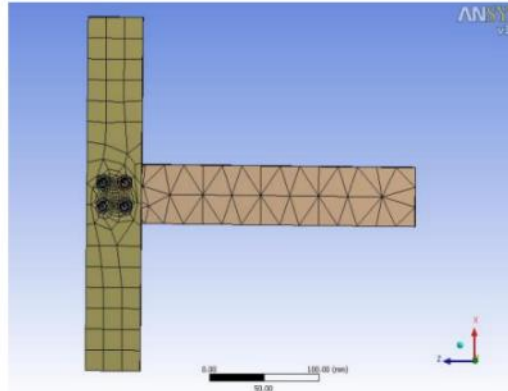
Pimpalkar y Khamankar [25], en el 2014 realizaron un estudio numérico de cargas excéntricas bajo condiciones simétricas y no simétricas en los tornillos de uniones con precarga usando el software ANSYS Workbench® tal como se ve en la Figura 13. En este estudio se predecían la carga y esfuerzo máximo presente en la unión para luego validarlo con resultados experimentales.

Figura 13. Modelo simétrico.



Fuente: Experimental and FE analysis of eccentric loaded symmetrical and unsymmetrical bolted joint with bolt pretension [25].

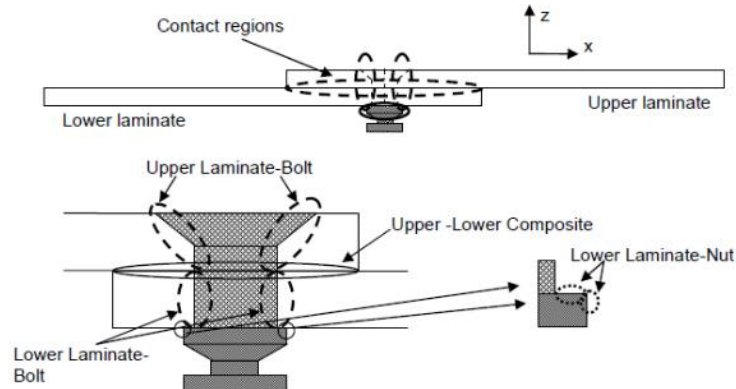
Figura 14. Modelo simétrico con su respectivo enmallado.



Fuente: Experimental and FE analysis of eccentric loaded symmetrical and unsymmetrical bolted joint with bolt pretension [25].

Las regiones de contacto juegan un papel importante en el modelado en cuanto a la obtención de un tamaño considerado de elemento finito sin embargo este parámetro hace más compleja la convergencia en la simulación, es por esto que se deben seleccionar de la mejor manera los contactos existentes entre superficies, es el caso de la tesis de maestría de Maajid Chishti [26], definiendo todos los contactos presentes en la unión, comenzando por el existente entre las superficies de las láminas, luego entre las superficies de los agujeros con las superficies del tornillo y sus chaflanes como se aprecia en la Figura 15. Ahora, el uso de un coeficiente de fricción define que hay una condición de fricción existente entre los contactos de los cuerpos y más aún en presencia de una precarga.

Figura 15. Regiones de contacto.



Fuente: [26]

2. MODELO ELASTOPLÁSTICO DE LAS LÁMINAS DE ACERO A36

Las propiedades mecánicas de los materiales pueden variar de acuerdo a los tratamientos térmicos que sean sometidos, por lo que al material usado en la fabricación de las uniones atornilladas es necesario realizarle un análisis de sus propiedades mecánicas, y más aún si se desea determinar la carga límite que puede soportar propiamente el material. Por lo tanto, con el fin de tener conocimiento y claridad sobre las propiedades mecánicas del acero A-36 empleado en los miembros de las uniones atornilladas se realizaron ensayos mecánicos a tensión obteniendo valores de: módulo de elasticidad, resistencia a fluencia y resistencia última. Para tal fin estos ensayos se realizaron en la Universidad Santo Tomas sin embargo, al no contar los equipos con galgas extensiométricas para la medición directa de deformación se contempló adicionalmente la realización de un ensayo externo que contemple los resultados experimentales.

El diseño de las probetas planas se realizó bajo estándares de la norma ASTM E8 [32] seleccionando las dimensiones estandarizadas que se encuentran en el plano del anexo 1. Al tratarse de una geometría pequeña se evaluó un proceso de corte no sometería el material a temperaturas altas evitando modificar sus propiedades mecánicas, a su vez garantizará las dimensiones y sus tolerancias geométricas (planitud, paralelismo, etc.) y por último fuera de bajo costo. Por tal motivo se decidió fabricar las probetas a través de corte laser en lugar de corte por cizalla (presentaba pandeo, dificultad de obtener dimensiones precisas del cuello de la probeta), o corte por arranque de viruta entre otros

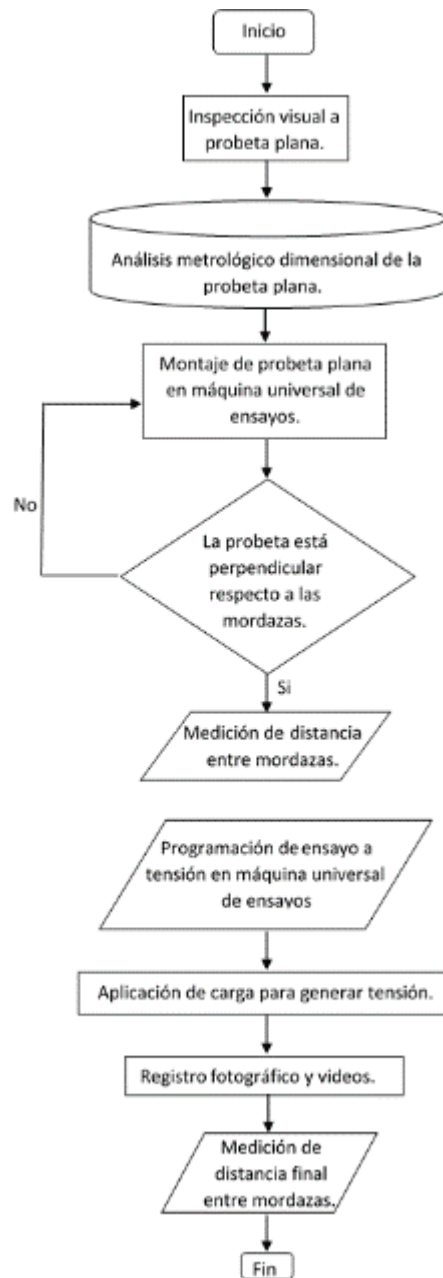
2.1. DISEÑO EXPERIMENTAL

El diseño experimental para la obtención de las propiedades mecánicas del material conto con la estimación del tamaño de muestra en base a las curvas características OC para diferentes tamaños de muestra denominado n , bajo la prueba t de dos colas con dos niveles de significancia, en el anexo 2 se encuentra el procedimiento realizado [27]. Como resultado de tamaño de muestra se obtuvo una cantidad de 10 ensayos con una confianza del 75% y un nivel de significancia de 0,05 [31].

2.2. PROCEDIMIENTO DEL ENSAYO

El diagrama de flujo de la Figura 16 contiene las actividades realizadas durante la ejecución del ensayo realizado a la probeta plana sometida a tensión. En el anexo 3 se puede observar la lista de chequeo empleado para el ensayo.

Figura 16. Diagrama de flujo del procedimiento del ensayo a tensión realizado a probeta plana.



Fuente: Autor.

2.2.1. Estado de probeta plana

El espécimen que se someterá a tensión debe de aprobar todas las condiciones de aceptación, entre esas está la calidad del corte ya que la probeta debe de tener su geometría libre de muescas y rebaba, es por esto que al obtenerse por corte laser se

revisaron todos los bordes en busca de algún cambio para así descartarla y no someterla a tensión. Otro factor es la ausencia de un pandeo y en caso de existirse debe de aplicar una precarga garantizando su planicidad.

Respecto al control de la deformación en la zona del cuello de la probeta se marcó esta sección calibrada como indica la norma ASTM E8 [32], y la cual se caracteriza por tener una longitud de una pulgada. El largo de cada división de la longitud calibrada es de 1/16 de pulgada. En la Figura 17 se aprecia la ausencia de alguna inconformidad en la geometría de corte y se muestra el resultado del marcado de la probeta. Así mismo se registra durante este proceso en la lista de chequeo, las dimensiones finales de la probeta plana.

Figura 17. Longitud calibrada de probeta plana.



Fuente: Autor.

2.2.2. Montaje experimental

El montaje experimental se llevó a cabo en la máquina universal de ensayos de la Universidad Santo Tomas marca SHIMADZU referencia UH-50A mostrada en la Figura 18. Antes de iniciar el montaje se cambiaron las mordazas de agarre circular por las mordazas planas.

Figura 18. Máquina universal de ensayos SHIMADZU.



Fuente: Autor.

La manera de montar la probeta plana en la máquina se efectuó en tres pasos. El primer paso fue colocar la probeta en la mordaza inferior garantizando su perpendicularidad respecto a la cabeza móvil como se evidencia en la Figura 19. El segundo paso fue desplazar la cabeza móvil de manera ascendente hasta que quedara en medio de las mordazas planas para que como último paso se ajustase fuertemente la probeta.

Figura 19. Perpendicularidad de probeta respecto a la mordaza.



Fuente: Autor.

Una vez asegura que la probeta está bien montada en la máquina se procede a tomar el valor longitudinal existente entre las cabezas para consignarlo en la lista de chequeo.

2.2.3. Método de aplicación de carga

La programación de la máquina requería de ingreso de dos parámetros de velocidad, uno para la zona elástica y otro para la zona plástica, por lo tanto se asignaron los valores establecidos por la norma ASTM E8 cuyos valores corresponden a 1 mm/min y 2mm/min respectivamente. Antes de dar paso al inicio del ensayo se debe de tarar la máquina y para las probetas pandeadas se aplica una pequeña precarga menor a media tonelada.

2.3. RESULTADOS

Al finalizar el ensayo se realiza un registro fotográfico donde quede evidencia de la falla de la probeta como lo muestra la Figura 20. También se registra la longitud final existente entre las cabezas y se miden todas las dimensiones finales de la probeta fallada a tensión para registrarlas en la lista de chequeo. Lo anterior con el fin de validar que la información arrojada por la máquina sea la correcta en lo que corresponde al desplazamiento o “*stroke*”.

Figura 20. Cuello y rotura en probeta #1.



a) Estricción

b) Rotura

Fuente: Autor.

2.3.1. Curva esfuerzo deformación ingenieril

El análisis de resultados para cada uno de los 10 ensayos se ejecutó en dos pasos. El primer paso correspondió a la obtención de la curva fuerza alargamiento, identificando el rango de deslizamiento como se aprecia en la Figura 21, para así seleccionar un rango de la pendiente proyectando con una línea de tendencia de carácter lineal encontrando con la ecuación el valor de X que corresponde al desplazamiento y así se promedia dicho valor de los diez ensayos para corregirlo debido a un deslizamiento presente en las mordazas durante la

aplicación de la carga a tensión. Como segundo paso se realizó la curva esfuerzo deformación ingenieril con el método de cálculo de la resistencia a fluencia mediante el desplazamiento al 0.2% de la pendiente de la zona elástica o método del “offset”, dicho método se puede visualizar en la Figura 22.

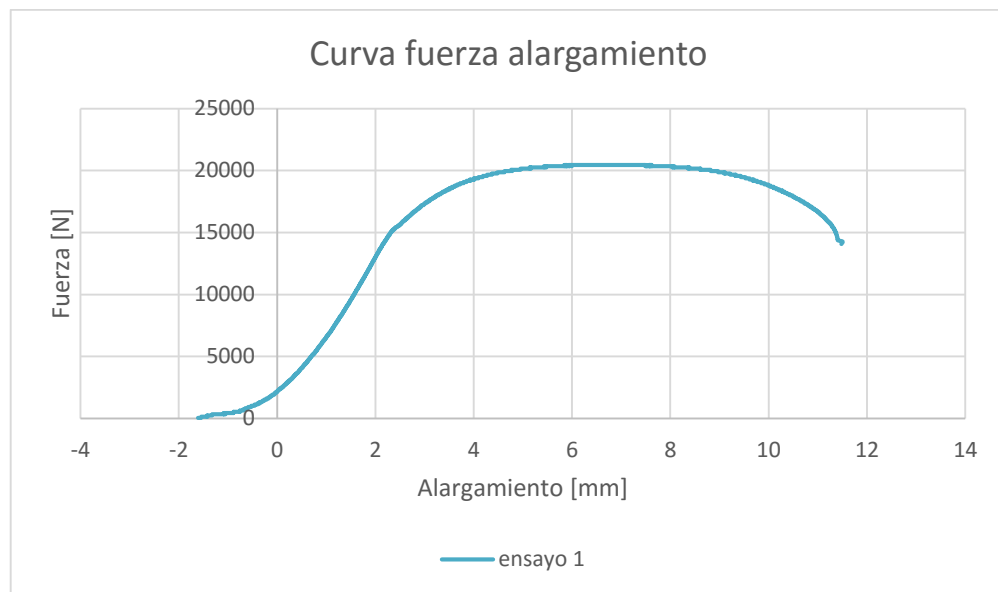
La ecuación de esfuerzo ingenieril usada fue:

$$\sigma_e = \frac{F}{A_i} \quad \text{Ecuación (16)}$$

Donde A_i es el área inicial transversal del cuello de la probeta plana y F es la fuerza aplicada [22]. Y para la deformación ingenieril:

$$e = \frac{L-L_0}{L_0} \quad \text{Ecuación (17)}$$

Figura 21. Curva fuerza alargamiento, ensayo 1.



Fuente: Autor.

Figura 22. Curva esfuerzo deformación, ensayo 1.



Fuente: Autor.

Donde L es la longitud final de la probeta y L_0 es la longitud inicial de la probeta [22]. Como último paso, se obtuvo el módulo de elasticidad de la pendiente de la zona elástica junto con el valor del esfuerzo último. En la tabla 1 y 2 están registrados los valores de las propiedades mecánicas para los 10 ensayos:

Tabla 1. Resultados de propiedades mecánicas de curvas fuerza deformación USTA.

Especificación	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4	Prueba 5
Limite Elástico [MPa]	378,192	361,176	392,792	387,9264	412,248
Limite a la Tracción [MPa]	507,101	497,372	514,397	468,187	536,287
Módulo de Elasticidad [MPa]	23910	27182	28470	21011	21190

Fuente: Autor.

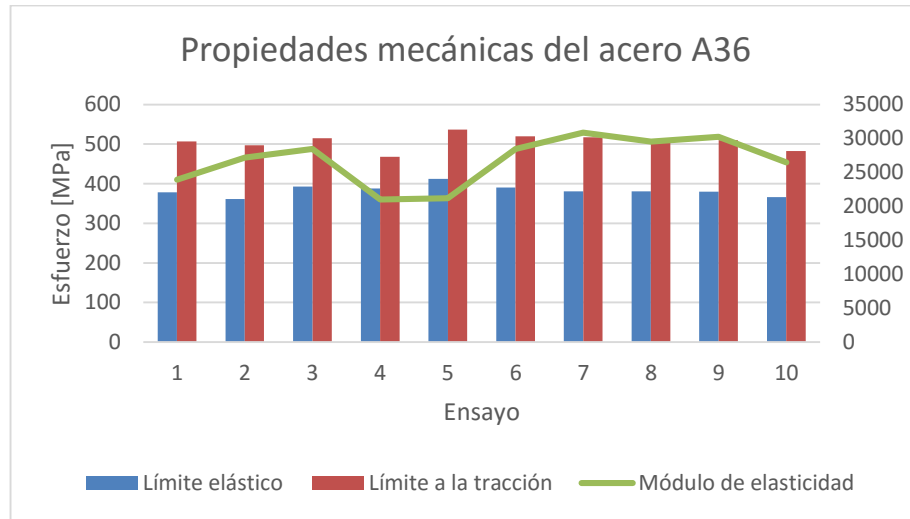
Tabla 2. Resultados de propiedades mecánicas de curvas esfuerzo deformación USTA.

Especificación	Prueba 6	Prueba 7	Prueba 8	Prueba 9	Prueba 10
Limite Elástico [MPa]	390,36	380,632	380,632	379,864	366,04
Limite a la Tracción [MPa]	519,262	516,8299	507,101	509,536	482,7799
Módulo de Elasticidad [MPa]	28473	30866	29517	30222	26473

Fuente: Autor.

En la Figura 23 se puede apreciar la evidente dispersión que tienen los resultados de las propiedades mecánicas del acero trabajado, tales son: esfuerzo a fluencia, esfuerzo último y módulo de elasticidad.

Figura 23. Histograma Propiedades mecánicas del acero A36.



Fuente: Autor.

2.3.2. Curva esfuerzo deformación real

La curva esfuerzo deformación real, que depende de la reducción de área en el instante de tiempo, se llevó a cabo su obtención con las ecuaciones (18), (19) y para la relación entre el esfuerzo y deformación con la ecuación (20) denominada “Curva de flujo”. Las ecuaciones se muestran a continuación:

$$\varepsilon = \ln(1 + e) \quad \text{Ecuación (18)}$$

$$\sigma = \sigma_e(1 + e) \quad \text{Ecuación (19)}$$

$$\sigma = K\varepsilon^n \quad \text{Ecuación (20)}$$

Donde K es el coeficiente de resistencia y n es el exponente de endurecimiento por deformación que corresponde a la pendiente de la recta de la curva esfuerzo deformación real en escala logarítmica. Cuando la deformación real alcanza el valor correspondiente del exponente de endurecimiento por deformación inicia el estrangulamiento [22]. Una vez obtenida la curva esfuerzo deformación real de cada uno de los ensayos, se promedia el esfuerzo alcanzado a determinada deformación.

2.4. RESULTADOS DE ENSAYO EXTERNO CON GALGA EXTENSIOMETRICA.

La implementación de la galga extensiométrica en el ensayo a tensión realizado en la Escuela Colombiana de Ingeniería permitió obtener el módulo de elasticidad con mayor precisión, ya que se midieron las microdeformaciones generadas en la sección del cuello de la probeta a medida que se aplica carga. De este modo, los resultados entregados por el laboratorio de la Escuela Colombiana de Ingeniería registrados en el anexo 8, fueron los correspondientes a la Figura 24 que contiene la curva esfuerzo deformación expresada en porcentaje.

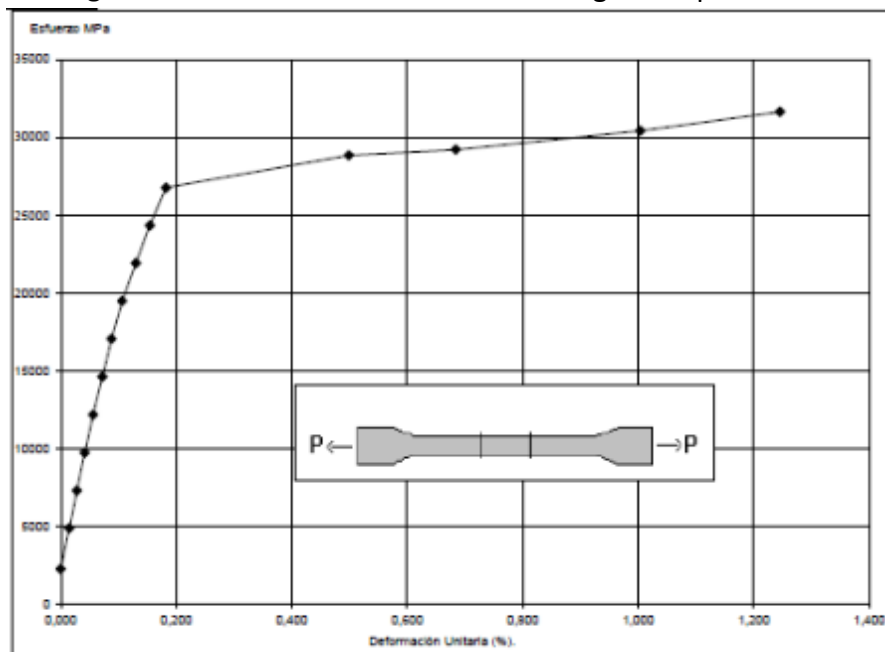
Las propiedades mecánicas correspondientes son:

Tabla 3. Propiedades mecánicas de un ensayo a tensión con galga extensiométrica.

Propiedades mecánicas	
Límite de fluencia	292 MPa
Límite a la tracción	434 MPa
Módulo de elasticidad	1813000 MPa

Fuente: Autor y Escuela Colombiana de Ingeniería.

Figura 24. Curva esfuerzo deformación ingenieril porcentual.



Fuente: Escuela Colombiana de Ingeniería.

2.5. DISCUSIÓN

A partir de los resultados encontrados en las tablas 1 y 2 se obtuvieron los valores de las propiedades mecánicas de los 10 ensayos realizados en la universidad. Con un esfuerzo último de 505,885 MPa, un esfuerzo de fluencia de 382,986 MPa y un módulo de elasticidad de 26731,4 MPa, estos resultados están consignados en la Tabla 4. Es necesario aclarar que el porcentaje de error obtenido para la constante de la zona elástica, 87,09% se debe a la falta de implementarse un dispositivo que fuese capaz de medir la microdeformaciones en el cuello de la probeta como un extensómetro o galga extensiométrica.

Tabla 4. Precisión de los resultados de propiedades mecánicas ensayos USTA.

Ficha técnica		Media	% Error
Limite Elástico [MPa]	317	382,986	20,816
Limite a la Tracción [MPa]	461	505,885	9,74
Módulo de Elasticidad [MPa]	207000	26731,4	87,086

Fuente: Autor.

Partiendo del esfuerzo a fluencia de cada espécimen, encontrado en la tabla 1 y 2 de resultados se obtiene una media muestral de 382,986 y desviación estándar muestral de $s = 14,290$ para $n = 10$. Se quiere probar la hipótesis sobre si el esfuerzo a fluencia es mayor a 248 MPa como se muestra a continuación:

$$H_0: \mu = 248 \text{ MPa}$$

Cuya hipótesis alternativa es que el esfuerzo a fluencia sea diferente de 248 MPa:

$$H_1: \mu \neq 248 \text{ MPa}$$

Por lo tanto se procede a determinar el estadístico de prueba con la siguiente ecuación:

$$t_0 = \frac{\text{Media muestral} - \mu_0}{s / \sqrt{n}}$$

En donde el nivel de significancia determina si se acepta o no la hipótesis nula comparándolo con el estadístico de prueba, mediante:

$$t_{0,05,n-1}$$

Por lo que de la tabla IV Puntos porcentuales $t_{\alpha,v}$ de la distribución t apéndice 9 [29] se obtiene que el intervalo del nivel de significancia para $t_{0,05,9}$ es de 1.833 y -1.833 para el estadístico de prueba t_0 de 1.746. Por lo que se concluye que la hipótesis nula H_0 se rechaza aceptando la hipótesis alternativa H_1 , y que el esfuerzo a fluencia promedio es mayor a 248 ksi. Sin embargo es necesario contar con los resultados reales para implementarlos en el

modelo computacional por lo tanto se procede a calcular el esfuerzo real y deformación real con las ecuaciones 18 y 19.

Finalmente las propiedades mecánicas del acero A36 obtenidas del diseño experimental junto con el ensayo en el que se implementa la galga extensiométrica se encuentran en la Tabla 5, donde el porcentaje de error del módulo de elasticidad se reduce, sin embargo se siguen presentando valores altos cuya causa radica en el diseño experimental pues se trabajó con una confiabilidad del 75% por la disponibilidad de los recursos.

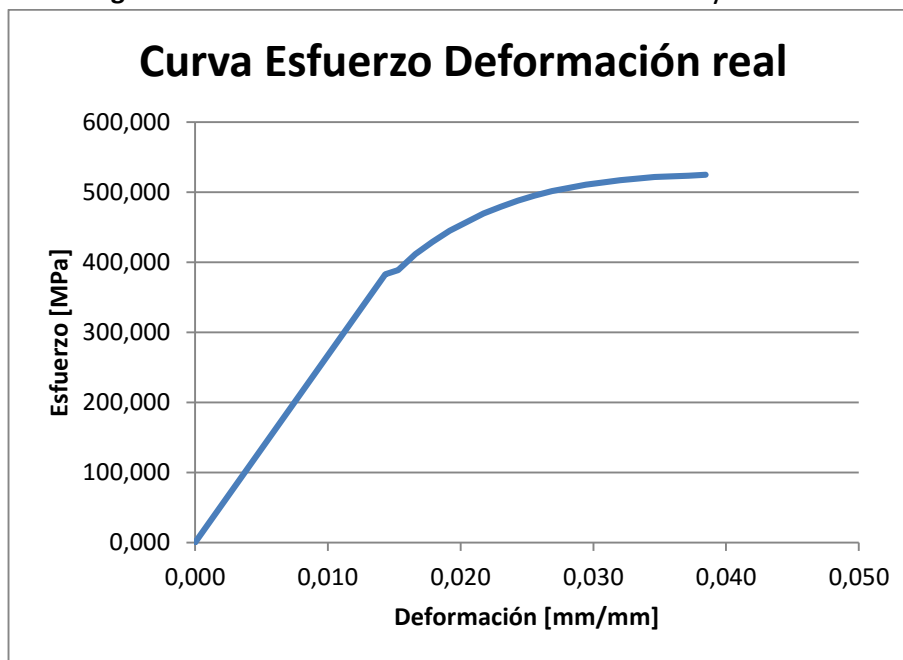
Tabla 5. Propiedades mecánicas del acero A36 a partir de la curva esfuerzo deformación real ensayos USTA.

Ficha técnica		Media	% Error
Limite Elástico [MPa]	317	264,4	20,816
Limite a la Tracción [MPa]	461	417,886	9,74
Módulo de Elasticidad [MPa]	207000	181300	12,56

Los valores de ingreso al modelo computacional para definir el comportamiento del material no lineal denominado como “Modelo elastoplástico I” se encuentran en la Tabla 6 y la curva característica se aprecia en la Figura 25. En cuanto a la deformación plástica, esta se obtuvo a partir de la siguiente ecuación:

$$\epsilon_p = \epsilon_{r\ total} - \left(Esfuerzo_{real} / E \right) \quad \text{Ecuación (22).}$$

Figura 25. Curva esfuerzo deformación real ensayos USTA.



Fuente: Autor.

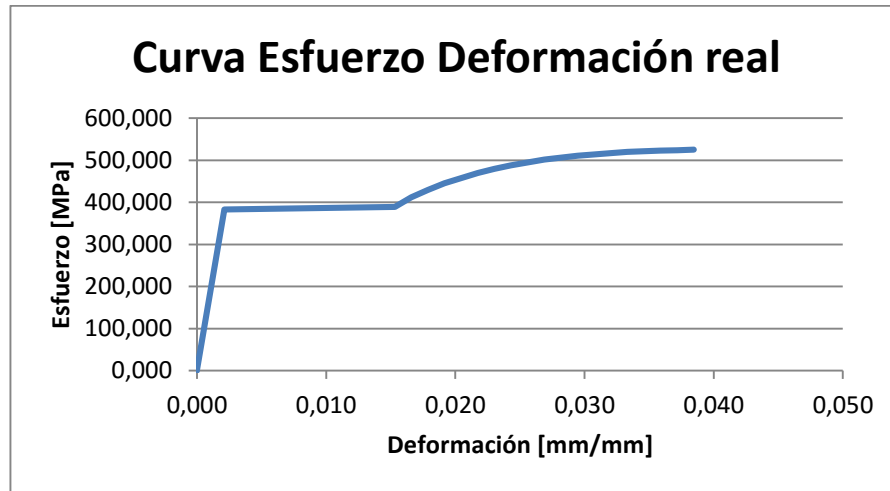
Tabla 6. Valores del modelo elastoplástico I para modelo computacional.

Deformación plástica[mm/mm]	Esfuerzo [MPa]	Deformación plástica[mm/mm]	Esfuerzo [MPa]
0,000000	382,986	0,009	506,342
0,000759	388,973	0,010	510,766
0,001193	411,732	0,012	514,141
0,001830	429,105	0,013	517,058
0,002520	445,036	0,014	519,503
0,003349	457,236	0,015	521,671
0,004166	469,771	0,016	522,878
0,005095	479,328	0,018	523,793
0,006059	487,933	0,019	524,985
0,007078	495,072	0,020	526,377
0,008126	501,440	0,023	526,478

Fuente: Autor.

Ahora, con los datos de la máquina universal suministrados por la Escuela Colombiana de Ingeniería se lleva a cabo el respectivo análisis de datos obteniendo la siguiente curva esfuerzo deformación real:

Figura 26. Curva esfuerzo deformación real de ensayo externo con galga extensiométrica.



Fuente: Autor.

Los respectivos valores de ingreso para el modelo computacional del comportamiento del material denominado “Modelo elastoplástico II” se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 7. Propiedades mecánicas del acero A36 de ensayo con galga extensiométrica, modelo elastoplástico II.

Deformación plástica[mm/mm]	Esfuerzo [MPa]	Deformación plástica[mm/mm]	Esfuerzo [MPa]
0,000000	382,986	0,025	506,342
0,013165	388,973	0,027	510,766
0,014325	411,732	0,028	514,141
0,015515	429,105	0,029	517,058
0,016713	445,036	0,030	519,503
0,017932	457,236	0,032	521,671
0,019149	469,771	0,033	522,878
0,020382	479,328	0,034	523,793
0,021621	487,933	0,036	524,985
0,022867	495,072	0,037	526,377
0,024118	501,440	0,039	526,478

Fuente: Autor.

3. MODELO EXPERIMENTAL DE CARGA MÁXIMA EN UNA UNIÓN ATORNILLADA DE DOS HILERAS CON UNO, DOS Y TRES TORNILLOS, SUJETA A DIFERENTES NIVELES DE PRECARGA

El diseño de la geometría de las probetas se realizó bajo especificaciones ANSI/AISC 360-10 en donde los planos de las láminas de cada unión se encuentran en el anexo 1, siendo un aspecto a resaltar es que los agujeros de las láminas debían de ser 1/16" mayor al diámetro nominal del tornillo. De igual forma, se definieron tornillos estructurales A325 como elemento de unión, ya que su uso se ha enfocado al ensamble de estructuras de acero por sus ventajas económicas y su elevada resistencia última como lo indica la especificación ANSI/AISC 360-10 [25],[5].

3.1. DISEÑO EXPERIMENTAL

En el experimento factorial de las uniones atornilladas, como lo muestra la Tabla 8, intervienen dos factores. El factor A corresponde a la cantidad de tornillos por hilera presente en la unión (a), y el factor B a los tres niveles de precarga aplicados a los tornillos (b). El experimento contó con tres replicas (r) y cada una de ellas tiene ab combinaciones aleatorias de tratamiento y que define por lo tanto un diseño completamente aleatorio.

Tabla 8. Esquema del diseño experimental de dos factores

		Factor B		
		0%	75%	90%
Factor A	1 hilera	r	r	r
	2 hileras	r	r	r
	3 hileras	r	r	r

Fuente: Autor.

Las hipótesis por probar son las siguientes:

1. $H_0: \tau_1 = \tau_2 = \dots \tau_a = 0$, no hay ningún efecto del factor A.
 $H_1: \tau_i \neq 0$
2. $H_0: \beta_1 = \beta_2 = \dots \beta_a = 0$, no hay ningún efecto del factor B.
 $H_1: \beta_j \neq 0$
3. $H_0: \tau\beta_1 = \tau\beta_2 = \dots \tau\beta_{ab} = 0$, no hay interacción.
 $H_1: \tau\beta_{ij} \neq 0$

Donde τ es el efecto del i-esimo nivel del factor A, β es el efecto del j-esimo nivel del factor B y $\tau\beta$ la interacción, así mismo estos tres efectos se definen como la desviación a partir de

la media. La prueba de los efectos se realiza con ayuda del cociente F_0 y su nivel de significancia con una confiabilidad del 95% respectivo para ambos factores. El nivel de significancia se determina de la siguiente manera:

$$f_{\alpha, a-1, ab(n-1)}$$

Por lo que se definen los grados de libertad que corresponden a:

$$a - 1 = 3 - 1 = 2$$

$$b - 1 = 3 - 1 = 2$$

$$ab(n - 1) = 3 * 3 * (3 - 1) = 18$$

Entonces tenemos que el nivel de significancia para A y B es respectivamente:

$$f_{0,05,2,18} = 3.55$$

Los valores fueron consultados en Tabla V A-12 Puntos porcentuales de la distribución F [29], para $\alpha=0,05$.

3.2. PROCEDIMIENTO DEL ENSAYO

El diagrama de flujo de la Figura 27 muestra las actividades realizadas durante la ejecución de los ensayos realizados a las probetas de uniones de dos hileras con uno, dos y tres tornillos sometidas a tensión (Figura 28).

3.2.1. Estado de las láminas, tornillos y tuercas

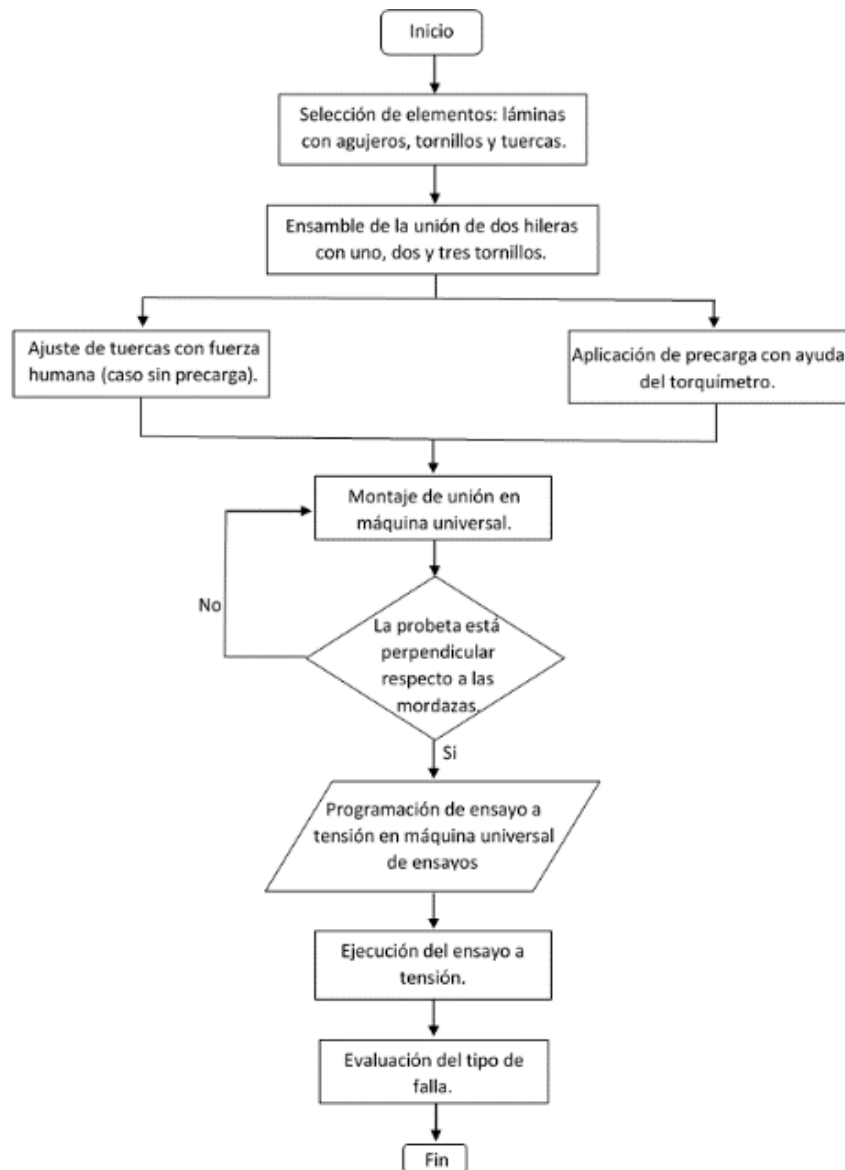
La selección de las piezas a ensamblar conto con una inspección visual previa, identificando si los bordes de las láminas tenían rebabas o imperfecciones, si los tornillos tenían defectos en la rosca y que las tuercas contaran con la designación 2H en una de sus caras garantizando que no se han ajustado con una precarga. Luego se limpiaban las láminas de cualquier tipo de suciedad para que no generara cambios en las variables de control como la fricción.

3.2.2. Montaje experimental

Para dar paso al ensamble se insertaban por los agujeros de una lámina los tornillos y se colocaban boca arriba para insertar la lámina del medio y enseguida la otra lámina externa. El ensamble de cada probeta de las uniones se realizó sobre una superficie plana para garantizar que las láminas quedaran completamente alineadas (Figura 29). Posteriormente las tuercas se ajustaban de forma manual (sin emplear ningún tipo de herramienta) o a

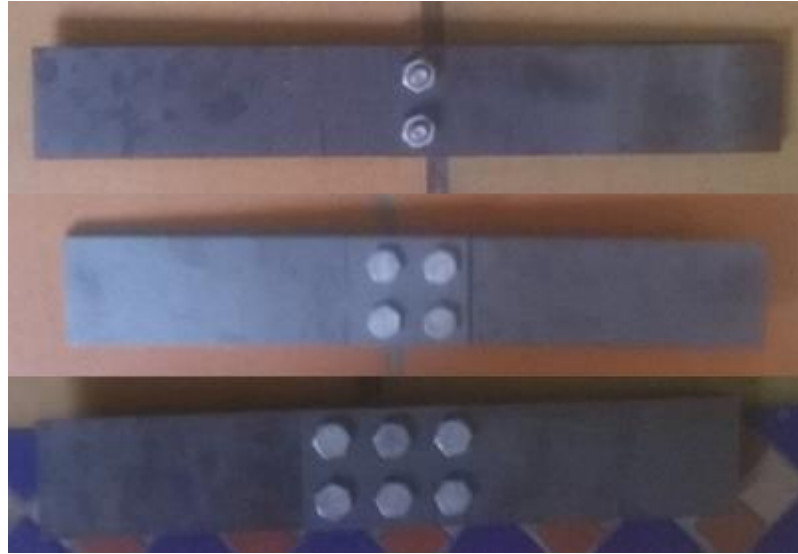
través de un torquímetro según el tipo de prueba a desarrollar (sin o con precarga respectivamente). Finalmente se inserta una lámina de soporte para evitar la deformación de la probeta y la mala aplicación de la carga de tensión sobre la unión. Las dimensiones de esta pieza están registradas en el anexo 1.

Figura 27. Diagrama de flujo del procedimiento del ensayo a tensión a las uniones atornilladas.



Fuente: Autor.

Figura 28. Montaje de unión atornillada de dos hileras con uno, dos y tres tornillos.



Fuente: Autor.

Figura 29. Montaje de unión atornillada de tres hileras.



Fuente: Autor.

El montaje en la máquina se llevó a cabo en cuatro pasos. El primero consistió en ubicar el extremo inferior de la unión en el cabezal inferior ajustando las mordazas, como segundo paso se genera desplazamiento ascendentemente hasta que el extremo superior quede dentro de las mordazas de la cabeza superior. Luego, en el tercer paso se verificó que tanto el soporte de la unión como las láminas externas quedaran a nivel con el borde de las mordazas como se aprecia en la Figura 30. Finalmente, como cuarto paso en caso de no alcanzarse la condición mencionada anteriormente, se desplaza en forma descendente la cabeza inferior para dejar al mismo nivel la parte final de la lámina central con las mordazas para luego ajustarlas fuertemente.

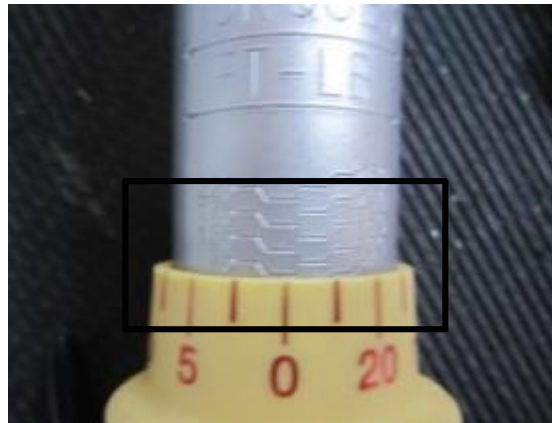
Figura 30. Agarre extremo de láminas externas.



Fuente: Autor.

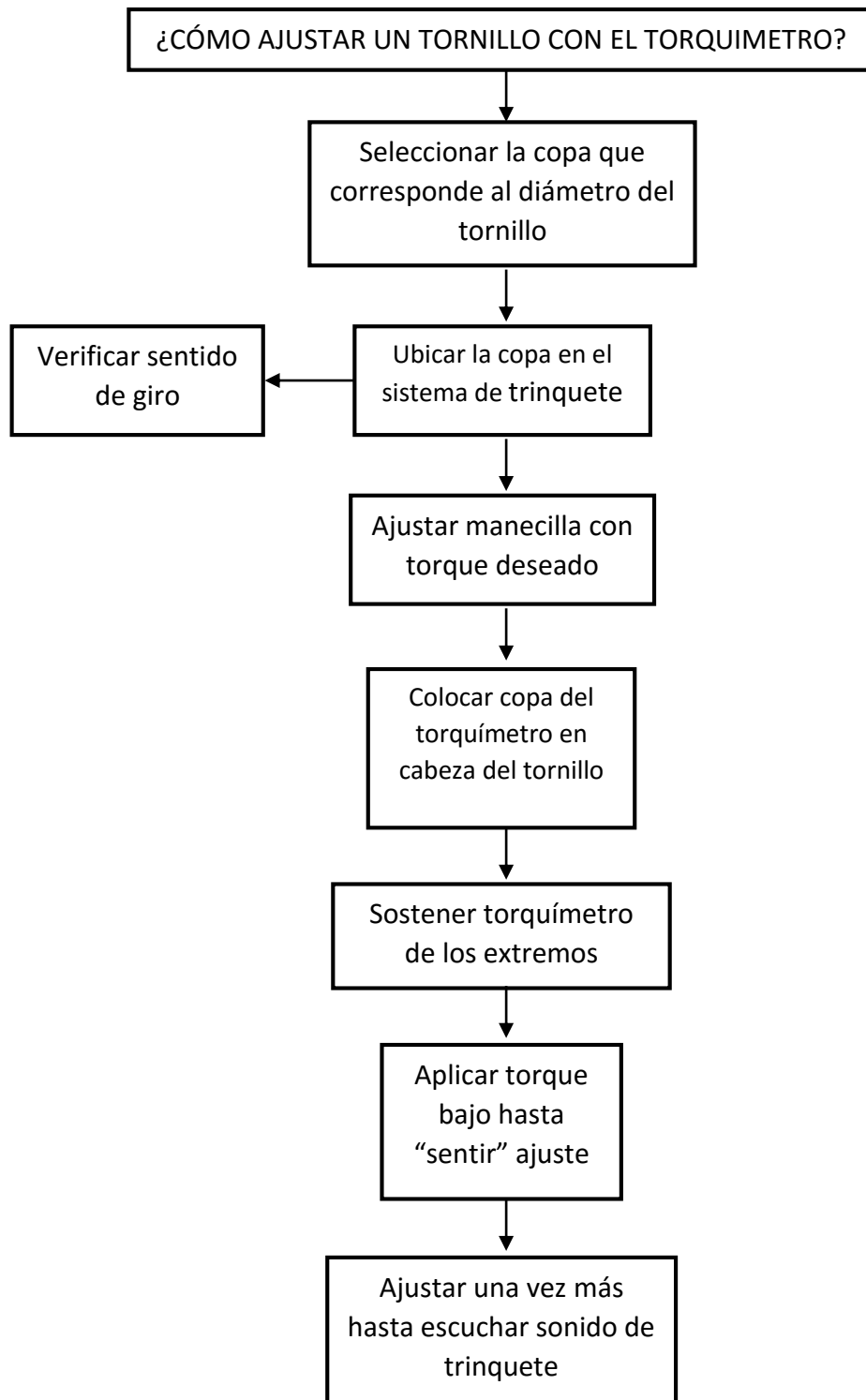
El procedimiento para aplicar precarga en la unión se realizó a través del torquímetro de precisión, que permite variar el torque aplicado y que garantizará la magnitud requerida para los experimentos planteados (Figura 31). En el esquema de la Figura 32 se explica el procedimiento empleado para la aplicación del torque. Las cargas requeridas para la precarga de las uniones al 75% y 90% son de 40211,9 N y 48285 N respectivamente, por lo que el torque fue de 75,1 lbft y 90,179 lbft respectivamente (Ver Anexo 4).

Figura 31. Torque para precarga de 75%.



Fuente: Autor.

Figura 32. Flujograma de ajuste de tornillo con la ayuda de llave torquímetro.



Fuente: Autor.

3.2.3. Método de aplicación de carga a tensión a uniones atornilladas

En cuanto a la programación, se trabajaron las mismas velocidades del ensayo de la probeta plana, 1 mm/min para la zona elástica y 2 mm/min para la plástica con el fin de que las propiedades mecánicas no se vieran modificadas. Una vez se tenía la unión en la máquina universal debía de asegurarse que se encontraba completamente perpendicular a las cabezas móviles y que las mordazas estuviesen lo suficientemente justas, luego se procedía a realizar tara para dar inicio al ensayo a tensión, en la Figura 33 se puede apreciar uno de los montajes experimentales.

Figura 33. Montaje de unión atornillada de dos hileras de agujeros



Fuente: Autor.

3.2.3.1. Método de aplicación de carga a uniones atornilladas con precarga en los tornillos

El ensayo de uniones atornilladas con precarga es particular ya que al vencer la fricción existente entre los elementos la máquina se detiene instantáneamente sin haber alcanzado la falla. Es por esto que se programó la máquina para un espécimen con las mismas condiciones de los ensayos anteriores pero al detenerse se accionaba nuevamente la aplicación de carga, como si se tratara de un espécimen continuo.

3.3. RESULTADOS

Los resultados encontrados en esta sección brindan información sobre la carga máxima que soporta cada unión de dos hileras con uno, dos y tres tornillos, sin precarga y con precarga de 75% y 90%.

3.3.1. Resultados experimentales unión sin aplicación de precarga

3.3.1.1. *Falla de la unión de dos hileras un tornillo*

La falla de la unión fue por aplastamiento en los agujeros de la lámina, como se puede apreciar en la Figura 34, esto se debe a que el tornillo aplica una fuerza en la pared del agujero. Donde la distancia al borde al ser un requisito de la especificación ANSI/AISC 360-10 y la norma NSR10 se asoció con este tipo de falla.

Figura 34. Falla unión de dos hileras un tornillo sin precarga.



Fuente: Autor.

3.3.1.2. *Falla de la unión de dos hileras dos tornillos*

La falla de la unión ocurrió en el área neta efectiva, como se puede apreciar en la Figura 35. Conocida su falla por un comportamiento dúctil que se puede apreciar en dicha figura, pues a una deformación mínima ocurre la falla diferente de la unión atornillada de dos hileras con un tornillo.

Figura 35. Falla unión de dos hileras dos tornillos sin precarga.

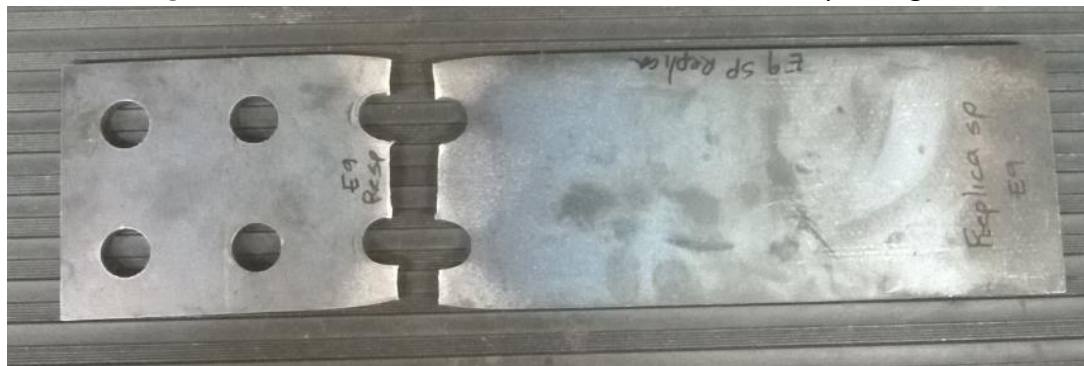


Fuente: Autor.

3.3.1.3. Falla de la unión de dos hileras tres tornillos

La falla de esta unión presento el mismo comportamiento de la unión de dos hileras dos tornillos, como se puede apreciar en la Figura 36.

Figura 36. Falla unión de dos hileras tres tornillos sin precarga.

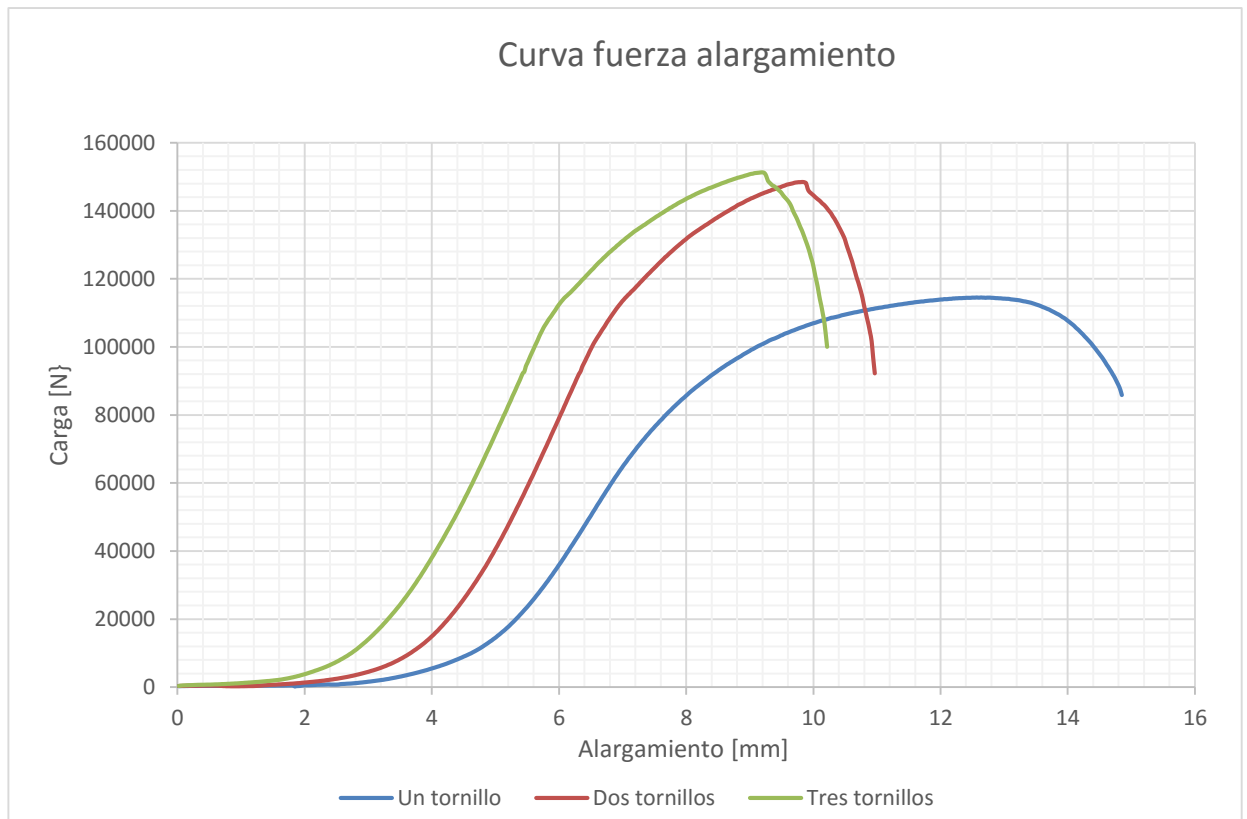


Fuente: Autor.

3.3.1.4. Discusión.

La curva fuerza-alargamiento de las uniones de dos hileras con uno, dos y tres tornillos presenta el siguiente comportamiento:

Figura 37. Comportamiento de capacidad de carga de las tres uniones sin precarga.



Fuente: Autor

A partir de la Figura 37 se puede concluir que una falla en el área neta efectiva se alcanza con cargas mayores respecto a una falla por aplastamiento. Sin embargo ello implica que entre más carga pueda soportar tendera a evidenciarse una falla súbita en pequeños alargamientos.

3.3.2. Resultados experimentales unión con precarga al 75%

La falla en las diferentes configuraciones para las uniones atornilladas sometidas a precargas, presentaron el mismo comportamiento que sus análogas sin precarga tal como se puede apreciar en la Figura 38, Figura 39 y Figura 40 .

Figura 38. Falla unión de dos hileras un tornillo con precarga del 75%.



Fuente: Autor.

Figura 39. Falla de unión de dos hileras dos tornillos con precarga de 75%.



Fuente: Autor.

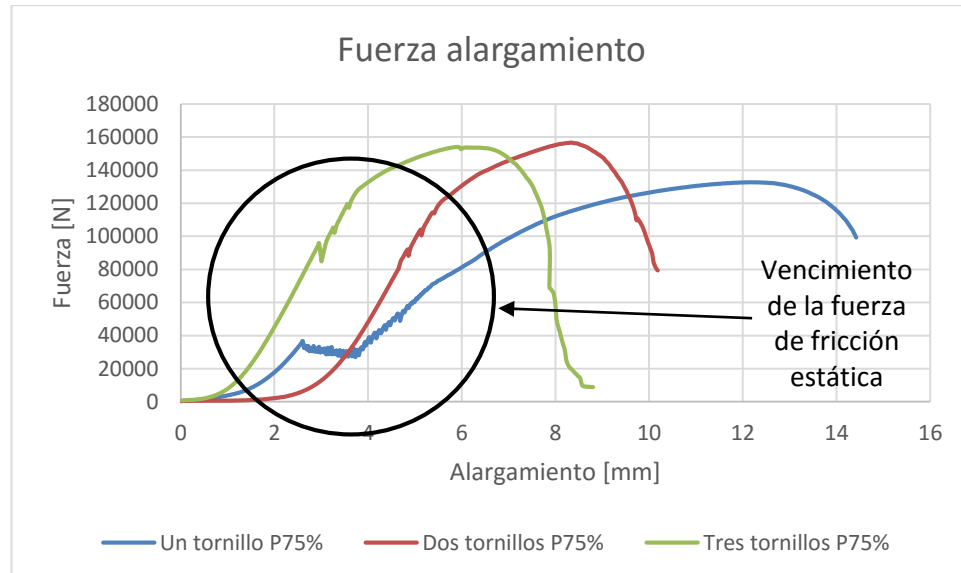
Figura 40. Falla de unión de dos hileras tres tornillos con precarga de 75%.



Fuente: Autor.

Con la Figura 41 se puede apreciar que la carga limite soportada por las uniones con el efecto de precarga tuvo un ligero aumento por lo que se prolonga la falla. Esto se debe a que los elementos están abrasados fuertemente dándole firmeza a los tornillos. Además la curva de fuerza desplazamiento de la unión de dos hileras con un tornillo deja ver claramente que en el inicio en los primeros instantes del ensayo se generó deslizamiento al ser vencida la fuerza de fricción estática, y por tanto, la máquina trata de aplicar carga y esta disminuía rápidamente al superar el valor de la fuerza de fricción. Las uniones de dos hileras con dos y tres tornillos presentaron el mismo comportamiento pero no es tan notorio como la de un tornillo, esto estuvo acompañado de sonidos similares a los que se dan cuando falla la probeta plana.

Figura 41. Curva fuerza alargamiento del efecto de la precarga de 75% en las uniones de dos hileras con uno, dos y tres tornillos.



Fuente: Autor

3.3.3. Resultados experimentales junta con precarga al 90%

Igualmente, la falla en las diferentes configuraciones para las uniones atornilladas sometidas a precargas, presentaron el mismo comportamiento que sus análogas sin precarga y con precarga al 90% tal como se puede apreciar en la Figura 42, Figura 43 y Figura 44.

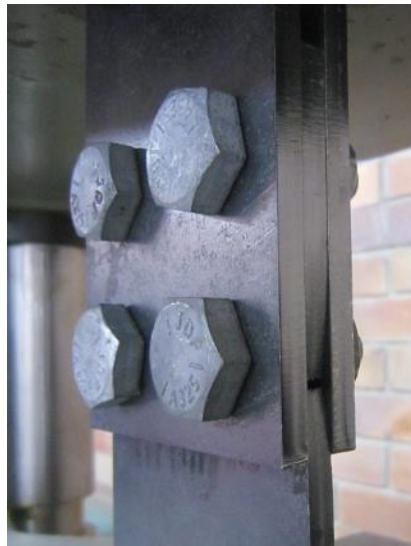
La falla de la unión de dos hileras un tornillo, como se puede apreciar en la Figura 42, presento un comportamiento parecido a la falla por bloque cortante sin embargo el motivo por el que se tiene la certeza de que no fue así se debe a que la falla se manifestó en el área neta a cortante mas no en el área neta efectiva a cortante. Por lo tanto se da una falla por aplastamiento.

Figura 42. Falla por aplastamiento en la unión de dos hileras un tornillo con precarga de 90%.



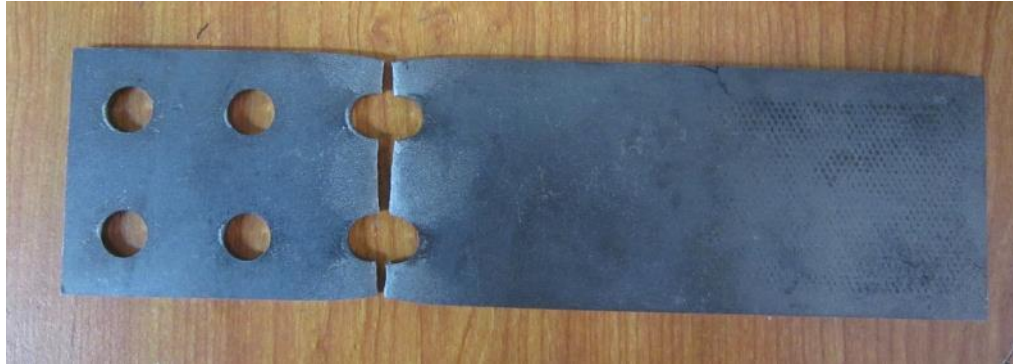
Fuente: Autor.

Figura 43. Falla de la unión atornillada de dos hileras dos tornillos con precarga de 90%.



Fuente: Autor.

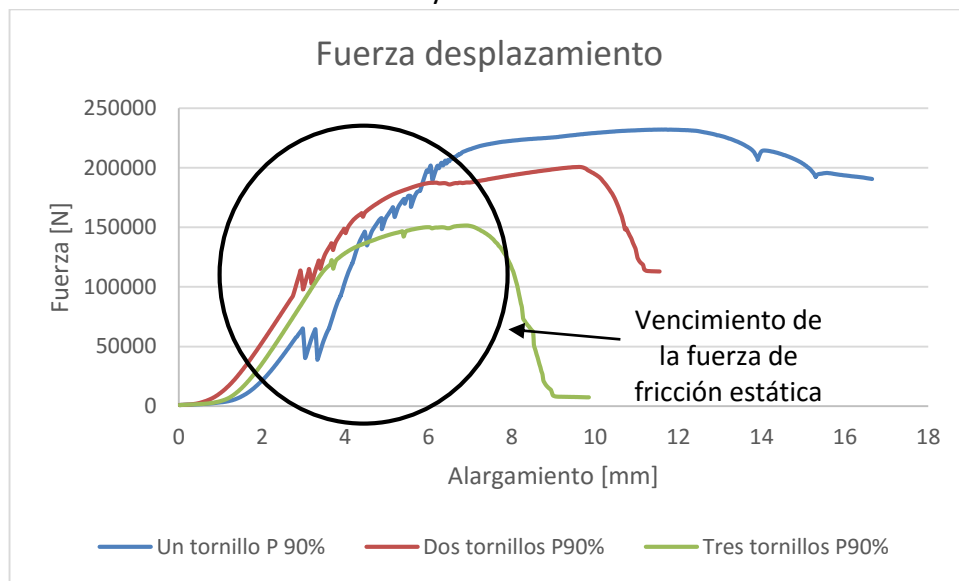
Figura 44. Falla de unión de dos hileras de agujeros con precarga de 90%.



Fuente: Autor.

Con la Figura 45 se puede apreciar que la unión de dos hileras un tornillo no es capaz de soportar una carga límite mucho mayor respecto a las uniones de dos y tres tornillos. De igual forma se manifiesta el vencimiento de la fuerza de fricción como en el caso de las uniones precargadas al 90%.

Figura 45. Curva fuerza alargamiento del efecto de la precarga de 90% en uniones de una, dos y tres hileras.



Fuente: Autor.

3.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LAS CARGAS MÁXIMAS DE LAS UNIONES DE DOS HILERAS CON UNO, DOS Y TRES TORNILLOS BAJO DIFERENTES NIVELES DE PRECARGA

Es evidente que el efecto de la precarga ayuda a prolongar la falla de las tres uniones trabajadas porque hay un aumento en la carga límite que soporta cada unión bajo los tres niveles de precarga. En la Tabla 10 se encuentran los resultados del ensayo de la unión de dos hileras un tornillo que soporto 114774,590 N sin precarga, 128046,730 N con precarga del 75% y 167822,969 N con precarga del 90%. En la Figura 46, Figura 47 y Figura 48 se encuentran las curvas fuerza desplazamiento promedio bajo los efectos de precarga al 0% , 75% y 90% obtenidas por aproximación polinómica de grado 5, 6 y 3 respectivamente.

En la Tabla 11 se encuentran los resultados cuantitativos del ensayo de la unión de dos hileras dos tornillos en la que soporto 125856,5 N sin precarga, 217924,733 N con precarga del 75% y 224763,364 N con precarga del 90%. Y en la Tabla 12 se encuentran los resultados cuantitativos del ensayo de la unión de dos hileras tres tornillos en la que soporto 148951,985 N sin precarga, 191491,482 N con precarga del 75% y 174724,781 N con precarga del 90%.

A partir de lo anterior se concluye que el efecto de precarga en las uniones atornilladas de dos hileras con uno, dos y tres tornillos soportaran cargas mayores respecto a las uniones que no son ensambladas con precarga. Entonces se afirma que una unión atornillada es más segura si se ensambla con precarga y que así mismo el desplazamiento se reduce haciéndola integralmente estable ante situaciones adversas.

Una vez analizados los valores de carga límite del diseño experimental se procedió a realizar el análisis estadístico el cual permite comprobar las hipótesis establecidas en la sección del diseño experimental de las uniones atornilladas, el cual tuvo los siguientes resultados:

Tabla 9. Análisis de varianza para el modelo factorial con dos factores efectos fijos.

ANÁLISIS DE VARIANZA				
Fuente de variación	Suma de cuadrados	Grados de libertad	Media de cuadrados	F0
UNIÓN	3335655235	2	1667827618	0,070
PRECARGA	5,6186E+11	2	2,8093E+11	11,739
INTERACCIÓN	15437447045	4	3859361761	0,161
ERROR	41592272394	4		
TOTAL	6,22225E+11	26	2,3932E+10	1

Fuente: Autor.

Por lo tanto se afirma que la precarga afecta la carga límite de las uniones pues el cociente tiene un valor de 11,739 que es mayor a 3.55, dado $f_{0,05,2,18}$. Por otra parte puesto que 0,070 es menor a 6.88 el tipo de unión no tiene ningún efecto en la variabilidad de la carga límite que es el mismo caso para la interacción. En la Tabla 13 se encuentra el arreglo de los datos experimentales de carga máxima para utilizarse en el análisis de varianza.

Tabla 10. Resultados de ensayos a tensión de la unión de dos hileras un tornillo.

	SIN PRECARGA			PROMEDIO	PRECARGA 75%			PROMEDIO	PRECARGA 90%			PROMEDIO
	E1	R1	R2		E1	R1	R2		E1	R1	R2	
Carga límite [N]	115820,670	114251,550	114251,550	114774,590	125480,565	132296,430	126363,195	128046,730	129733,559	142090,379	231644,969	167822,969
X Máx. [mm]	8,342	8,033	8,033	8,136	9,518	10,697	10,583	10,266	9,127	9,966	10,242	9,778
An [mm²]	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419
σ_u [MPa]	382,981	377,792	377,792	379,522	414,923	437,461	417,841	423,408	428,986	469,846	765,974	554,935
Carga rotura [N]	91891,590	85566,075	85566,075	87674,580	104493,585	98903,595	97530,615	100309,265	85503,989	112179,029	177167,084	124950,034
X rotura [mm]	10,678	10,246	10,246	10,390	11,320	12,933	12,571	12,274	11,303	12,398	15,810	13,170

Fuente: Autor.

Tabla 11. Resultados de ensayos a tensión de la unión de dos hileras dos tornillos.

	SIN PRECARGA			PROMEDIO	PRECARGA 75%			PROMEDIO	PRECARGA 90%			PROMEDIO
	E1	R1	R2		E1	R1	R2		E1	R1	R2	
Carga límite [N]	148477,98	114545,76	114545,76	125856,5	156764,895	223972,618	273036,687	217924,733	237437,277	200847,36	236005,455	224763,364
X Máx. [mm]	9,932	12,966	12,966	11,955	5,05	6,498	6,054	5,867	6,546	8,11	8,822	7,826
An [mm²]	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419
σ_u [MPa]	490,968	378,765	378,765	416,166	740,604	902,842	902,842	848,763	785,12685	664,13605	780,392287	743,218396
Carga rotura [N]	92234,835	85860,285	85860,285	87985,135	53114,712	140858,293	88174,737	94049,2473	126127,827	92676,15	184371,6	134391,859
X rotura [mm]	10,966	14,852	14,852	13,556	12,902	7,452	7,746	9,367	8,194	9,558	9,968	9,24

Fuente: Autor.

Tabla 12. Resultados de ensayos a tensión de la unión de dos hileras tres tornillos.

	SIN PRECARGA			PROMEDIO	PRECARGA 75%			PROMEDIO	PRECARGA 90%			PROMEDIO
	E1	R1	R2		E1	R1	R2		E1	R1	R2	
Carga límite [N]	144211,935	151322,01	151322,01	148951,985	154067,97	210203,238	210203,238	191491,482	151469,115	186352,614	186352,614	174724,781
X Máx. [mm]	5,032	5,762	5,762	5,397	4,356	4,94	4,94	4,74533333	4,772	6,472	6,472	5,905
An [mm²]	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419	302,419
σ_u [MPa]	476,862	78044,106	78044,106	39260,484	509,452	695,073	695,073	633,200	500,859	616,207	616,207	577,758
Carga rotura [N]	8522,283	106749,195	106749,195	57635,739	343,245	81819,801	81819,801	54660,949	441,315	135875,985	135875,985	90731,095
X rotura [mm]	6,648	6,812	6,812	6,73	6,064	6,534	6,534	6,377	7,312	7,368	7,368	7,349

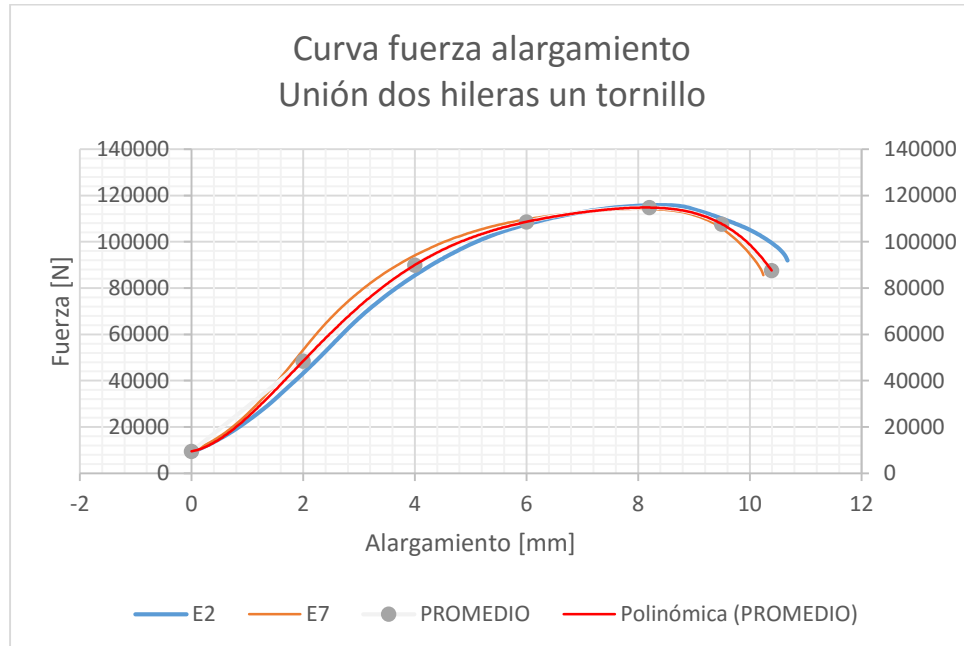
Fuente: Autor.

Tabla 13. Arreglo de datos para el diseño factorial con dos factores.

	0			Yij	75%			Yij	90%			Yij	total Yi
UA	115820,67	114251,55	114251,55	344323,77	125480,565	132296,43	126363,195	258659,625	129733,559	142090,379	231644,969	503468,907	99514,488
UB	133394,814	103355,973	103355,973	340106,76	141720,957	191854,597	225276,597	558852,151	211909,656	228012,75	171720,57	611642,976	287315,935
UC	124833,303	129285,681	129285,681	383404,665	108514,455	158559,576	158559,576	425633,607	134110,725	172603,2	172603,2	479317,125	329721,147
Yj				1067835,2	Yj			1243145,38				1594429,01	Yij
Donde UA es unión de dos hileras un tornillo, UB es unión dos hileras dos tornillos y UC es unión dos hileras tres tornillos.													497708,365

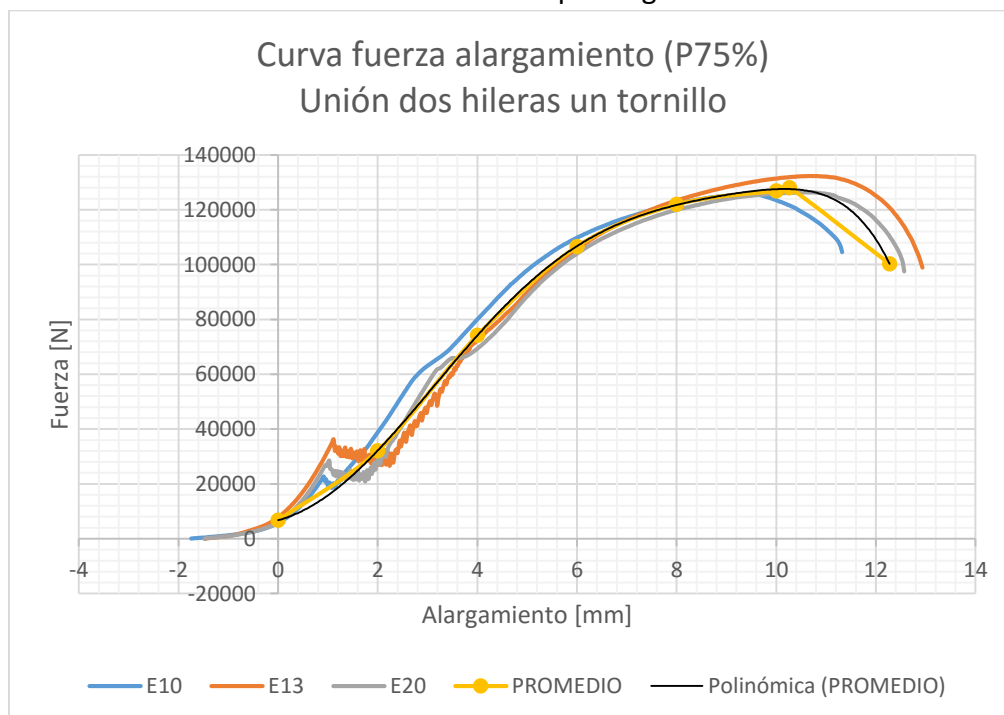
Fuente: Autor.

Figura 46. Curva fuerza alargamiento promedio de ensayos de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.



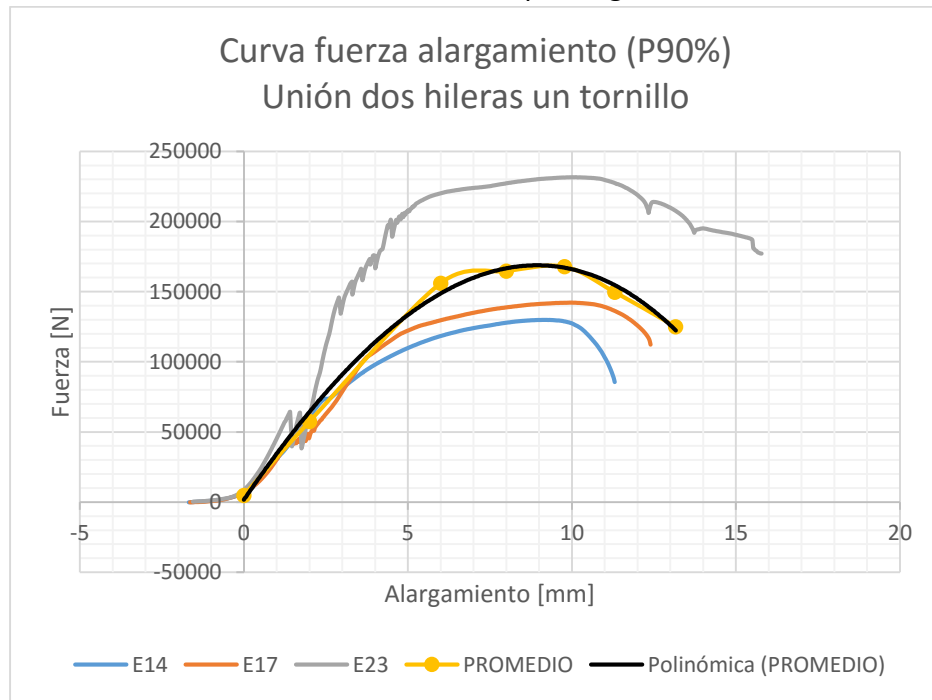
Fuente: Autor.

Figura 47. Curva fuerza alargamiento promedio de ensayos de la unión de dos hileras un tornillo con 75% precarga.



Fuente: Autor.

Figura 48. Curva fuerza alargamiento promedio de ensayos de la unión de dos hileras un tornillo con 90% precarga.



Fuente: Autor.

4. RESULTADOS DE LA CARGA LÍMITE TEÓRICA EN UNIONES ATORNILLADAS

En el desarrollo del capítulo se muestran los resultados de las ecuaciones que tiene establecidas la norma NSR10 y la especificación ANSI/AISC 360-10 las cuales determinan la carga límite, nominal o de falla de una unión atornillada en cual dependen directamente estos valores de las áreas netas a tensión y cortante, áreas netas efectivas a cortante y a tensión. En donde para cada unión se evaluaron los tres tipos de carga límite: resistencia a fluencia, resistencia a cortante y desgarramiento por bloque cortante seleccionándose la menor como responsable de la falla.

Para tener un entendimiento más efectivo sobre la carga calculada de cada unión se denominaron como UNIÓN A la unión de dos hileras un tornillo, UNIÓN B la unión de dos hileras dos tornillos y UNIÓN C la unión de dos hileras tres tornillos.

4.1. Carga límite según NSR 10

Las secciones de cada área listada en la Tabla 14 se pueden ver nombradas sobre la geometría de cada tipo de unión en el anexo 5. A continuación se encuentran los resultados de las áreas calculadas:

Tabla 14. Valor de áreas NSR10.

	Unión A	Unión B	Unión C
	Área [mm ²]		
Ag	483,87	483,87	483,87
An	302,41875	302,41875	302,41875
Ae	302,41875	302,41875	302,41875
Agv	241,935	725,805	1209,675
A nv	151,20938	453,628125	756,046875
A nt	151,20938	151,209375	151,209375

Fuente: Autor.

Los resultados de esfuerzos permisibles calculados por las ecuaciones correspondientes son los siguientes:

Tabla 15. Resultados de resistencias de diseño de elementos a tensión según NSR10.

Carga límite NSR10 [N]				
	Fluencia	Rotura	Bloque cortante	
			Fractura por cortante y fluencia por tensión	Fractura por tensión y fluencia por cortante
UNIÓN A	127935,23	171471,43	137177,15	124116,28
UNIÓN B	127935,23	171471,43	240060	200877,42
UNIÓN C	127935,23	171471,43	342942,86	277638,56

Fuente: Autor.

Por lo tanto la resistencia permisible de la unión de dos hileras un tornillo tiene un valor de 124,12 kN, para la de dos hileras dos tornillos de 127,93 kN y para la de dos hileras tres tornillos también de 127,93 kN. Por lo tanto, las uniones de dos hileras con dos y tres tornillos fallaran por fluencia diferente a la unión de dos hileras un tornillo que será por desgarre de bloque cortante.

4.2. Carga límite según ANSI/AISC 360-10 ASD

A continuación se encuentran los resultados de las áreas calculadas:

Tabla 16. Valor de áreas ANSI/AISC ASD.

	Unión A	Unión B	Unión C
	Área [mm ²]		
Ag	483,87	483,87	483,87
An	302,41875	302,41875	302,41875
Ae	302,41875	302,41875	302,41875
At	151,209375	151,209375	151,209375
Av	151,209375	453,628125	937,498125

Fuente: Autor.

Las secciones de cada área se pueden ver nombradas sobre la geometría de cada tipo de unión en el anexo 5. Los resultados de cargas se encuentran registrados en la siguiente tabla:

Tabla 17. Cargas permisibles para las uniones ANSI/AISC ASD.

Tipo de unión	Carga permisible [N] ASD	
UNIÓN A	Fluencia	76761,1368
	Ruptura	85735,7156
	Bloque cortante	68588,5725
UNIÓN B	Fluencia	76761,1368
	Ruptura	85735,7156
	Bloque cortante	120030,002
UNIÓN C	Fluencia	76761,1368
	Ruptura	85735,7156
	Bloque cortante	202336,289

Fuente: Autor.

Por lo tanto la resistencia permisible de la unión de dos hileras un tornillo es de 68,6 kN por desgarre de bloque cortante, para la unión de dos hileras dos tornillos es de 76,7 kN y la unión de dos hileras tres tornillos también es de 76,7 kN con falla a fluencia.

4.3. Carga límite según ANSI/AISC 360-10 Método del LRFD

A continuación se encuentran los resultados de las áreas calculadas:

Tabla 18. Valor de áreas ANSI/AISC ASD.

	Unión A	Unión B	Unión C
	Área [mm ²]		
Ag	483,87	483,87	483,87
An	302,41875	302,41875	302,41875
Ae	302,41875	302,41875	302,41875
Agv	241,935	725,805	1209,675
Atg	241,935	241,935	241,935
Ans	151,209375	453,628125	756,046875
Ant	151,209375	151,209375	151,209375

Fuente: Autor.

Las secciones de cada área se encuentran nombradas sobre la geometría de cada tipo de unión en el anexo 5. Los resultados de cargas se encuentran registrados en la siguiente tabla:

Tabla 19. Cargas permisibles para las uniones ANSI/AISC ASD.

Carga límite LRFD [N]				
	Fluencia	Rotura	Bloque cortante	
			Fractura por cortante y fluencia por tensión	Fractura por tensión y fluencia por cortante
UNIÓN A	127935,23	171471,43	188618,57	124116,28
UNIÓN B	127935,23	171471,43	291501,43	200877,42
UNIÓN C	127935,23	171471,43	394384,29	277638,56

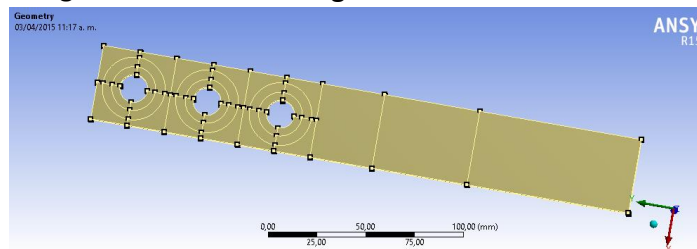
Fuente: Autor.

Por lo tanto la resistencia permisible de las tres uniones es 127,93 kN, en cuanto al bloque cortante para la unión de dos hileras un tornillo es de 124,12 kN, para la unión de dos hileras dos tornillos es de 200,87 kN y la unión de dos hileras tres tornillos es de 277,63 kN.

5. MODELADO POR ELEMENTOS FINITOS DEL COMPORTAMIENTO DE UNA UNIÓN PERNADA DE UN GRAMIL CON HILERA DE UNO, DOS Y TRES AGUJEROS, SUJETA A DIFERENTES NIVELES DE PRECARGA

Para definir el modelo de elementos finitos de la unión se realizó una breve comparación de aproximación de resultados en los esfuerzos, ello consistió en realizar un criterio de convergencia con elementos tetraedros y hexaedros, lo cual permitió identificar que el elemento hexaédrico arroja resultados más precisos registrados en la Tabla 20. Una vez seleccionado el tipo de elemento se procedió a realizar el criterio de convergencia de malla, determinando así el tamaño del elemento finito. La distribución de la malla consta de una transición del tamaño del elemento a lo largo de la lámina, la cual este va aumentando de tamaño desde el borde del agujero hacia los bordes externos de su geometría. Se realizaron divisiones geométricas de secciones circulares y rectangulares a la lámina con el objetivo de realizar controles de malla por áreas, de la siguiente forma:

Figura 49. Distribución geométrica de las láminas.



Fuente: Autor.

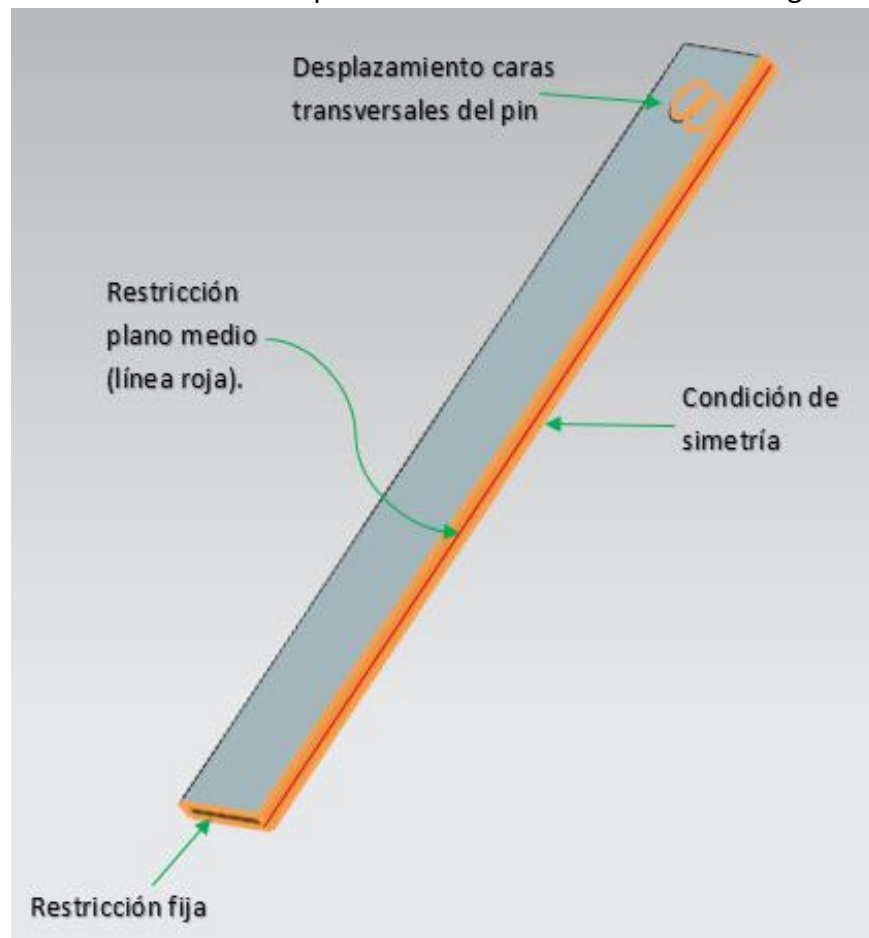
Tabla 20. Comparación de resultados de elementos Hexaédricos y tetraédricos.

	Tipo de elemento	Hexaédrico	Tetraédrico
	Desplazamiento [mm]	1,4	
	Tamaño elemento	1,58	0,79
	# nodos	7340	5271
Esfuerzos [MPa] Lámina A	XY	933,97	929,923
	YZ	805,88	835
	XZ	184,76	215,91
Esfuerzos [MPa] Lámina B	XY	528,54	564,47
	YZ	477,73	601,6
	XZ	126,18	166,57
Esfuerzos [MPa] Lámina C	XY	736,45	-
	YZ	219,7	-
	XZ	70,431	-

Fuente: Autor

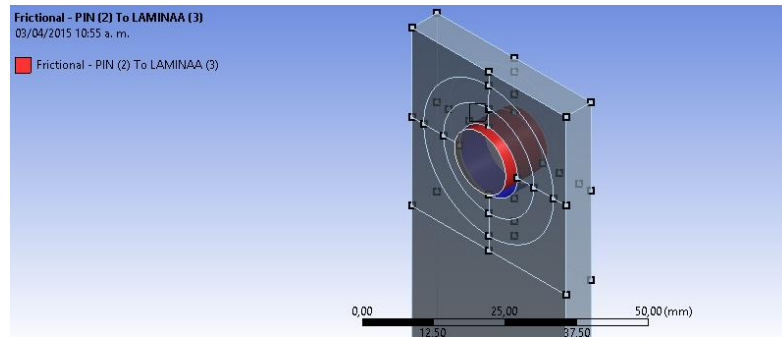
El modelo para el análisis de la convergencia de malla se realizó con elementos 185 tipo HEXA bajo las siguientes condiciones de borde: condición de simetría en la cara longitudinal del largo de la lámina, restricción fija en el eje Y aplicado en la cara superior horizontal de la lámina (cercana al agujero) y por último se aplicó un desplazamiento en las caras del cilindro, el cual es producto de la simplificación del tornillo donde el diámetro de la cabeza corresponde al círculo circunscrito del hexágono, restringido en todos los grados de libertad excepto en Y, como lo muestra la Figura 50. Respecto al contacto existente entre el agujero y el tornillo se determina un coeficiente de fricción de 0.17 y se le asigna un control de malla de tamaño del elemento que regirá la distribución equitativa a lo largo de la lámina. Con incrementos de 0.2 mm en el tamaño y con un solo contacto entre las caras superficiales del agujero de la lámina y del pin, como se muestra en las dos siguientes imágenes:

Figura 50. Condiciones de borde para el modelo de análisis de convergencia de malla.



Fuente: Autor.

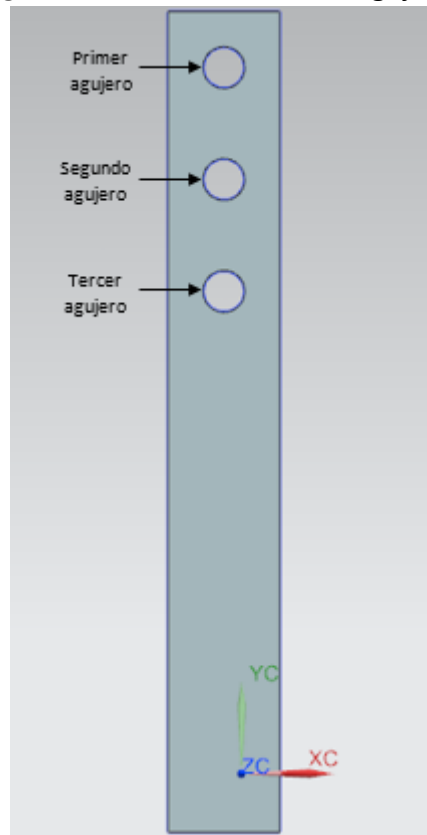
Figura 51. Definición del par de contacto.



Fuente: Autor

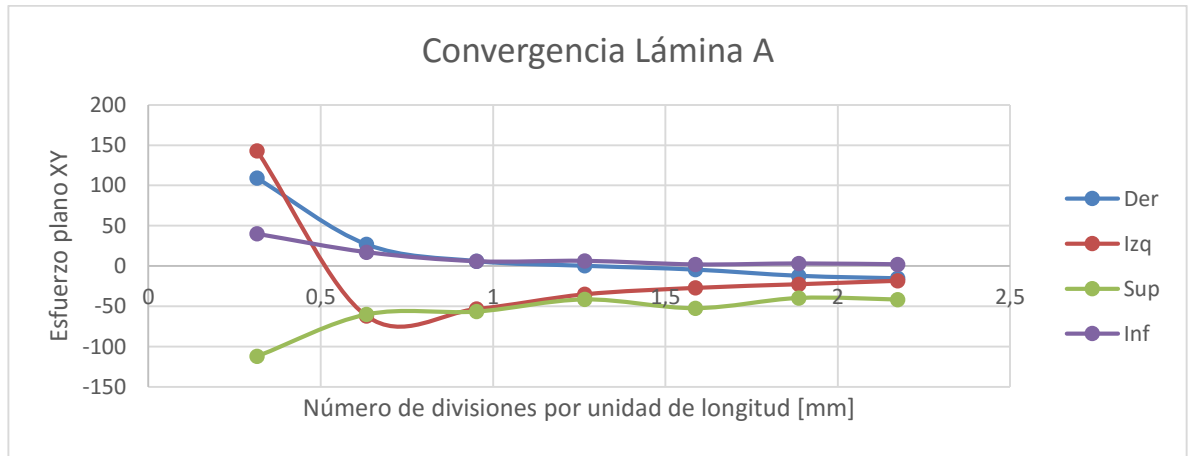
La Figura 53, Figura 54, Figura 55, Figura 56 y Figura 57 permiten visualizar el comportamiento del criterio de convergencia de la malla para cada tipo de lámina cuyo control se realizó en cuatro puntos del agujero de la lámina en su plano medio, tales son: superior (Sup), inferior (Inf), derecho (Der) e izquierdo (Izq). En la Figura 52 se puede apreciar la distribución del nombramiento de los agujeros para las tres láminas.

Figura 52. Nombramiento de agujeros



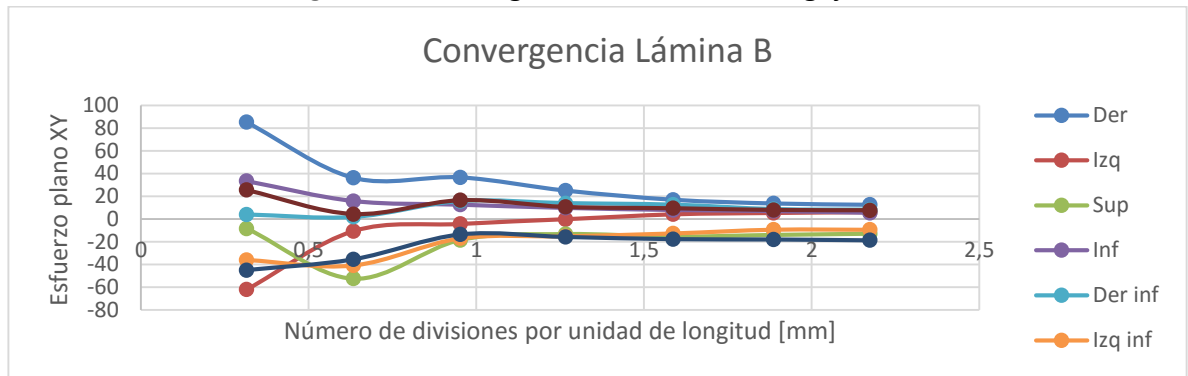
Fuente: Autor

Figura 53. Convergencia lámina de un agujero.



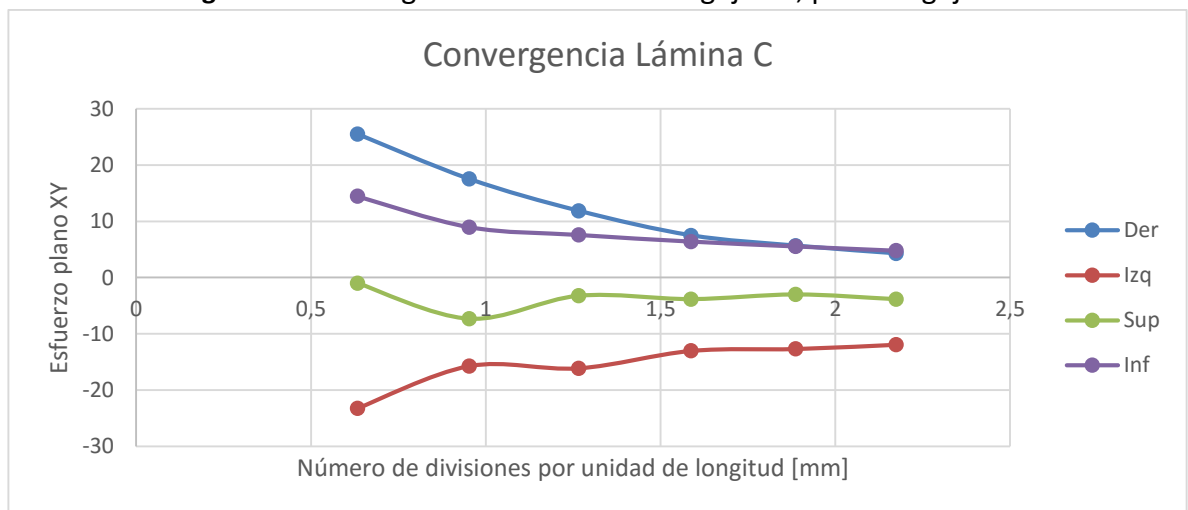
Fuente: Autor.

Figura 54. Convergencia lámina de dos agujeros.



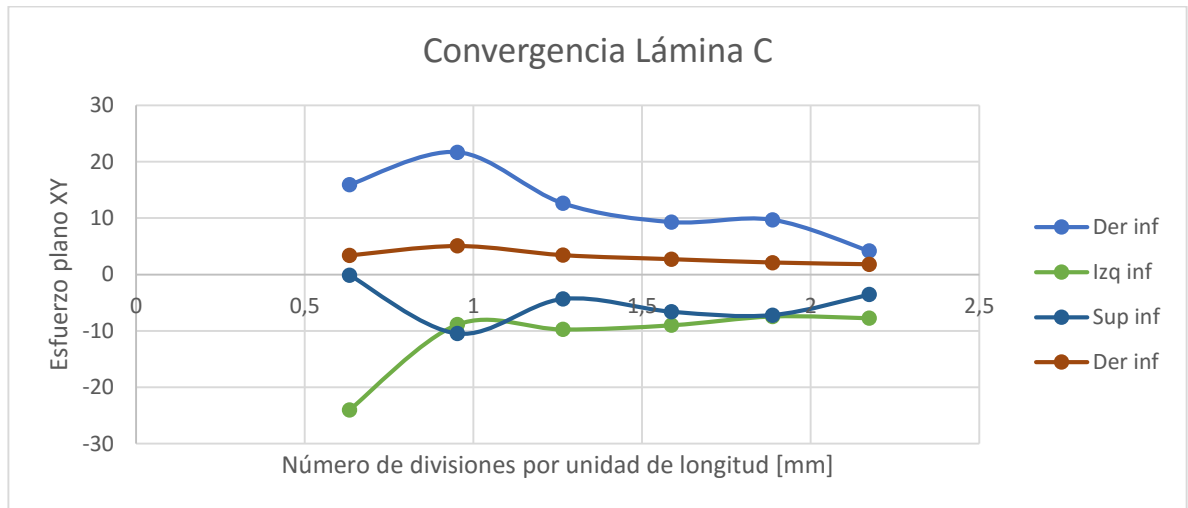
Fuente: Autor.

Figura 55. Convergencia lámina de tres agujeros, primer agujero.



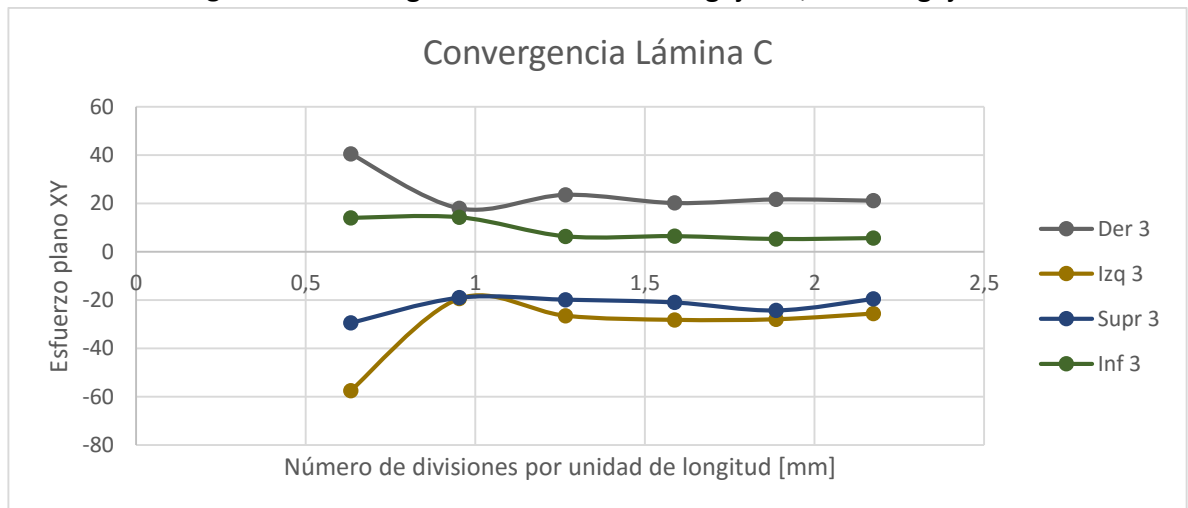
Fuente: Autor.

Figura 56. Convergencia lámina de tres agujeros, segundo agujero.



Fuente: Autor.

Figura 57. Convergencia lámina de tres agujeros, tercer agujero.



Fuente: Autor.

Cada una de las gráficas anteriores permite observar con facilidad como se logra la convergencia de los resultados pues a medida que se aumenta el número de divisiones por unidad de longitud el valor de los esfuerzos tiende a ser más preciso. En la Tabla 23 están registrados los valores finales del tamaño del elemento finito para las láminas de una, dos y tres hileras de agujeros.

Tabla 21. Resultados del criterio de convergencia para cada tipo de lámina.

LÁMINA	TAMAÑO DEL ELEMENTO [mm]
Una hilera de agujeros	0,63
Dos hileras de agujeros	0,63
Tres hileras de agujeros	0,53

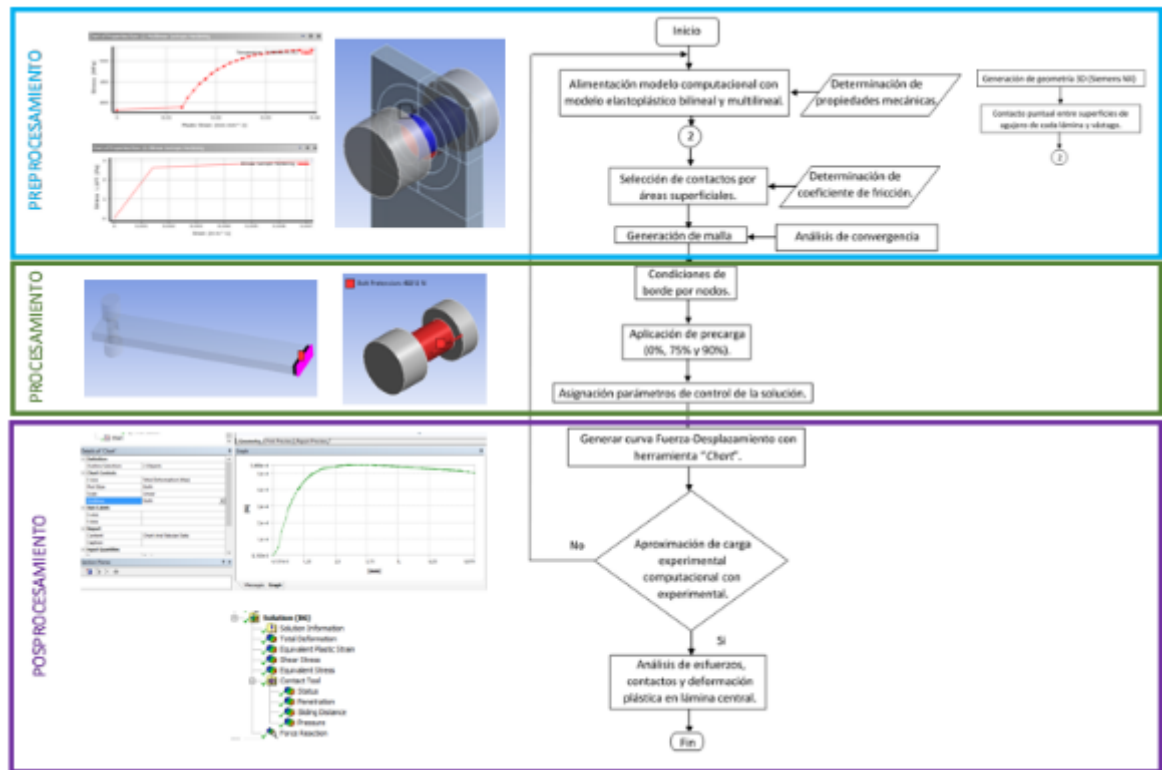
Fuente: Autor.

El desarrollo del modelo computacional se inició con dos software, ANSYS Workbench® versión 15.0 y NX Nastran versión 9.0, en el desarrollo del capítulo se encuentran los parámetros requeridos para el análisis por elementos finitos necesario para cada uno de estos. Vale la pena aclarar que la licencia disponible en la universidad, correspondiente al software NX versión 9.0 presenta irregularidades en su funcionalidad por lo tanto no se tienen resultados de los 18 modelos computacionales en dicho software a diferencia del de ANSYS que funcionó correctamente. Siendo así, se considera punto de partida la descripción de los parámetros para que en otro trabajo de grado al obtenerse resultados bajo una versión actualizada de dicho software se compara la eficiencia y eficacia del modelo computacional de los dos softwares ya mencionados.

5.1. PARÁMETROS DEL MODELO CON ANSYS Workbench®

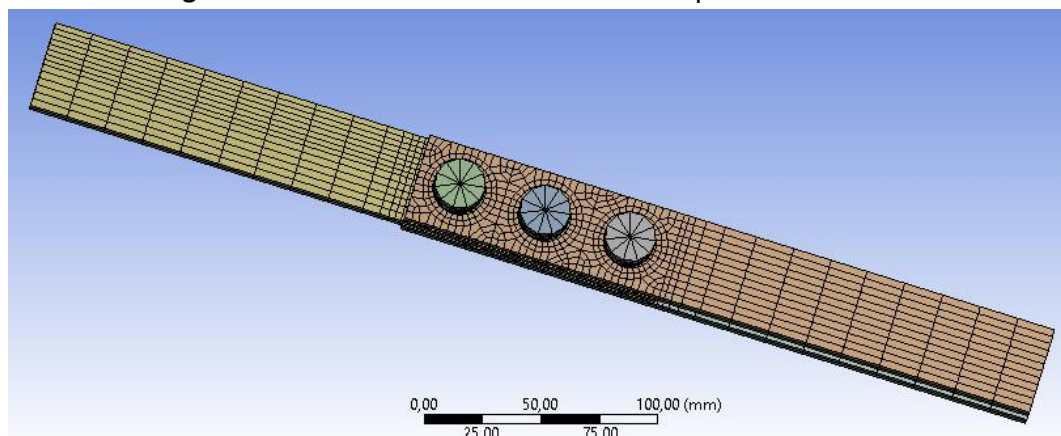
En la Figura 58 se aprecia una explicación esquemática y global sobre la definición del modelo computacional final, el cual planteo la selección de un análisis tridimensional con elemento 185 tipo HEXA (Figura 59), definición del modelo elastoplástico del material de las láminas de acero A36 y una análisis simétrico de la unión para optimizar el recurso computacional. Así mismo el modelo elastoplástico del material ingresado en el software fue de comportamiento bilineal y multilineal, definidos por el módulo de elasticidad, módulo tangencial, resistencia a fluencia y resistencia última y deformación plástica. La asignación de cada contacto entre láminas y contacto puntual entre lámina-tornillo se realizó manualmente dándole un coeficiente de fricción de 0,17 como se aprecia en la Figura 60 y Figura 81, determinado experimentalmente y analíticamente con relación de masas. A la vez se asignaron restricciones fijas en las dos láminas externas de la unión en las secciones transversales opuestas a las cercanas del agujero. La carga en la unión se generó por el desplazamiento de la cara transversal inferior de la lámina central. En todos modelos al no converger la solución se recurrió a LaGrange Aumentado como formulación avanzada en la configuración del par de contactos, con un factor normal de rigidez de 1e-002.

Figura 58. Diagrama de flujo de modelo computacional con el software ANSYS Workbench®.



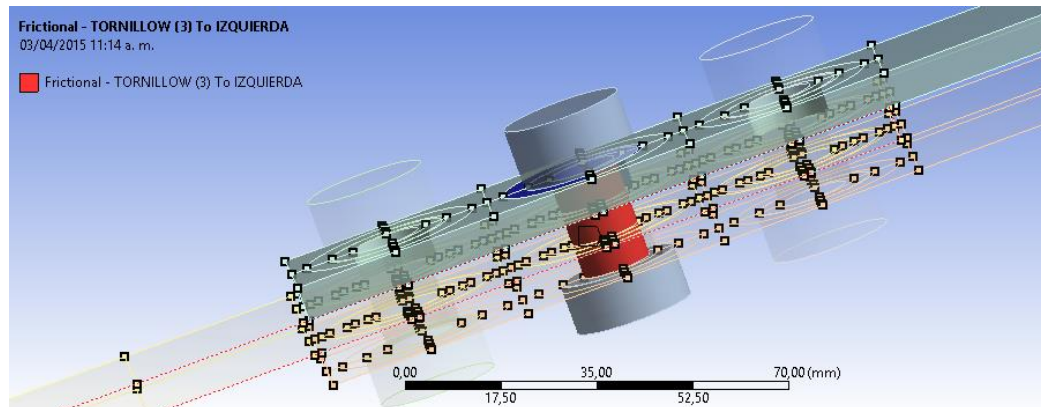
Fuente: Autor.

Figura 59. Malla hexaédrica de la unión C para las láminas.

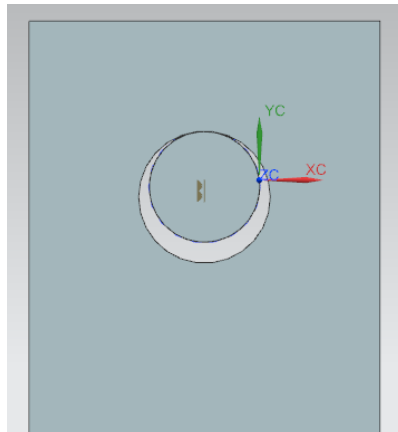


Fuente: Autor.

Figura 60. Contacto entre tornillo y lámina de la unión C.



a) Contacto superficie-superficie

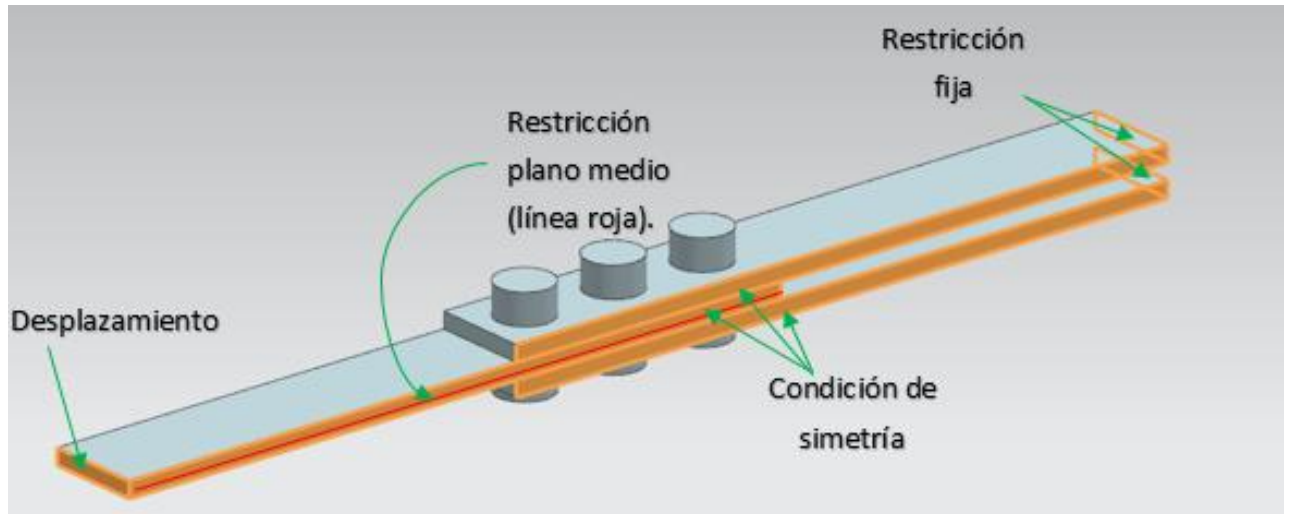


b) Contacto puntual

Fuente: Autor.

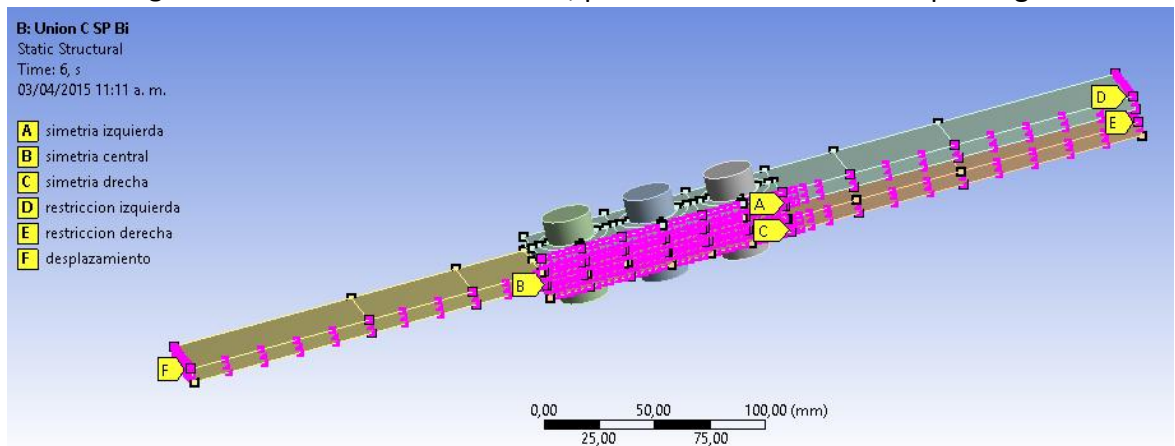
La aplicación de las condiciones de frontera se realizó directamente a los nodos asociados a las secciones, esto con el fin de crear restricciones nodales, evitando inconvenientes de superposición de restricciones. La definición de la condición de simetría y las demás restricciones se aprecian en la Figura 66Figura 61 y su aplicación al software ANSYS Workbench® en la Figura 62.

Figura 61. Condiciones de frontera, para unión C con efecto de precarga.



Fuente: Autor.

Figura 62. Condiciones de frontera, para unión C sin efecto de precarga.

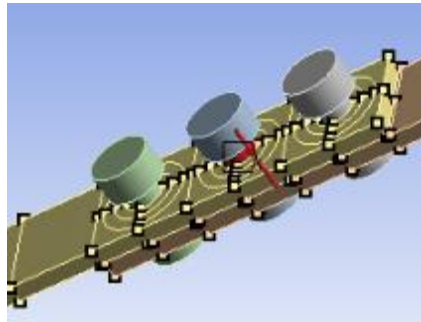


Fuente: Autor.

Las condiciones de solución en ANSYS Workbench® varían para cada una de las tres uniones atornilladas respecto a los "steps" pues los desplazamientos para alcanzar la carga de falla varían y se debe evitar aplicaciones de carga con variaciones altas a medida que se aplica el cambio en el "step". En cuanto a los "sub steps" se definió como 100 subpasos por cada paso de carga, y que cada uno fuese dividido en un mínimo de 10 y máximo de 1000 que corresponde al número de iteraciones. La opción "large deflections" se habilita al tratarse de un modelo de material no lineal así como también el criterio de convergencia de la solución por fuerza y desplazamiento. Para la búsqueda de convergencia a la solución se empleó el algoritmo "line search".

La condición de precarga se definió con la herramienta “*Bolt pretention*” seleccionando la cara cilíndrica del tornillo simplificado, donde el primer “*step*” tiene asignado el valor de la precarga y los demás se bloquean garantizando que el software mantenga dicho valor. De igual manera no se genera desplazamiento en el primer “*step*”. Los modelos que tuviesen esta variante contaron con condiciones de borde como se aprecia en la Figura 61. Los valores fueron de 40211,9 N (75% de precarga) y 48285 N (90% de precarga) (ver Figura 63 y Anexo 4).

Figura 63. Precarga de 75%, en segundo tornillo de la unión C.



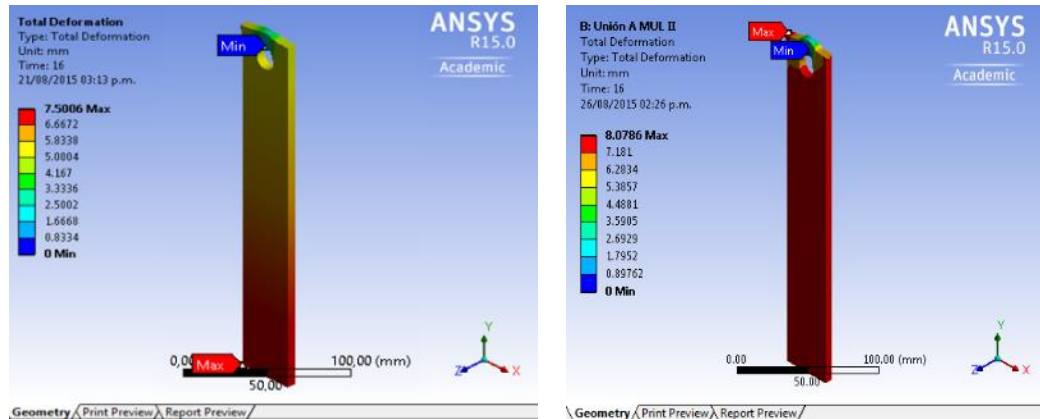
Fuente: Autor.

5.1.1. Resultados de unión atornillada sin precarga

Los resultados de la elongación total, esfuerzo cortante XY, esfuerzo equivalente y estado del contacto de la unión de dos hileras un tornillo sin efecto de precarga se encuentra consignados a continuación. La Figura 64 permite visualizar la elongación total del modelo computacional con comportamiento elastoplástico I y II en el material de la lámina central de la unión de dos hileras un tornillo, donde el color azul significa que existe una mínima deformación en el material diferente al color rojo el cual será la zona donde se dio la máxima deformación.

La elongación máxima en el modelo elastoplástico I se alcanza solamente en la región del área transversal donde es aplicado el desplazamiento mientras que en el modelo elastoplástico II se aprecia una distribución uniforme a lo largo de la lámina y su deformación máxima se encuentra en el borde superior cercano al agujero.

Figura 64. Elongación total de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.



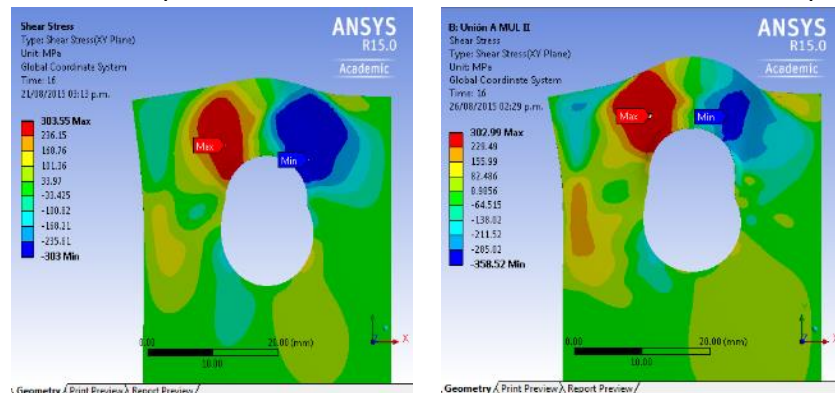
a) Modelo elastoplástico I

b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

Respecto al esfuerzo cortante XY del modelo elastoplástico I y II analizado en la lámina central de la unión de dos hileras un tornillo, como lo muestra la Figura 65 el valor máximo corresponde a un valor de 303,55 MPa y de 302,99 MPa, respectivamente. Así mismo, se aprecia que la falla se alcanza en los planos del área cortante pues tanto el esfuerzo máximo como mínimo tienen lugar allí lo que implica que se dará una falla por aplastamiento.

Figura 65. Esfuerzo plano XY de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.



a) Modelo elastoplástico I

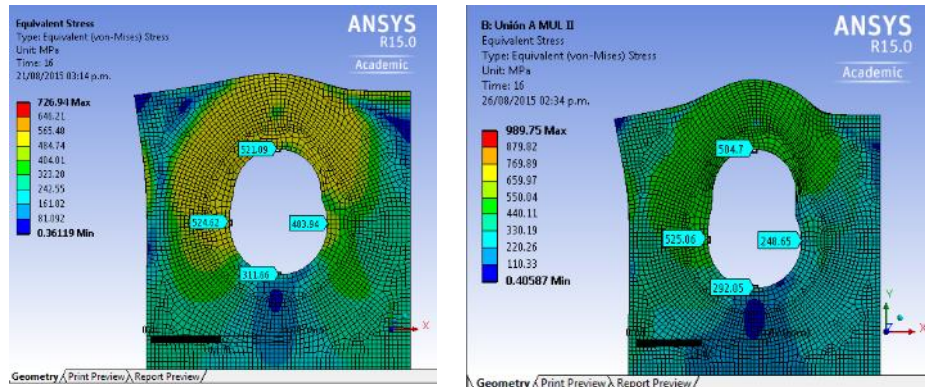
b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

Con el esfuerzo equivalente del modelo elastoplástico I se puede concluir que la lámina falló a fluencia, porque el valor obtenido de esfuerzo en la zona media del espesor de la lámina en la sección del área cortante correspondiente a 521,09 MPa es mayor al esfuerzo a fluencia del material de 382,986 MPa como lo muestra la Figura 66. En cuanto al valor de 504,7 MPa del modelo elastoplástico II presenta un valor menor al del modelo

elastoplástico I, sin embargo se evidencia que también ha fallado por fluencia y por ende se encuentra en la zona plástica.

Figura 66. Esfuerzo equivalente de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.



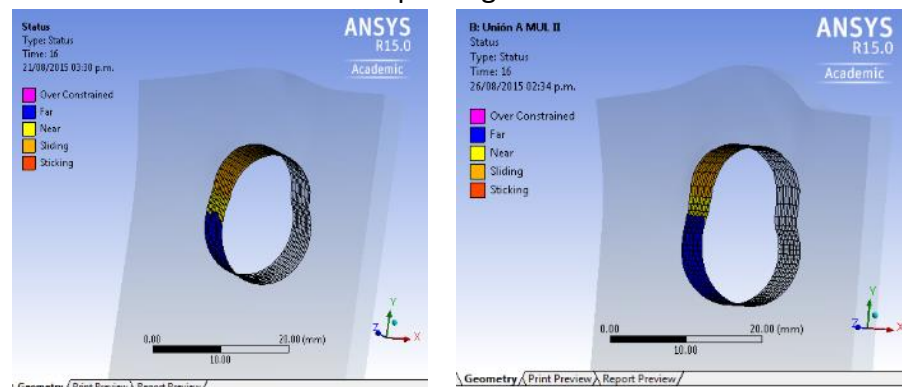
a) Modelo elastoplástico I

b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

Respecto al par de contacto entre el tornillo y la lámina central, en la Figura 67 se aprecia el estado final de contacto entre las superficies al alcanzarse la carga límite.

Figura 67. Estado de contacto de lámina central de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.



a) Modelo elastoplástico I

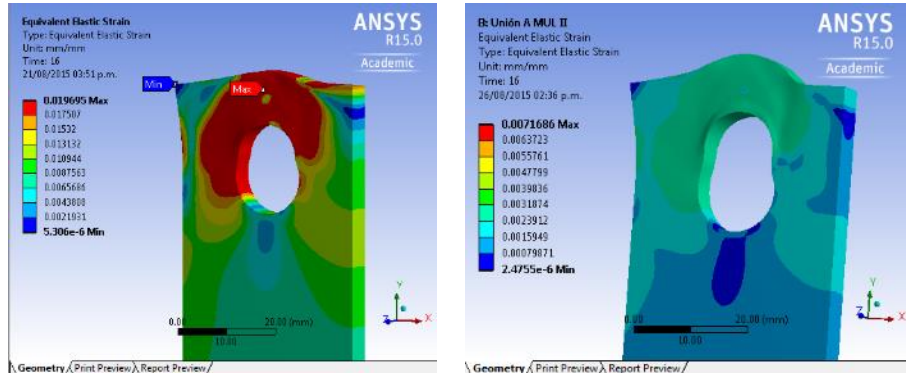
b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

Y finalmente, la deformación elástica también se puede visualizar en el posprocesador del modelo computacional, como lo muestra la Figura 68. Donde la zona roja concuerda con la deformación evidente alcanzada en el modelo computacional con comportamiento del material del modelo elastoplástico I es mayor en comparación con la del modelo elastoplástico II, lo anterior es una consecuencia de la diferencia entre módulos de

elasticidad por lo que al ser menor se cuenta con una mayor área de zona elástica permitiendo que predomine en la falla.

Figura 68. Deformación plástica de la unión de dos hileras un tornillo sin precarga.



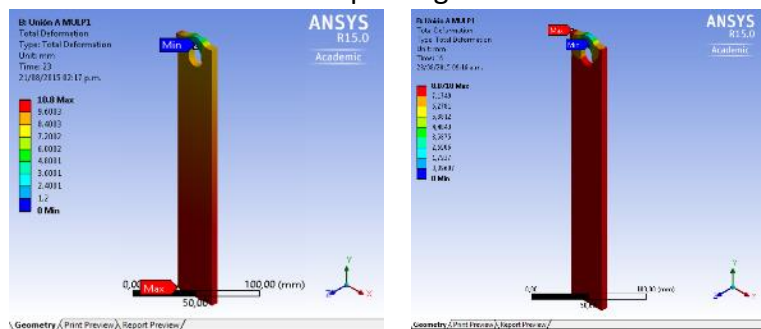
a) Modelo elastoplástico I b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

5.1.2. Resultados de unión atornillada con 75% del efecto de precarga

Ahora los resultados de la elongación total, esfuerzo cortante XY, esfuerzo equivalente y penetración de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75% se analiza a continuación, vale la pena resaltar que el efecto de precarga genera cambios en la distribución de la elongación total de la lámina como se puede apreciar en la Figura 69 a, haciendo más rígida la sección de la lámina que se encuentra en contacto con las láminas exteriores de la unión.

Figura 69. Elongación total en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo con efecto de precarga de 75%.



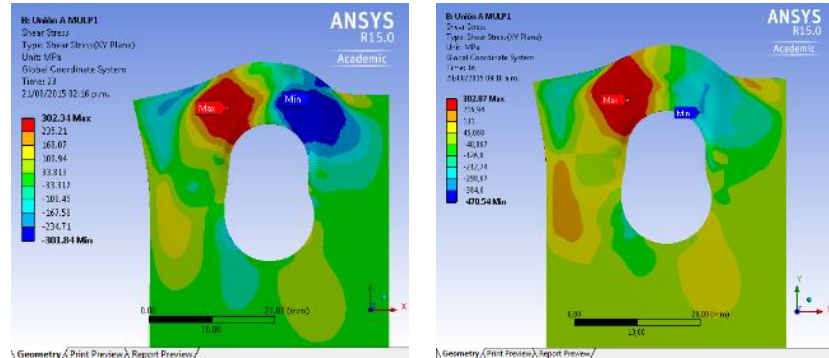
a) Modelo elastoplástico I b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

En la Figura 70 el máximo esfuerzo cortante XY se encuentra en la misma posición para el modelo elastoplástico I con un valor de 302,34 MPa y 302,87 MPa en el modelo elastoplástico II, dicha posición corresponde a los planos del área cortante de la lámina, por

lo tanto el efecto de precarga al 75% no tiene incidencia en el tipo de falla manifestándose la misma falla por aplastamiento de la unión sin precarga.

Figura 70. Esfuerzo plano XY en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.



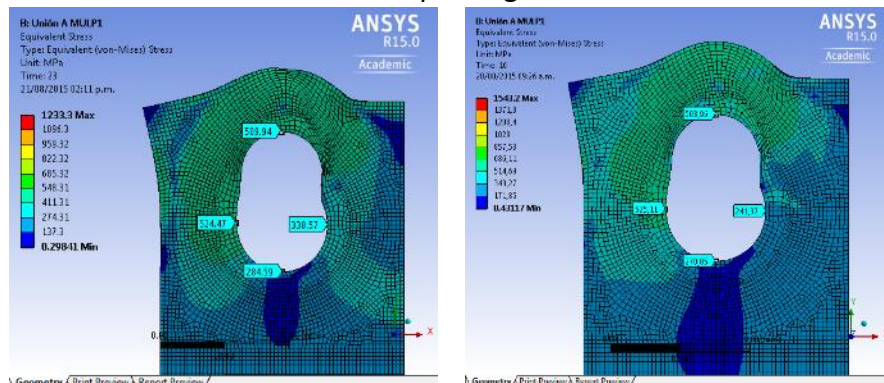
a) Modelo elastoplástico I

b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

El esfuerzo equivalente del modelo elastoplástico I corresponde a 509,94 MPa siendo mayor al límite de fluencia del material de 382,986 MPa como lo muestra la Figura 71 a. En cuanto al valor del modelo elastoplástico II se presenta un valor mayor de 503,96 MPa, sin embargo se evidencia que también ha fallado por fluencia y por ende se encuentra en la zona plástica.

Figura 71. Esfuerzo equivalente en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.



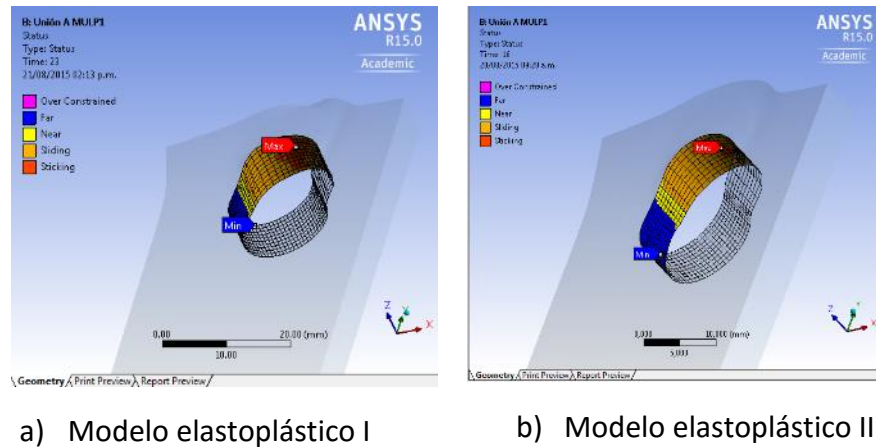
a) Modelo elastoplástico I

b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

Respecto al par de contacto entre el tornillo y la lámina central, en la Figura 72 se aprecia el estado final de contacto entre las superficies al alcanzarse la carga límite.

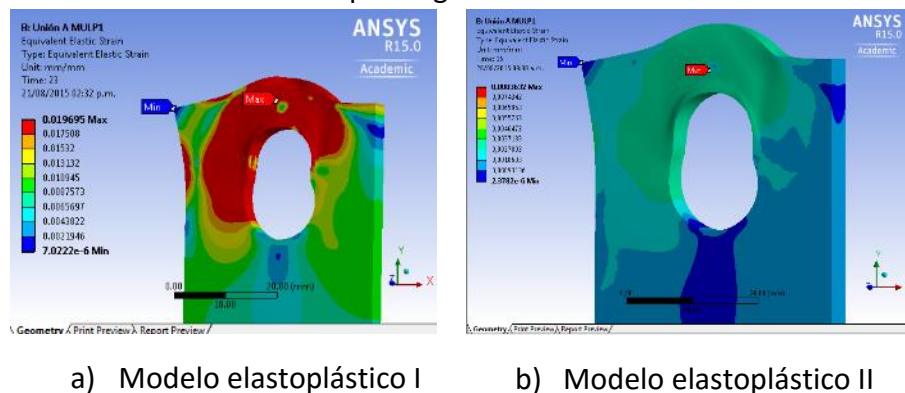
Figura 72. Estado de contacto en agujero de lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.



Fuente: Autor.

Y finalmente, la deformación elástica se puede apreciar en la Figura 73 donde la zona roja concuerda con la deformación evidente alcanzada en el modelo elastoplástico I siendo mayor su distribución alrededor del agujero en comparación con la unión sin el efecto de precarga.

Figura 73. Deformación plástica de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.

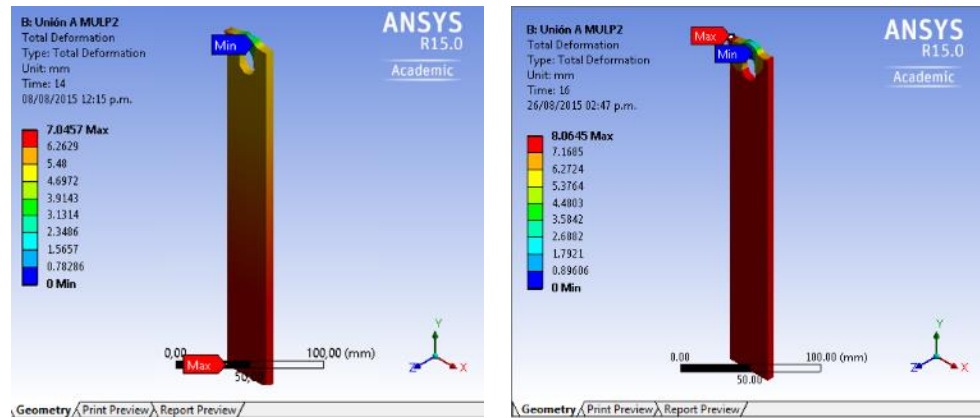


Fuente: Autor.

5.1.3. Resultados de unión atornillada con 90% del efecto de precarga

Finalmente, los resultados de la elongación total, esfuerzo cortante XY, esfuerzo equivalente y penetración de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 90% permiten visualizar que el efecto de precarga genera cambios en la distribución de la elongación total de la lámina como se puede apreciar en la Figura 74.

Figura 74. Elongación total en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 90%.



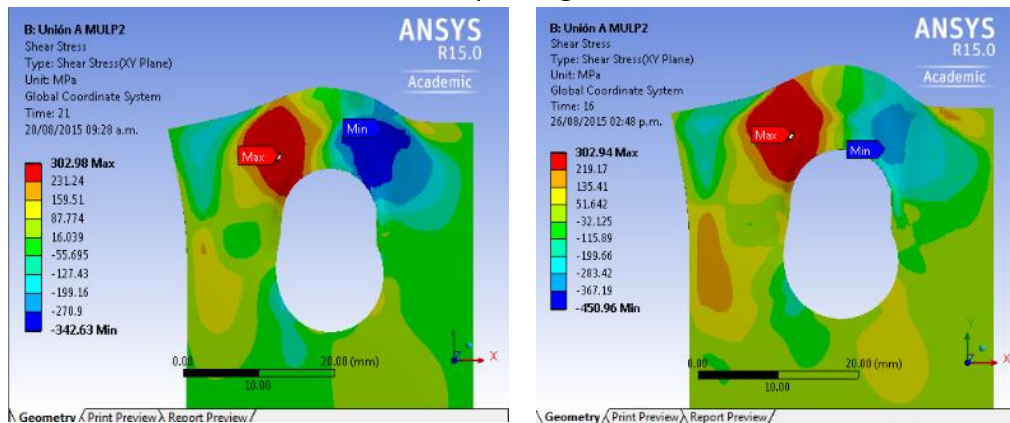
a) Modelo elastoplástico I

b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

El máximo esfuerzo cortante XY se encuentra en la misma posición para el modelo elastoplástico I y II e igualmente presentan valores similares, 302,98 MPa y 302,94 MPa respectivamente como lo muestra la Figura 75, por lo tanto el efecto de precarga al 90% tiene la misma falla por aplastamiento de la unión sin precarga y precarga al 75%.

Figura 75. Esfuerzo plano XY en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 90%.



a) Modelo elastoplástico I

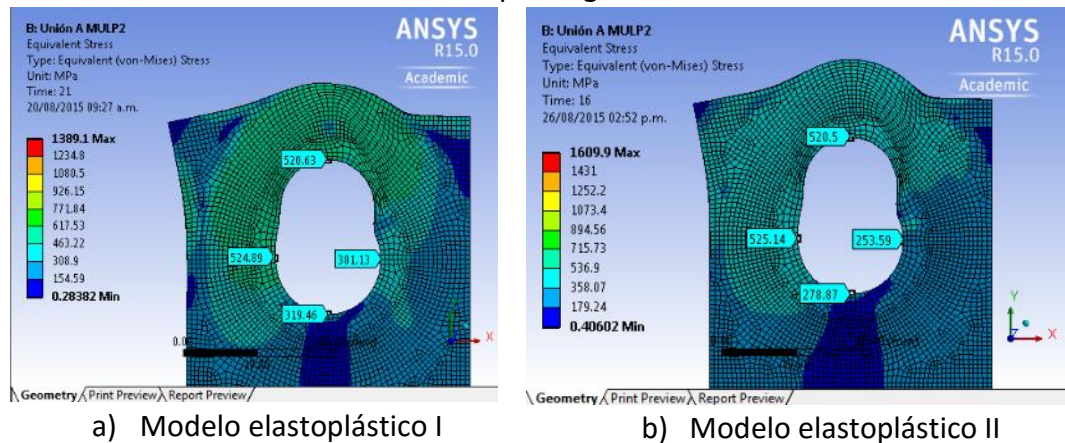
b) Modelo elastoplástico II

Fuente: Autor.

El esfuerzo equivalente del modelo elastoplástico I corresponde a 520,63 MPa siendo mayor al esfuerzo a fluencia del material de 382,986 MPa como lo muestra la Figura 76. En cuanto al valor del modelo elastoplástico II se presenta un valor similar al del otro modelo

elastoplástico siendo de 520,5 MPa, de igual forma se evidencia que también ha fallado por fluencia y por ende se encuentra en la zona plástica sin alcanzar la resistencia última al alcanzar la carga máxima.

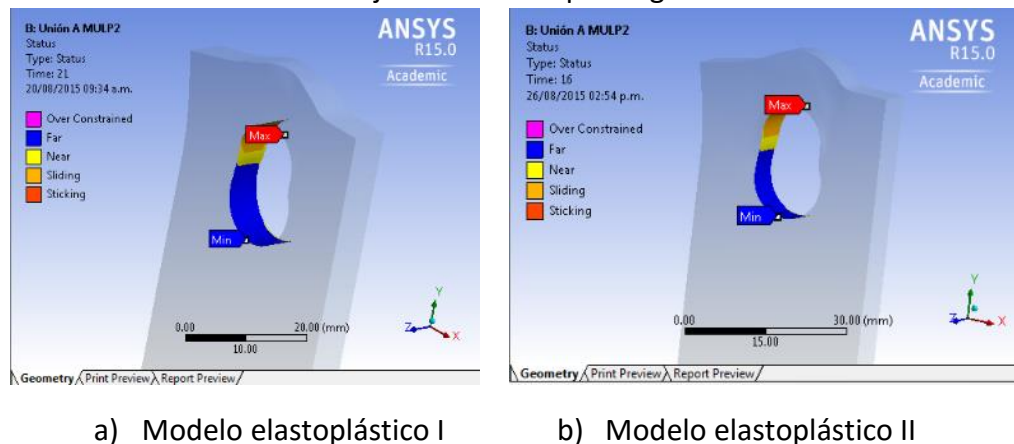
Figura 76. Esfuerzo equivalente en lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 90%.



Fuente: Autor.

Respecto al par de contacto entre el tornillo y la lámina central, en la Figura 77 se aprecia el estado final de contacto entre las superficies al alcanzarse la carga límite.

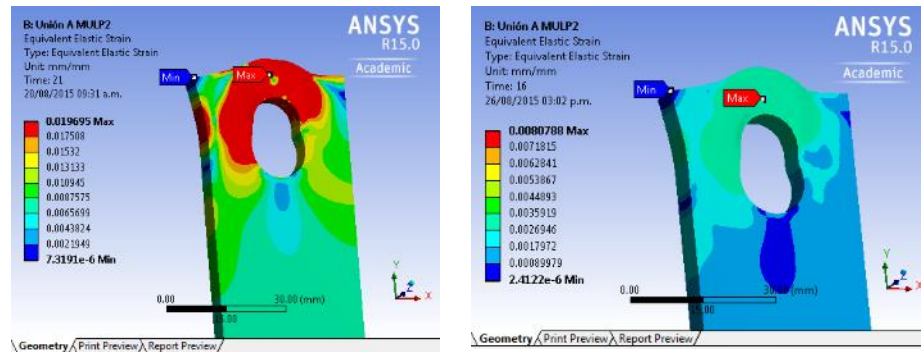
Figura 77. Estado de contacto en agujero de lámina central de la unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 75%.



Fuente: Autor.

La deformación elástica también se analizó obteniendo resultados como lo muestra la Figura 78 donde la zona roja concuerda con la deformación evidente alcanzada en el modelo experimental. Donde la Figura 78 a al tener una zona elástica mayor tiende a tener deformaciones elásticas mayores en comparación al resultado del modelo elastoplástico II.

Figura 78. Deformación plástica de unión de dos hileras un tornillo bajo el efecto de precarga de 90%.



c) Modelo elastoplástico I

c) Modelo elastoplástico II

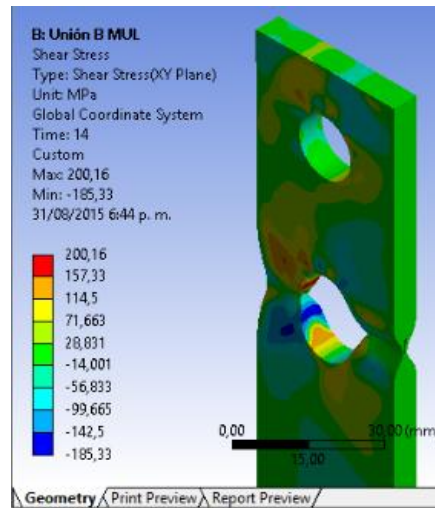
Fuente: Autor.

5.1.4. Resultados de unión de dos hileras con dos y tres tornillos bajos diferentes niveles de precarga.

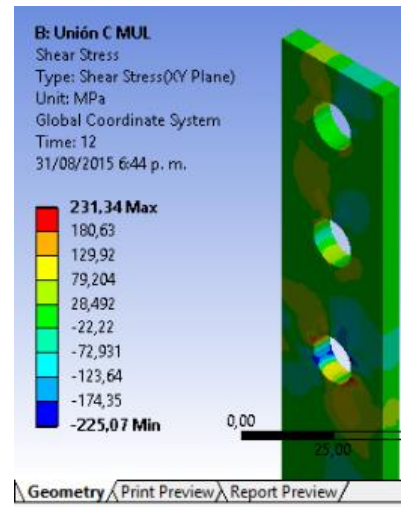
A continuación se muestran los resultados obtenidos de los modelos computacionales solucionados sin ser validados al no contar con el análisis de convergencia mencionado anteriormente por las limitaciones de licencia académica ya que no resuelve modelos con más de 250000 nodos, en la Tabla 34 se encuentra la cantidad de nodos generados para cada modelo de unión atornilla. Por lo tanto, lo que se busca en esta sección es mostrar una aproximación cualitativa de la falla y que efectivamente se presenta lo obtenido en los modelos experimentales que corresponde a falla a tensión en el área neta efectiva como se aprecia en la Figura 79.

Figura 79. Esfuerzo cortante XY para uniones de dos hileras con dos y tres tornillos bajo diferentes niveles de precarga.

UNIONES DE DOS HILERAS SIN PRECARGA

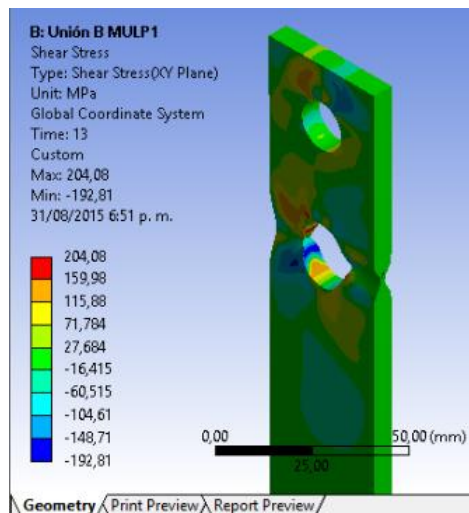


a) Dos tornillos.

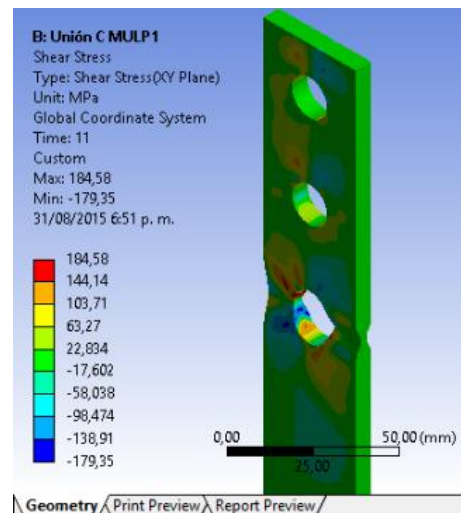


b) Tres tornillos.

UNIONES DE DOS HILERAS CON PRECARGA AL 75%

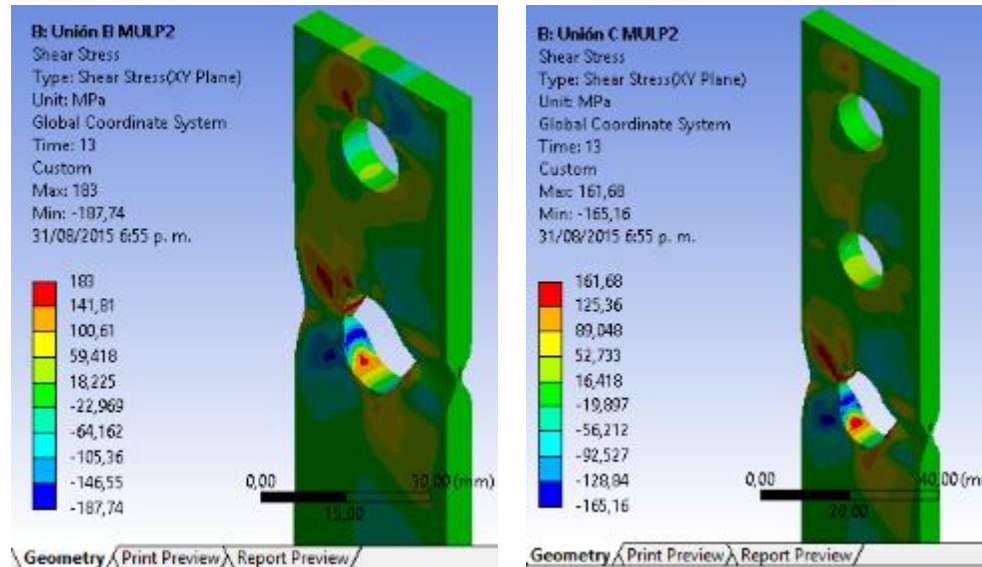


a) Dos tornillos.



b) Tres tornillos.

UNIONES DE DOS HILERAS CON PRECARGA AL 90%



a) Dos tornillos.

b) Tres tornillos.

Fuente: Autor.

5.2. Parámetros del modelo con Siemens NX

Para el modelo de elementos finitos desarrollado con Siemens NX, el solver que cumple con los requisitos de análisis de materiales no lineales y contacto superficie-superficie es “*SOL 601,106 Advanced Nonlinear Statics*”. Dentro de los cuales se editan una serie de parámetros activando el esquema *ATS* con 1000 como el tamaño más pequeño del paso de tiempo, las líneas de búsqueda en la que las iteraciones máximas por paso de tiempo varían de 15 a 50 (dependiendo si converge o no la solución) y la opción “*Large displacements*”.

Los parámetros del material trabajados varían en cuanto a su definición con ANSYS Workbench®, tales fueron multilínea y bilínea, en el que se ingresan propiedades mecánicas como módulo de elasticidad, relación de Poisson, relación curva esfuerzo deformación y límite de fluencia, junto con el valor H que hace referencia a la pendiente de la sección recta, obtenido de la siguiente manera:

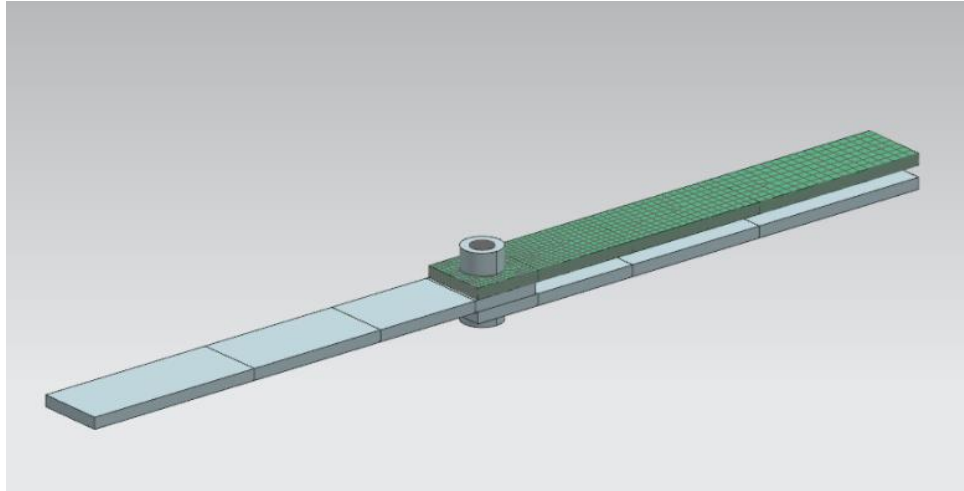
$$H = \frac{E_T}{1 - \frac{E_T}{E}} \quad \text{Ecuación (36)}$$

Donde E_T es el módulo de elasticidad tangencial y E el módulo de elasticidad.

Así mismo trabajó con elementos tipo hexaédrico con 8 nodos para láminas y tornillos. El enmallado a diferencia del trabajado en ANSYS Workbench® no cuenta con geometrías para el control del tamaño del elemento, solamente se divide el cuerpo en cuatro figuras, dejando la geometría que contiene al agujero de forma cuadrada, en la Figura 80 se muestra

la malla de una sola lámina. El modelo computacional cuenta con las siguientes condiciones de borde: Simetría en la sección transversal del ancho de las láminas, restricciones fijas para las láminas externas y condición de desplazamiento en la sección transversal extrema de la lámina del medio, como se ve en la Figura 61 mencionada anteriormente.

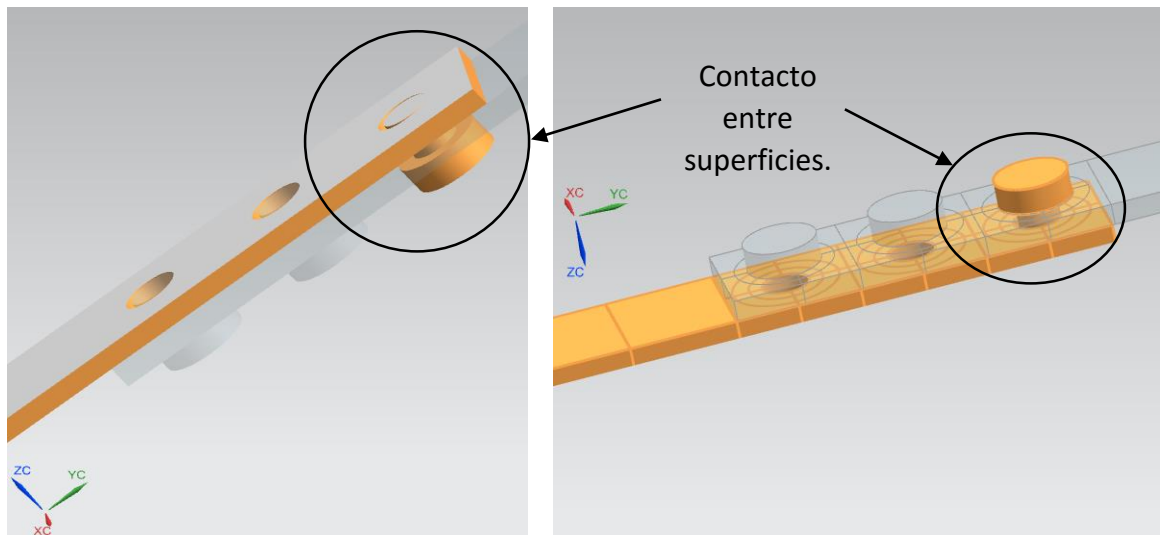
Figura 80. Malla trabajada, lámina central división geométrica.



Fuente: Autor.

Respecto al contacto, se seleccionan la cara cilíndrica del tornillo como “*source face*” y la cara cilíndrica del agujero de la lámina como “*target source*”. Los parámetros no lineales se trabajan con el algoritmo de contacto en función de la restricción, se debe tener presente que la superficie de contacto se trabaja en una sola cara. Así mismo las penetraciones iniciales debidas al tamaño de la malla en las intersecciones de contacto serán ignoradas. El rango del parámetro de búsqueda está comprendido entre 0 a 1.6 mm. Como se puede apreciar en la siguiente figura:

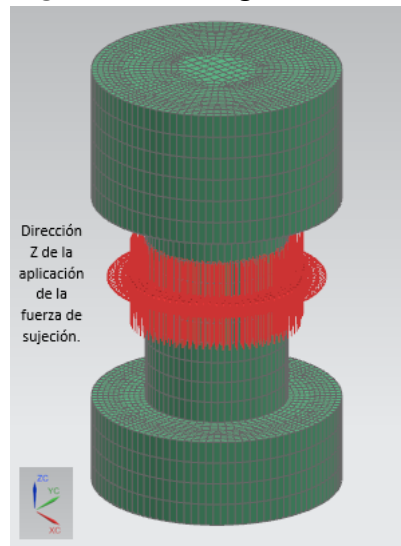
Figura 81. Selección de contactos.



Fuente: Autor.

La precarga se aplica seleccionando un grupo de nodos asociados al vástago para luego indicar el sentido en el que se aplica la fuerza, que para el caso del modelo en NX corresponde a Z, la siguiente figura ilustra la condición de precarga aplicada:

Figura 82. Precarga 3D en NX.



Fuente: Autor.

Es preciso insistir que anteriormente se presentaron las consideraciones necesarias para definir el modelo computacional en este software, sin embargo la aplicación y análisis de los resultados se deja para trabajos futuros y poder compararse la precisión de ambos softwares mencionados en este capítulo.

6. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS COMPUTACIONALES Y CALCULOS DE CARGA LÍMITE CONTEMPLADOS EN LAS NORMAS Y/O ESPECIFICACIONES DE DISEÑO ESTRUCTURAL CON ACERO (NSR10 Y ANSI/AISC 360-10, [3-1], [2])

El contenido de esta capítulo está enfocado en determinar el porcentaje de error que hay entre los resultados experimentales con los computacionales y teóricos, lo anterior es la consecuencia de partir con resultados reales en los que si en la teoría no se ha tenido presente algún parámetro se verá reflejado en los ensayos realizados validando así que tan precisas son las ecuaciones planteadas en la norma NSR10 y especificación ANSI/AISC 360-10. Por otro lado la comparación de los resultados experimentales con los computacionales mostrara que tan preciso es el modelo de elementos finitos.

6.1. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y TEÓRICOS

6.1.1. Experimental-Norma NSR10

6.1.1.1. Unión de dos hileras un tornillo

Partiendo del tipo del análisis teórico la carga menor de esta unión está asociada a la falla de fractura por cortante y fluencia por tensión por lo tanto se realiza la comparación teórica y experimental. Donde en la Tabla 22 se puede observar que el porcentaje de error del valor de la carga límite teórica de la unión de dos hileras un tornillo obtenido por la ecuación de la NSR10 es de 4,4008% respecto a la carga obtenida en el modelo experimental considerándose aceptable. Por lo que teóricamente se predice bien la carga límite de falla.

Tabla 22. Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo NSR10.

Carga Límite [kN]	
Experimental	Teórica
114,744	109,723
% error	4,4008

Fuente: Autor.

6.1.1.2. Unión de dos hileras dos tornillos

Para esta unión la falla determinada teóricamente corresponde a fluencia por tensión por ser la que soporta menos carga por lo que se compara dicho valor obtenido como se aprecia en la Tabla 23 el porcentaje de error del valor de la carga límite teórica de la unión de dos hileras dos tornillos obtenido por la ecuación de la NSR10 es de 1,652% respecto a la carga

obtenida en el modelo experimental considerándose aceptable. Por lo que teóricamente se predice bien la carga límite de falla.

Tabla 23. Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras dos tornillos NSR10.

Carga Límite [kN]	
Experimental	Teórica
125,856	127,935
% error	1,652

Fuente: Autor.

6.1.1.3. Unión de dos hileras tres tornillos

Su falla determinada teóricamente corresponde a una fluencia por tensión donde en la Tabla 24 se puede observar que el porcentaje de error del valor de la carga límite teórica de la unión de dos hileras tres tornillos obtenido por la ecuación de la NSR10 es de 14,109% respecto a la carga obtenida en el modelo experimental por lo que para este tipo de unión no es recomendable trabajar con la ecuación de la NSR10 ya que no predice adecuadamente la carga límite.

Tabla 24. Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras tres tornillos NSR10.

Carga Límite [kN]	
Experimental	Teórica
148,951	127,935
% error	14,109

Fuente: Autor.

6.1.2. Experimental-Especificación ANSI/AISC 360-10 ASD

6.1.2.1. Unión de dos hileras un tornillo

Una vez definida la falla teóricamente que corresponde al bloque cortante por soportar la menor carga, se procede a comparar con el valor alcanzado experimentalmente como se aprecia en la Tabla 25 el porcentaje de error del valor de la carga límite teórica de la unión de dos hileras un tornillo obtenido por la ecuación de la especificación ANSI/AISC 360-10 ASD es de 40,239% respecto a la carga obtenida en el modelo experimental. Es claro que no se debe de determinar el valor de la carga límite con la ecuación de la especificación al obtenerse un porcentaje de error alto.

Tabla 25. Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo ASD.

Carga Límite [kN]	
Experimental	Teórica
114,774	68,59
% error	40,239

Fuente: Autor.

6.1.2.2. Unión de dos hileras dos tornillos

Para esta unión la falla determinada por análisis teórico corresponde a fluencia por lo que en la Tabla 26 se puede observar que el porcentaje de error del valor de la carga límite teórica de la unión de dos hileras dos tornillos obtenido por la ecuación de la especificación ANSI/AISC 360-10 ASD es de 1,652% respecto a la carga obtenida en el modelo experimental. Por lo que no se debe de determinar el valor de la carga límite con la ecuación de la especificación al obtenerse un porcentaje de error alto, caso similar para la unión de un solo tornillo.

Tabla 26. Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras dos tornillos ASD.

Carga Límite [kN]	
Experimental	Teórica
125,856	127,935
% error	1,652

Fuente: Autor.

6.1.2.3. Unión de dos hileras tres tornillos

La falla determinada teóricamente que corresponde a la unión de dos hileras tres tornillos se alcanza por fluencia, siendo así se procede a comparar los resultados teóricos y experimentales. En la Tabla 27 se puede observar que el porcentaje de error del valor de la carga límite teórica de la unión de dos hileras tres tornillos obtenido por la ecuación de la especificación ANSI/AISC 360-10 ASD es de 48,466% respecto a la carga obtenida en el modelo experimental. Evidentemente no se debe de determinar el valor de la carga límite con la ecuación de la especificación al obtenerse un porcentaje de error alto. Teniendo la misma conclusión de las uniones de uno y dos tornillos.

Tabla 27. Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras tres tornillos ASD.

Carga Límite [kN]	
Experimental	Teórica
148,951	76,76
% error	48,466

Fuente: Autor.

6.1.3. Experimental- Especificación ANSI/AISC 360-10 Método del LRFD

6.1.3.1. Unión de dos hileras un tornillo

La falla asociada a la unión por análisis teórico corresponde a fractura por cortante y fluencia por tensión al ser la que soporta la menor capacidad de carga, de esta manera se compara el valor obtenido con el experimental. En la Tabla 28 se puede observar que el porcentaje de error del valor de la carga límite teórica de la unión de dos hileras un tornillo obtenido por la ecuación de la especificación ANSI/AISC 360-10 Método del LRFD es de 5,545% respecto a la carga obtenida en el modelo experimental. Lo que implica que logra tener una predicción optima de la carga.

Tabla 28. Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo LRFD.

Carga Límite [kN]	
Experimental	Teórica
114,744	115,4
% error	0,545

Fuente: Autor.

6.1.3.2. Unión de dos hileras dos tornillos

A partir del análisis teórico realizado se concluyó que la falla de esta unión corresponde a fluencia por tensión por lo tanto el valor obtenido se compara con el experimental. En la Tabla 29 se puede observar que el porcentaje de error del valor de la carga límite teórica de la unión de dos hileras dos tornillos obtenido por la ecuación de la especificación ANSI/AISC 360-10 Método del LRFD es de 1,648% respecto a la carga obtenida en el modelo experimental siendo aceptable la predicción de su valor.

Tabla 29. Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo LRFD.

Carga Límite [kN]	
Experimental	Teórica
125,856	127,93
% error	1,648

Fuente: Autor.

6.1.3.3. Unión de dos hileras tres tornillos

Una vez realizado el análisis teórico e identificado que la falla de la unión es por fluencia a tensión se compara su valor con el experimental, por ende en la Tabla 30 se puede observar que el porcentaje de error del valor de la carga límite teórica de la unión de dos hileras un tornillo obtenido por la ecuación de la especificación ANSI/AISC 360-10 Método del LRFD es de 14,113% respecto a la carga obtenida en el modelo experimental considerándose aceptable sin embargo al tratarse de un miembro clave de una estructura la unión se debe de tener cuidado.

Tabla 30. Porcentaje de error de carga límite de la unión de dos hileras un tornillo LRFD.

Carga Límite [kN]	
Experimental	Teórica
148,951	127,93
% error	14,113

Fuente: Autor.

6.1.4. Discusión

En la Tabla 31 se puede observar claramente que la ecuación que mejor predice la carga límite de falla para las uniones de dos hileras con uno, dos y tres tornillos es la encontrada en la especificación ANSI/AISC 360-10 Método del LRFD.

Tabla 31. Porcentaje de error de carga límite de la unión atornillada de dos hileras uno, dos y tres tornillos

UNIÓN A		UNIÓN B		UNIÓN C	
TEÓRICO NSR10	3,4507	TEÓRICO NSR10	12,849	TEÓRICO NSR10	0,69
TEÓRICO ASD	35,3308	TEÓRICO ASD	32,291	TEÓRICO ASD	39,59
TEÓRICO LRFD	8,803	TEÓRICO LRFD	12,844	TEÓRICO LRFD	0,69

Fuente: Autor.

6.2. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y COMPUTACIONALES

En esta sección se encuentra la comparación del valor de carga límite alcanzado en la unión de dos hileras un tornillo bajo diferentes niveles de precarga del modelo experimental y computacional. El motivo por el que solo se cuenta con dichos resultados se debe a la limitación de la licencia académica respecto a la cantidad de nodos, la cual no debe de ser mayor a 250000 para análisis por elementos finitos, en la Tabla 32 se encuentran registrados la cantidad de nodos requeridos para cada unión con el análisis de convergencia. Antes de seleccionar cual modelo elastoplástico presentó la mejor aproximación de resultados se comparan los 2 modelos definidos en el capítulo 3.

Tabla 32. Cantidad de nodos requeridos para cada unión según análisis de convergencia.

TIPO DE UNIÓN	CANTIDAD DE NODOS [#]
Dos hileras un tornillo	204768
Dos hileras dos tornillos	348535
Dos hileras tres tornillos	747921

Fuente: Autor.

6.2.1. Análisis del Modelo elastoplástico I

6.2.1.1. Comparación de resultados experimentales y computacionales sin precarga.

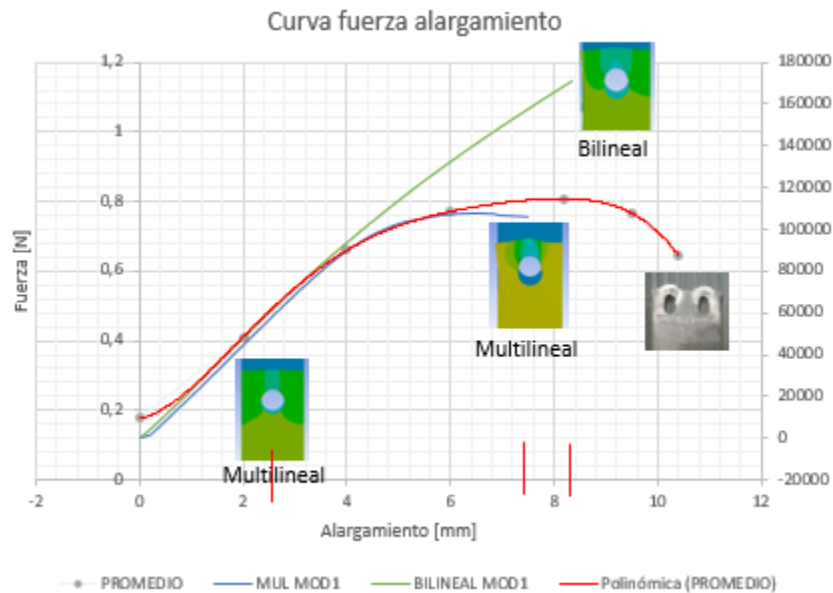
En la Tabla 33 están registrados los resultados de carga límite obtenida por los modelos computacionales con un desplazamiento de 8,136 mm generado a la unión de dos hileras un tornillo sin aplicarle precarga. Los resultados del modelo bilineal corresponde al 49,246% de error y para el multilineal al 6,239%. De igual manera, en la Figura 83 se aprecia la aproximación deseada del comportamiento del a curva fuerza desplazamiento del modelo computacional multilineal con el experimental diferente a la bilineal, por lo tanto se considera que el modelo computacional multilineal se valida.

Tabla 33. Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo.

EXPERIMENTAL	SIN PRECARGA [N]	
	114774,59	
COMPUTACIONAL	BILINEAL	MULTILINEAL
	171296	107614
Error (%)	49,246	6,239

Fuente: Autor.

Figura 83. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional I vs modelo experimental promedio de ensayos.



Fuente: Autor.

Vale la pena resaltar que al encontrar que el modelo bilineal no ofrece resultados precisos del valor de carga límite no se solucionan los demás modelos.

6.2.1.2. Experimental-Computacional con precarga de 75%

En la Tabla 34 están registrados los resultados de los modelos computacionales de la carga límite de la unión de dos hileras un tornillo con efecto de precarga de 75% donde el

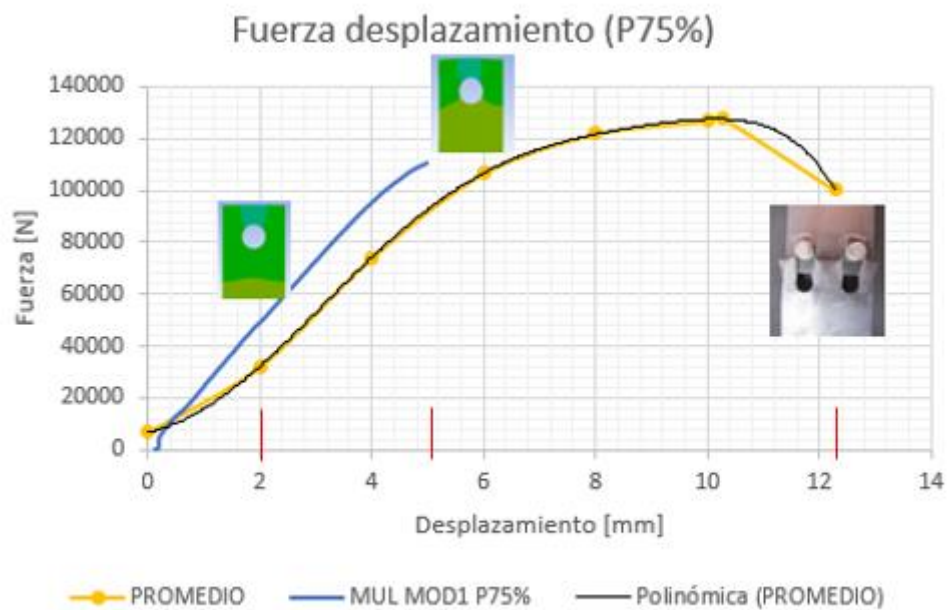
porcentaje de error obtenido del modelo computacional multilíneal es de 15,726%. Y la Figura 84 permite visualizar la aproximación del modelo en cuanto al comportamiento de la curva fuerza desplazamiento del modelo experimental.

Tabla 34. Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo con precarga del 75%.

EXPERIMENTAL	PRECARGA 75% [N]
	128046,73
COMPUTACIONAL	MULTILINEAL
	110292
Error (%)	13,866

Fuente: Autor.

Figura 84. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional I vs modelo experimental promedio con precarga de 75%.



Fuente: Autor.

6.2.1.3. Experimental-Computacional con precarga 90%

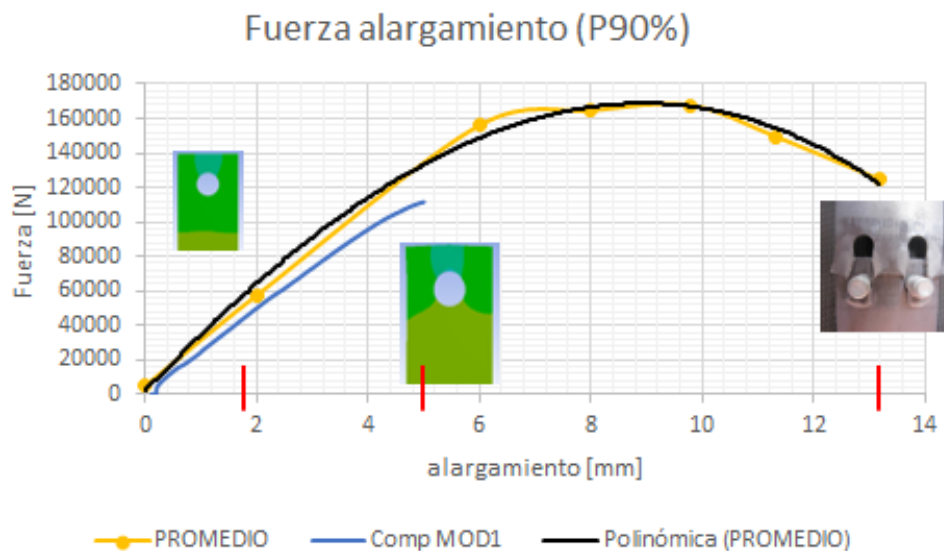
En la Tabla 35 están registrados los resultados de los modelos computacionales de la carga límite de la unión de dos hileras un tornillo con efecto de precarga de 90%. El porcentaje de error obtenido del modelo computacional multilíneal de 35,730%. La Figura 85 también permite visualizar la aproximación de éste modelo en cuanto al comportamiento de la curva fuerza desplazamiento del modelo experimental.

Tabla 35. Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo con precarga del 90%.

EXPERIMENTAL	PRECARGA 90% [N]
	167822,969
COMPUTACIONAL	MULTILINEAL
	111616
Error (%)	33,492

Fuente: Autor.

Figura 85. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional I vs modelo experimental promedio con precarga de 90%.



Fuente: Autor.

6.2.2. Análisis del Modelo elastoplástico II

6.2.2.1. *Experimental-Computacional sin precarga*

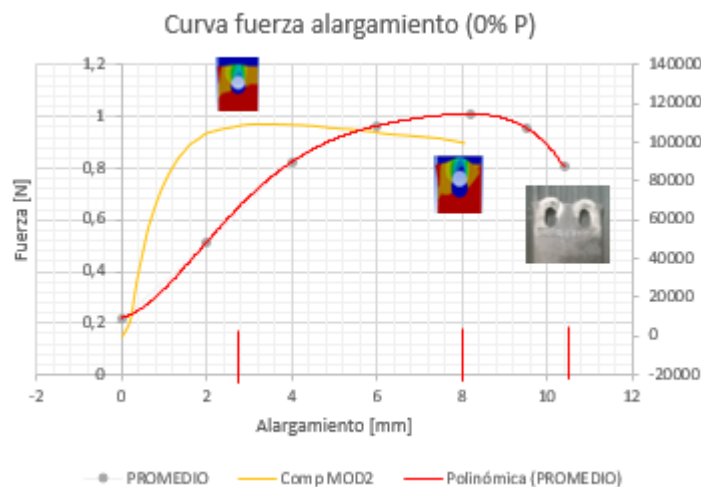
En la Tabla 36 están registrados los resultados de la carga límite alcanzada en los modelos computacionales de la unión en la que se registró el porcentaje de error que hay respecto a los resultados del modelo experimental y computacional, para el multilineal se obtuvo un valor de 4,399%. Así mismo en la Figura 86 se visualiza que efectivamente el modelo multilineal presenta solamente una aproximación de la magnitud de carga límite pero no presenta el mismo comportamiento respecto al modelo experimental.

Tabla 36. Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo.

EXPERIMENTAL	SIN PRECARGA [N]
	114774,59
COMPUTACIONAL	MULTILINEAL
	109726
Error (%)	4,399

Fuente: Autor.

Figura 86. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional II vs modelo experimental promedio.



Fuente: Autor.

6.2.2.2. Experimental-Computacional con precarga de 75%

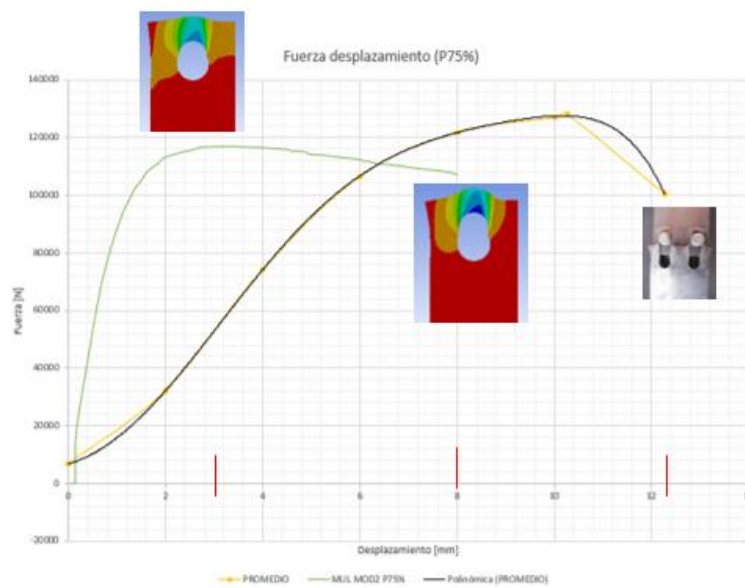
En la Tabla 37 están registrados los resultados de los modelos computacionales de la carga límite de la unión de dos hileras un tornillo con efecto de precarga de 75% donde el porcentaje de error obtenido del modelo computacional fue de 14,397%. Por otra parte, igual que con el modelo computacional con efecto de precarga de 0% solamente hay aproximación en la magnitud de la carga límite como se aprecia en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..**

Tabla 37. Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo con precarga del 75%.

EXPERIMENTAL	PRECARGA 75% [N]
	128046,73
COMPUTACIONAL	MULTILINEAL
	116850
Error (%)	8,744

Fuente: Autor.

Figura 87. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional II vs modelo experimental promedio con precarga de 75%.



Fuente: Autor.

6.2.2.3. Experimental-Computacional con precarga 90%

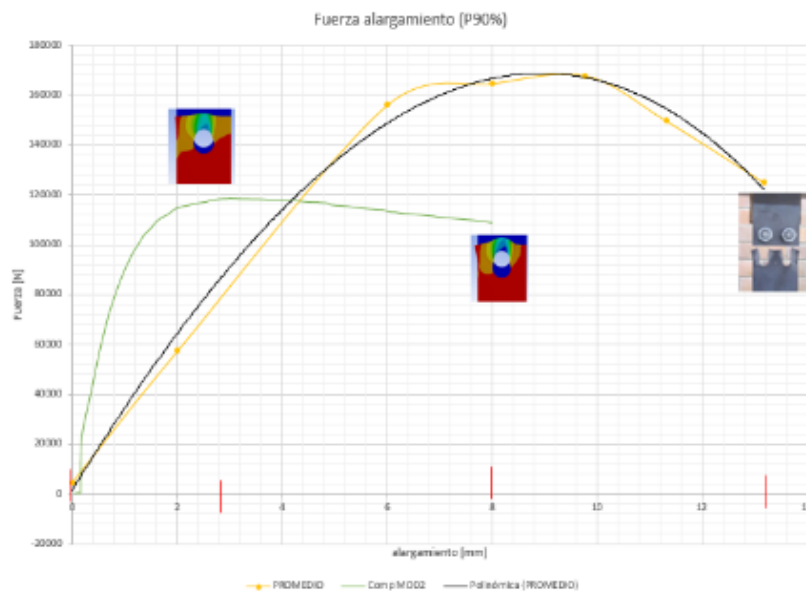
En la Tabla 38 están registrados los resultados de los modelos computacionales de la carga límite de la unión de dos hileras un tornillo con efecto de precarga de 90%. El porcentaje de error obtenido del modelo computacional multilineal es de 34,618%. Igualmente se presenta la misma situación de aproximación únicamente de magnitud de carga límite como se aprecia en la Figura 88.

Tabla 38. Carga límite del modelo computacional para la unión de dos hileras un tornillo con precarga del 90%.

EXPERIMENTAL	PRECARGA 90% [N]
	167822,969
COMPUTACIONAL	MULTILINEAL
	118980
Error (%)	29,104

Fuente: Autor.

Figura 88. Curva fuerza alargamiento de modelo computacional II vs modelo experimental promedio con precarga de 90%.

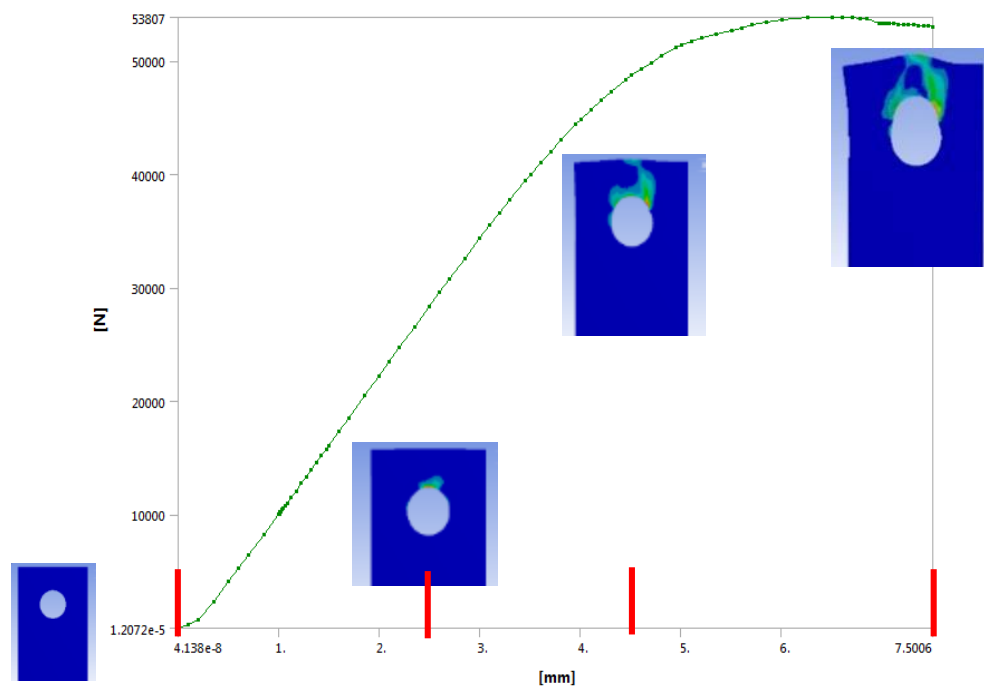


Fuente: Autor.

6.2.3. Discusión

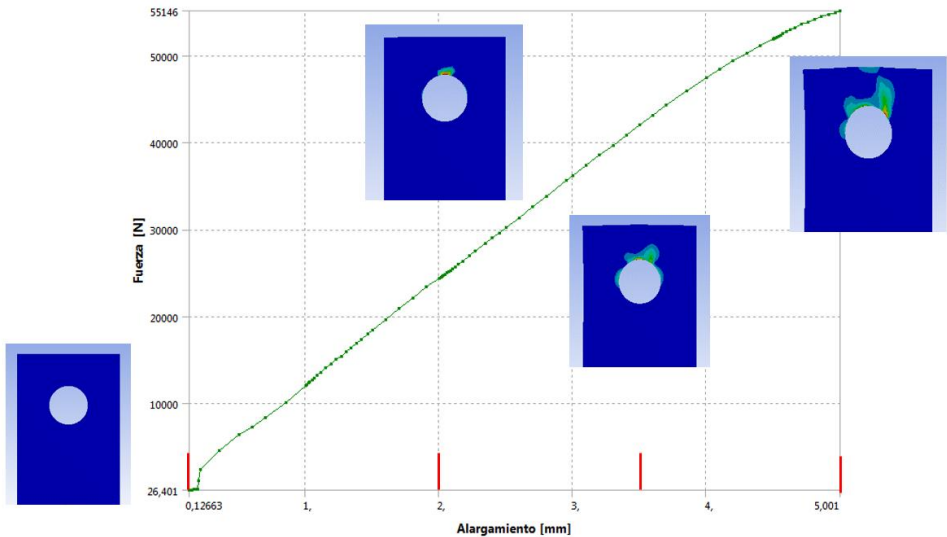
En la Figura 89, Figura 90 y Figura 91 se aprecia como la lámina va deformándose plásticamente a medida que se va aplicando carga generando tensión en la unión de dos hileras un tornillo correspondiente al modelo elastoplástico I considerado como el mejor en el momento de validar los resultados del modelo experimental porque describe adecuadamente el comportamiento de la curva fuerza desplazamiento.

Figura 89. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica sin precarga (modelo elastoplástico I).



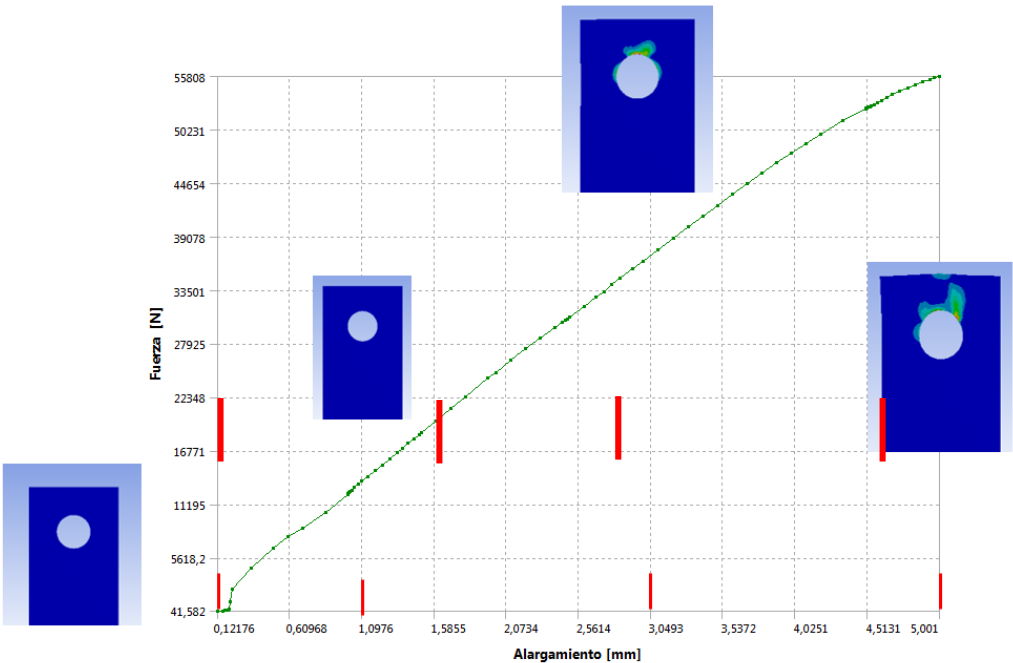
Fuente: Autor.

Figura 90. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica bajo el efecto de precarga de 75% (modelo elastoplástico I).



Fuente: Autor.

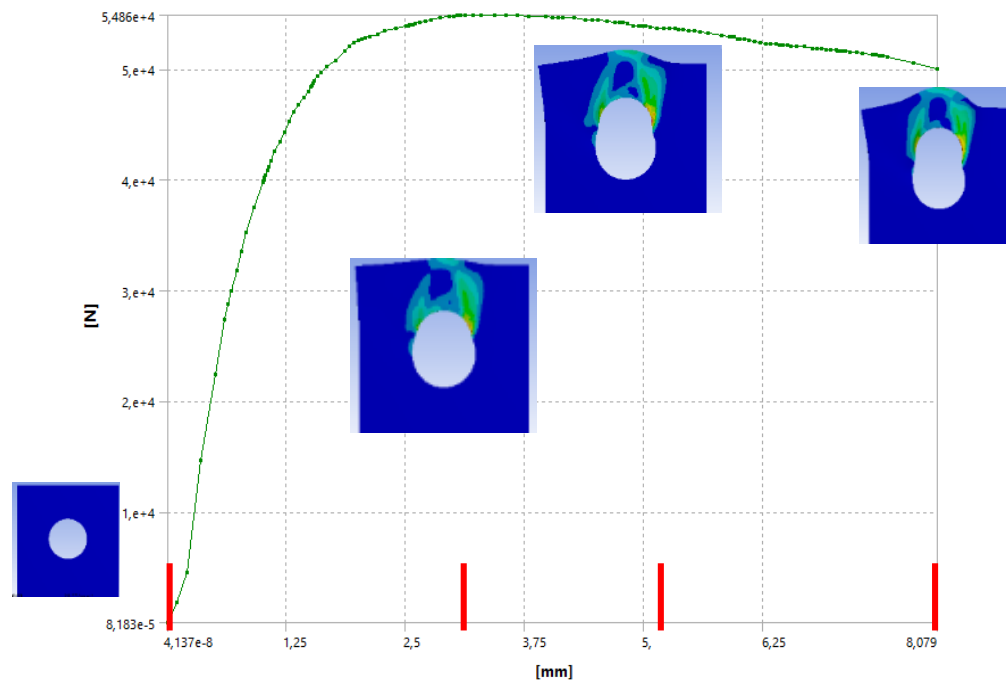
Figura 91. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica bajo el efecto de precarga de 90% (modelo elastoplástico I).



Fuente: Autor.

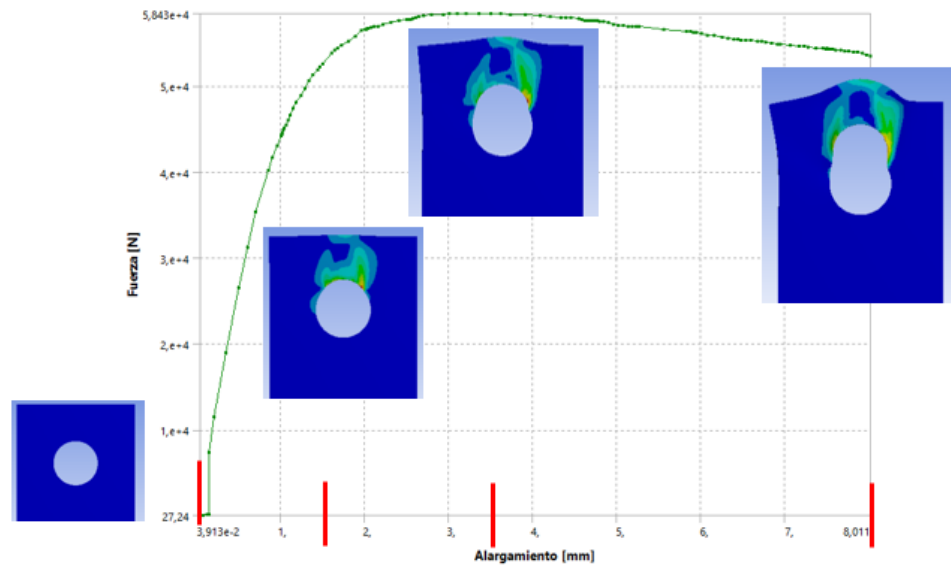
En la Figura 92, Figura 93 y Figura 94 se aprecia como la lámina va deformándose plásticamente, a medida que se va aplicando carga generando tensión en la unión de dos hileras un tornillo correspondiente al modelo elastoplástico II. Siendo mayor la distribución alrededor del agujero para éste modelo elastoplástico en comparación con el modelo I.

Figura 92. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica sin precarga (modelo elastoplástico II).



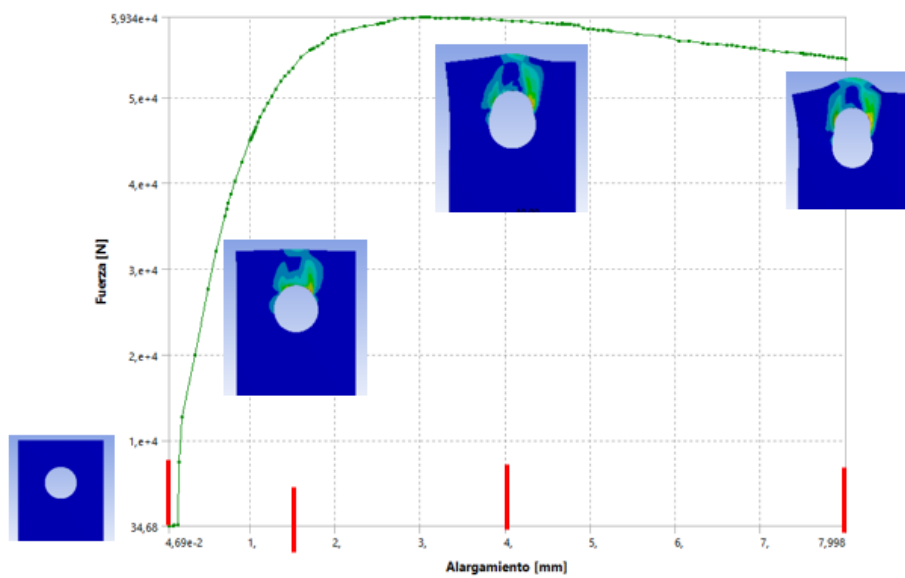
Fuente: Autor.

Figura 93. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica bajo el efecto de precarga de 75% (modelo elastoplástico II).



Fuente: Autor.

Figura 94. Curva fuerza alargamiento relacionando deformación plástica bajo el efecto de precarga de 90% (modelo elastoplástico II).



Fuente: Autor.

CONCLUSIONES

Las propiedades mecánicas del acero A36 determinadas experimentalmente con una confiabilidad del 75% presentan una buena aproximación al compararse con los valores de la ficha técnica suministrada por el proveedor, lo cual permite su aplicación a modelos computacionales de este trabajo y para futuros trabajos relacionados con este material.

Al comparar los resultados de los modelos computacionales con los experimentales se concluyó que el modelo computacional del modelo elastoplástico I respecto a la carga límite alcanzada y el comportamiento de la curva fuerza alargamiento describe el comportamiento de fuerza alargamiento obtenido experimentalmente para las uniones, sin embargo el modelo elastoplástico II ofrece mayor precisión en el valor de carga límite alcanzada pero no representa bien el comportamiento de la curva fuerza alargamiento.

Con los resultados experimentales se determinó que para la unión de dos hileras un tornillo se alcanza una falla tipo aplastamiento por la fuerza producida por los tornillos sobre la superficie cilíndrica de los agujeros. Acompañada de una penetración de la rosca del tornillo únicamente en la lámina central, debido a la alta resistencia última (558 MPa) que tienen los tornillos A325 respecto a la de la del acero A36 de la lámina (505,885 MPa) por lo que no sufrirá deformaciones plásticas. Y para las uniones de dos hileras con dos y tres tornillos la falla manifiesta fue de rotura en la sección neta efectiva a tensión.

La precarga del 75% y 90% tiene como efecto el aumento del valor de carga límite en las uniones trabajadas en el modelo experimental, siendo la unión con precarga del 90% la que soporta la mayor carga límite independientemente del tipo de falla. En cuanto al modelo computacional se deja evidencia de que se validó y pudo comprobar que efectivamente se presenta un incremento en la carga límite a medida que se aumenta el porcentaje de precarga aplicado. Esto se debe a que al estar fuertemente abrazados los elementos es más estable la unión lo que implica que el fenómeno de fricción proporcional al producto de la precarga y el coeficiente de fricción esté presente.

La curva fuerza desplazamiento del modelo experimental de la unión de dos hileras un tornillo con los tres niveles del efecto de precarga permite apreciar que en los primeros instantes del ensayo hubo un vencimiento a la fricción asociando dicho fenómeno, con la eventualidad presente durante la realización de los ensayos, donde máquina trataba de aplicar carga y esta disminuía rápidamente al superar el valor de la fuerza de fricción. En cuanto a las otras dos uniones se obtuvo el mismo comportamiento con una intensidad menor.

Se realizó el análisis de resultados comparativo de los esfuerzos cortantes y equivalentes de los modelos elastoplásticos I y II, de este análisis se concluye que no existen diferencias significativas en los resultados arrojados. En cuanto a los contactos no lineales se puede concluir que su implementación en el modelo computacional cumplió un papel importante porque se evitó que las láminas fueran penetradas por la cabeza y tuerca del tornillo afectando los resultados. Así mismo se logró evidenciar el comportamiento interno que sigue el tornillo desplazándose hacia los extremos de la unión dependiendo del endurecimiento por deformación manifestado en el agujero de la lámina crítica.

La realización de un modelo computacional multilíneal es de gran aporte si se quiere obtener precisión en los resultados de carga límite y comportamiento de falla de las uniones atornilladas de dos hileras con un, dos y tres tornillos. Sin embargo es importante realizar un análisis de convergencia y tener bien definidos los parámetros de solución evitando un análisis errado por elementos finitos.

Una vez realizada la comparación de resultados teóricos y computacionales con los experimentales se concluye que las ecuaciones establecidas para análisis teórico no son lo suficientemente precisas al determinar el valor de carga límite y el tipo de falla asociado diferente del modelo computacional que ofrece mayor precisión y la posibilidad de interpretar otro tipo de variables como el comportamiento plástico del material en las uniones.

Los resultados de este proyecto de trabajo de grado el cual fue aprobado en el Segundo Congreso Internacional de Ingeniería Mecánica y Ciencias Agrícolas como presentación oral, permitiendo de esta forma la apropiación y divulgación social de conocimientos y experiencias desarrolladas durante el presente trabajo de investigación.

RECOMENDACIONES

Con los resultados obtenidos se recomienda modificar en la NSR10, en la sección de elementos sometidos a tensión, el área neta a cortante por el área bruta a cortante para la obtención de la carga límite para uniones, y así contemplar el enfoque de la especificación ANSI/AISC Método del LRFD. Por lo anterior, se plantea divulgar los resultados del presente trabajo en algún congreso de estructuras metálicas para poder así presentar la modificación propuesta a los diferentes organismos de control, vigilancia y actualización de la NSR10.

Se puede mejorar la precisión de las propiedades mecánicas del acero A36 aumentando la confiabilidad del diseño experimental, sin embargo ello implica que el tamaño de la muestra aumentara respectivamente, por lo tanto se debe de revisar la disponibilidad de recursos antes de dar paso a los ensayos.

El método de aplicación de carga a tensión a las uniones atornilladas precargadas podría mejorarse de tal manera que se identifique un procedimiento manual adecuado que permita generar tensión teniendo en cuenta que la velocidad de desplazamiento de las mordazas de la máquina sea de 1 mm/min en la zona elástica y 2 mm/min en la zona plástica, y así evitar que las propiedades mecánicas cambien debido a la tasa de sensibilidad de deformación y temperatura del material.

Las uniones atornilladas trabajadas en la investigación tienen aplicabilidad en estructuras metálicas que sean de uso industrial cuyas cargas a soportar no sean mayores a 20 kN, ya que experimentalmente la carga límite de la unión de dos hileras con uno, dos y tres tornillos fue de 114,774 kN, 143,280 kN y 147,938 kN respectivamente sin efecto de precarga de los tornillos.

Para el desarrollo del modelo computacional por elementos finitos en el software Siemens NX queda abierta la posibilidad de retomarse los parámetros definidos del presente trabajo, y de esta forma comparar la eficiencia y efectividad de los resultados obtenidos. De igual manera sería interesante explorar técnicas como el submodelado permitiendo que el análisis computacional sea más eficiente e implementarlo en casos donde se encuentre limitada la solución del modelo de elementos finitos por la cantidad de nodos.

Se recomienda implementar una sala de cómputo para trabajos futuros en los que el estudiante requiera solucionar modelos con la técnica de elementos finitos, dicha sala debe

de contar con equipos que trasmitan señales digitales por medio de un disco solido o que haya una estación de trabajo para la solución del modelo computacional.

REFERENCIAS

- [1] Disponible en Web: <http://www.metalikos.com.co/estructuras-metalicas-utilizadas-en-colombia>.
- [2] Disponible en Web: <http://www.sac.com.co/index.php/proyectos-realizados.html>.
- [3] Disponible en Web: <http://www.ingestructuras.com/lineas-de-trabajo/estructuras-metalicas-acero/construcciones-y-edificaciones/#!>
- [4] ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. Título F Estructuras metálicas. NSR10. Bogotá D.C.: 2010
- [5] AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION INC. Specification for Structural Steel Buildings ANSI/AISC 360-10. Chapter J Connections, Joints and Fasteners. ISBN 978-956-8181-12-3
- [6] AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION INC. Specification for Structural Steel Buildings ANSI/AISC 360-10. Chapter D Tension Members. ISBN 978-956-8181-12-3
- [7] STANDARDS AUSTRALIA/STANDARDS NEW ZEALAND. Cold-Formed Steel Structures. AS/NZS 4600:2005. Section 5 CONNECTIONS. ISBN 0 7337 7073 8
- [8] CLEMENTS, Drew D. y TEH Lip H. (2012). Block shear capacity of bolted connections in cold-reduced steel sheets. *Journal of Structural Engineering*, 138 (4), 459-467
- [9] C. R., Franchuk; R. G., Driver y G. Y., Grondrin. (2002). Block shear behavior of copped Steel beams. University of Alberta Department of Civil and Environmental Engineering. Structural Engineering Report 244.
- [10] HUNS, Bino; GRONDIN, Gilbert y DRIVER Robert. Block shear behavior of bolted gusset plates. Universidad de Alberta. University of Alberta Department of Civil and Environmental Engineering. Structural Engineering Report 248. Canada: 2002.
- [11] KARA, Emre. A numerical study on block shear failure of steel tension members. Director: Prof. Dr. Canan Ozgen. School of natural and applied sciences of Middle East technical university, Department of Civil Engineering, 2005.
- [12] ROGERS, Colin A. y HANCOCK, Gregory J. (1998). Failure modes of bolted sheet steel connections loaded in shear. Research report No R772
- [13] CLEMENTS, Drew D. y TEH Lip H. (2013). Active shear planes of bolted connections failing in block shear. *Journal of Structural Engineering*, 139 (3), 320-327

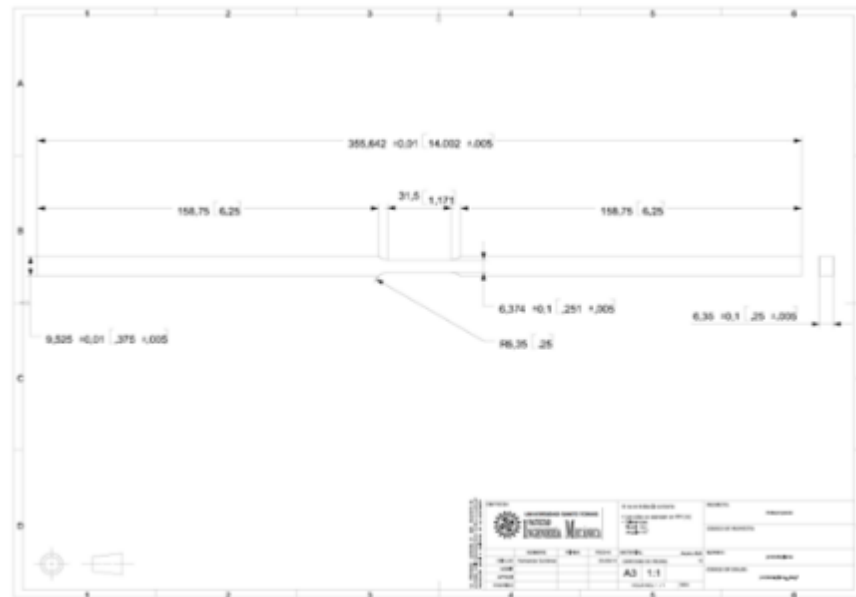
- [14] TEH, Lip H. y BENOIT Gilbert. (2012). Net section tension capacity of bolted connections in cold-reduced steels sheets. *Journal of Structural Engineering*, 138 (3), 337-344
- [15] VIISOREANU, Adrian y WADOLKOWSKI, Kris. Particularities of single shear pin joints modeling for MSC/NASTRAN. Boeing Commercial Airplane Group.
- [16] Disponible en Web:
https://books.google.com.co/books?id=n1fqNGPE_v0C&pg=PA220&lpg=PA220&dq=bearing+strength+of+clearance+fit+fastener+holes+in+toughened+graphite/epoxy+laminates&source=bl&ots=cGTp55aUr3&sig=fmsgpKfkxvHfxun7J0ubjdORVEw&hl=es&sa=X&ei=VkxCVeP9GpLRggTGwIBo&ved=0CBsQ6AEwAA#v=onepage&q=bearing%20strength%20of%20clearance%20fit%20fastener%20holes%20in%20toughened%20graphite%20epoxy%20laminates&f=false
- [17] M. A. McCarty y C. T. McCarty. Finite element analysis of the effects of clearance on single shear, composite bolted joints. *Journal of plastics, Rubber and Composite bolted joints*. The Institute of Materials, London, UK, vol. 32, no. 2.
- [18] IREMAN, Thomas. (November 1998). Three dimensional stress analysis of bolted single lap composite joints. *Science Direct, Composite Structures*, Volume 43, Issue 3. Pag 195-216.
- [19] HEISTERMANNA, Christine; HEISTERMANNB, Tim; LIMAMC, Marouene y VELJKOVICD Milan. (2012). Finite element analysis of a single lap joint. *Nordic Steel Construction Conference 2012*, Oslo Norway.
- [20] C. STOCCHI, P. ROBINSON, S.T. PINHO. A detailed finite element investigation of composite bolted joints with countersunk fasteners. *18th International Conference of composite materials*.
- [21] H. KHURSHID. (2013). Effect of bolt layout on the mechanical behavior of four bolted shear joint using three- dimensional finite element analysis. *Department of Aerospace Engineering, Wichita, Kansas*.
- [22] JIMÉNEZ PÉREZ, Pedro. (2008). Modelación numérica de una unión atornillada mediante elementos finitos. Tesis dirigida por Real Saladrigas, Esther. *Universidad Politécnica de Catalunya. Departamento de Ingeniería de la Construcción*. Barcelona, Catalunya, España.
- [23] KOROLIJA, Alexandra. (2012). FE-modeling of bolted joints in structures. *Master of Science in Mechanical Engineering. Linköping Universitet. Department of Management and Engineering*.

- [24] GHODS, Fazard. (2011). Finite element modeling of single shear fastener joint specimens: a study of clamp-up, friction and plasticity effects. Master of Science in Mechanical Engineering.
- [25] Pranav R. Pimpalkar y S. D. Khamankar. (2014). Experimental and FE analysis of eccentric loaded symmetrical and unsymmetrical bolted joint with bolt pretension. Pranav R. Pimpalkar Int. Journal of Engineering Research and Applications. ISSN: 2248-9622, Vol. 4, Issue 8(Version 5), August 2014, pp.32-37
- [26] CHISHTI, Maajid. (2011). Damage progression in composite bolted joints. School of Aerospace, Mechanical & Manufacturing Engineering. RMIT University.
- [27] GARZÓN C. Christian. (2011). Pernos estructurales de alta resistencia. Revista ciencia vol. 14, 1, 57-78.
- [28] GROOVER, Mikell P. Fundamentos de la manufactura moderna: Materiales, Procesos y Sistemas. 3ra Ed. Pearson. 2007. P. 38-46. ISBN 670.12G65 Ej 2.
- [29] MONTGOMERY, Douglas y HINES William. Probabilidad y estadística aplicadas a la ingeniería. Bogotá: McGraw Hill, 1996. p. 370-348; 404-410; 686-697 ISBN 970-10-1017-5
- [30] Disponible en la Web: <http://www.ing.unlp.edu.ar/quimica/documentos/tipos.htm>
- [31] MCCORNAC, Jack. Diseño de estructuras de acero. 5 ed. México: Alfaomega, 2013. p. 394-415; 418-425. ISBN 9786077075592
- [32] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIAL. Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials. 6. Test Specimens. AASHTO No.: T68
- [33] [9] American Society for Testing and Materials. Standart test methods and definitions for MECHANICAL TESTING OF STEEL PRODUCTS. Designation A370-87a. Pag 4-9.
- [34] American Society for Testing and Materials. Standart methods of TENSION TESTING OF METHALIC MATERIALS. Designation E8-86. Pag 176-198.

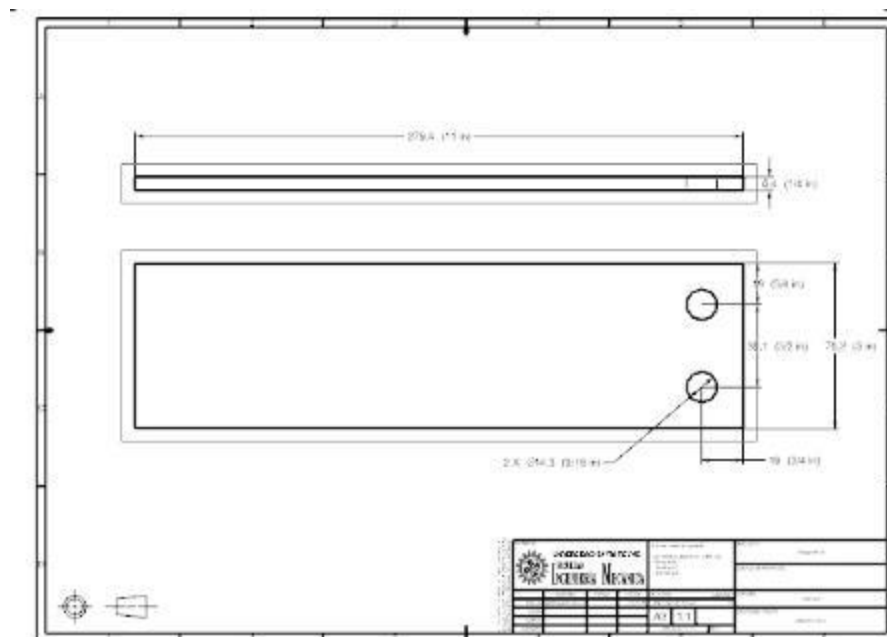
ANEXOS

Anexo 1. Planos

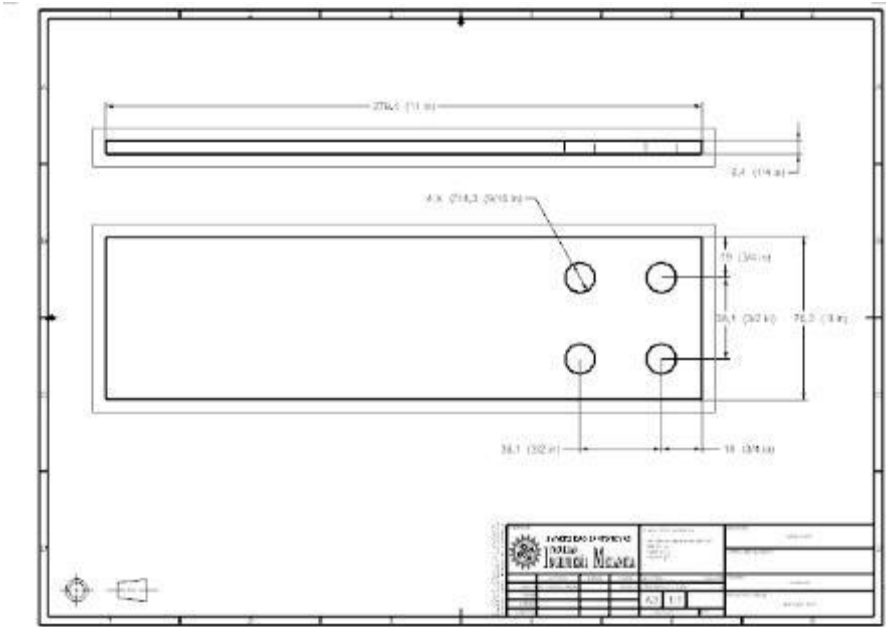
Anexo 1.1. Plano probeta plana.



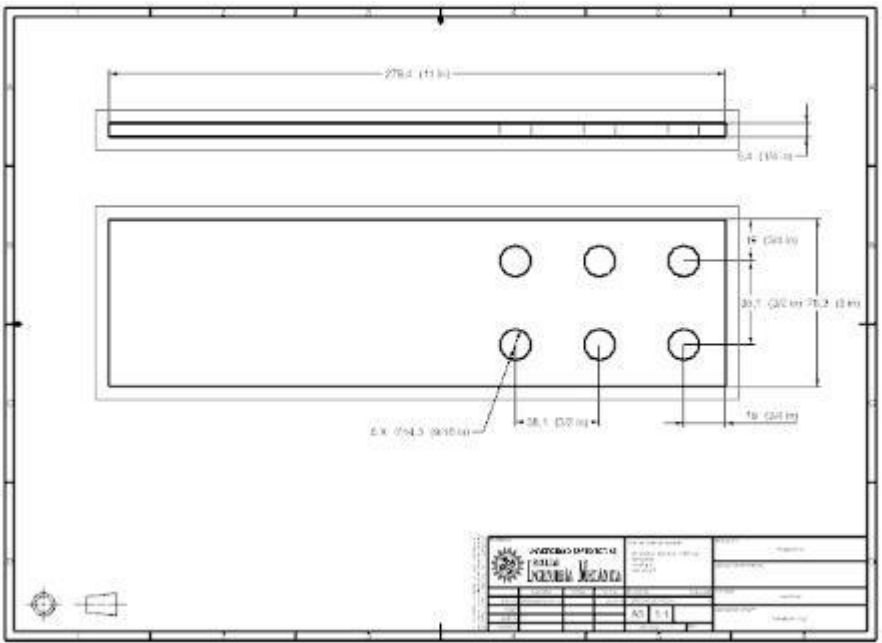
Anexo 1.2. Plano de diseño placa de dos hileras un tornillo.



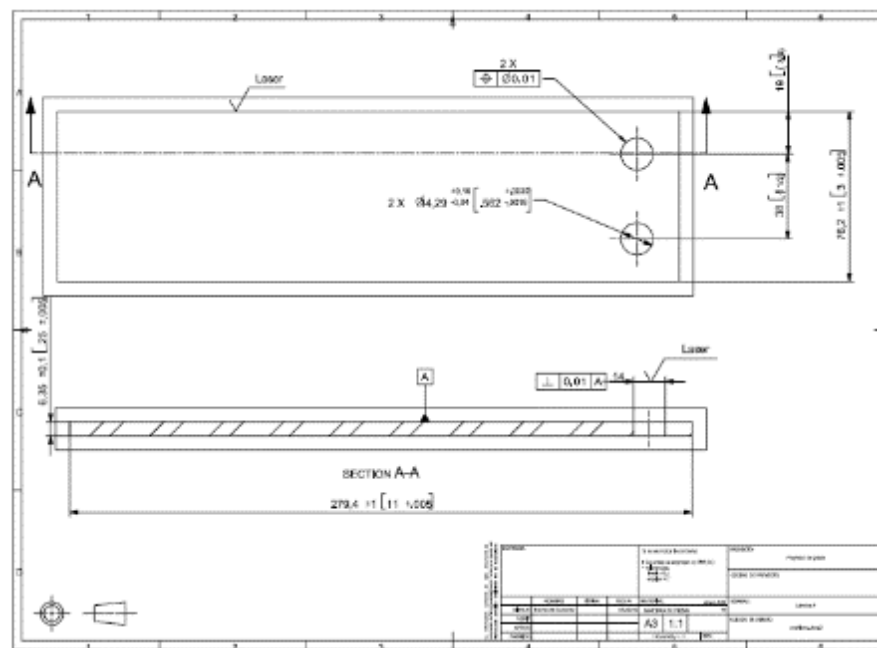
Anexo 1.3. Plano de diseño placa tipo B (dos hileras dos tornillos).



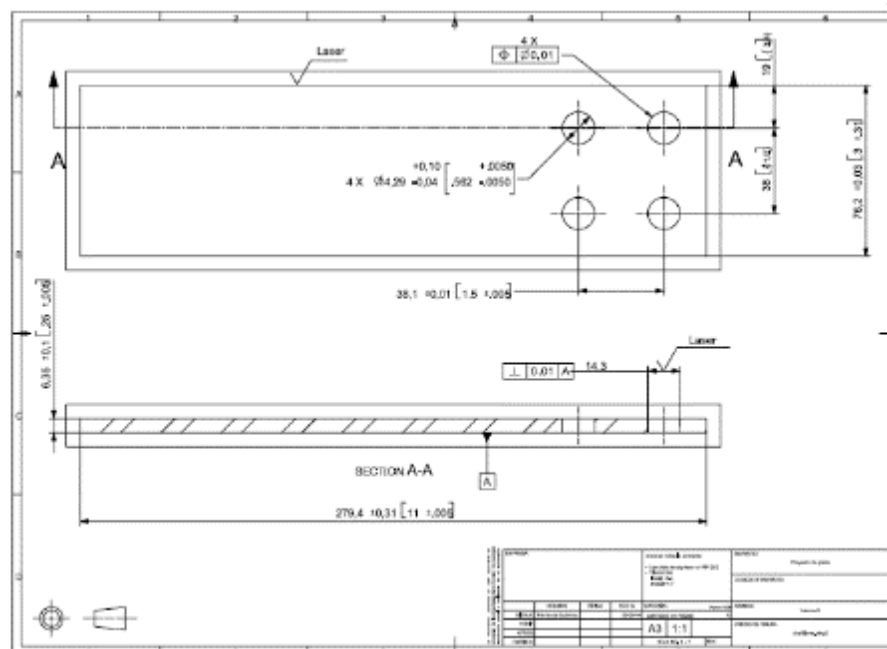
Anexo 1.4. Plano de diseño placa C (tres hileras tres tornillos).



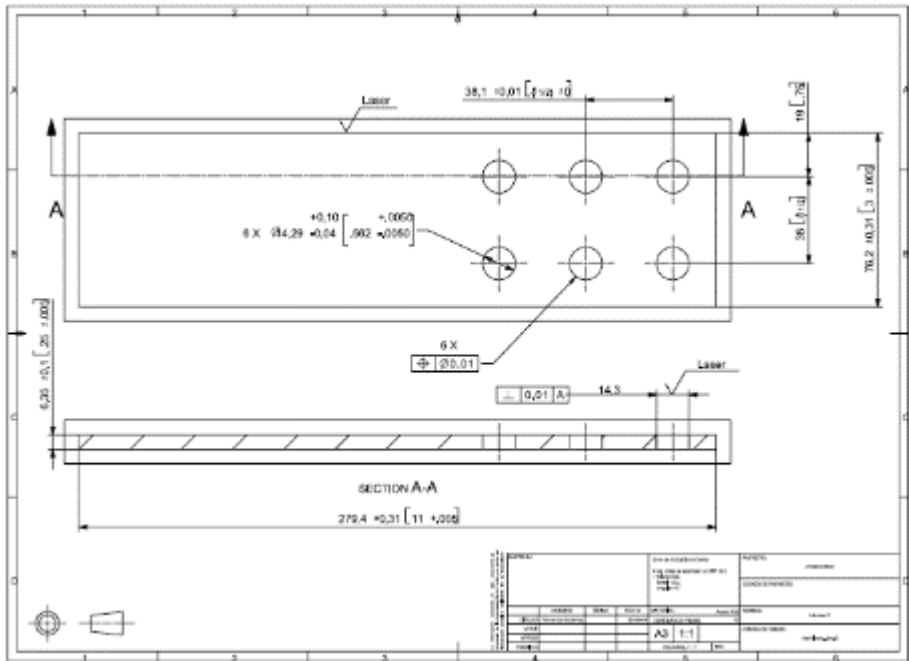
Anexo 1.5. Plano de manufactura lámina tipo A (dos hileras un tornillo).



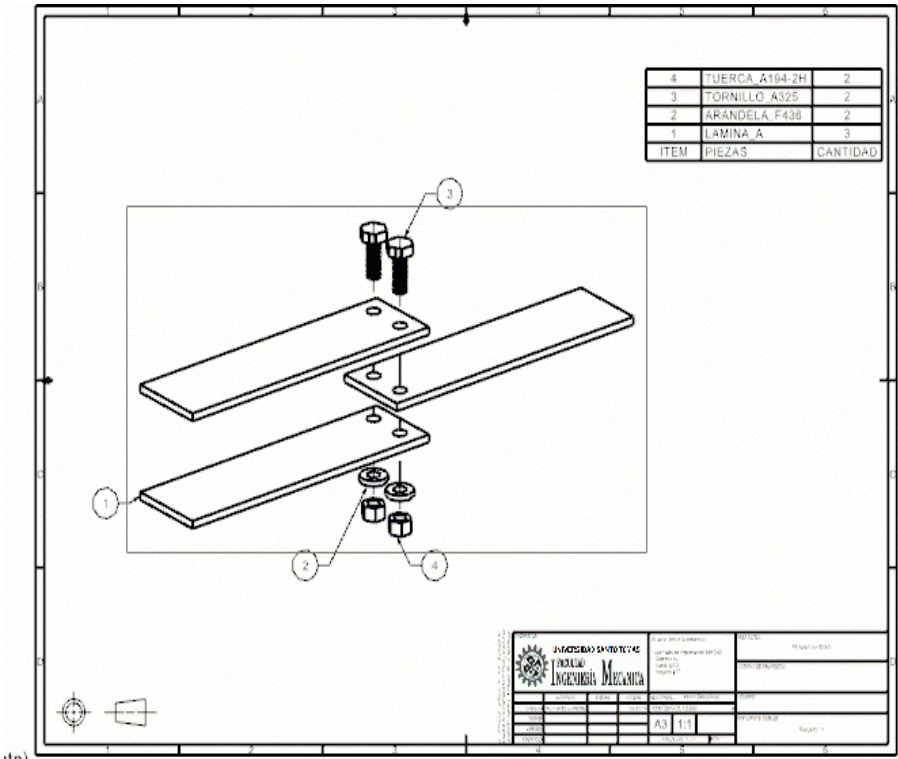
Anexo 1.6. Plano de manufactura lámina tipo B (dos hileras dos tornillos).



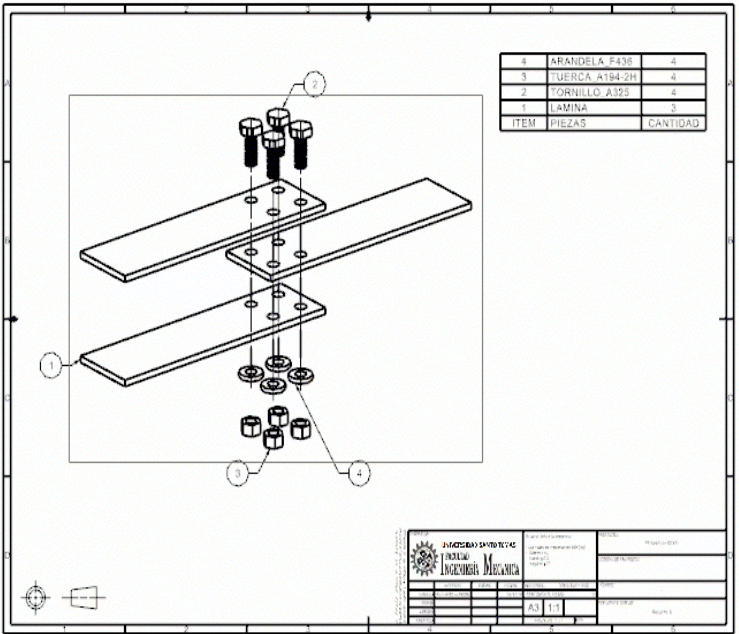
Anexo 1.7. Plano de manufactura lámina tipo B (dos hileras tres tornillos).



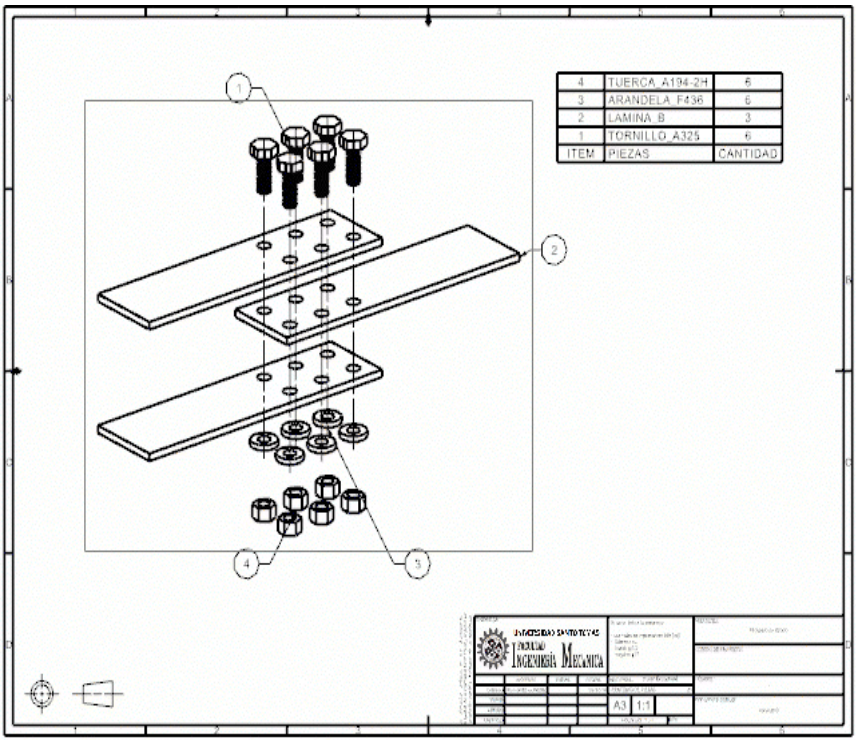
Anexo 1.8. Conjunto 1 Unión de dos hileras un tornillo.



Anexo 1.9. Conjunto 2 Unión de dos hileras dos tornillos.



Anexo 1.10. Conjunto 3 Unión de dos hileras tres tornillos.



Anexo 2. Determinación de tamaño de muestra.

Caso I Mantener fijo d y n variando la probabilidad Dado un tamaño de muestra inferido de 10, con una desviación estándar muestral de 4,437 ksi, diferencia entre medias de 3 ksi donde el factor d está definido por la razón de δ/σ . Tomando dos valores para α (0,01 o 0,05) y definida una probabilidad de aceptación de la hipótesis $H_0: \mu = 10$. Los valores de la primera hipótesis a validar se muestran a continuación:

Tabla 39. Caso I del cálculo de tamaño de la muestra.

n	10	10
p	0,75	0,75
q	0,25	0,25
Alfa (α)	0,05	0,01
d	0,67613252	0,67613252
β	0,63	0,74
1- β	0,37	0,26

Fuente: Autor.

Con ayuda de las curvas características OC para diferentes valores de n para la prueba t de dos colas con dos niveles de significancia obtenemos el valor de β con el que estimaremos la potencia quien nos permite visualizar si la hipótesis se acepta o rechaza. Al obtener una potencia de 0,37, menor a la probabilidad se rechaza la hipótesis. Ahora con un valor definido de β y d obtendremos el valor optimo del tamaño de la muestra con las curvas características [14].

Tabla 40. Valor del tamaño de la muestra que acepta la hipótesis nula.

Alfa (α)	0,05	0,01
d	0,67	0,67
β	0,25	0,25
según la carta c		
n	20	20

Fuente: Autor.

Finalmente bajo las condiciones iniciales con α de 0,05 el valor de la muestra debe ser de 20. Como se desea reducir el número del tamaño de la muestra se va a variar la probabilidad a ver qué ocurre. Los resultados son:

Tabla 41. Resultados del tamaño de la muestra variando la probabilidad.

Alfa (α)		0,05	0,01
P	0,85	20	30
P	0,8	20	30
p	0,7	15	20

Fuente: Autor.

Caso II Mantener fijo n y probabilidad variando la diferencia entre las medias

Dado:

Tabla 42. Caso II del cálculo del tamaño de la muestra.

n	10	10
p	0,75	0,75
q	0,25	0,25
Alfa (α)	0,05	0,01

Fuente: Autor.

Obtenemos al variar S:

Tabla 43. Resultados del tamaño de la muestra variando la varianza muestral.

Alfa (α)		0,05	0,01
δ	1	100	100
δ	2	50	40
δ	4	10	15
δ	5	10	15

Fuente: Autor.

Caso III Mantener fijo probabilidad y d variando n

Dado:

Tabla 44. Caso III del cálculo del tamaño de la muestra.

n	5	5
p	0,7	0,7
q	0,3	0,3
d	0,67	0,67
β	0,83	0,74
$1-\beta$	0,17	0,26
Alfa (α)	0,05	0,01

Fuente: Autor.

Obtenemos que el tamaño de la muestra 5 no es el apropiado, entonces dado β y d :

Tabla 45. Resultado del tamaño de la muestra.

d	0,67	0,7
β	0,3	0,3
según la carta c		
n	20	30
Alfa (α)	0,05	0,01

Fuente: Autor.

Como conclusión el caso II nos da resultados más viables de acuerdo a los recursos disponibles con una confianza del 75% sobre la realización de los ensayos. Por lo tanto se selecciona un tamaño de muestra de 10 con un nivel de significancia de 0,05 [25].

Anexo 3. Lista de chequeo de datos para el ensayo a tensión de probeta plana.

Tabla 46. Lista de chequeo.

LISTA DE CHEQUEO		
Ensayo N°		
Tiempo [min]		
Stroke [mm/seg]		
Cantidad de datos		
Requerimientos		
Probeta	Plano de la probeta	
	Espesor	
	Longitud inicial	
	Longitud final	
	Ancho inicial	
	Ancho final	
Montaje	Longitud sup	
	Longitud inf	
	Medida G	
	Medida final G	
	Divisiones de mida G	
A36	Esfuerzo de fluencia [MPa] Sy **	250
	Esfuerzo de tracción [MPa] Su **	550
Gráfica		

Fuente: Autor.

Anexo 4. Determinación del valor de la precarga del 75% y 90% con su respectivo torque.

El cálculo de la precarga está en función de la resistencia mínima de prueba del tornillo A325 de ½ in, el cual corresponde a 85 kpsi, y del área de esfuerzo de tensión del tornillo que es de 0,1419 in². Por lo tanto se tiene que:

$$F_i = A_t * S_p = 12 \text{ kips} \quad \text{Ecuación 37}$$

Ahora para una precarga del 75%, se tiene:

$$F_i = 0,75 \% (A_t * S_p) = 9,04 \text{ kips} = 40,2 \text{ kN} \quad \text{Ecuación 38}$$

Y para una precarga del 90%:

$$F_i = 0,90 \% (A_t * S_p) = 10,855 \text{ kips} = 48,2 \text{ kN} \quad \text{Ecuación 39}$$

La ecuación (4) permite calcular el valor de torque requerido para generar la precarga solicitada:

$$T = kF_i d \quad \text{Ecuación 40}$$

Donde d es el diámetro nominal del tornillo y k tiene un valor de 0,2, por lo tanto:

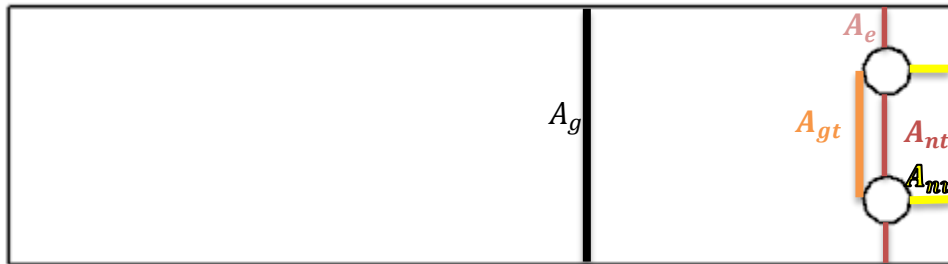
$$T (75\%) = kF_i d = 75,10 \text{ lbft}$$

$$T (90\%) = kF_i d = 90,17 \text{ lbft}$$

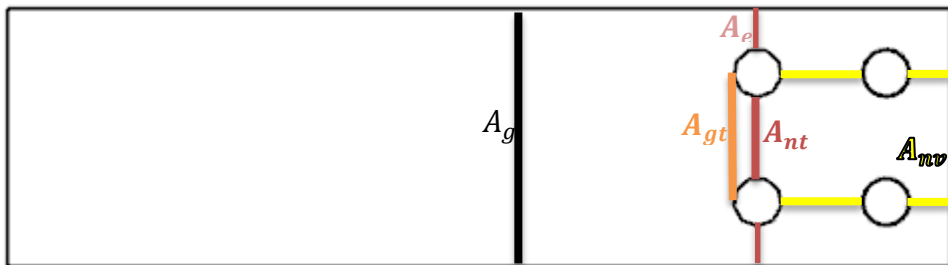
Anexo 5. Visualización de las diferentes áreas calculadas según la norma NSR10 y especificación ANSI/AISC 360-10

ÁREAS NSR10

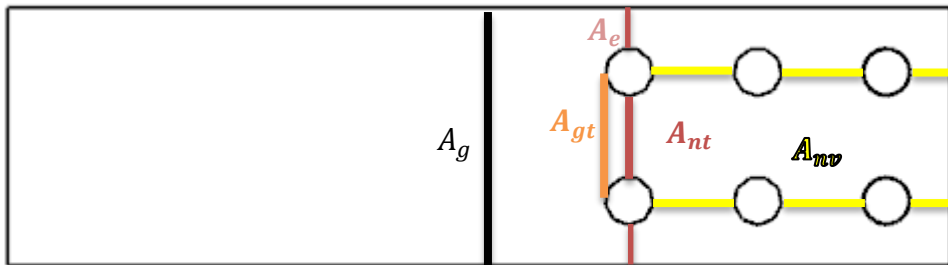
Dos hileras un tornillo



Dos hileras dos tornillos

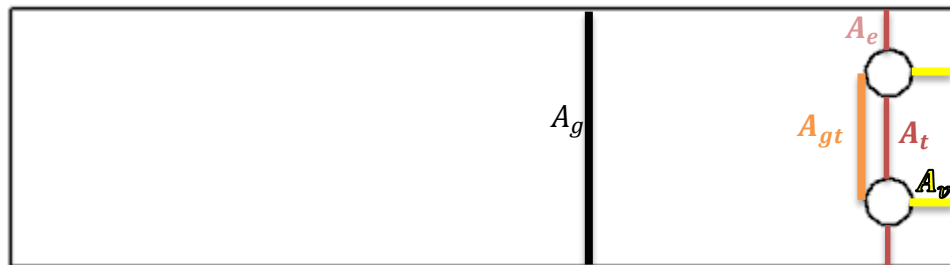


Dos hileras tres tornillos

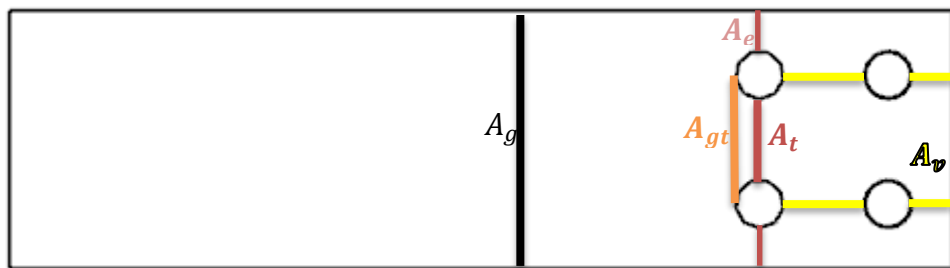


ÁREAS ASD

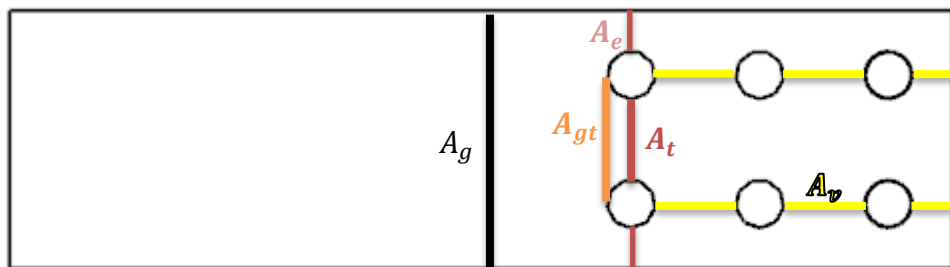
Dos hileras un tornillo



Dos hileras dos tornillos

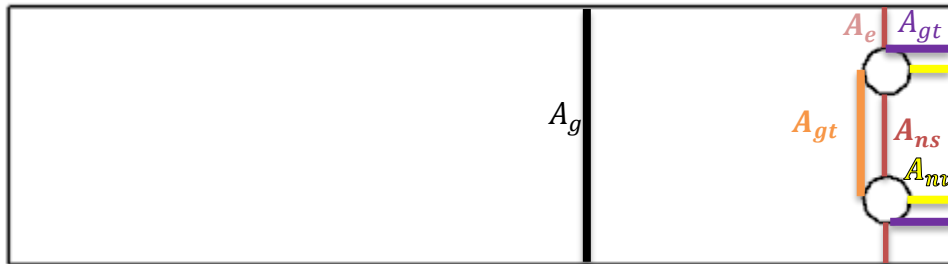


Dos hileras tres tornillos

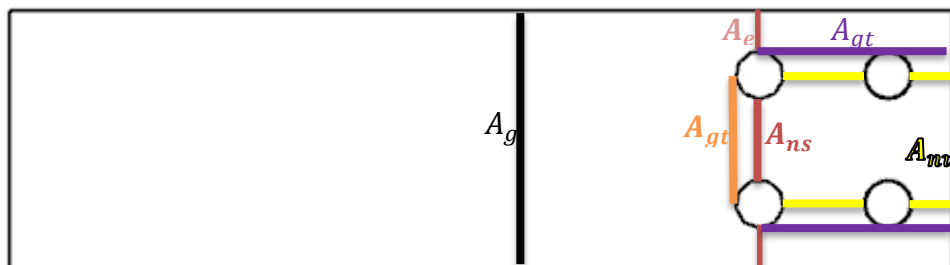


ÁREAS LRFD

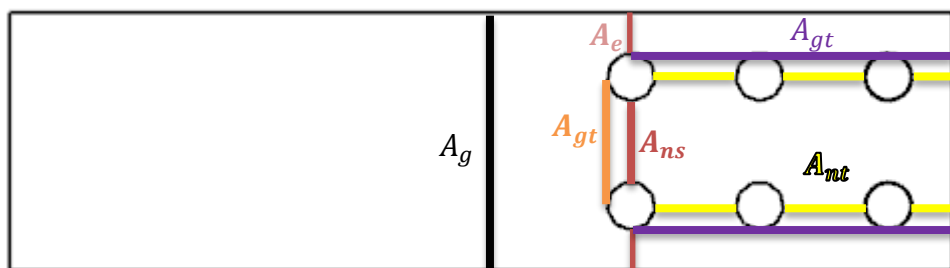
Dos hileras un tornillo



Dos hileras dos tornillos



Dos hileras tres tornillos



Anexo 6. Tornillo estructural ASTM A325 Tipo I

En cuanto a la situación que se encuentran los tornillos de las uniones tipo junta a tope al tratarse de la conexión de tres miembros, se puede apreciar que el tornillo experimenta cortante doble y aplastamiento como efecto de la reacción que ejercen las placas o miembros al apoyarse sobre éstos. Ahora como se tratan conexiones tipo aplastamiento con cargas excéntricas se calcula la resistencia al aplastamiento de las partes conectadas y arreglo de los tornillos.

La ecuación para determinar la resistencia de aplastamiento es:

$$\phi R_n \text{ y } R_n / \Omega \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde ϕ es un factor cuyo valor es de 0.75 el cual hace referencia al valor de diseño y Ω tiene un valor de 2 para obtener la resistencia permisible. Y R_n es la resistencia nominal el cual la deformación al no ser una consideración de diseño se calcula a partir de:

$$R_n = 1.5 L_c t F_u \quad \text{Ecuación 42}$$

Donde:

L_c es la distancia libre teniendo en cuenta que ésta va desde el borde adyacente de la unión hasta el borde del agujero (diámetro del tornillo más 1/8 in), t es el espesor de la placa o miembro y F_u es la resistencia especificada de las placas.

Tabla 47. Resultados de resistencia al aplastamiento.

Resistencia al aplastamiento [kip]		
Fu	[ksi]	
	70,00	
t	[in]	
	0,25	
Lc	0,46875	Diametro+1/8
Rn	18,05	
Resistencia aplastamiento	13,54	$\phi=0,75$

Fuente: Autor.

Tabla 48. Valor de la resistencia al aplastamiento para uniones atornilladas según el número de tornillos.

Resistencia al aplastamiento [kN]		
Número de tornillos		
2	4	6
82,1337891	164,267578	246,401367

Fuente: Autor.

En cuanto a la resistencia nominal a cortante, con la ecuación 44 podemos obtener su valor el cual variara de acuerdo a si la rosca está o no incluida en los planos de corte. Para la unión atornillada ésta se encuentra en los planos de corte.

$$R_n = F_{nv}A_b \quad \text{Ecuación 43}$$

Donde F_{nv} es la resistencia nominal al cortante en conectores tipo aplastamiento tomado de la tabla 5 y A_b es el área bruta del tornillo.

Figura 95. Valores de resistencia nominal de sujetadores y partes roscadas [24].

Tabla J 3.2 Pretensión Tensión Nominal de Conectores y Partes Roscadas, kgf/cm² (MPa)		
Descripción del Conector	Tensión de Tracción Nominal, F_{nt} , kgf/cm ² (MPa)	Tensión de Corte Nominal en Conexiones de Tipo Aplastamiento, F_{nv} , kgf/cm ² (MPa)
Pernos A307	3 160 (310)[a][b]	1 680 (165)[b][c][f]
Pernos A325, cuando la rosca está incluida en el plano de corte	6 320 (620)[e]	3 360 (330)[f]
Pernos A325, cuando la rosca no está incluida en el plano de corte	6 320 (620)[e]	4 220 (414)[f]
Pernos A490, cuando la rosca está incluida en el plano de corte	7 950 (780)[e]	4 220 (414)[f]
Pernos A490, cuando la rosca no está incluida en el plano de corte	7 950 (780)[e]	5 300 (520)[f]
Partes roscadas que cumplen los requisitos de la Sección A3.4, cuando la rosca está incluida en el plano de corte	$0.75 F_u$ [a][d]	$0.40 F_u$
Partes roscadas que cumplen los requisitos de la Sección A3.4, cuando la rosca no está incluida en el plano de corte	$0.75 F_u$ [a][d]	$0.50 F_u$
[a] Sujeto a los requisitos del Anexo 3. [b] Para pernos A307 los valores tabulados deben ser reducidos por 1% para cada 2 mm sobre 5 diámetros de longitud en el agarre. [c] Rosca permitida en los planos de corte. [d] La resistencia de tracción nominal para la porción roscada de una barra con extremos ensanchados, basada en el área de la sección correspondiente al diámetro mayor de la rosca, A_D, que debe ser mayor que el valor obtenido al multiplicar F_y por el área del cuerpo nominal de la barra antes de su ensanchamiento. [e] Para pernos A325 y A490 solicitados por carga de tracción de fatiga, ver el Anexo 3. [f] Cuando las conexiones de tipo aplastamiento utilizadas en empalmes de miembros en tracción poseen un patrón de conectores cuya longitud, medida paralela a la línea de carga, excede de 1270 mm, se deben reducir los valores tabulados por 20%.		

Fuente: Autor.

La tabla 49 muestra los resultados teniendo en cuenta los factores para diseño como también el permisible.

Tabla 49. Resultados de la resistencia a corte.

Resistencia de corte		
Tensión de corte nominal	[MPa]	Fn
	3,72E+02	
Área bruta del perno	[mm ²]	Ab
	126,67687	
Resistencia [N]	47123,7956	Rn
Res. Diseño de corte [N]	35342,8467	ϕRn
Cortante doble [N]		
Cortante doble [N]	70685,6933	Resistencia [N]

Fuente: Autor.

Tabla 50. Valor del cortante doble para uniones atornilladas según el número de tornillos.

Cortante doble [N]		
Número de tornillos		
2	4	6
141371,387	282742,773	424114,16

Fuente: Autor.

Anexo 7. Ficha técnica de proveedor de plancha de A36



Ferrasa S.A.S.
Nit: 890932389-8

CERTIFICADO DE CALIDAD

Principal:
Carrera 42 # 26 - 18 Itagüí
01 8000 114 114
Antioquia - Colombia
www.ferrasa.com
Remisión: 80992430

Cliente:
FERREOXI SAS
FERREOXI SAS
NIT: 8001891152
BOGOTÁ
CO

Fecha: 20.06.2013 / JZAPATA

Material: 1000447 LAMINA HR 6mm 1200mm A-36 **Lote:** EDXD256011
Centro: 1600

Característica	Especificación	UM	Resultado	Proveedor	Material	Lote
% Mn (min)	>=0,001	%	0,480	TERNIUM INTERNAT	1000447	EDXD256011
NORMA ACERO: ASTM A	36	UN	36	TERNIUM INTERNAT		
NORMA FABR: ASTM A	6	UN	6	TERNIUM INTERNAT		
% C (máx)	<=0,250	%	0,160	TERNIUM INTERNAT		
% P (máx)	<=0,040	%	0,018	TERNIUM INTERNAT		
% S (máx)	<=0,050	%	0,008	TERNIUM INTERNAT		
% Si (máx)	<=0,400	%	0,010	TERNIUM INTERNAT		
FLUENCIA (min)	>=250,00	MPa	317,00	TERNIUM INTERNAT		
TRACCION	400,00...550,00	MPa	461,00	TERNIUM INTERNAT		
Elongación (min)	>=20,00	%	31,00	TERNIUM INTERNAT		

Material: 1000447 LAMINA HR 6mm 1200mm A-36 **Lote:** EDXD256013
Centro: 1600

Característica	Especificación	UM	Resultado	Proveedor	Material	Lote
% Mn (min)	>=0,001	%	0,480	TERNIUM INTERNAT	1000447	EDXD256013
NORMA ACERO: ASTM A	36	UN	36	TERNIUM INTERNAT		
NORMA FABR: ASTM A	6	UN	6	TERNIUM INTERNAT		
% C (máx)	<=0,250	%	0,160	TERNIUM INTERNAT		
% P (máx)	<=0,040	%	0,018	TERNIUM INTERNAT		
% S (máx)	<=0,050	%	0,008	TERNIUM INTERNAT		
% Si (máx)	<=0,400	%	0,010	TERNIUM INTERNAT		
FLUENCIA (min)	>=250,00	MPa	317,00	TERNIUM INTERNAT		
TRACCION	400,00...550,00	MPa	461,00	TERNIUM INTERNAT		
Elongación (min)	>=20,00	%	31,00	TERNIUM INTERNAT		

Material: 1000447 LAMINA HR 6mm 1200mm A-36 **Lote:** EDXD256023
Centro: 1600

Característica	Especificación	UM	Resultado	Proveedor	Material	Lote
% Mn (min)	>=0,001	%	0,480	TERNIUM INTERNAT	1000447	EDXD256023
NORMA ACERO: ASTM A	36	UN	36	TERNIUM INTERNAT		
NORMA FABR: ASTM A	6	UN	6	TERNIUM INTERNAT		
% C (máx)	<=0,250	%	0,160	TERNIUM INTERNAT		
% P (máx)	<=0,040	%	0,018	TERNIUM INTERNAT		
% S (máx)	<=0,050	%	0,008	TERNIUM INTERNAT		
% Si (máx)	<=0,400	%	0,010	TERNIUM INTERNAT		
FLUENCIA (min)	>=250,00	MPa	317,00	TERNIUM INTERNAT		
TRACCION	400,00...550,00	MPa	461,00	TERNIUM INTERNAT		
Elongación (min)	>=20,00	%	31,00	TERNIUM INTERNAT		

Los datos del presente certificado han sido revisados por calidad

Anexo 8. Reporte de la Escuela Colombiana de Ingeniería

ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERIA

ENSAYO DE TENSION DE PROBETA EN ACERO LAMINADO

Informe No. ICEM-213

Hoja 1 de 1

Empresa: **SRTA. YULIETH FERNANDA GUTIERREZ**

Fecha: Marzo 26/2015

MUESTRA No. 1: Probeta plana de acero laminado

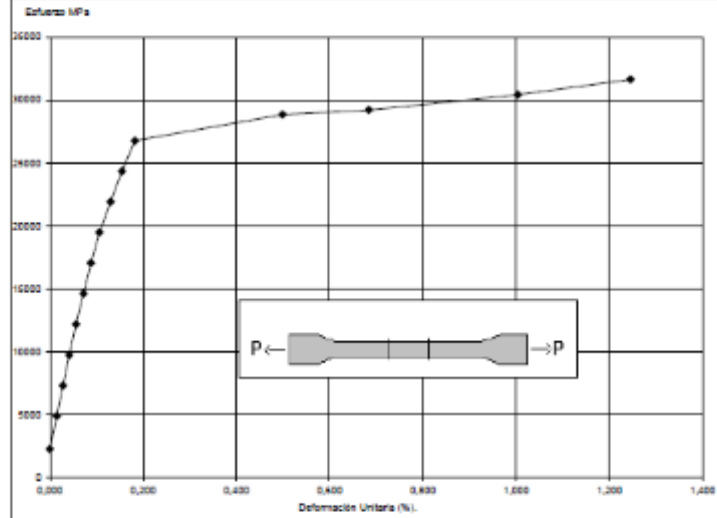
	Ancho (cm):	0.035
	Espesor (cm):	0.035
	Long. Ensayo (cm):	2.500
Carga (kg)	Esfuerzo (MPa)	Deformación (%)
93	2260	0.000
200	4870	0.014
300	7300	0.028
400	8730	0.042
500	12160	0.056
600	14600	0.072
700	17030	0.088
800	19460	0.106
900	21900	0.130
1000	24330	0.154
1100	26760	0.182
1185	28830	0.400
1200	29190	0.684
1250	30410	1.003
1300	31630	1.246

Alargamiento	
En 2.5 cm	30%
Total (cm)	0.9

Reducción de área	
51 %	

E (GPa)	181.3
---------	-------

Esfuerzos	(kg/cm ²)	MPa
Fluencia	2976	292
Máximo	4426	434
Rotura	3095	303
Rotura real	8021	786



Rotura tercio medio : Cerca a la Mordaza de Ensayo

Notas: Se hizo una pre-carga de 93kg.
El módulo elástico se calculó con el método de la tangente inicial.

Ing. Nancy Torres Castellanos
Laboratorio de Materiales y Estructuras