

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA MOVIL PARA LA BASE DEL CABEZAL
DE SOLDADURA EXTERNA DE UNA MAQUINA FORMADORA DE
TUBERÍA HELICOIDAL”**

REALIZADO POR:

ARNALDO JOSE ORZERO ROCA

TRABAJO DE GRADO PRESENTADO ANTE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

Puerto La Cruz, Junio de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA MOVIL PARA LA BASE DEL CABEZAL
DE SOLDADURA EXTERNA DE UNA MAQUINA FORMADORA DE
TUBERÍA HELICOIDAL”**

Ing. Carlos Gomes (M.Sc)

Asesor Académico

Firma

Ing. Cirilo Sotillo

Asesor Industrial

Firma

Puerto La Cruz, Junio de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA MOVIL PARA LA BASE DEL CABEZAL
DE SOLDADURA EXTERNA DE UNA MAQUINA FORMADORA DE
TUBERÍA HELICOIDAL”**

Ing. Carlos Gomes (M.Sc.)
Asesor Académico

Ing. Francisco García
Jurado Principal

Ing. Antonio franco
Jurado Principal

Puerto La Cruz, Junio de 2009

ARTÍCULO 44

De acuerdo con el reglamento de Trabajos de Grado de la Universidad de Oriente:

“Los trabajos de Grado son propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, el cual participará al Consejo Universitario”

DEDICATORIA

A mi padre Jose y mi madre Arminda, por ser ejemplo de dignidad y educación, porque hoy se cumplen parte de sus sueños que también son míos, porque hoy más que nunca recuerdo los sacrificios que aún siguen haciendo por nosotros. Son mis héroes que día a día me inspiraron a luchar por un mundo más justo y ser mejor en la vida.

A mis hermanos Orlando y Yahel. He tenido días felices y días tristes, pero ninguno se compara con los días que compartimos juntos en los momentos difíciles de nuestras vidas, a ellos otro millón

A mis abuelas Carmen y Ceferina, todo ternura y amor, todo cariño sembrados en mí. Padre y madre siempre guías inculcándome los verdaderos valores de la vida, por cuyas venas solo brotan gotas de ternura y solidaridad.

A mi abuela y Ceferina, siempre amor por el prójimo, siempre mirada tierna, siempre cariño y amor por nosotros, luchadora incansable que con sus sacrificios hoy cosecha lo que ha sembrado.

A mis tías y tíos quienes han sido como madres y padres para mí y con quienes desde niño aprendí y viví mis experiencias más hermosas.

A mi tía Arelis que en una Navidad se fue, pero que siempre la recordare y estará en mi corazón y mente, hasta el último de mis días

A mis primos Alex, Johar, Carlos Rafael, Víctor, Javier, Fernando, Arelis, Oriana, Johannys, Karlys, Marlín, Katy, Fabi, que les sirva esto de motivación y guía, ¡luchen por sus sueños pues el futuro les pertenece!

A mis amigos de infancia, a todos ellos les doy las gracias por enseñarme a vivir la vida, siempre serán mis hermanos de corazón

A los panas de la universidad Fernando, Josué, Herbert, Alejandro, Jose Luis, Emilio, Carlitos, Jorge, Eleazar, Wladimir, Freddy Pereira, Freddy Alvares, Germán Aldemar, Porque creo en la amistad sincera, en las buenas y en las malas, se que nos unen lazos más fuertes que la sangre y que donde estén, siempre serán mis panas.

A los que estuvieron a mi lado, luchando y que fueron quedando por el camino. A los que ahora no están y no pudieron realizar sus sueños y en espera de que alguna día se gratifique su esfuerzos y el de sus familias. Esto también va por ellos!

Gracias a todos ellos.

Arnaldo José Orzero Roca

AGRADECIMIENTO

A Dios por estar conmigo, protegerme, escucharme en todos esos momentos difíciles y darme fuerzas para luchar y conseguir mis metas.

Al profesor Carlos Gomes por su excelente asesoría y ayuda en este trabajo.

Al señor Rafael Molina y Cirilo Sotillo por haberme dado la oportunidad de culminar esta meta, y por la colaboración prestada.

A todo el personal de SOLTUCA por su colaboración y ayuda en todo momento

A José Gregorio Hernández por su ayuda y paciencia, los panas castrillo, por su colaboración y apoyo en este trabajo.

A todas aquellas personas que de alguna manera influyeron en mí y en el trabajo que realicé.

A todos un millón de gracias

Arnaldo José Orzero Roca

RESUMEN

En el siguiente trabajo se diseñó una estructura móvil para los cabezales de soldadura en la empresa SOLTUCA, ubicada en la Zona Industrial Los Montones de Barcelona a los cuales se les diseñó todos sus componentes básicos. Esta estructura tiene la capacidad de conformar tubos de hasta $\frac{3}{4}$ " de espesor y un diámetro entre 16" y 80" sin producir errores en el cordón. Para este trabajo no se modificó ningún elemento del bastidor de salida. Para el diseño se realizaron diversos cálculos y aplicaciones de teorías de fallas por fatiga.

CONTENIDO

PÁGINA DE TITULO	i
ARTÍCULO 44	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vii
RESUMEN.....	viii
CONTENIDO	ix
LISTA DE TABLAS	xiv
LISTA DE FIGURAS.....	xvi
CAPITULO I.....	22
INTRODUCCIÓN	22
1.1. La empresa	22
1.2. Planteamiento del problema.....	23
1.3. Objetivos	24
1.3.1. Objetivos generales.....	24
1.3.2. Objetivos específicos	25
CAPITULO II	26
MARCO TEÓRICO.....	26
2.1. Antecedentes	26
2.2. Diseño	27
2.3. Tubería	27
2.4. Tipos de tuberías de acero.....	27
2.5. Diferencias entre las tuberías con costura y tuberías sin costura.....	28
2.6. Tuberías con costura helicoidal.....	29
2.7. Ventaja y desventajas de las tuberías con costura helicoidal.....	29
2.8. Método de fabricación de las tuberías con costura helicoidal.....	30
2.9. Aspectos importantes involucrados en el proceso de soldadura	35

2.9.1. Fundente.....	35
2.9.2. Voltaje y amperaje de la máquina de soldadura.....	36
2.9.3. Diámetro de tubería a conformar	36
2.9.4. Movilidad del cabezal de soldadura.....	37
2.9.5. Calidad y estado de la bobina.....	37
2.10 Cabezal de soldadura.....	38
2.11. Método de soldadura por arco sumergido.....	38
2.12. Cabezal de soldadura Lincoln NA-3N.....	39
2.13. Esfuerzo normal	44
2.14. Esfuerzo cortante.....	44
2.15. Momento torsor.....	44
2.16. Momento flector.....	45
2.17. Pandeo	45
2.18. Deflexión.....	45
2.19. Deformación.....	46
2.20. Fatiga de materiales	46
2.21. Elasticidad.....	46
2.22. La elasticidad y el diseño mecánico.....	47
2.23. Teorías de falla.....	48
2.24. Concentración de esfuerzos.....	49
2.25. Diseño por carga cíclica.....	50
2.27. Teoría de Mohr.....	51
CAPITULO III.....	52
DESARROLLO DEL PROYECTO	52
3.1. Evaluación de la base del cabezal de soldadura actual	52
3.1.1 Condiciones estructurales de la actual base del cabezal de soldadura y sus limitaciones	54
3.1.2. Causas que generan la desviación del cordón de soldadura.....	57
3.1.3. Componentes del cabezal de soldadura actual	59

3.1.4. Desviación del punto de soldadura	62
3.1.4.1. Experimento 1: desviación del punto de soldadura con respecto a un punto fijo e independiente de la maquina formadora.....	63
3.1.4.2 Experimento 2: desviación del punto de soldadura con respecto a un punto unido al bastidor de salida de tuberías de la maquina formadora	66
3.1.5. Calculo de la posición de lo cabezal o cabezales de soldadura con respecto al cordón para diferentes diámetros de tuberías y anchos de bobinas.....	67
3.1.5.1 Angulo del cordón de la tubería.....	67
3.1.5.2 Posición del cabezal de soldadura en la tubería.....	67
3.1.6. Características de la base de cabezales de soldadura de otras maquinas formadoras	68
3.1.6.1. Maquina formadora E	69
3.1.6.2 Maquina formadora D.....	70
3.2. Determinación de las fuerzas que actúan sobre bastidor de salida de tubos....	72
3.2.1. Determinación de la fuerza del cilindro hidráulico que ejerce sobre el bastidor de salida.....	73
3.2.2. Masa aproximada del bastidor de salida	74
3.2.3. Aceleración angular máxima alcanzada por el bastidor.....	75
3.2.4. Aceleraciones máximas tangenciales y radiales que se generan en el bastidor.....	79
3.3. Propuesta para la movilidad del cabezal de soldadura.....	80
3.3.1. Ubicación y espacio disponible de la estructura a diseñar.....	81
3.3.2. Evaluación de las columnas del bastidor de salida	82
3.3.2.1 Carga crítica de las columnas.....	82
3.4. Propuesta final.....	85
3.5. Componentes de la estructura a diseñar	86
CAPITULO IV.....	88
CALCULOS GENERALES	88
4.1. Diseño de la estructura.....	88

4.1.1. Diseño de la base del cabezal.....	88
4.1.2. Selección del motor para los mecanismos de avance.....	89
4.1.3. Calculo de las fuerzas máximas producidas por los componentes y accesorios que inciden en la base del cabezal de soldadura.....	93
4.1.4. Cálculos de tornillos de sujeción.....	99
4.1.5. Peso de la base con sus accesorios.....	101
4.2. Cálculos del conjunto móvil	102
4.2.1. Deflexión máxima del conjunto móvil.....	102
4.2.2. Cálculo y diseño de la base superior	126
4.2.2.1. Cálculos de los pernos.....	132
4.2.3. Diseño y cálculo del tornillo de potencia.....	133
4.2.4. Cálculo y selección del rodamiento axial del tornillo.....	137
4.2.5. Cálculo y diseño del collarín del tornillo de potencia.....	139
4.2.6. Diseño de la cadena y rueda dentada para la transmisión de potencia al tornillo mecánico.....	144
4.2.7. Selección del motor para la transmisión del tornillo mecánico	148
4.2.8. Peso del conjunto móvil.....	149
4.3. Cálculos y diseño del conjunto deslizante	150
4.3.1. Cálculos de las bocinas	150
4.3.2. Diseño de la tuerca del tornillo de potencia.....	154
4.3.3. Cálculos de las cartelas que sopórtala tuerca de portencia	156
4.3.4. Diseño de la base deslizante.....	161
4.3.5. Peso del conjunto deslizante	165
4.4. Selección y cálculos de la viga.....	165
4.4.1. Análisis de cargas en la viga.....	167
4.4.2. Fatiga de alto ciclaje.....	178
4.4.3. Factor de seguridad por carga cíclica.....	180
4.4.4. Calculo de la deformación de la viga por elemento finito	182
4.5. Diseño y cálculos de los apoyos	183

4.6. Cálculo y diseño de los rodillos	185
4.6.1. Factor de seguridad para una falla cíclica	191
4.6.2. Seguros laterales	193
4.6.3. Calculo de los pernos de unión	194
4.7. Diseño de columnas laterales	195
CAPITULO V	199
MATERIALES Y EQUIPOS	199
5.1. Materiales	199
5.2. Equipos	199
CAPITULO VI	201
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	201
6.1. Conclusiones	201
6.2. Recomendaciones	203
BIBLIOGRAFÍA	204
APANDICE	¡Error! Marcador no definido.
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO	206

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1 Se muestran las piezas que integran a la base del cabezal de soldadura actual con su respectivo nombre, cantidad, modelo y marcas del equipo.....	60
Tabla 3.2 Distancia entre el punto de soldadura externo e interno y el ángulo del cordón de la soldadura de la tubería para diferentes diámetros y anchos de bobina .	68
Tabla 4.1 Se observan los momentos obtenidos de los componentes con respecto al centroide de la base del cabezal cuando estos están sometidos al movimiento centrífugo del bastidor	95
Tabla 4.2 Se observan los momentos obtenidos de los componentes con respecto al centroide de la base del cabezal cuando estos están sometidos al movimiento centrífugo del bastidor	101
Tabla 4.3 Se muestra los centros de masa y área de la columna y guía.....	104
Tabla 4.4: Se muestra los momentos de inercia y masa de la columna y guía	104
Tabla 4.5: Se muestra las deflexiones de la guía y la columna provocadas por la torsión.....	112
Tabla 4.6 Se muestran los momentos máximos producidos en la columna y en la guía durante el movimiento del bastidor.....	113
Tabla 4.7 Se muestran los resultados obtenidos al calcular las fuerzas cortantes y los momentos flectores de la columna y la guía en cada tramo.....	116
Tabla 4.8 Se muestran los resultados obtenidos al calcular las fuerzas cortantes y los momentos flectores de la base superior	130
Tabla 4.9 Se muestra el número de hileras recomendadas para los siguientes diámetros de tronillos. Todos los datos son para tornillos autoasegurantes	135
Tabla 4.10 Se muestra las especificaciones del tornillo seleccionado	136
Tabla 4.11 Se muestran los resultados obtenidos al calcular las fuerzas cortantes y los momentos flectores que ocurren en el collarín	142

Tabla 4.12	Tabla de resultados para las especificaciones recomendadas para el tornillo sin fin.....	145
Tabla 4.13	Tabla de resultados para las especificaciones recomendadas para el tornillo sin fin.....	148
Tabla 4.14	Se muestran los resultados obtenidos al calcular las fuerzas cortantes de la viga en el plano X-Z.....	174
Tabla 4.15	Se muestran los resultados obtenidos al calcular los momentos flectores de la viga en el plano X-Z.....	174
Tabla 4.16	Se muestra las constantes alfa y beta para el análisis de las vigas de secciones cuadradas y rectangulares	175
Tabla 4.17	Muestra los resultados obtenidos tras el análisis de los rodillos.....	193

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Diferentes procesos de fabricación de tuberías	28
Figura 2.2 Tipos de conformado de tuberías helicoidales, a) por medio de rodillos internos y b) Por rodillos externos.	30
Figura 2.3 Representación grafica del proceso de manufactura de las tuberías helicoidales.....	31
Figura 2.4 Diámetro de tubería vs. Ancho/espesor de la bobina, en donde también aparecen los ángulos de entrada de la lamina a la maquina con respecto al diámetro a conformar.	32
Figura 2.5 Esquema del proceso de soldadura en la manufactura de las tuberías helicoidales. 1) formado por una costura de soldadura. 2) combinando dos cordones por el proceso se arco sumergido (los dos procesos se realizan de forma continua)..	33
Figura 2.6 Radiografía de una sección soldada de un tubo helicoidal.	34
Figura 2.7 Componentes de un cabezal de soldadura en el proceso de arco sumergido.	37
Figura 2.8 Proceso de soldadura por el método de arco sumergido.....	38
Figura 2.9 Partes del cabezal de soldadura Utilizado por la maquina formadora de tubería.....	40
Figura 2.10 Cabezal de Soldadura modelo; NA-3N, marca LINCOLN.....	41
Figura 2.11 Mecanismo de tracción del cabezal para el electrodo continuo	42
Figura 2.12 Dimensiones del cabezal de soldadura que utiliza la maquina formadora para la soldadura de las tuberías helicoidales	43
Figura 3.1 Bastidor de Salida de tubos	53
Figura 3.2 Se muestra los excesos de componentes que integran la base de cabezal de soldadura actual. El cuadro enmarcado de amarillo señala la base del cabezal de soldadura actual.....	54

Figura 3.3 Muestra el mal anclaje de los mecanismos de avance.....	55
Figura 3.4 Se puede observar la unión entre la plataforma y el cabezal de soldadura	56
Figura 3.5 Se puede observar los rollos de electrodos, cabezales provenientes de la maquinas de soldadura y la unión entre la plataforma y el cabezal de soldadura.....	57
Figura 3.6 Diagrama de Causa y Efecto. Aquí se menciona las causas principales y secundarias que pueden originar el movimiento irregular del cabezal de soldadura..	58
Figura 3.7 Se observa parcialmente las piezas que integran el cabezal de soldadura con su nombre.	59
Figura 3.8 Se observa el cabezal de soldadura en una vista completa.....	61
Figura 3.9: Se observa parte de las piezas que integran el cabezal de soldadura con su nombre (continuación de la figura anterior).....	62
Figura 3.10 Se muestra el desplazamiento angular del bastidor de salida .Nótese que la amplitud total del bastidor es de unos 26 pulgadas (660 mm aprox.).....	64
Figura 3.11 Se representa el ensayo en donde se utilizo el dispositivo láser, para luego trasladar los puntos marcados al cordón de soldadura	65
Figura 3.12 Vista frontal del cabezal de soldadura de la formadora E. Nótese que la misma maquina posee sus mecanismos de avance y movilidad	69
Figura 3.13 Se observa el cabezal de soldadura de la maquina formadora E en donde se puede apreciar	70
Figura 3.14 Se observa el cabezal de soldadura de la formadora D.	71
Figura 3.15 Se observa la base del cabezal de soldadura de la maquina formadora D.	72
Figura 3.16 Se observa como el cilindro hidráulico esta anexo al bastidor de salida	73
Figura 3.17 se muestra las medidas del largo del bastidor de salida y la posición del cilindro hidráulico	75
Figura 3.18 Se muestra de forma mas clara la forma del bastidor de salida. En el extremo se observa las direcciones en que este se mueve	76
Figura 3.19 Se puede observar una de las columnas del bastidor de salida. Al lado el operador del cabezal y al otro la plataforma que sostiene los electrodos	81

Figura 3.20 Se muestra la forma y las medidas de la sección transversal de una de las columnas del bastidor de salida.....	82
Figura 4.1 Diagrama de cuerpo libre en los mecanismos de avance.	89
Figura 4.2 Se muestra la base de cabezales y sus componentes.	92
Figura 4.3 Se muestra los componentes de la base de cabezales enumerados.....	94
Figura 4.4 Se observa las zonas en donde la deformación se hace más elocuente cuando la carga esta totalmente aplicada	96
Figura 4.5 Se observa la vista frontal de la base del cabezal en donde se detalla que la mayor deformación ocurre en los mecanismos de colas de milano	96
Figura 4.6 Obsérvese las zonas de colores en donde se indica el grado de seguridad a presentar una falla cíclica según la leyenda	97
Figura 4.7 Obsérvese las zonas que las zonas críticas están ubicadas en uno de los nervios de la base y en algunas zonas en la soldadura.....	97
Figura 4.8 Se observa la vida a la fatiga en ciclos, específicamente en la base de la columna central de la base del cabezal donde presenta un menor número con respecto a otras zonas	98
Figura 4.9 Se observa la vida a la fatiga en ciclos, específicamente en la base de la columna central de la base del cabezal donde presenta un menor número con respecto a otras zonas	99
Figura 4.10 Se observa la vida a la fatiga en ciclos, específicamente en la base de la columna central de la base del cabezal donde presenta un menor número con respecto a otras zonas	100
Figura 4.11 Se observa la vida a la fatiga en ciclos, específicamente en la base de la columna central de la base del cabezal donde presenta un menor número con respecto a otras zonas	101
Figura 4.12 Se muestra los momentos aplicados en la base del cabezal de soldadura aplicados directamente en el centroide de la base.....	103

Figura 4.13 a) Se muestra la base del cabezal diseñada y el centroide del conjunto guía – columna B) se muestra el cabezal rotado desde el centro masa de las dos columnas	112
Figura 4.14 Se muestra el círculo de MOHR generado en la columna principal del conjunto móvil	118
Figura 4.15 Se muestra en la grafica la resistencia a la Fatiga vs. Ciclos para un acero ATSM-500 grado C la cual presenta una resistencia a la fractura de 427Mpa a la fluencia de 345Mpa.....	124
Figura 4.16 La forma y medias de la base superior del conjunto móvil	127
Figura 4.17 Se muestra las direcciones de las fuerzas que impactan sobre la placa y a qué distancia se ubican.....	127
Figura 4.18 Se observa el collarín a utilizar en la base superior del conjunto móvil el cual soportara la fuerza ejercida del tornillo de potencia.....	139
Figura 4.19 Se muestra la zona en rojo el área del espesor del collarín	142
Figura 4.20 Se muestra el conjunto móvil.	149
Figura 4.21 Se muestran las fuerzas y momentos combinados que se generan en la bocina de la guía, específicamente la bocina inferior	151
Figura 4.22 En el grafico se muestra el círculo de morh generado por los esfuerzos principales que se generan en las bocinas de las guías del conjunto móvil	152
Figura 4.23 Se muestran las fuerzas y momentos que se generan el la bocina de la columna, específicamente la bocina inferior.....	153
Figura 4.24 Grafica Resistencia a la fatiga vs. Ciclos, en la que se muestra la vida a la fatiga que tienen ciertos elementos fabricados con aleaciones de cobre, hasta 1x10 ⁸ ciclos siempre y cuando no superen los 190MPa en su operación	154
Figura 4.25: Se observa la tuerca de bronce utilizada para el deslizamiento del tornillo de potencia	155
Figura 4.26 Se observa a ubicación de las cartelas que soportan a la tuerca de potencia	156

Figura 4.27 Se muestra el factor de seguridad a una posible falla por fatiga de la base trasera de sujeción. También se muestran el factor de seguridad a la fatiga de los tornillos de sujeción de la base.....	162
Figura 4.28 Se observa a ubicación de las cartelas que soportan a la tuerca de potencia.....	163
Figura 4.29 Se observa en una vista lateral de la deformación que se puede generar según los cálculos producidos por el software.....	164
Figura 4.30 Se observa una vista isométrica donde se aprecia el factor de seguridad a una falla por fatiga generada por el software.....	164
Figura 4.31 Se observa el conjunto deslizante armado con los otros elementos.....	165
Figura 4.32 Se detalla en un corte transversal los momentos y fuerzas en condiciones extremas a la que estará sometida la viga transversal.....	166
Figura 4.33 Se muestra en el círculo de Morh los esfuerzos principales generados en la viga.....	176
Figura 4.34 Se muestra en la grafica la resistencia a la fatiga vs ciclos para un acero ATSM-500 grado C la cual presenta una resistencia a la fractura de 427Mpa y a la fluencia de 345Mpa.....	180
Figura 4.35 Se observa la deformación que sufre la viga al estar bajo las máximas condiciones que se puede generarse durante el movimiento del bastidor de salida de tubos.....	182
Figura 4.36 Se observa la deformación de los apoyos laterales el cual se obtuvo mediante la simulación por el programa.....	183
Figura 4.37 Se observa la vida a la fatiga de los apoyos laterales el cual se obtuvo mediante la simulación por el programa.....	184
Figura 4.38 Se observa el factor de seguridad a una falla por fatiga en los apoyos laterales el cual se obtuvo mediante la simulación por el programa.....	184
Figura 4.39 Se observa la zona de mayor riesgo, sin embargo posee un factor de seguridad mayor a 4.....	185

Figura 4.40 Se muestra en el círculo de Mohr los esfuerzos principales generados en el rodillo en la sección de 1.....	188
Figura 4.41 Se muestra en la grafica la Resistencia a la Fatiga vs. Ciclos para un acero AE-25 extraído en frío la cual presenta una resistencia a la fractura de 420Mpa y a la fluencia de 352Mpa.....	191
Figura 4.42 Se observa uno de los seguros laterales.....	194
Figura 4.43 Se observa un corte transversal de una de las columnas transversales..	196

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. La empresa

La empresa Soldaduras de Tuberías Orientales, C.A. (SOLTUCA) es una empresa venezolana fundada en 1975 dedicada a la fabricación de tuberías de acero con costura helicoidal. La empresa esta conformada actualmente por ocho plantas ubicadas en Barcelona, estado Anzoátegui.

SOLTUCA fabrica tuberías para la conducción de petróleo, gas, agua, y también para usos estructurales bajo las normas y especificaciones API y AWWA, que van desde los 300 mm, hasta los 2540 mm de diámetro (12”, hasta 100”) para oleoductos y gasoductos. Con espesores desde los 5 mm, hasta los 25 mm y con envergaduras de 12 m y 24 m de longitud, las cuales son construidas con calidades de aceros que van desde el API 5L X-40, hasta API 5L X-70. La empresa también aplica pinturas líquidas, resinas expósicas, alquitrán y cintas de poliuretano (Tipo Tek – Rap, y/o Poliken).

El proceso para la fabricación de tuberías helicoidales que utiliza la empresa consiste en hacer pasar una lámina de acero de ancho y espesor previamente establecidos por una dobladora mecánica (compuesta por rodillos) dándole la forma cilíndrica para luego ser soldada en las juntas, tanto interna como externamente. El proceso de soldadura consta de dos etapas: en la primera etapa se aplica soldadura en

la junta del lado interior de la tubería y la segunda en el exterior de la tubería. Las juntas estarán bien soldadas siempre y cuando el cordón interno y el externo estén alineados y la profundidad del cordón de soldadura externo penetre un mínimo de veinte por ciento en el cordón de soldadura interno

1.2. Planteamiento del problema

La formadora “A”, ubicada en la planta 1 de SOLTUCA viene presentado fallas debidos a problemas con la base del cabezal de soldadura, lo que produce una cantidad de defectos en los cordones de soldaduras de las tuberías. Esto congestiona las estaciones de reparaciones limitando la capacidad de producción de tuberías debido que la línea de producción se queda saturada. La importancia estos defectos consiste principalmente en que si uno de los cordones soldadura no penetra adecuadamente en el otro provocará la debilidad de la junta. Esto no le permitirá resistir las altas presiones con las que se ensayaran en las pruebas hidrostáticas para que se certifique su uso.

El problema principal surge cuando el bastidor de salida de tuberías, el cual esta unido a la máquina por medio de un sistema articulado, se mueve por razones de operación mediante un gato hidráulico. Esto hace vibrar la estructura produciendo movimientos irregulares en la base del cabezal de soldadura que causan la desviación del cordón, ya que este se encuentra unido al bastidor. El operador del cabezal externo corrige la desviación de forma manual gracia a unos mecanismos de avances ubicados en la base del cabezal que reposicionan el punto de soldadura. Sin embargo, la velocidad de respuesta y la precisión por parte del operador no son los más apropiados debido que estos mecanismos de avance no están bien diseñados, ni son los mas indicados.

SOLTUCA requiere que el cabezal de soldadura se mueva lo menos posible mientras este en operación, que posea un sistema mecánico y motorizado que permita graduar el cabezal de soldadura para conformar tuberías de diferentes diámetros (entre 20” y 80”) con mayor facilidad y rapidez. Que el operador pueda mover el cabezal de forma precisa en las tres direcciones, con una respuesta a tiempo para corregir las desviaciones que sufre el cordón producidas por los movimientos del bastidor de salida de tubos.

Esto se logrará mediante realización de cálculos teóricos y la aplicación de normas nacionales e internacionales para el análisis de los esfuerzos y efectos cíclicos a la que estarán sometidas las partes y piezas, como también la aplicación de datos computarizados para el análisis de los esfuerzos y cargas de las piezas, que por su forma complicada son difíciles de calcular. Se estudiarán los movimientos y frecuencias a la que esta sometida la máquina para determinar que tan seguros y confiables son estos movimientos y el efecto que este tendrá sobre el diseño. Se diseñaran las partes y piezas que conformarán el nuevo diseño mediante dibujo asistido por computadora.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivos generales

Diseñar una estructura móvil para la base del cabezal de soldadura externa de una maquina formadora de tubería helicoidal.

1.3.2. Objetivos específicos

- 1.** Realizar una evaluación de las condiciones estructurales y de operación de la base del cabezal de soldadura actual.
- 2.** Determinar las fuerzas que Actúan sobre Bastidor de Salida de Tubos.
- 3.** Generar propuesta para la movilidad del cabezal de soldadura.
- 4.** Efectuar el diseño de la estructura que sostendrá la base del cabezal de soldadura.
- 5.** Elaborar una lista de materiales y planos del diseño.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

Se presenta un resumen de algunos trabajos realizadas en áreas afines que servirán como base para el desarrollo del trabajo de grado, ya sea por su contenido y/o su metodología aplicada.

Clavier, J. [1] implemento un sistema de soldadura por arco sumergido (SAW) con dos alambres por pase a una maquina formadora de tubería helicoidal, el cual consistió en diseñar y fabricar un cabezal de soldadura interna para tuberías helicoidales con doble suministro de alambre implementando una técnica llamada “tandem” para mejorar el proceso de soldadura en las tuberías.

Aguilera, J. y Atay, R. [2] Realizaron un análisis de las causas que generaban defectos de soldadura en la fabricación de tubos con soldadura helicoidal, el cual consistió en la utilización del principio de causa y efecto o espina de pescado con la finalidad de determinar todas las causas de los defectos producidos en el proceso de soldado en las tuberías.

Gigante, R. y Torrens, H [3] diseñaron y construyeron un cabezal mixto para un banco semiautomático de ensayo para soldaduras por arco eléctrico MIG y SAW para

el laboratorio del departamento de mecánica de la Universidad de Oriente, con la finalidad que funcionara como herramienta de trabajo para docencia e investigación.

2.2. Diseño

“Es formular para la satisfacción de una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan propicia la creación de algo que tiene una realidad física, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que se pueda fabricar y comercializar.” [4]

2.3. Tubería

Las tuberías son elementos de diferentes materiales que cumplen la función de permitir el transporte de fluidos en forma eficiente. Cuando el líquido transportado es petróleo, se utiliza la denominación específica de oleoductos. También es posible transportar mediante tuberías materiales que, si bien no son un fluido, se adecuan a este método de transporte. Entre ellas podemos mencionar: cemento, hormigón, gas, documentos, etc. Las tuberías se construyen en diversos materiales en función de consideraciones técnicas y económicas. Suele usarse el acero, el propileno, el PVC, el PEAD, el hormigón etc.

2.4. Tipos de tuberías de acero

Existen dos tipos de tuberías según su método de fabricación (ver Fig. 1):

Figura 2.1 Diferentes procesos de fabricación de tuberías

Tuberías con Costura: Las tuberías con costura (producidos por soldadura) se fabrican por soldadura de arco sumergido, por soldadura por resistencia eléctrica y por soldadura eléctrica por fusión.

Tubería sin Costura: los tubos de acero del tipo sin costura (sin soldadura lateral), se manufacturan con camisas y objetos simétricos, los moldes se llenan del material fundido de manera uniforme y se hace girar al molde sobre su eje de rotación.[7]

2.5. Diferencias entre las tuberías con costura y tuberías sin costura

La diferencia entre ellas radica en el modo de fabricación. El proceso de conformado de las tuberías con costura, se basan en su manufactura con soldadura, mientras que las tuberías sin costura no, regularmente se fabrican mediante un proceso llamado *fundición centrífuga*, sin embargo no es el único proceso para su fabricación, (ver Fig. 1). Las tuberías con costura son más propensas a fallas a presiones extremas con fluidos, mientras que las tuberías sin costuras no. El diámetro máximo que pueden alcanzar las tuberías sin costura está limitado por la máquina que la fábrica y por el proceso con que se realizan, mientras que las tuberías con costura pueden alcanzar envergaduras de hasta los 3000 mm de diámetro. El proceso de fabricación de las tuberías con costura es mucho más sencillo que los métodos que existen para fabricar tuberías sin costuras.

2.6. Tuberías con costura helicoidal

Son tuberías que debido a su forma de construcción (con láminas de aceros las cuales son dobladas, curvadas, entre juntadas (ver Fig. 2) para luego ser soldadas) las hacen más fácil de construir para diámetros superiores a las 16 pulgadas. Las juntas entre las láminas son soldadas por medio del proceso de soldadura por arco sumergido (SAW), el cual proporciona una soldadura con mayor penetración, uniforme, limpia y sin poros.

2.7. Ventaja y desventajas de las tuberías con costura helicoidal

Las tuberías helicoidales pueden ser construidas entre un cierto rango de diámetro, esto debido en gran parte al espesor de la lámina, ya que para el proceso utilizado en la soldadura no es recomendable la unión de placas entre juntas menores a 5 mm, sin embargo este proceso de soldadura tiene la capacidad de penetrar grandes espesores (hasta los 50 mm). La mayoría de las máquinas formadoras de tuberías helicoidales no tiene la capacidad de doblar y curvar láminas de grandes espesores. El Ancho de la bobina limita en parte su construcción, ya que un ancho menor al adecuado nos permitirá obtener un número de espiras excesivas y en consecuencia obtendremos una mayor probabilidad que la tubería falle. La mayoría de las fallas ocurren en las zonas aledañas a la costuras, esto por ser zona más débil del tubo debido al tratamiento térmico que se genera durante el proceso de soldado. Estas tuberías pueden ser fabricadas fácilmente y de varios tamaños lo cual las hace ideal para la conducción de agua, petróleo, gas así como también para su uso estructural.

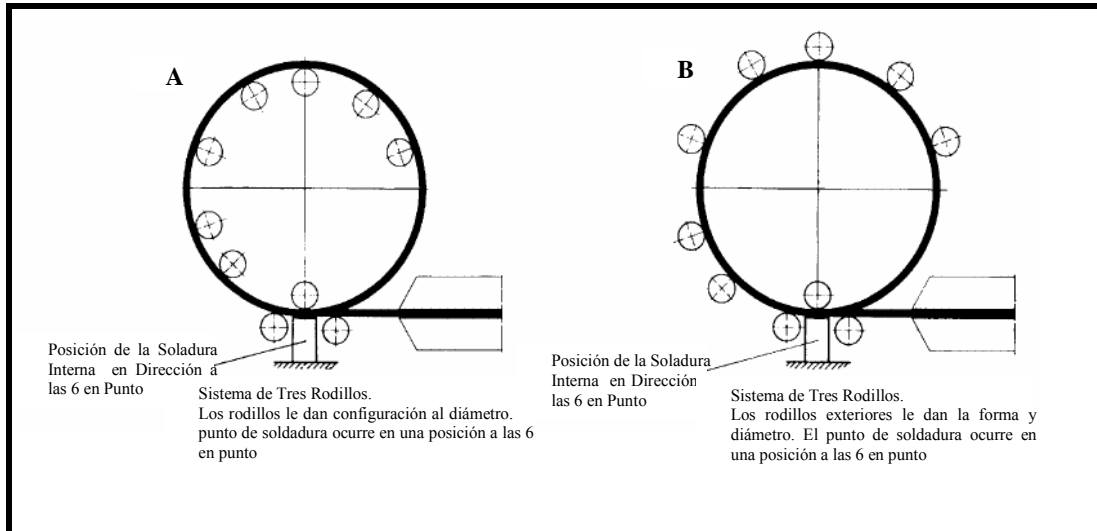


Figura 2.2 Tipos de conformado de tuberías helicoidales, a) por medio de rodillos internos y b) Por rodillos externos.

2.8. Método de fabricación de las tuberías con costura helicoidal

Reseñaremos en esta parte los pasos y etapas que intervienen en el proceso de fabricación de la tubería helicoidal (ver Fig. 3)

Etapal. Almacenaje de las Bobinas: Es la etapa previa al proceso de formación, el cual consiste en realizar la recepción de la materia prima, la cual es recibida y chequeada e identificada por el departamento de control de calidad el cual realiza los ensayos respectivos con el fin de determinar si cumple o no con los requerimientos.

Etapal 2. Corte y Preparación de Cola de Bobina: Este procedimiento es muy común y normal en el proceso, el cual consiste en cortar por medio de una llama de oxi-acetileno una pequeña sección del principio de la bobina, ya que a veces esta presenta un ancho irregular, casi siempre menor al ancho de toda la bobina.

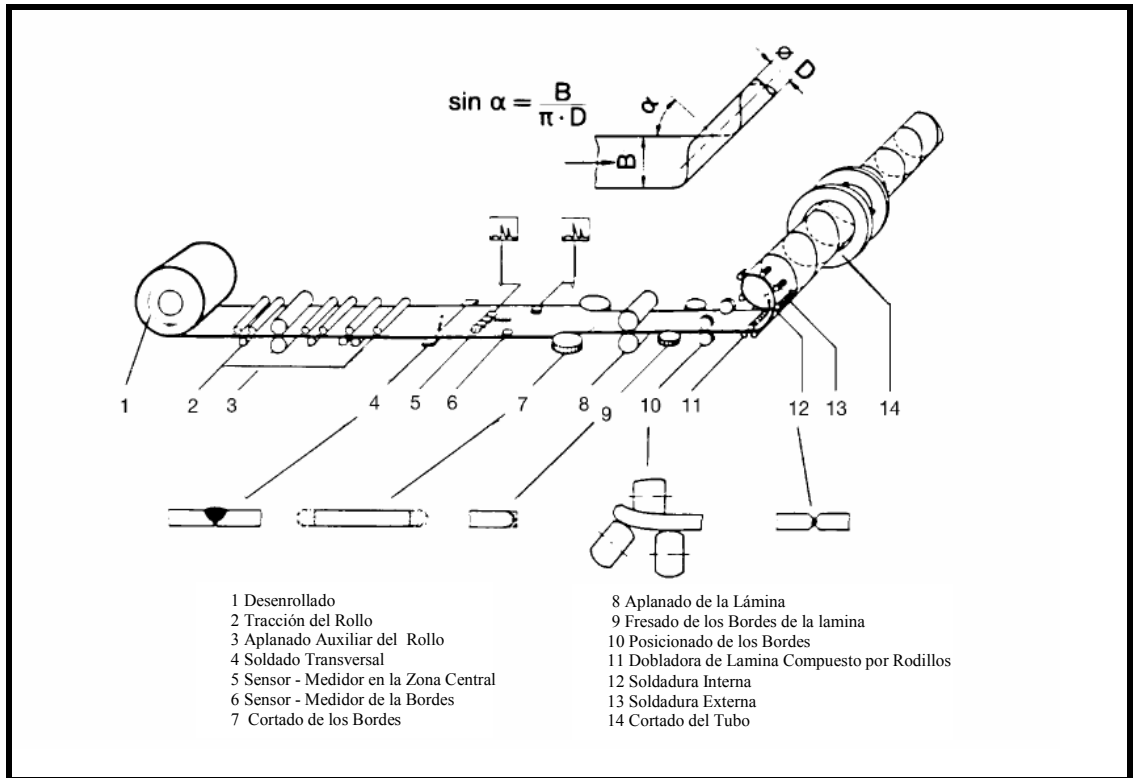


Figura 2.3 Representación grafica del proceso de manufactura de las tuberías helicoidales

Etapa 3. Carga de la Bobina en la Máquina formadora: Por medio de un puente grúa la bobina de acero es llevada desde su sitio de almacenaje, hasta la maquina formadora de tubos para dar comienzo al proceso.

Etapa 4. Desbobinado: aquí la bobina de acero es alineada y soldada a la lamina de la bobina anterior para darle continuidad al proceso.

Etapa 5. Corte y Preparación de los Bordes Laterales de la Banda: En esta etapa la maquina corta los bordes de la lámina con discos de acero. Luego con la utilización de fresadoras, una en cada lado, rectifican los borde, dejando la superficie

de esta totalmente lisas y sin desperfectos con la finalidad de que las juntas queden lo mas niveladas y lo mas unidas posibles para así evitar que una lamina se monte encima de la otra y provocar defectos en la tubería a la hora de soldar.

¡Error! Vínculo no válido.

Figura 2.4 Diámetro de tubería vs. Ancho/espesor de la bobina, en donde también aparecen los ángulos de entrada de la lamina a la maquina con respecto al diámetro a conformar.

Etapa 6. Aplanamiento: En esta etapa lo que se desea buscar es la homogeneidad del grosor en toda la lámina. El sistema de aplanamiento también produce la fuerza tracción que jala la lámina para desenrollar la bobina y es la que ejerce la fuerza para el curvado para así conformar la tubería.

Etapa 7. Conformación Helicoidal del Tubo: Aquí por medio de rodillos ubicados en la maquina, la lámina es doblada y curvada adquiriendo la forma y el diámetro deseado. En esta parte es necesario seguir algunos parámetros para el éxito del proceso como son: El ángulo de entrada de la lámina a los rodillos (α), la separación de los rodillos, el ancho de la lámina, el diámetro a conformar y la velocidad de conformado ya que todas estas variantes están relacionadas entre si (ver Fig. 3 y 4).

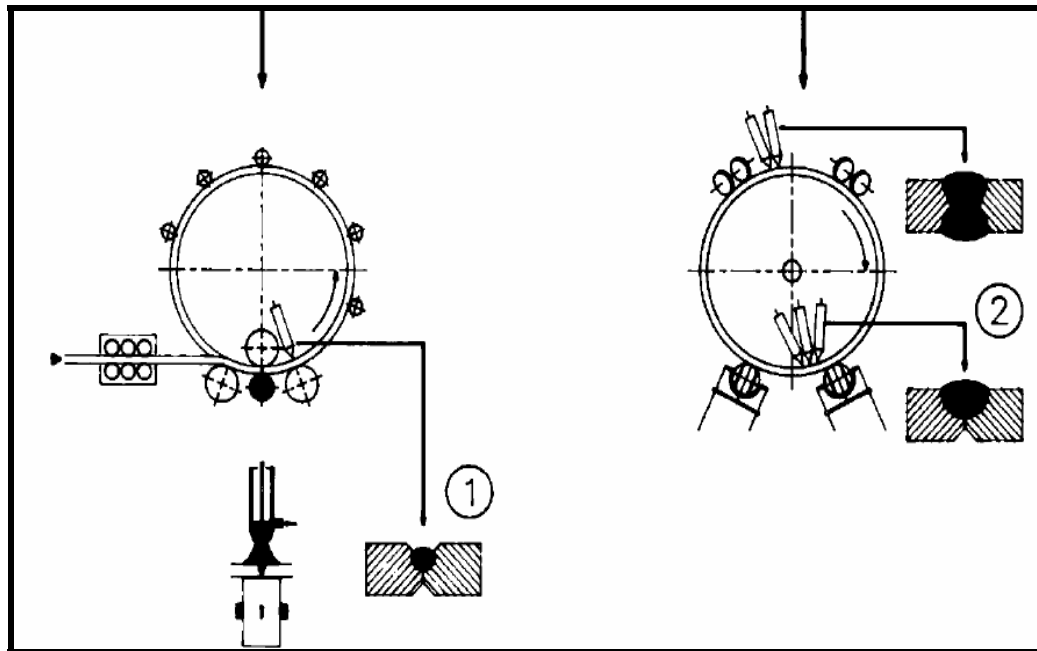


Figura 2.5 Esquema del proceso de soldadura en la manufactura de las tuberías helicoidales. 1) formado por una costura de soldadura. 2) combinando dos cordones por el proceso se arco sumergido (los dos procesos se realizan de forma continua).

Etapa 8. Soldadura Interior y Exterior S.A.W: Cuando los dos bordes se encuentran y producen la junta se aplica la primera fase de la soldadura o la soldadura interna para unir las láminas y darle forma al tubo, luego de unir las juntas internamente se aplica la segunda fase; la soldadura externa por encima del tubo conformado. Cabe destacar que el proceso empleado en la soldadura es la de arco sumergida, la cual consiste en esparcer el fundente encima del electrodo y lograr que la soldadura se realice por debajo de esta (ver Fig. 5).

Etapa 9. Corte del Tubos: Luego de alcanzar la longitud deseada, se procede a cortar el tubo empleando una llama de oxi-acetileno o con una llama de plasma para luego ser trasladado por rodillos motorizados hacia las zonas de control de calidad.

Etapa 10. Limpieza Interior del Tubo e Inspección Visual: Luego de ser retirado del bastidor de salida de tubos, la tubería es limpiada por medio de un chorro de aire aplicado por un ventilador centrífugo para retirarle el fundente que no reacciona y las escorias, luego pasa a la zona de inspección visual, en donde el inspector observa cuidadosamente el cordón de soldadura con el fin de hallar defectos superficiales en este para así marcarlo y luego reportarlo. Este examen se aplica internamente y externamente a la tubería.

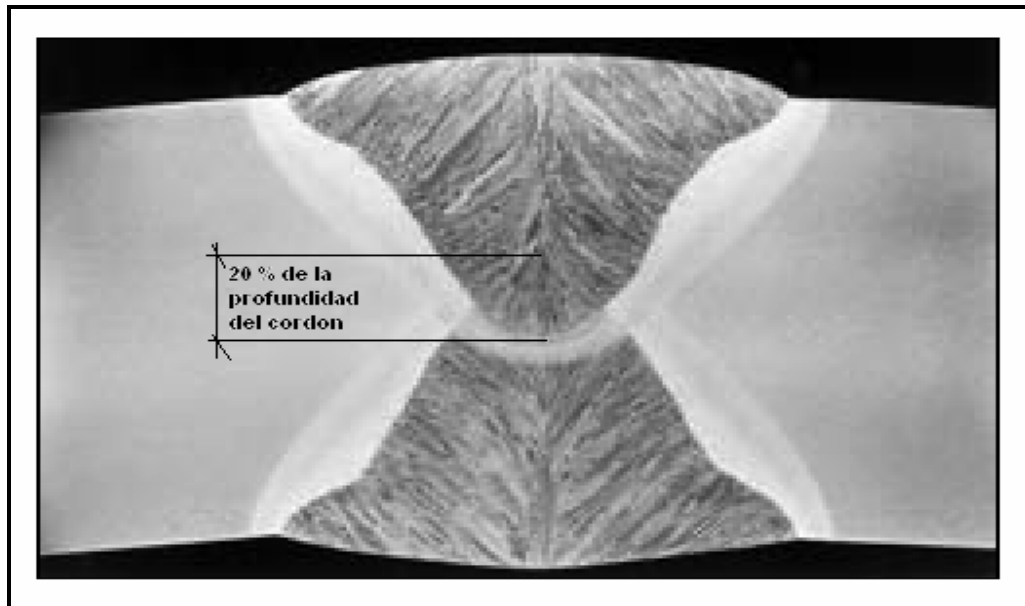


Figura 2.6 Radiografía de una sección soldada de un tubo helicoidal.

Etapa 11. Inspección con Fluoroscopia y Por Rayos X: Estas inspecciones tienen por finalidad buscar los defectos internos de soldadura en el cordón utilizando rayos X o Gamma para su detección. En el caso de la fluoroscopia, la tubería es introducida en una cámara, en donde se le expone a rayos gamma el cual es monitoreado desde una cabina remota en donde el operador observa los posibles defectos y su ubicación. Para el examen Radiológico (rayos X) es necesaria la obtención de placas para la mejor detección de los defectos observados en el examen

de fluoroscopia. Este examen es más riguroso y costoso que el examen fluoroscópico (ver Fig. 6).

Etapa 12. Reparación y Biselado: En esta etapa se reparan los desperfectos encontrados en los exámenes anteriores. Luego los extremos de los tubos son sometidos a un maquinado utilizando una máquina llamada máquina biseladora, esto para producir un bisel en cada lado con la finalidad de proporcionarle cierto filo, que permitirá una mayor facilidad a la hora de soldar y unir tubo con tubo. Este proceso también puede hacerse mediante el corte con una llama de plasma, orientada con cierto grado de inclinación y luego repasada con un esmerilado.

Etapa 13. Prueba Hidrostática: En esta última etapa la tubería es colocada en un banco de prueba, en donde se le inyecta agua a alta presión dentro de la tubería por un tiempo prolongado para verificar su resistencia y la de la soldadura [8].

2.9. Aspectos importantes involucrados en el proceso de soldadura

2.9.1. Fundente

Este debe poseer tamaño regular y no estar contaminado. La aplicación de fundente debe ser continua ya que la falta de este puede ocasionar chisporroteo en la superficie de la junta provocando la abertura del metal.

2.9.2. Voltaje y amperaje de la máquina de soldadura

Una buena combinación de voltaje y amperaje producirá un cordón de soldadura ideal. El aumento y disminución del amperaje provocará o disminuirá el aporte térmico en el material. El aumento y disminución del voltaje estará limitado por la velocidad de la máquina en el proceso de formado. Si la velocidad de formado aumenta el voltaje también debe de aumentar y en caso contrario esta debe disminuir.

2.9.3. Diámetro de tubería a conformar

Esto es importante, ya que el diámetro a conformar indicará la posición a la cual estará el cabezal de soldadura. Si el diámetro a conformar es muy grande, el cabezal debe alejarse en una posición en sentido a la dirección de giro del tubo y si el diámetro a conformar es muy pequeño el cabezal debe acercarse en una posición en sentido contrario al giro del tubo. Esto con la finalidad de que el cordón de soldadura se enfríe y no se derrame hacia alguno de los lados.

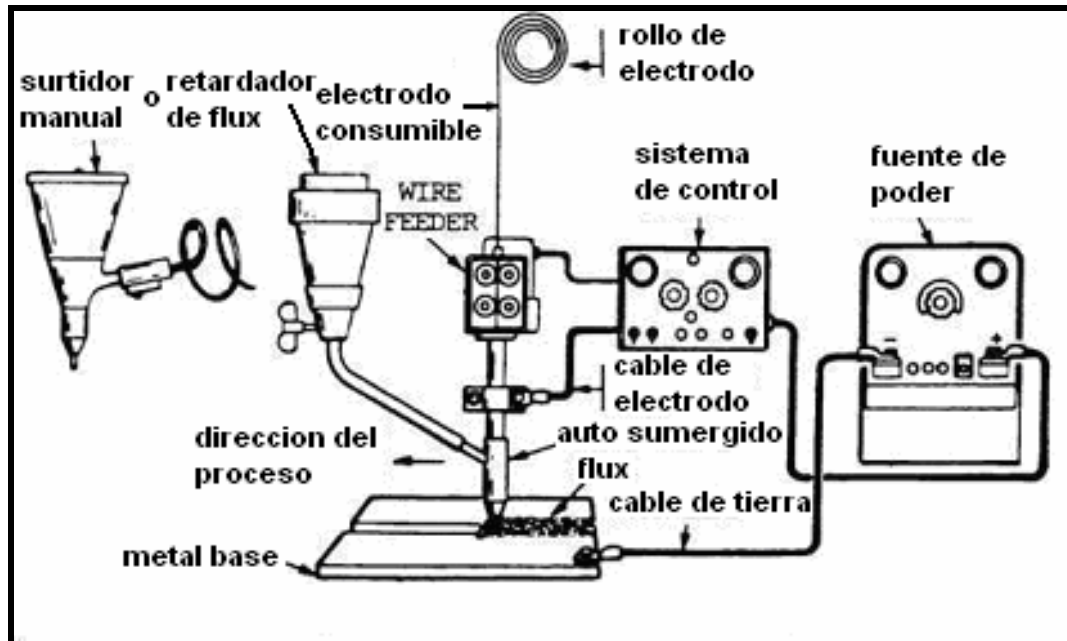


Figura 2.7 Componentes de un cabezal de soldadura en el proceso de arco sumergido.

2.9.4. Movilidad del cabezal de soldadura

El cabezal de soldadura no debe estar fijo, este debe poseer cierta movilidad para corregir el cordón cuando se desvía por diversas razones de operatividad. Esta cierta movilidad permitirá graduar la altura y la posición del punto de soldadura los cuales son necesarios para el éxito del proceso.

2.9.5. Calidad y estado de la bobina

Los bordes de la bobina deben estar limpios, rectificados, alineados, libres de óxidos y sustancias que puedan obstaculizar el paso de la corriente a través de esta durante el proceso de soldado.

2.10 Cabezal de soldadura

Un cabezal de soldadura para arco sumergido comprende la unidad de motor alimentador y rodillos impulsores de alambre, la unidad de punta de contacto y accesorios para montar y posicionar la cabeza (ver Fig. 6). El propósito es guiar el alambre a través de la boquilla hacia la zona de soldadura o suministrar potencia para la soldadura al alambre, en la punta de contacto [1].

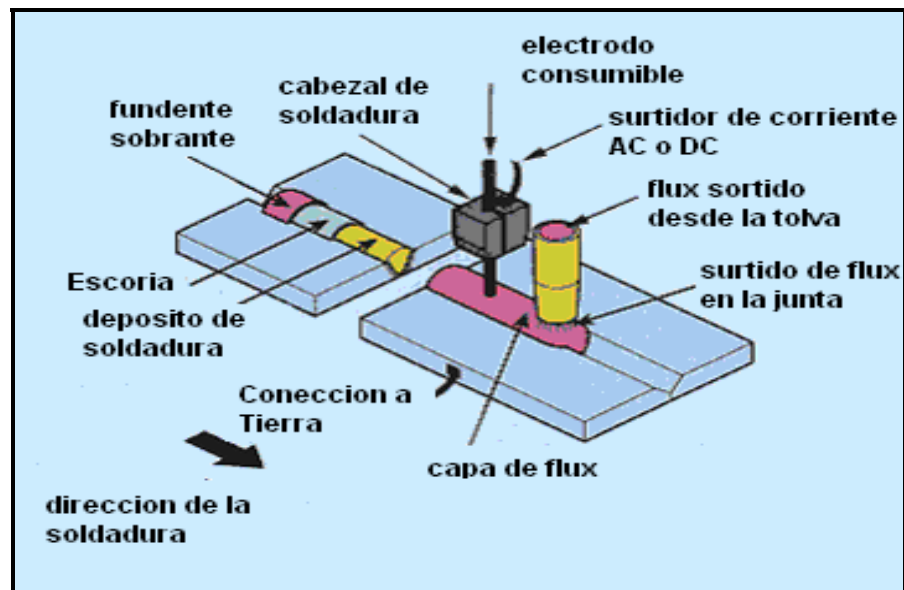


Figura 2.8 Proceso de soldadura por el método de arco sumergido.

2.11. Método de soldadura por arco sumergido

El proceso de soldadura por arco sumergido, también llamado proceso SAW (*Submerged Arc Welding*), tiene como detalle más característico el empleo de un flujo continuo de material protector en polvo o granulado, llamado *flux* (ver fig. 7). Esta sustancia protege el arco y el baño de fusión de la atmósfera, de tal forma que ambos permanecen invisibles durante la soldadura. Parte del flux funde, y con ello protege y

estabiliza el arco, genera escoria que aísla el cordón, e incluso puede contribuir a la aleación. El resto del flux, no fundido, se recoge tras el paso del arco para su reutilización. Este proceso está totalmente automatizado y permite obtener grandes rendimientos.

El electrodo de soldadura SAW es consumible, con lo que no es necesaria aportación externa de fundente. Se comercializa en forma de hilo, macizo o hueco con el flux dentro (de forma que no se requiere un conducto de aporte sino sólo uno de recogida), de alrededor de 0,5 mm de espesor.

En cambio, la mayor limitación de este proceso es que solo puede aplicarse en posiciones de sobremesa y cornisa, ya que de otra manera el flux se derramaría. Flux que ha de ser continuamente aportado, lo cual encarece el procedimiento y aumenta sus probabilidades de fallo (hay que alimentar tanto el rollo de electrodo como el flux); además, si se contamina por agentes externos, la calidad del cordón disminuye bastante. A pesar de que puede unir materiales poco separados, no es recomendable para unir espesores menores de 5mm.

2.12. Cabezal de soldadura Lincoln NA-3N

Es el cabezal de soldadura que utilizada por la maquina formadora de tuberías para la soldadura externa es una LINCOLN modelo: NA-3N (figura 8) de fabricación Estado Unidense, la cual es alimentada por una fuente de poder de corriente directa desde una caja de control que a su vez controla la intensidad, voltaje, flux y la velocidad de avance del electrodo. El flux es suministrado continuamente y regulado eléctricamente desde la caja de control al igual que el electrodo continuo. Las partes del cabezal de soldadura que sostendrá la base son:

- Enderezador de electrodo
- Partes de la montadura del cabezal de soldadura
- Motor eléctrico
- Dispensador de flux
- Caja de engranajes
- Boquilla, porta boquilla, cables y otros componentes

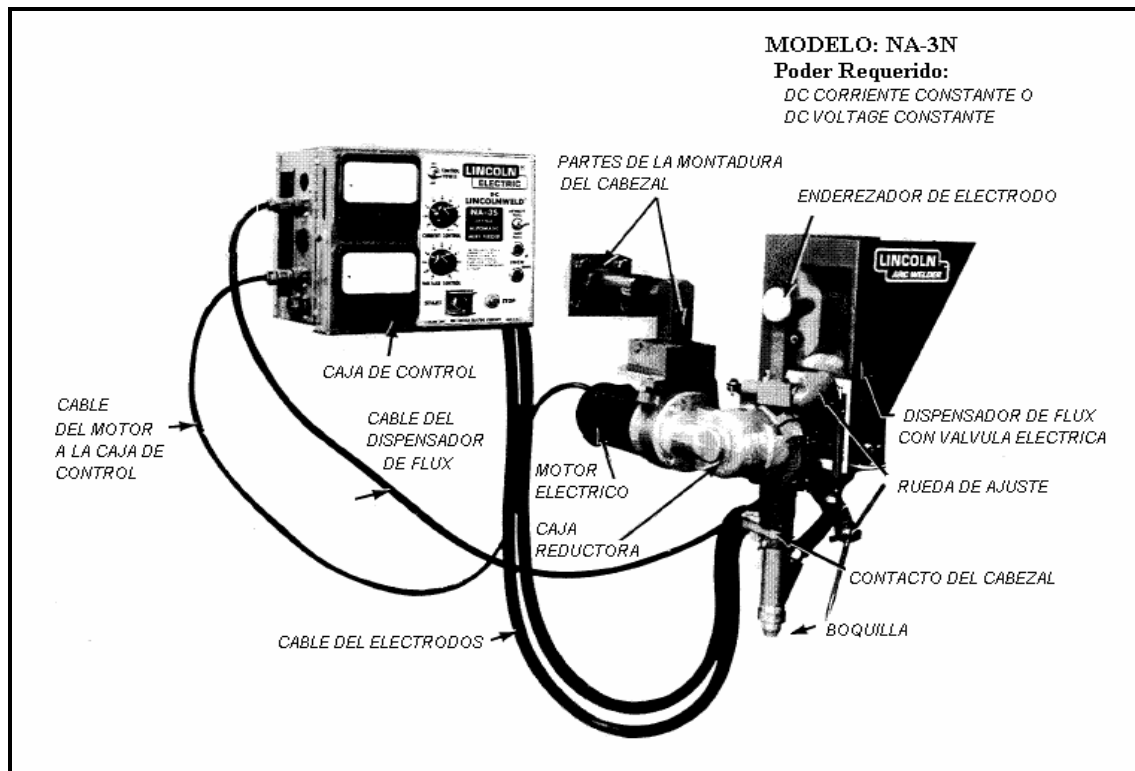


Figura 2.9 Partes del cabezal de soldadura Utilizado por la maquina formadora de tubería

El peso completo de estos implementos es de 34,545 Kg. o 46,776 cuando el dispensador de flux esta lleno. La distancia del cabezal puede alcanzar entre su base y la boquilla esta entre las 12 y 19 pulgadas de longitud horizontal, mientras que en vertical alcanza un máximo de 23,15 pulgadas con la boquilla adecuada (figura 11).



Figura 2.10 Cabezal de Soldadura modelo; NA-3N, marca LINCOLN

Este tipo de cabezal tiene la particularidad de rotar 360 grados en el plano horizontal y también en el vertical y Puede expandirse hasta unas 7 pulgadas con la finalidad de posicionarse exactamente en la junta donde ocurre la unión (figura 9).

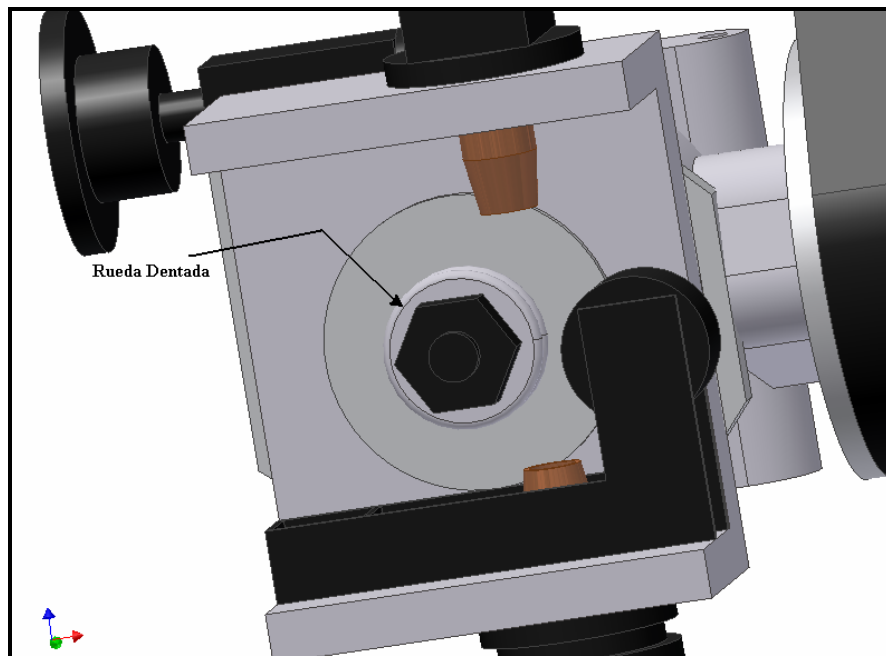


Figura 2.11 Mecanismo de tracción del cabezal para el electrodo continuo

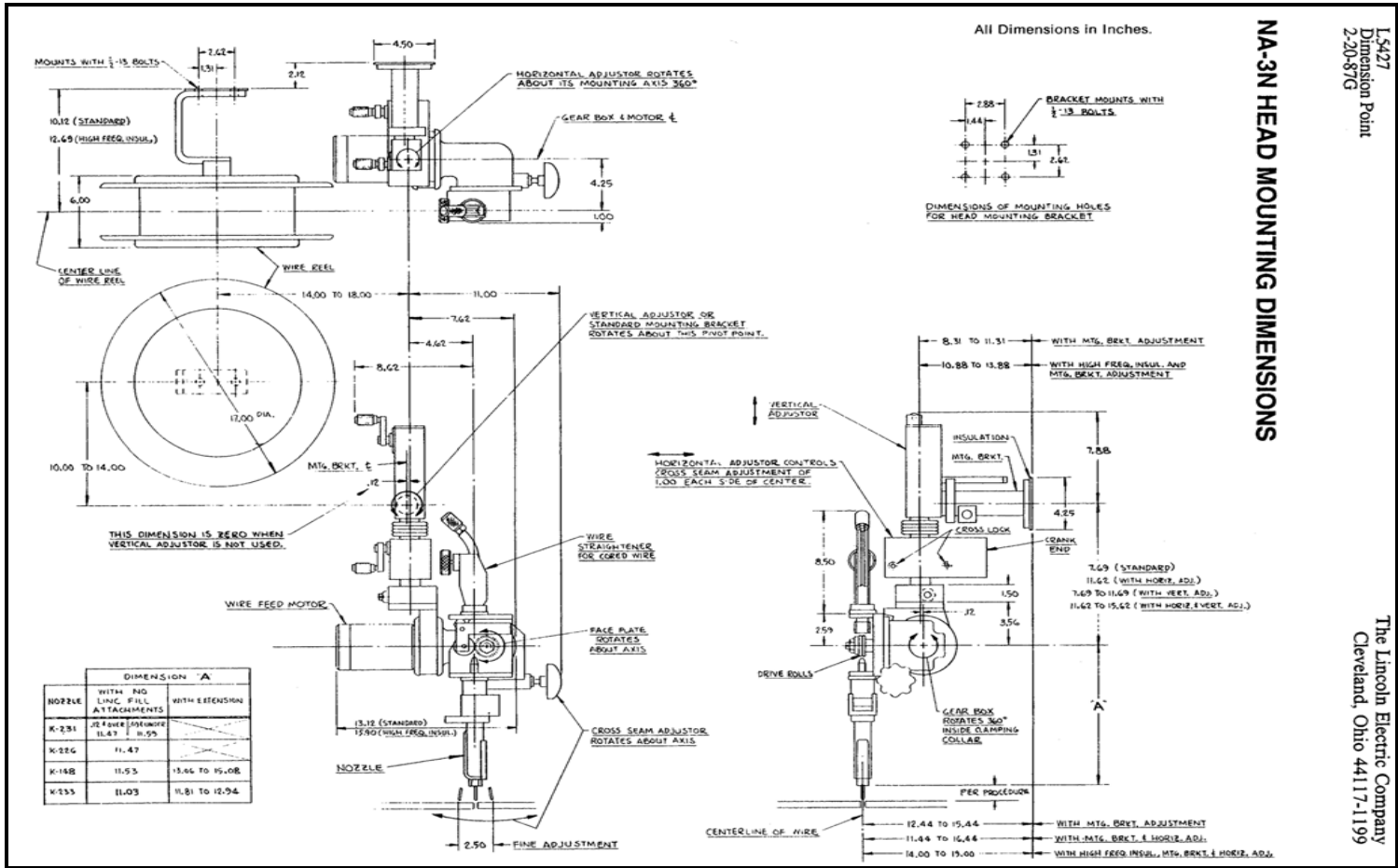


Figura 2.12 Dimensiones del cabezal de soldadura que utiliza la maquina formadora para la soldadura de las tuberías helicoidales

El principio básico del funcionamiento del cabezal consiste en que este hala el electrodo desde la bobina, hacerlo pasar por el enderezador y llevarlo de forma recta hacia la boquilla en donde se juntara con el fundente. Esto se logra por la acción táctil de una rueda dentada que recibe su fuerza de la caja de engranajes y el motor eléctrico (figura10)

2.13. Esfuerzo normal

El esfuerzo normal o axial es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones perpendiculares (normales) a la sección transversal de un sólido y está directamente asociado a la tensión normal.

2.14. Esfuerzo cortante

Es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de una superficie como por ejemplo una viga o un pilar y está directamente asociado a la tensión cortante.

2.15. Momento torsor

Se denomina momento torsor a la componente paralela al eje longitudinal del momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una la sección transversal de un sólido.

2.16. Momento flector

Se denomina momento flector un momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal de un sólido flexionado o una placa que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión.

2.17. Pandeo

Es un fenómeno de inestabilidad elástica que puede darse en elementos comprimidos esbeltos, y que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.

En ingeniería estructural el fenómeno aparece principalmente en pilares y columnas, y se traduce en la aparición de una flexión adicional en el pilar cuando se halla sometido a la acción de esfuerzos axiales de cierta importancia. La aparición de flexión de pandeo limita severamente la resistencia en compresión de un pilar o cualquier tipo de pieza esbelta. Eventualmente, a partir de cierto valor de la carga axial de compresión, denominada carga crítica de pandeo, puede producirse una situación de inestabilidad elástica y entonces fácilmente la deformación aumentará produciendo tensiones adicionales que superarán la tensión de rotura, provocando la ruina del elemento estructural. Además del pandeo flexional ordinario existe el pandeo torsional o inestabilidad elástica provocada por un momento torsor excesivo.

2.18. Deflexión

En un análisis estructural, la deflexión se refiere al grado en el que un elemento estructural se deforma bajo la aplicación de una fuerza externa o por su propio peso.

2.19. Deformación

Una deformación elástica finita implica un cambio de forma de un cuerpo, debido a la condición de reversibilidad ese cambio de forma viene representado por un difeomorfismo. Formalmente si

2.20. Fatiga de materiales

Se refiere a un fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas se produce más fácilmente que con cargas estáticas. La fatiga es una forma de rotura que ocurre en estructuras sometidas a tensiones dinámicas y fluctuantes (puentes, aviones, etc.). Puede ocurrir a una tensión menor que la resistencia a tracción o el límite elástico para una carga estática. Es muy importante ya que es la primera causa de rotura de los materiales metálicos (aproximadamente el 90%), aunque también ocurre en polímeros y cerámicas.

La rotura por fatiga tiene aspecto frágil aun en metales dúctiles, puesto que no hay apenas deformación plástica asociada a la rotura. El proceso consiste en un inicio, y posterior propagación, de fisuras. La superficie de fractura es perpendicular a la dirección del esfuerzo.

2.21. Elasticidad

La elasticidad es estudiada por la teoría de la elasticidad, que a su vez es parte de la mecánica de sólidos deformables. La teoría de la elasticidad (TE) como la mecánica de sólidos (MS) deformables describe como un sólido (o fluido totalmente confinado) se mueve y deforma como respuesta a fuerzas exteriores. La diferencia

entre la TE y la MS es que la primera sólo trata sólidos en que las deformaciones son termodinámicamente reversibles.

La propiedad elástica de los materiales está relacionada, como se ha mencionado, con la capacidad de un sólido de sufrir transformaciones termodinámicas reversibles. Cuando sobre un sólido deformable actúan fuerzas exteriores y éste se deforma se produce un trabajo de estas fuerzas que se almacena en el cuerpo en forma de energía potencial elástica y por tanto se producirá un aumento de la energía interna. El sólido se comportará elásticamente si este incremento de energía puede realizarse de forma reversible, en este caso decimos que el sólido es elástica.

2.22. La elasticidad y el diseño mecánico

En ingeniería mecánica es frecuente plantear problemas elásticos para decidir la adecuación de un diseño. En ciertas situaciones de interés práctico no es necesario resolver el problema elástico completo sino que basta con plantear un modelo simplificado y aplicar los métodos de la resistencia de materiales para calcular aproximadamente tensiones y desplazamientos. Cuando la geometría involucrada en el diseño mecánico es compleja la resistencia de materiales suele ser insuficiente y la resolución exacta del problema elástico inabordable desde el punto de vista práctico.

En esos casos se usan habitualmente métodos numéricos como el Método de los elementos finitos para resolver el problema elástico de manera aproximada.

Un buen diseño normalmente incorpora unos requisitos de:

- resistencia adecuada
- rigidez adecuada
- estabilidad global y elástica.

2.23. Teorías de falla

La falla de un elemento se refiere a la pérdida de su funcionalidad, es decir cuando una pieza o una máquina dejan de ser útiles. Esta falta de funcionalidad se da por:

- Rotura
- Distorsión Permanente
- Degradación

La rotura o la degradación permanente se deben a que los esfuerzos soportados son mayores que la resistencia del material de fabricación. Para poder determinar para qué cantidad de esfuerzo aplicado se producirá una falla, se utilizan algunas teorías de falla. Todas las teorías de falla se basan en la comparación del esfuerzo actuante contra el resultante aplicado en una prueba uniaxial de tensión o compresión.

2.24. Concentración de esfuerzos

En una pieza sometida a esfuerzos, si se llegan a presentar cambios abruptos en la geometría de la pieza, se presenta una concentración de las “líneas de esfuerzo” en los puntos donde cambia abruptamente la geometría. Los cambios de geometría se presentan si hay:

- Cambios de forma y tamaño de la sección
- Agujeros
- Muecas
- Chiveteros
- Estrías
- Marcas de herramientas
- Raspaduras
- Inclusiones y defectos en el material.

En estos puntos se puede calcular un factor de concentración de esfuerzos K . La concentración de esfuerzos se puede despreciar en los casos:

- Si la carga es baja y estática

- Si la temperatura de la pieza y del ambiente es normal.
- Si el material es dúctil (si resiste 5% de alargamiento antes de la falla)

En los siguientes casos si se debe considerar aplicar un factor de concentración de esfuerzos.

- Si el material es frágil
- Si el material es dúctil a temperaturas extremas que lo hacen frágil
- Si hay rápidos cambios de esfuerzos que no permitan que haya una fluencia local
- Si hay esfuerzos cíclicos.
- Se tiene la siguiente tabla en la cual hay criterios para aplicar o no un factor de concentración de esfuerzo.

2.25. Diseño por carga cíclica

Algunos elementos de las máquinas, normalmente ejes y resortes, están sometidos a ciclos de carga y los esfuerzos varían continuamente. En estas piezas la falla se da por esfuerzos menores al esfuerzo de fluencia del material, pero el cual se repite cíclicamente. En este caso se establece el límite de fatiga del material sobre el cual aparece la falla después de un número de ciclos de esfuerzo. La falla se origina alrededor de una grieta minúscula en un punto de concentración de esfuerzos, que

puede ser un defecto en el material. La grieta puede ser el concentrador de esfuerzos y crecer hasta originar la falla.

2.27. Teoría de Mohr

Desarrollo hecho por Christian Otto Mohr (1835-1918), el círculo de Mohr es un método gráfico para determinar el estado tensional en los distintos puntos de un cuerpo. Entre las tensiones que existentes en un cuerpo sometido a un cierto estado de cargas y con unas ciertas restricciones, importan en general las tensiones principales, que son las tensiones que existen sobre ciertos planos del cuerpo, donde las tensiones de corte nulas. Estas tensiones son de importancia para el estudio de la resistencia mecánica de una pieza. Este método tiene aplicación para estados tensionales en dos y tres dimensiones.

CAPITULO III

DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1. Evaluación de la base del cabezal de soldadura actual

La base del cabezal de soldadura exterior es la una de las partes mas primordiales que integra a cualquier maquina formadora de tuberías. Este sistema esta integrado no solo por los cabezales de soldadura sino también por un conjunto de mecanismos y partes mecánicas que logran moverlo, sostenerlos e incluso posicionarlos cuando estos pierden el punto de soldadura. Posee toda una estructura que lo sostiene para que este pueda realizar su trabajo. El trabajo del cabezal de soldadura es continuo, y dura el mismo tiempo en que la maquina forma tuberías. La sola falla del cabezal de soldadura exterior puede paralizar toda la producción de tuberías, ya que el la mayoría de los veces no existe un segundo cabezal alternativo que este unido a la maquina que pueda suplantarla en estos casos, en otras emergencias o en un acto de mantenimiento común.



Figura 3.1 Bastidor de Salida de tubos

En este caso, como se muestra en la figura 3.1, la base del cabezal esta adherida a un bastidor móvil, el cual esta articulado en uno de sus extremos y que se utiliza para diversas razones como: Para el descanso de la tubería cuando esta ya esta formada, posicionar la junta de las dos laminas para la soldadura interna, para su corte y transporte. Este bastidor esta en constante movimiento y con ello la tubería, la cual esta sujeta a este por medio de unos rodillos para evitar deslizamientos. No es raro que el cabezal este unido a este bastidor ya que cuando la tubería es flexionada por el movimiento de este el cabezal lo sigue, desviándose lo mas poco posible del punto de soldadura, como se demostró en lo ensayos realizados.

3.1.1 Condiciones estructurales de la actual base del cabezal de soldadura y sus limitaciones

Actualmente el cabezal de soldadura externo opera de manera anormal debido a que el bastidor de salida, el cual es accionado por un cilindro hidráulico, se mueve por razones de operaciones y hace vibrar a toda la estructura y a la base del cabezal.

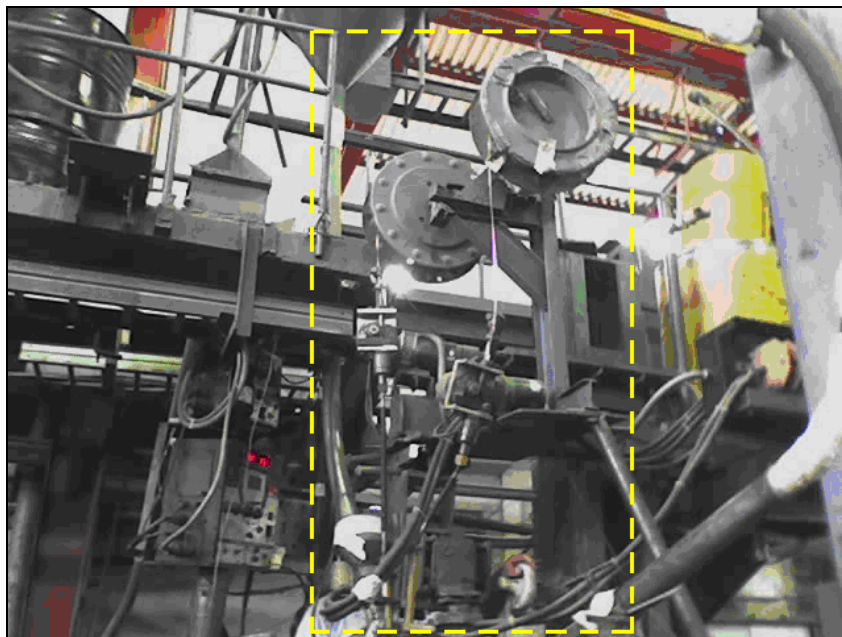


Figura 3.2 Se muestra los excesos de componentes que integran la base de cabezal de soldadura actual. El cuadro enmarcado de amarillo señala la base del cabezal de soldadura actual

Se puede observar en la figura 3.2 el exceso de componentes de la base de cabezal actual, que son innecesarios, y son una de las razones de estos movimientos incontrolados que a su vez provocan la desviación del punto de soldadura. Se puede notar también que algunos los componentes que integran la actual base del cabezal están sujetos de forma ineficiente como se muestra el al figura 3.3, lo que añade

mas movimiento irregular y riego en la operación. Una de las desventajas mas relevante es que para poder cambiar el diámetro de la tubería a fabricar se debe desmontar parte de la plataforma y por medio de una grúa puente se lleva la plataforma a la altura deseada, ya que está unida a la base del cabezal como se muestra en la figura 3.4, e igualmente el cabezal debe de ser desmontado para llevarlo a una nueva ubicación en donde se ubicara el nuevo punto de soldadura.

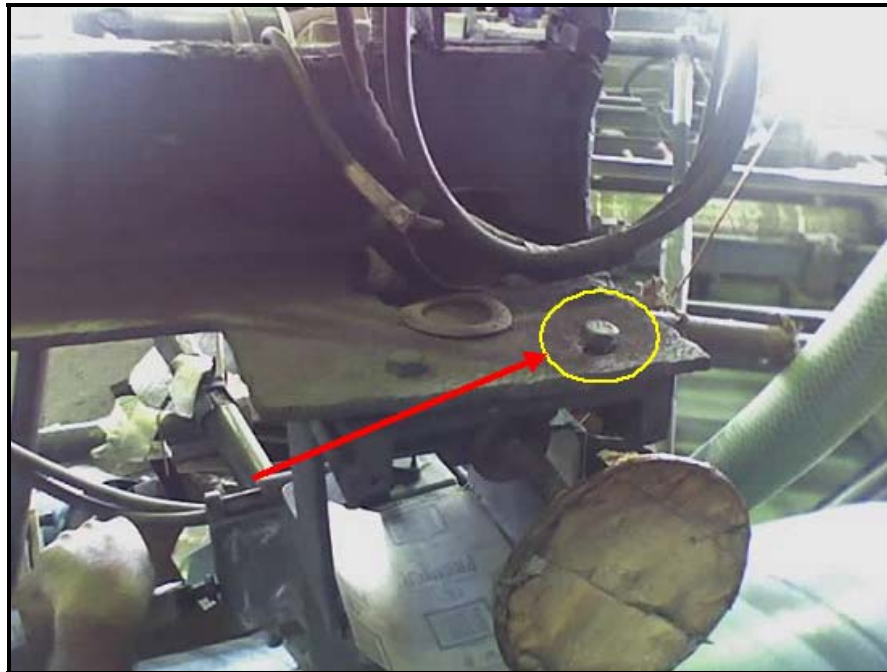


Figura 3.3 Muestra el mal anclaje de los mecanismos de avance

Para corregir el cordón cuando este se desvía el operador del cabezal gira unos mecanismos de avance (ver figura 3.3) unidos a la base del cabezal para posicionar los cabezales en el cordón con lo cual le añade más movimientos indeseados a este.

La precisión no es la más apropiada, ya que los mecanismos de avance no están bien diseñados, ni son los más adecuados para este tipo de operación



Figura 3.4 Se puede observar la unión entre la plataforma y el cabezal de soldadura

El bastidor también tiene adherido una plataforma que alberga los rollos de electrodos y las maquinas de soldadura. Esta plataforma también esta unida a la base del cabezal como se muestra en la figura 3.4 y 3.5 .el movimiento del bastidor de tuberías provoca que esta plataforma quede oscilado por largos periodos e igualmente la base del cabezal.



Figura 3.5 Se puede observar los rollos de electrodos, cabezales provenientes de la maquinas de soldadura y la unión entre la plataforma y el cabezal de soldadura

3.1.2. Causas que generan la desviación del cordón de soldadura

Mediante minuciosas observaciones se detectaron múltiples causas que pueden generar los movimientos irregulares en la base del cabezal de soldadura, los cuales podrían afectar el nuevo diseño de este. A continuación se muestra una lista causas seguido de un diagrama de causa y efectos (ver figura 3.5) donde se separan las causas principales de las secundarias.

- Recarga de la Bobina
- Movimiento del Bastidor de Salida
- Aplanadora de la Maquina

- Operador de Cabezal Interno
- Maquina Formadora
- Bastidor Fijo
- Peso del Cabezal
- Exceso de Componentes
- Falta de Rigidez de la Base que Sostiene al Cabezal
- Falta de Ajustes Entre las Piezas del Cabezal de Soldadura
- Falta de agarre de los rodillos del bastidor de salida con el tubo

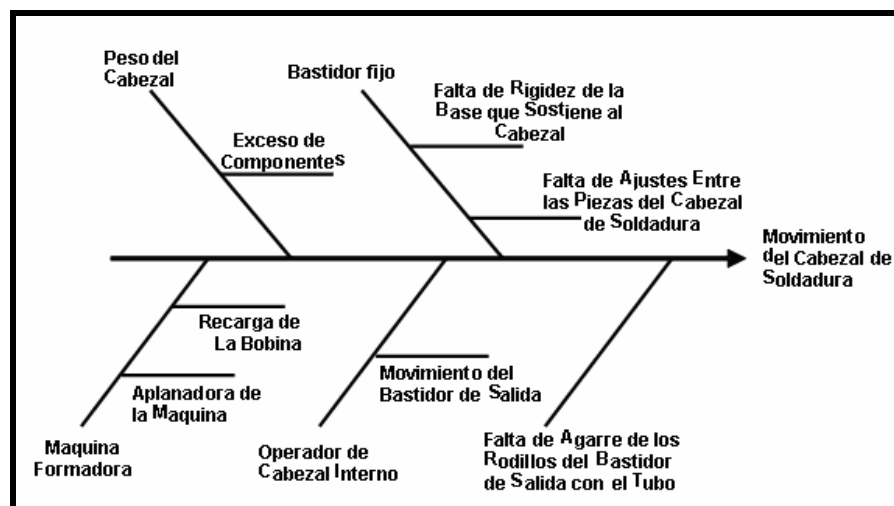


Figura 3.6 Diagrama de Causa y Efecto. Aquí se menciona las causas principales y secundarias que pueden originar el movimiento irregular del cabezal de soldadura

3.1.3. Componentes del cabezal de soldadura actual

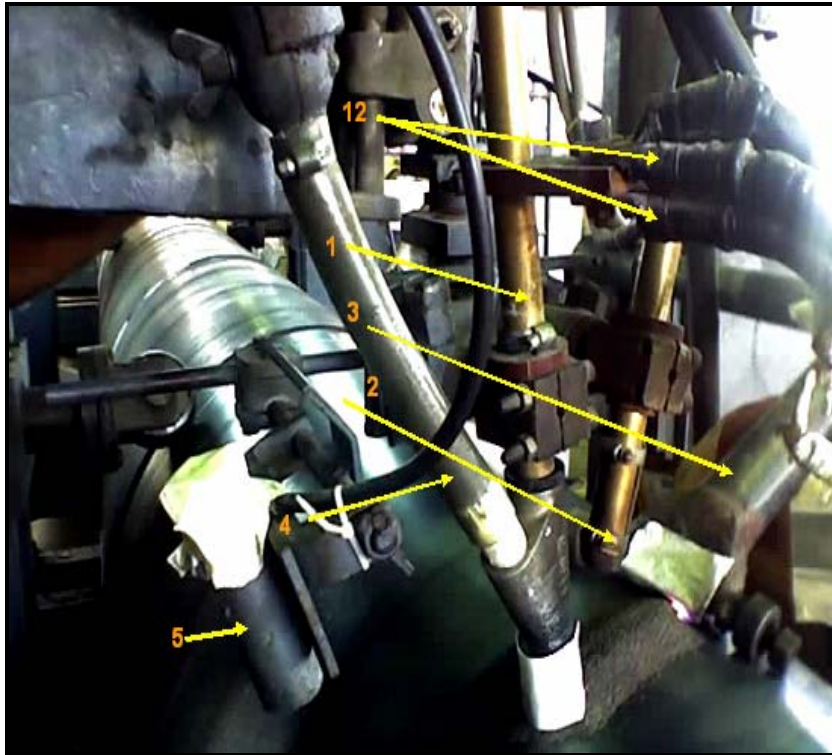


Figura 3.7 Se observa parcialmente las piezas que integran el cabezal de soldadura con su nombre.

Tabla 3.1 Se muestran las piezas que integran a la base del cabezal de soldadura actual con su respectivo nombre, cantidad, modelo y marcas del equipo.

<i>N°</i>	<i>PIEZA</i>	<i>CANT</i>	<i>MODELO</i>	<i>MARCA</i>
1	Boquilla de Soldadura de 1/8 Pulgada	1	K - 231	LINCOLD ELECTRIC
2	Boquilla de Soldadura de 3/32 Pulgada	1	K-148-A	LINCOLD ELECTRIC
3	Aspidaror de Fundente Sobrante	1	---	---
4	Manguera Sustirdora de Fundente		---	---
5	Guia Laser	1	---	---
6	Motor Electrico y Tren de Engranaje	2	K-209-A	LINCOLD ELECTRIC
7	Protector de Electrodo (Spring)	2 m	K-104	LINCOLD ELECTRIC
8	Tolva de Fundente	1	---	---
9	Mecanismos de Avance	1	---	---
10	Base del Cabezal	1	---	---
11	Rieles de Electrodo	2	K-299	LINCOLD ELECTRIC
12	Cables del Cabezal de Soldadura	8 m	---	LINCOLD ELECTRIC

Actualmente el cabezal de soldadura esta integrando por un conjunto de piezas que están unido a la misma base. En la figura 3.7, 3.8 Y 3.9 se observan las partes que las integran y en la tabla 3.1 se describe cada uno de estas con sus respectivos nombres, fabricante y número de piezas

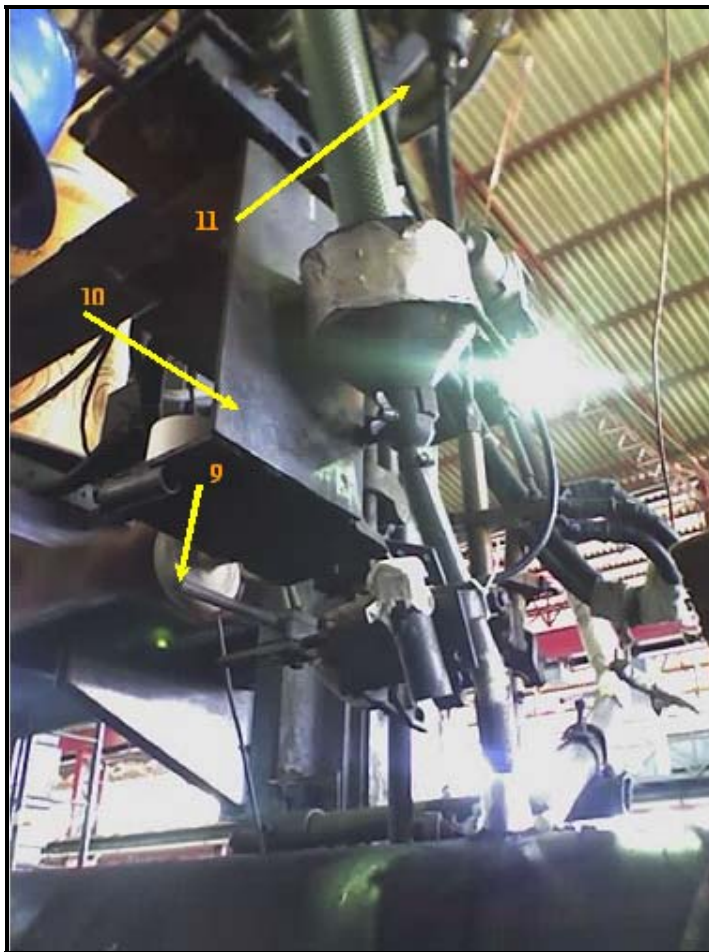


Figura 3.8 Se observa el cabezal de soldadura en una vista completa

En la figura 3.8 se observa una vista completa de la base del cabezal actual. La mayoría de estos componentes fueron fabricados por la misma empresa como la base de cabezales, los mecanismos de avance, la tolva, sin embargo algunos son de clase genérica como el guía láser, la manguera surtidora de fundente. Los cabezales de soldadura están, de alguna manera, dispersos por toda la base como se puede apreciar en la figura 3.7 y 3.9 en donde las boquillas están separadas de los trenes de tracción y motores eléctricos en vez de unidos, lo que le resta una mejor eficiencia a la hora de operar.

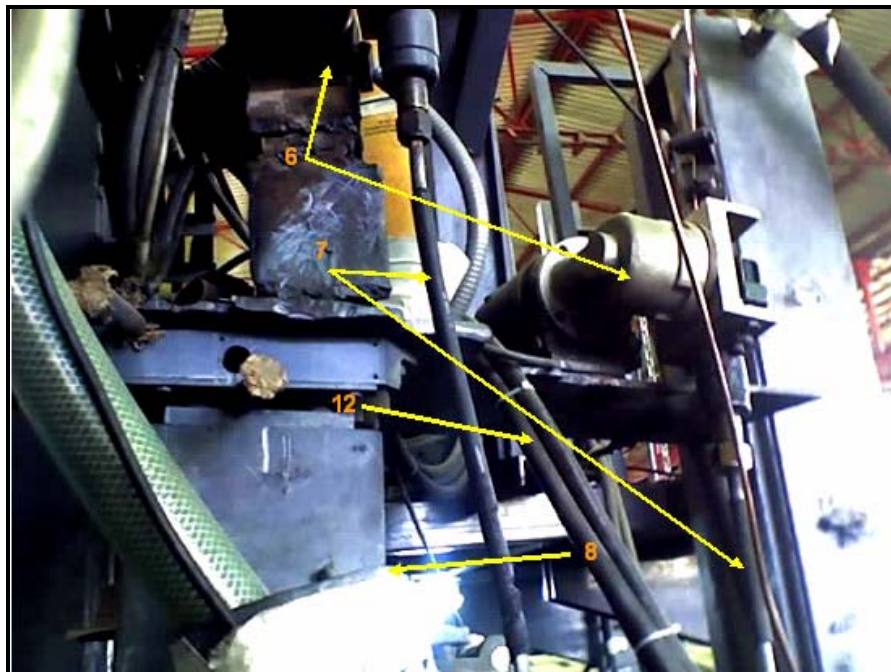


Figura 3.9: Se observa parte de las piezas que integran el cabezal de soldadura con su nombre (continuación de la figura anterior)

3.1.4. Desviación del punto de soldadura

Para calcular la desviación del cabezal de soldadura se realizaron dos experimentos para demostrar que la desviación del punto de soldadura es menor si el cabezal esta unido al bastidor de salida y no exento de la maquina

3.1.4.1. Experimento 1: desviación del punto de soldadura con respecto a un punto fijo e independiente de la maquina formadora

Se tomaron las medidas de longitud desde el final del bastidor de salida hasta el punto de soldadura interna de la maquina, y desde el punto de la soldadura externa de la maquina hasta el punto de soldadura interna obteniéndose un valor aproximado:

$$\text{PFB} - \text{PSI} = 21582 \text{ mm}$$

$$\text{PSE} - \text{PSI} = 656 \text{ mm}$$

PSE: Punto de Soldadura Externa

PSI: Punto de Soldadura interna

PFB: Punto Final del Bastidor

La tubería con que se realizó ensayo tiene un diámetro de 762 mm (30 pulgadas) y un ángulo con una relación de triangulo de 5 a 3 con respecto a la horizontal dando como resultado:

$$\theta = 30,96^\circ$$

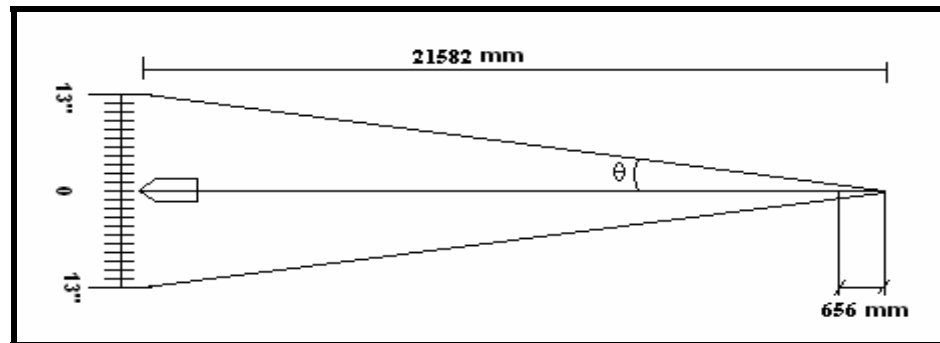


Figura 3.10 Se muestra el desplazamiento angular del bastidor de salida .Nótese que la amplitud total del bastidor es de unos 26 pulgadas (660 mm aprox.)

Se le asigno al operador del cabezal interno de soldadura la tarea de mover el bastidor de salida de extremo a extremo con la finalidad de obtener la desviación del cabezal de soldadura y la amplitud máxima en desplazamiento del elemento mas alejado del bastidor de salida.

$$\textit{Amplitud} = 660\textit{mm}$$

Se fabrico una barra de unos 1,3 metros, la cual fue unida con soldadura a una de las bases que sostiene la tolva principal de fundente ubicada a 656 milímetros del punto de soldadura interna y a una altura de 50 milímetros con respecto a la parte superior céntrica del tubo conformado por la maquina. En el extremo libre se coloco un dispositivo láser que apunto perpendicularmente al tubo. Esto se realizo con la finalidad de medir la desviación real del cordón de soldadura con respecto a un punto fijo exento de la maquina y del bastidor de salida cuyo resultado fue de:

$$x = 10,17\textit{mm}$$

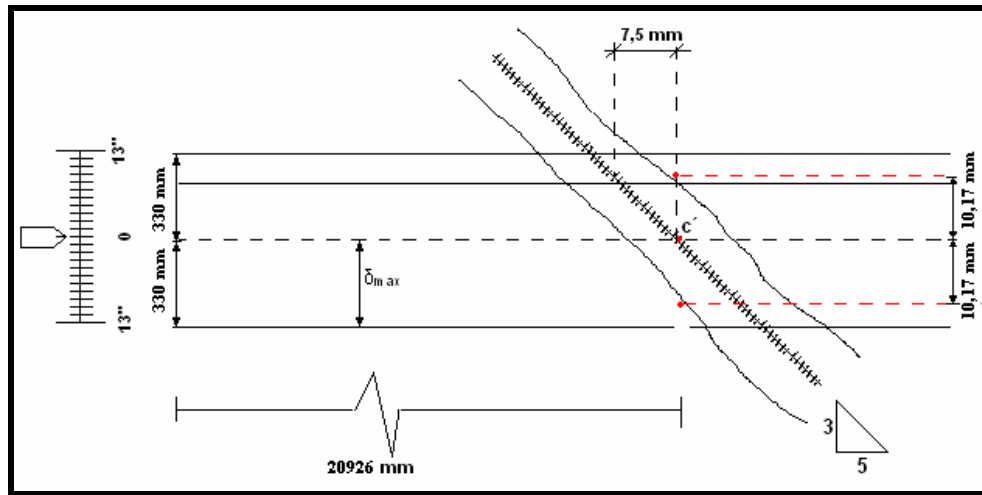


Figura 3.11 Se representa el ensayo en donde se utilizo el dispositivo láser, para luego trasladar los puntos marcados al cordón de soldadura

Calculamos la desviación teórica y el Angulo de desviación

$$\tan\theta = \frac{330\text{mm}}{21563} = \frac{\delta}{656}$$

$$\delta_{teorico} = \frac{(330\text{mm})(656\text{mm})}{21582\text{mm}} = 10,030\text{mm}$$

$$\delta_{real} = 10,17\text{mm}$$

$$\theta = 0,8760^\circ$$

$$\theta = 0,015289\text{rad}$$

Por medio de funciones trigonométricas se determino con los datos obtenidos cuanto representa la desviación del cabezal de soldadura con relación al ángulo que este se desvía del cordón de soldadura obteniéndose el siguiente resultado:

$$\frac{\partial x}{\partial \theta} = 11,61 \text{ mm/Grado}$$

3.1.4.2 Experimento 2: desviación del punto de soldadura con respecto a un punto unido al bastidor de salida de tuberías de la maquina formadora

Se conecto el dispositivo láser a la boquilla del cabezal de soldadura

Se calculo la desviación real que sufre el punto de soldadura con respecto al cordón y se comprobó que fue menor al valor anterior del experimento 1, cuyo valor obtenido fue de:

$$x = 3,32 \text{ mm}$$

Se procedió a calcular con los datos obtenidos cuanto representa la desviación del cabezal de soldadura con relación al ángulo que este se desvía del cordón de soldadura obteniéndose el siguiente resultado:

$$\frac{\partial x}{\partial \theta} = 3,79 \text{ m/Grado}$$

3.1.5. Calculo de la posición de lo cabezal o cabezales de soldadura con respecto al cordón para diferentes diámetros de tuberías y anchos de bobinas

3.1.5.1 Angulo del cordón de la tubería

Mediante la siguiente formula obtenemos que:

$$\alpha = \text{sen}^{-1}\left(\frac{B}{D\pi}\right); \text{ En donde:}$$

α = Angulo del cordón de la tubería

B = Ancho de la Bobina

D = Diámetro de la Tubería.

3.1.5.2 Posición del cabezal de soldadura en la tubería

$$d = \frac{B}{\cos\left(\frac{\alpha\pi}{180}\right)}$$

d = Distancia entre el punto de soldadura interna y el cabezal de soldadura externa

En la tabla 3.2 los cuadros marcados en azul indica la preferencia del diámetro de una tubería a conformar entre el ancho de la bobina y los valores en rojo nos da en intervalo en el cual se deberá desplazar el cabezal de soldadura que son aproximadamente 442 mm, sin embargo expandimos este valor a 500 mm debido al

posible surgimiento de un error de apreciación que surge ya que estos valores son recomendados y no refleja la realidad en todo los casos como se reflejo en el experimento 1 en la sección 3.1.4.1.

Tabla 3.2 Distancia entre el punto de soldadura externo e interno y el ángulo del cordón de la soldadura de la tubería para diferentes diámetros y anchos de bobina

BOBINA	800 mm de Ancho		1050 mm de Ancho		1200 mm de Ancho		1500 mm de Ancho	
<i>Diámetros (mm)</i>	<i>d (mm)</i>	<i>α (grados)</i>	<i>d (mm)</i>	<i>α (grados)</i>	<i>d (mm)</i>	<i>α (grados)</i>	<i>d (mm)</i>	<i>α (grados)</i>
508	462	30	697	41	910	49	2196	70
762	424	20	584	26	693	30	962	39
1016	413	15	556	19	648	22	850	28
1270	408	12	544	15	629	18	809	22
1524	406	10	538	13	620	15	790	18
1778	404	8	535	11	614	12	779	16
2032	403	7	532	9	611	11	772	14

3.1.6. Características de la base de cabezales de soldadura de otras maquinas formadoras

Ninguna de las maquinas presentaron registro de su fabricantes y planos de ellas ya que la empresa estuvo en un periodo de inactividad y abandono por muchos años, debido a esto mucho de sus registros fueron saqueados y extraviados

3.1.6.1. Maquina formadora E

Esta muestra buen funcionamiento y su diseño es ligeros. Solo posee el cabezal de soldadura NA-3F (completo) ensamblado en la forma como el fabricante recomienda (figura 3.13)

Se muestra que el cabezal esta a una altura fija (figura 3.12) sin embargo este puede correr por un riel para ubicar el cabezal en el punto de soldadura deseado para realizar un repaso automático cuando existe algún defecto o se pierde la continuidad de la soldadura

Esta maquina forma tubos entre 16 pulgadas por lo que el cabezal no debe desplazarse para corregir el cordón



Figura 3.12 Vista frontal del cabezal de soldadura de la formadora E. Nótese que la misma maquina posee sus mecanismos de avance y movilidad

Su apariencia es rígida y sólida. El conjunto esta unido a un solo bastidor de igual forma que el bastidor de salida el cual no es articulado



Figura 3.13 Se observa el cabezal de soldadura de la maquina formadora E en donde se puede apreciar

3.1.6.2 Maquina formadora D

El desplazamiento de la base del cabezal es vertical. Posee un tornillo de potencia que lo ayuda a elevarse (figura 3.14y 3.15) y la potencia le es transmitida por un motorreductor por medio de una cadena de rodillos y es este el que en realidad sostiene toda la carga



Figura 3.14 Se observa el cabezal de soldadura de la formadora D.

Nótese la columna central la cual sostiene la base del cabezal y el exceso de componentes

Posee una columna cilíndrica central de una pulgada de grosor la cual sostiene la base del cabezal (figura 3.15). Esta desliza por unas bocinas ubicadas en una base fija al bastidor de salida. Esta columna es tan gruesa que evita una deflexión excesiva producto del movimiento del bastidor de tuberías.

Se observo que la base del cabezal es lo bastante gruesa para evitar una deflexión notable sin embargo posee un exceso de componentes y falta de ajustes entre las piezas. El alejamiento de las piezas de la columna base provoca mas deflexión y pueden generar un aumento en el esfuerzo en las uniones atornilladas y soldadas causando la falla de estos (figura 3.15)

Este conjunto esta unido a un bastidor de salida de tubos. La base fija posee unos rieles en donde corre cuando la aceleración centrípeta del bastidor actúa, lo que evita una mayor deflexión de la columna cuando esto sucede. Este se puede desplazar a lo largo de la tubería para conformar diámetros entre 20 y 48 pulgadas

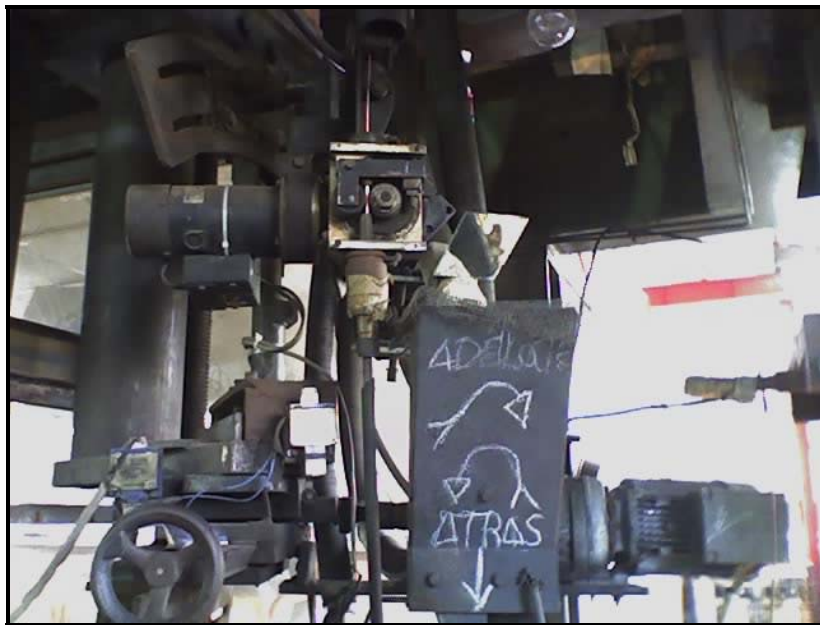


Figura 3.15 Se observa la base del cabezal de soldadura de la maquina formadora D.

Nótese el exceso de piezas que posee y el desequilibrio entre sus partes

3.2. Determinación de las fuerzas que actúan sobre bastidor de salida de tubos

Gracias a un cilindro hidráulico el cual se ubica a 13, 14 m de distancia desde las columnas del bastidor es posible el movimiento este. El movimiento es articulado y simple, el extremo libre puede alcanzar un desplazamiento de 0,66 m máximo en menos de un segundo

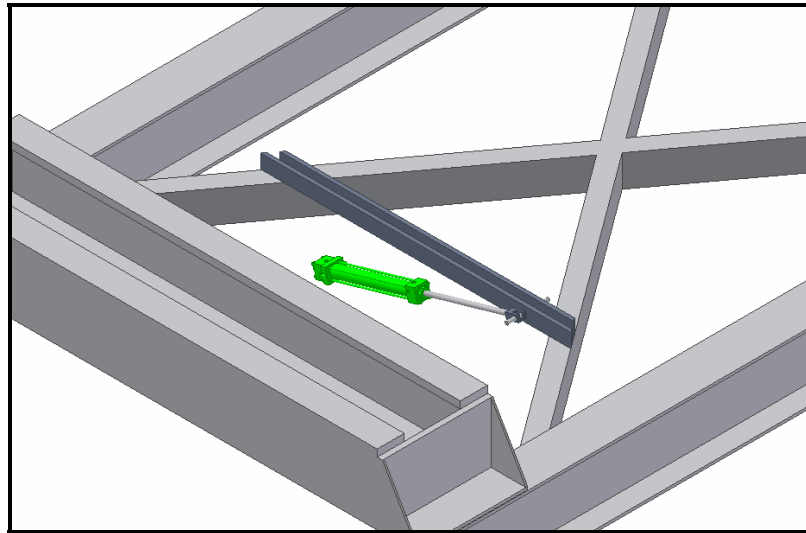


Figura 3.16 Se observa como el cilindro hidráulico esta anexo al bastidor de salida

3.2.1. Determinación de la fuerza del cilindro hidráulico que ejerce sobre el bastidor de salida

Se tomo la lectura de la presión del sistema hidráulico central de la maquina formadora el cual dio un valor de:

$$P_{man} = 15Psi = 103,42 \text{ Kpa}$$

$$P_{Abs} = P_{Atm} + P_{Man} 103,42 \text{ KPa}$$

$$P_{Abs} = 101,33KPa + 103,42 \text{ KPa}$$

$$P_{Abs} = 204,75 \text{ KPa}$$

Se midió el diámetro del pistón del gato hidráulico obteniéndose un valor de

$$D_{piston} = 4in = 101,6 \text{ mm}$$

Se calculo la fuerza ejercida por el gato al bastidor de salida dando un valor de:

$$P = \frac{F_{piston}}{A_{piston}}$$

$$F_{piston} = P_{Abs} A_{piston}$$

$$F_{piston} = (204,75 \times 10^3 \text{ Pa}) \left(\frac{\pi (0,106 \text{ m})^2}{4} \right)$$

$$F_{piston} = 1806,6 \text{ N}$$

3.2.2. Masa aproximada del bastidor de salida

Por medio de programa AUTOCAD se logro recrear en sólido todo el bastidor en detalle con todas sus medidas ya que era muy difícil determinar el peso de este de alguna otra manera. Uno de los beneficios que obtuvimos aparte del peso fueron otras constantes empíricas como el volumen y el momento de inercia que son necesarias para realizar cálculos:

Masa: 8884,62 Kg

Volumen: 1,132 m³

Momentos de inercia:

$$X: 2113,49 \text{ m}^4$$

$$Y: 56136 \text{ m}^4$$

$$Z: 55442 \text{ m}^4$$

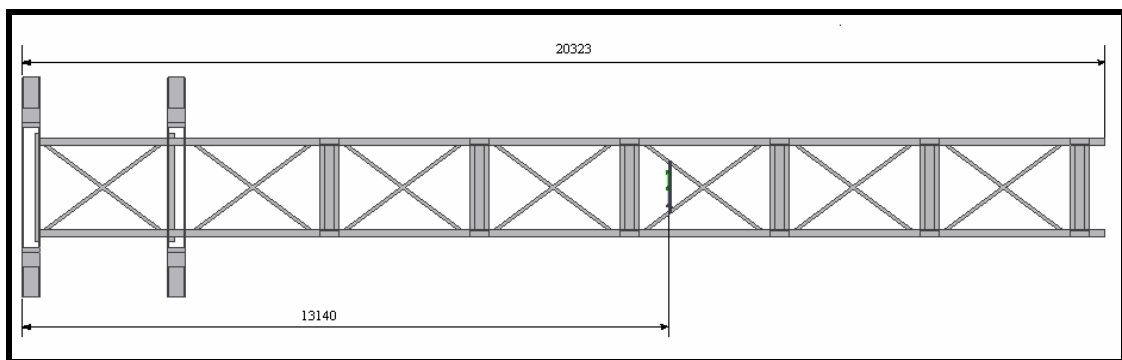


Figura 3.17 se muestra las medidas del largo del bastidor de salida y la posición del cilindro hidráulico

3.2.3. Aceleración angular máxima alcanzada por el bastidor

En la sección 3.1.4.1 se calculó el ángulo máximo con que rota el bastidor de salida el cual tiene un extremo libre y otro articulado y este se mueve de lado a lado como se observa en la figura 3.16

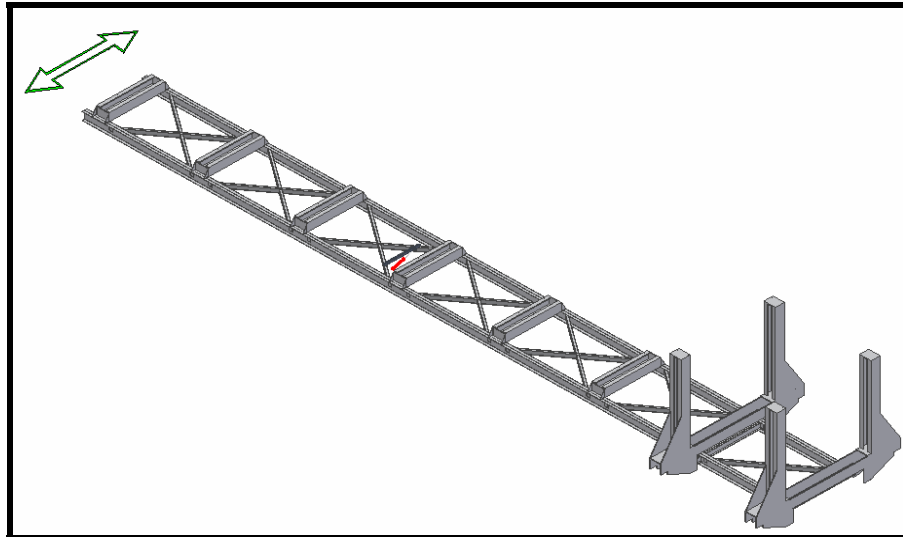


Figura 3.18 Se muestra de forma mas clara la forma del bastidor de salida. En el extremo se observa las direcciones en que este se mueve

$$\theta = 0,876^\circ$$

y es también igual

$$\theta = 0,015289 \text{ rad}$$

$$F = ma_t$$

$$F = m(\ddot{r} - r\dot{\theta}^2)$$

Si, entonces $\ddot{r} = 0$; Lo que implica que:

$$F = mr\dot{\theta}^2$$

y en conclusión:

$$\dot{\theta} = \sqrt{\frac{F}{mr}}$$

$$\dot{\theta} = \sqrt{\frac{(1806,6N)}{(9256,76Kg)(0,65m)}}$$

$$\dot{\theta}_f = 0,548 \text{ rad/s}$$

Ahora si; $\theta_f = \theta_0 + \dot{\theta}_0 t + \frac{\ddot{\theta} t^2}{2}$

Y si tenemos que:

$$\theta_0 = 0;$$

$\dot{\theta}_0 = 0$; Entonces podemos decir que:

$$\theta_f = \frac{\ddot{\theta} t^2}{2}$$

En donde el tiempo representado por t es:

$$t = \sqrt{\frac{2\theta_f}{\ddot{\theta}}}$$

Ahora si conocemos que:

$$\dot{\theta}_f = \dot{\theta}_0 + \ddot{\theta}t$$

Pero si:

$$\dot{\theta}_0 = 0 \text{ Entonces:}$$

Tenemos que:

$$\dot{\theta}_f = \ddot{\theta}t$$

Y en conclusión tenemos que:

$$t = \frac{\dot{\theta}_f}{\ddot{\theta}}$$

Y al finalizar tenemos igualando las dos ecuaciones tenemos que:

$$\frac{\dot{\theta}_f}{\ddot{\theta}} = \sqrt{\frac{2\theta}{\ddot{\theta}}}$$

$$\ddot{\theta} = \frac{\dot{\theta}_f^2}{2\theta}$$

$$\ddot{\theta} = \frac{(0,548 \text{ rad} / \text{s})^2}{2(0,015289 \text{ rad})}$$

$$\ddot{\theta} = 9,482 \text{ rad} / \text{s}^2$$

El tiempo total de recorrido es de:

$$t = 0,36 \text{ s}$$

3.2.4. Aceleraciones máximas tangenciales y radiales que se generan en el bastidor

$$a_t = r\dot{\theta}$$

$$a_t = (0,65 \text{ m})(0,548 \text{ rad} / \text{s})$$

$$a_t = 20,408 \text{ m/s}^2$$

$$V_f = \sqrt{a_t r}$$

$$V_f = \sqrt{(20,408 \text{ m/s}^2)(0,65 \text{ m})}$$

$$V_f = 3,64 \text{ m/s}$$

Ahora calculamos la aceleración radial

$$a_r = r\ddot{\theta} - 2\dot{r}\dot{\theta}$$

$r = \text{constante}$; Entonces $\dot{r} = 0$ Lo que implica que:

$$a_r = r\ddot{\theta}$$

$$a_r = (0,65m)(9,82rad / s^2)$$

$$a_r = 6,38m/s^2$$

La aceleración a la cual estará sometida la estructura será la resultante de la aceleración tangencial y la aceleración radial

$$a_T = \sqrt{a_r^2 + a_t^2}$$

$$a_T = \sqrt{(20,408 \text{ m/s}^2)^2 + (6,38\text{m/s}^2)^2}$$

$$a_T = 21,38m / s^2$$

Con estas series de ecuaciones también se puede calcular la aceleración en cualquier punto del bastidor de salida

3.3. Propuesta para la movilidad del cabezal de soldadura

3.3.1. Ubicación y espacio disponible de la estructura a diseñar

De acuerdo con las inspecciones realizadas se decidió diseñar la estructura sobre las columnas del bastidor de salida ya que estas proveen solides y firmeza para sostener a los cabezales de soldadura.



Figura 3.19 Se puede observar una de las columnas del bastidor de salida. Al lado el operador del cabezal y al otro la plataforma que sostiene los electrodos

Otra de las razones es la falta de disponibilidad de espacio entre la maquina y sus alrededores que nos obliga a tomar esta decisión. Al estar los cabezales unidos con el bastidor de salida la desviación del cordón de soldadura se hace aun menor como se comprobó anteriormente

3.3.2. Evaluación de las columnas del bastidor de salida

Como se menciona anteriormente la mejor ubicación para la estructura sería la parte superior de las columnas del bastidor de salida, pero para dar soporte a esta idea es necesaria una evaluación estructural de la capacidad de las columnas.

3.3.2.1 Carga crítica de las columnas

Prácticamente la forma de estas columnas está armada por dos vigas en U y como se muestra en la figura 3. 20

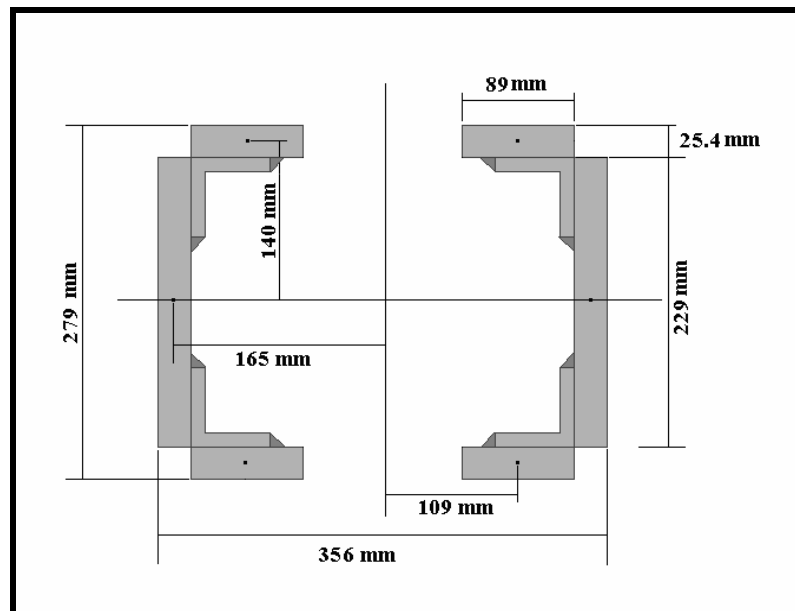


Figura 3.20 Se muestra la forma y las medidas de la sección transversal de una de las columnas del bastidor de salida

Para el cálculo de la carga crítica de la columna se tomó como referencia que la carga estaba aplicada en el centro de la columna

La estructura esta soldada a una placa la cual rueda por una serie de rieles conectados a un tornillo de potencia. Para un extremo empotrado-libre escogemos un valor practico de $K= 2l$. La longitud de la columna es de 100 pulgadas o 2,54 metros de altura. Con estos parámetros podemos calcular la longitud efectiva de la columna:

$$L_e = KL$$

$$L_e = (2,1)(25,4m)$$

$$L_e = 53,34m$$

Calculamos el radio de giro para hallar la relación de esbeltez, la cual es necesaria para saber el tipo de análisis que podemos realizar para el cálculo de la carga crítica.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Donde: I = momento de inercia de la columna

A = el área transversal de la columna cual es de $0,0213 m^2$

El momento de inercia de la estructura viene representado por la siguiente ecuación como nos indica el teorema de Steiner para ejes paralelos, ya que la sección transversal de la columna es hueca y discontinua como se observa en la figura anterior:

$$I_{x-x} = \sum_{i=1}^1 (I_0 + Ad^2)$$

$$I_{x-x} = 4,48 \times 10^{-4} m^4$$

Esta ecuación también es válida para el valor en el eje Y

$$I_{y-y} = \sum_{i=1}^1 (I_0 + Ad^2)$$

$$I_{y-y} = 2,42 \times 10^{-4} m^4$$

En este caso tomamos el radio de giro en el eje Y ya sea porque posee el menor valor de momento de inercia y es esto lo que puede producir el pandeo de la columna.

$$r = 0,145m$$

La relación de esbeltez sería:

$$\frac{KL}{r} = 36,79$$

Calculamos mediante esta fórmula la constante de la columna para compararla con el valor antes encontrado para luego calificar si se trata de una columna es corta o es larga:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{s_y}}$$

$$Cc = 118,7$$

Podemos observar que la constante de la columna es mayor que la relación de esbeltez, en este caso según el procedimiento para evaluar las columnas nos indica en un teorema si $Cc > \frac{KL}{r}$; entonces la columna es corta y se debe de analizar por la ecuación de Jonson.

$$P_{cr} = A s_y \left[1 - \frac{s_y \left(\frac{KL}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

Cuyo valor obtenido es de:

$$P_{cr} = 5880 \text{ KN}$$

En conclusión podemos decir que las columnas son lo bastante sólidas para permitir una estructura encima de ellas, sin embargo habría que reforzarlas agregándoles soleras de celosía ya que en los cálculos anteriores ameritan esta condición.

3.4. Propuesta final

La propuesta consta del diseño de una estructura liviana, compacta, rígida y que deberá estar unida a las columnas del bastidor de salida, específicamente encima de estas por razones de espacio. Esta deberá estar conformada por un conjunto móvil que a su vez poseerá una base que sostendrá al cabezal de soldadura externa y que además tendrá la habilidad de desplazarse verticalmente cuando exista la posibilidad de que la maquina conforme tuberías entre 508mm a 2032 mm de diámetro. Que permita al

cabezal desplazarse horizontalmente para reposicionar el punto de soldadura cuando este se pierde. También deberá estar unida a una viga en posición horizontal que entrelace las dos columnas y que a su vez sostenga el conjunto móvil por medio de una base deslizante. El diseño deberá permitir que las columnas se deslicen libremente por sus rieles para poder sujetar la tubo cuando el bastidor este en operación.

3.5. Componentes de la estructura a diseñar

La estructura deberá estar compuesta principalmente por una viga de sección cuadrada, hueca la cual será lo bastante rígida para soportar la deformación por torsión y la deflexión producida por el peso de los componentes. La viga se ubicara por encima de las columnas del bastidor y estará sujeta por cuatro columnas en los extremos las cuales tendrán la tarea de evitar que se mueva horizontalmente de un extremo a otro. La viga estará soportada por las dos columnas principales del bastidor que también soportará el peso de toda la estructura. Encima de cada columna se ubicaran apoyos para la viga. Estas tendrán una forma hueca y cerrada pero también deberán permitir el libre deslizamiento de la viga con el propósito de mover las columnas hacia los lados a la hora de conformar un diámetro de tubería determinado.

La viga principal estará unida a todo el conjunto móvil por medio de la base deslizante, que también sostendrá al cabezal de soldadura. El conjunto móvil estará conformado por una columna de sección circular hueca la cual será lo bastante rígida para poder reducir cualquier movimiento que pueda producir el bastidor de salida. Poseerá una guía que evitara que el conjunto oscile torsionalmente durante las operaciones de rutina. Tendrá una base superior y una base inferior a la cual llamaremos base del cabezal., estas unirán la columna cilíndrica, la guía y el tornillo mecánico de potencia. Un tornillo mecánico de potencia permitirá el desplazamiento

vertical del cabezal. Todo el conjunto móvil se deslizará por unas bocinas que estarán sujetas a la base deslizante. Aquí también se ubicará la tuerca del tornillo de potencia la cual estará sostenida por unas cartelas que deberán soportar todo el peso del conjunto móvil. La base deslizante estará conformada por una tuerca de bronce la cual estará fijamente unida a esta y las cartelas. Al final del extremo superior del tornillo habrá un disco dentado al cual se le transmitirá la potencia necesaria para mover todo el conjunto móvil. En la parte inferior base circular estará unida una base plana que agarrará a los mecanismos de deslizamiento horizontal (ranuras de colas de milano). El conjunto tendrá dos de estos mecanismos y se deslizarán en direcciones diferentes a unos 90° entre sí. Estos mecanismos sostendrán los componentes necesarios que conforman el cabezal y permitirá posicionar el punto de soldadura en el lugar deseado.

La base del cabezal donde descansará parte del cabezal, debe poseer el menor número de componentes, bien ajustados y con el más bajo peso posible para minimizar así las oscilaciones producidas por el movimiento del bastidor.

CAPITULO IV

CALCULOS GENERALES

4.1. Diseño de la estructura

Toda la estructura estará sometida a movimientos y aceleraciones producto de la operación del bastidor de salida de tubos lo cual hace necesario diseñar mucho de sus componentes contra una posible falla por fatiga y es por ello que fue importante el calcular las fuerzas que impactan sobre este bastidor debido a que son las mismas fuerzas que deberá resistir el diseño.

4.1.1. Diseño de la base del cabezal

El cabezal de soldadura estará sometido a la fuerza que ejerce el peso de los cabezales, motoreductores entre otros accesorios (ver las figura 4.2 y 4.3), estas a su vez están sometidas a fuerzas de gravedad generadas por el movimiento angular del bastidor de salida.

El cabezal de soldadura sufrirá una deformación lo mínimo posible y debe de ser lo bastante resistente para soportar estas cargas e incluso soportar una falla por fatiga que es común en los elementos sometidos a cargas variables.

4.1.2. Selección del motor para los mecanismos de avance

Para la selección del motor de los mecanismos de avance se calculo la fuerza necesaria para el accionamiento del tornillo mecánico. Se utilizaran motoredutores con la finalidad de tener mayor torque y poder aliviar el mecanismo en caso de un atascamiento que esto es posible a causa de la de polvo y suciedad que invaden ese espacio.

Las revoluciones de estos motores deberán ser muy bajas, cosa de permitir un posicionamiento preciso y adecuado al momento de corregir el cordón de soldadura cuando este se desvíe.

Los mecanismos de avances están existentes, no hay que rediseñarlos ni modificarlos. Para el mecanismo de avance que proporciona el movimiento a lo largo de la tubería se le deberá instalar un acople para la unión entre el tornillo y el eje del motoreductor, en cuanto al otro se le acoplara una rueda dentada.

Teniendo en cuenta que el peso de los cabezales es de 88.6 Kg. Trazamos el diagrama de cuerpo libre (ver figura 4.1).

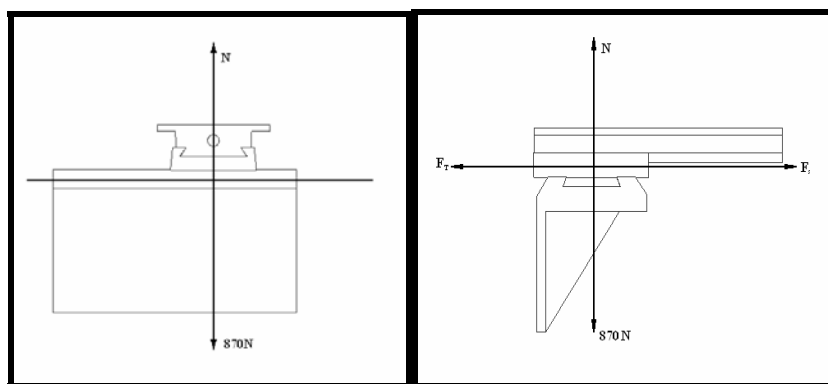


Figura 4.1 Diagrama de cuerpo libre en los mecanismos de avance.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow + N\mu_s - F_T = 0 \quad \text{Ec. 4.1}$$

Según la tabla 2.1 de la del apéndice 2 el coeficiente de fricción estática para una superficie acero-acero es de 0.80 y de 0.16 lubricado.

$$F_T = -N\mu_s$$

$$F_T = (870N)(0,16\mu_s)$$

$$F_T = 139,2N$$

La fuerza en libras es de:

$$F_T = 31,25 \text{ LbF.}$$

Esta es la fuerza necesaria para mover el tornillo de los mecanismos de avance con todo el peso de los cabezales de soldadura.

Teniendo en cuenta que los tornillos sin fin para potencia (en el caso de los que no poseen deslizamiento por rodadura pura o usillos de bolas (ver grafico 2.2 del apéndice 2)) desarrollan una eficiencia de menos del 30 % elegimos una eficiencia conservadora del 29 % para este cálculo.

$$\text{eficiencia} = \frac{T'}{T_u} \quad \text{Ec. 4.2}$$

En donde

T' es el par ejercido sin la fuerza cinética opuesta (ver ecuación 3.4.3)

T_u es el par necesario para mover el tornillo por una tuerca de 1 pulgada de longitud.

$$T' = \frac{FL}{2\pi}; \quad \text{Ec. 4.3}$$

Donde:

L = Paso o avance

F = fuerza ejercida por el peso de los cabezales de soldadura es de 31,25lbs.

Combinando las ecuaciones 4.2 y 4.3 obtenemos el cálculo para T_u como se muestra a continuación

$$T_u = \frac{FL}{2\pi(\text{eficiencia})}$$

$$T_u = \frac{(31,25lb)(0,125in)}{2\pi(0,29)}$$

$$T_u = 2,15lbs.in$$

Se calculo la potencia necesaria para mover el tornillo utilizando la ecuación 3.4.4 como se muestra a continuación:

$$Potencia = \frac{T_u n}{63000} \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$Potencia = \frac{(2,15\text{lbs.in})(60\text{rev})}{63000}$$

$$Potencia = 0,00204\text{HP}$$

$$Potencia = 1,52\text{Watts}$$

Esta es la potencia necesaria para el accionamiento del mecanismo de avance.

El motoreductor más apropiado para los mecanismos de avance sería el **BISON 100 SERIES PSC 115V 016-101-0005**; marca: BISONGEAR mostrado en el catalogo en el anexo en la tabla 5.1 del apéndice 5 donde se muestran toda sus características.

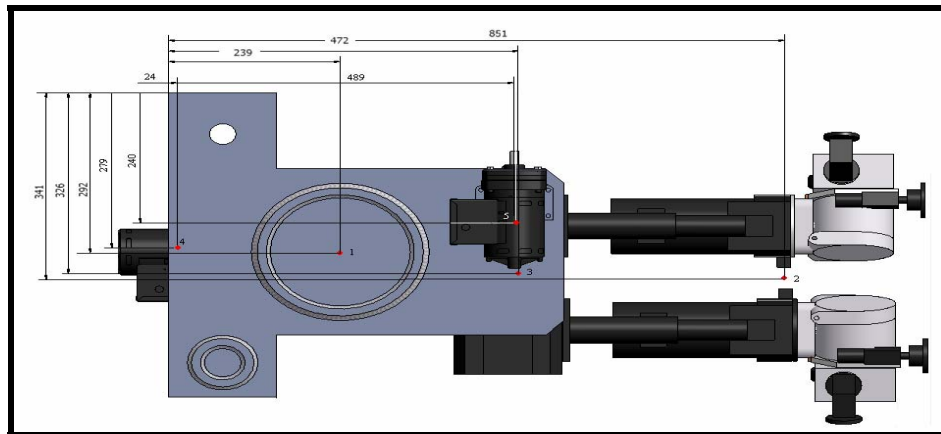


Figura 4.2 Se muestra la base de cabezales y sus componentes.

Obsérvese también los centros de masa de los componentes los cuales están señalados con puntos rojos y acotados desde la esquina superior – izquierda de la base

4.1.3. Cálculo de las fuerzas máximas producidas por los componentes y accesorios que inciden en la base del cabezal de soldadura

Para el cálculo de estas fuerzas se determino en que punto de todo el recorrido del bastidor de salida se produciría la máxima fuerza y se determino que este sucedía al final del recorrido cuando este se detenía abruptamente en uno de los extremos cuando la aceleración es máxima y la velocidad es nula, como se demostró en este capítulo.

Debido a que el cabezal de soldadura lo integran componentes estos generan fuerzas que son aplicadas en distintas partes de la base (ver figura 4.2 y figura 4.3).

Para el cálculo de las fuerzas se multiplico la masa de cada uno de los elementos por la aceleración de la gravedad y la aceleración máxima producida por el bastidor de salida.

$$F_{Cabezales} = m_{Cabezales} (a_x \hat{i} + a_y \hat{j} + a_z \hat{k}) \quad \text{Ec. 4.5}$$

$$F_{Cabezales} = m_{Cabezales} (a_i \hat{i} + a_g \hat{j} + a_r \hat{k})$$

$$F_{Cabezales} = (88,6Kg)(20,41\hat{i} - 9,81\hat{j} + 6,38\hat{k})m / s^2$$

$$F_{Cabezales} = (1808,81\hat{i} - 864\hat{j} + 565,8\hat{k})N$$

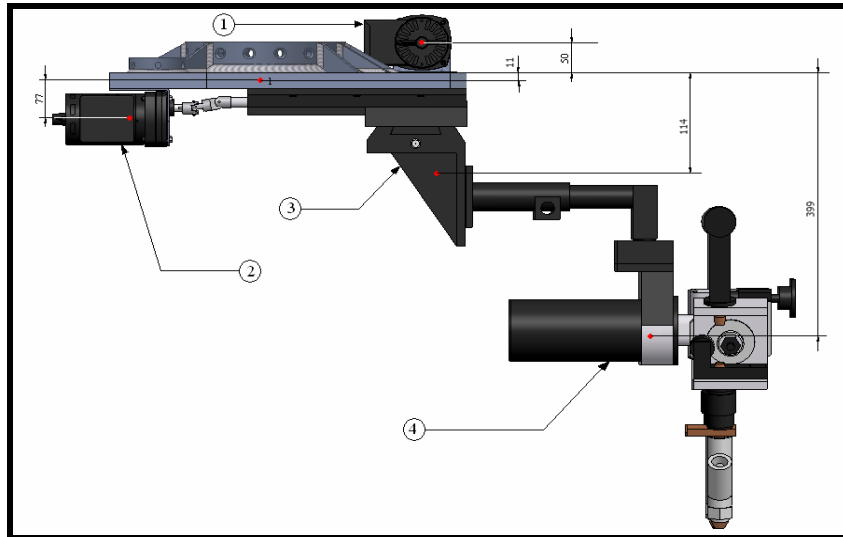


Figura 4.3 Se muestra los componentes de la base de cabezas enumerados.

Momentos aplicados en el cetro masa de la base del cabezal de soldadura.

$$M_{\text{Base del Cabezal}} = M_{\text{Cabezales}} + M_{\text{Colas de Milano}} + M_{\text{Motor}_1} + M_{\text{Motor}_2} \quad \text{Ec. 4.6}$$

$$M_{\text{Cabezales}} = \begin{pmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ x & y & z \\ F_{x\text{Cabezales}} & F_{y\text{Cabezales}} & F_{z\text{Cabezales}} \end{pmatrix} \quad \text{Ec. 4.7}$$

$$M_{\text{Cabezales}} = \begin{pmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ -0,009m & 0,628m & 0,399m \\ 1808,81N & -864N & 565,8N \end{pmatrix}$$

$$M_{\text{Cabezales}} = (8,90\hat{i} + 691,64\hat{j} - 1091,34\hat{k})Nm$$

Utilizando el mismo procedimiento anterior calculamos los momentos restantes tal y como se muestra en la tabla 4.1

Tabla 4.1 Se observan los momentos obtenidos de los componentes con respecto al centroide de la base del cabezal cuando estos están sometidos al movimiento centrífugo del bastidor

<i>N</i>	<i>ACCSESORIO</i>	<i>MASA (Kg.)</i>	<i>X (m)</i>	<i>Y (m)</i>	<i>Z (m)</i>	<i>M_X (N.m)</i>	<i>M_Y (N.m)</i>	<i>M_Z (N.m)</i>
1	<i>MOTOR 1</i>	10	-0,052	0,250	-0,061	21,94	-9,13	-56,12
2	<i>MOTOR 2</i>	10	-0,013	-0,263	0,066	-23,26	14,30	52,40
3	<i>COLAS DE MILANO</i>	30,86	0,034	0,233	0,103	14,72	58,17	-136,45
4	<i>CABEZALES DE SOLDADURA</i>	88,63	0,018	0,612	0,388	8,90	691,64	-1091,3

Entonces el momento total aplicado en el centro masa de la base es la suma de todos los momentos:

$$M_{\text{Base del Cabezal}} = \left[(8,9 + 14,72 + 21,94 - 23,26)\hat{i} + (691,64 + 58,17 + 14,3 - 9,13)\hat{j} + (-1091,34 - 136,45 - 56,12 + 52,4)\hat{k} \right] N.m$$

$$M_{\text{Base del Cabezal}} = (22,30\hat{i} + 754,98\hat{j} - 1231,5\hat{k}) N.m$$

Para el siguiente análisis se recurrió a un programa comercial para análisis mediante elementos finitos. Debido a la complejidad en la forma de este conjunto es recomendable hacer este tipo de análisis para calcular la deformación generada y el factor de seguridad estático y dinámico

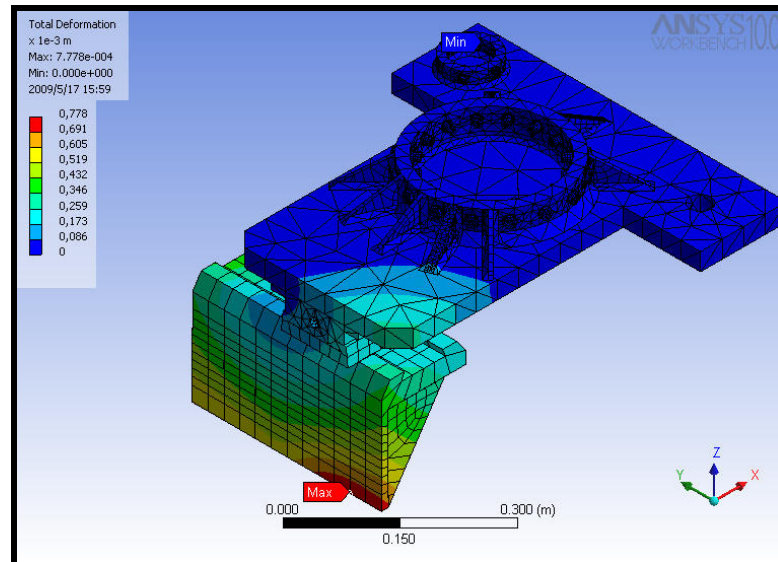


Figura 4.4 Se observa las zonas en donde la deformación se hace más elocente cuando la carga esta totalmente aplicada

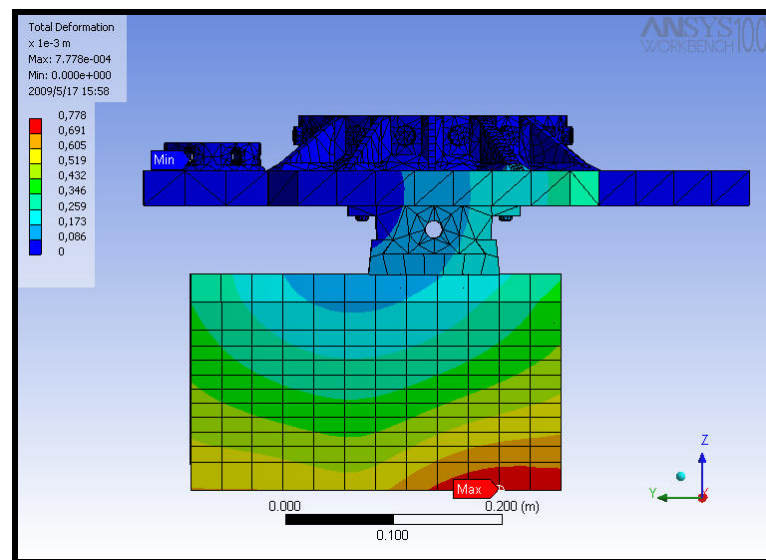


Figura 4.5 Se observa la vista frontal de la base del cabezal en donde se detalla que la mayor deformación ocurre en los mecanismos de colas de milano

Según el resultado obtenido por el análisis computacional se obtuvo que la deformación máxima alcanzada es menor a 0,778mm y un factor de seguridad mayor a 15. Obsérvese que la mayor deformación ocurre en los mecanismos de avance (ver figura 4.4, figura 4.5). Esto se produce debido a que el mayor momento generado en la base se debe a la masa de los cabezales de soldadura.

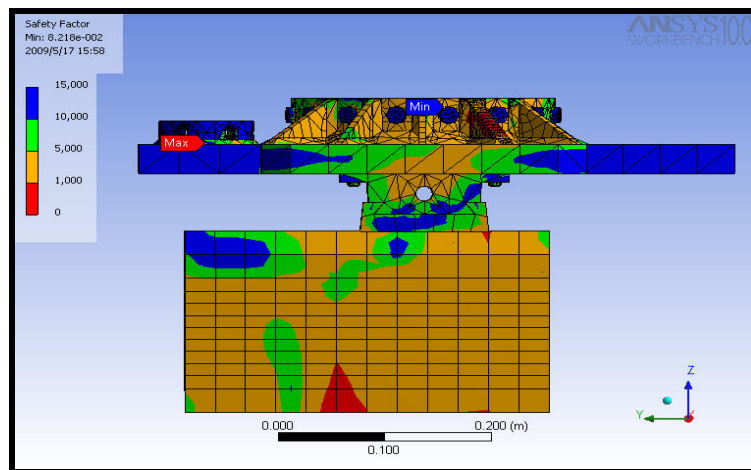


Figura 4.6 Obsérvese las zonas de colores en donde se indica el grado de seguridad a presentar una falla cíclica según la leyenda

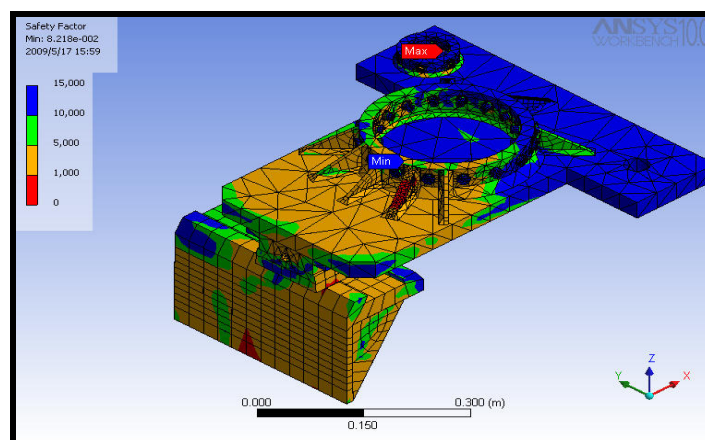


Figura 4.7 Obsérvese las zonas que las zonas críticas están ubicadas en uno de los nervios de la base y en algunas zonas en la soldadura

También se muestra que la mayor debilidad durante las cargas cíclicas alternantes se presentó en uno de los nervios (ver figura 4.7) lo cual hace necesario aumentar el espesor del nervio de $\frac{1}{4}$ " a $\frac{1}{2}$ "

Para el análisis de la vida a la fatiga se presumió que el tipo de oscilación de los esfuerzos era completamente alternante ya que no existe ninguna otra fuerza que la restaure a su antigua condición, en este caso el de tratar de llevar la base a su estado normal tan pronto sea necesario

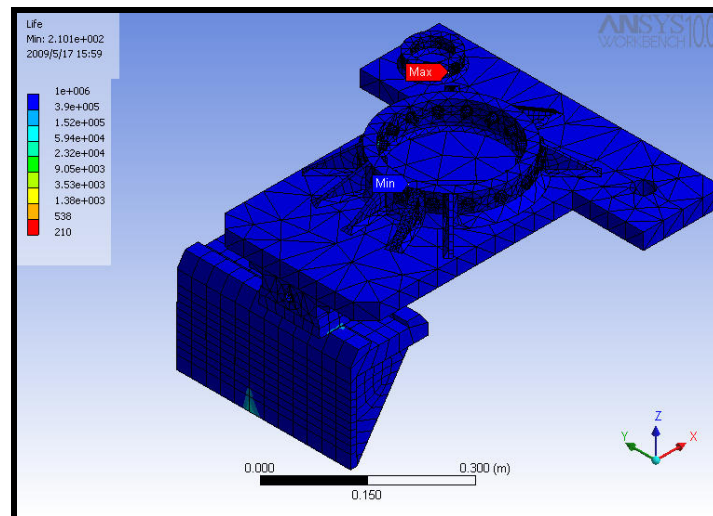


Figura 4.8 Se observa la vida a la fatiga en ciclos, específicamente en la base de la columna central de la base del cabezal donde presenta un menor número con respecto a otras zonas

Para el cálculo de factores de seguridad cíclico se configuro el programa para que produjera resultados según la teoría de la ecuación de Geber y se obtuvo que para

4.1.4. Cálculos de tornillos de sujeción

Para los cálculos de los tornillos de sujeción también se recurrió al mismo programa de cálculo de elementos finitos. Esto porque los esfuerzos combinados que actúan en cada tornillo no son iguales entre sí, por lo que unos tornillos tendrán más resistencia que otros.

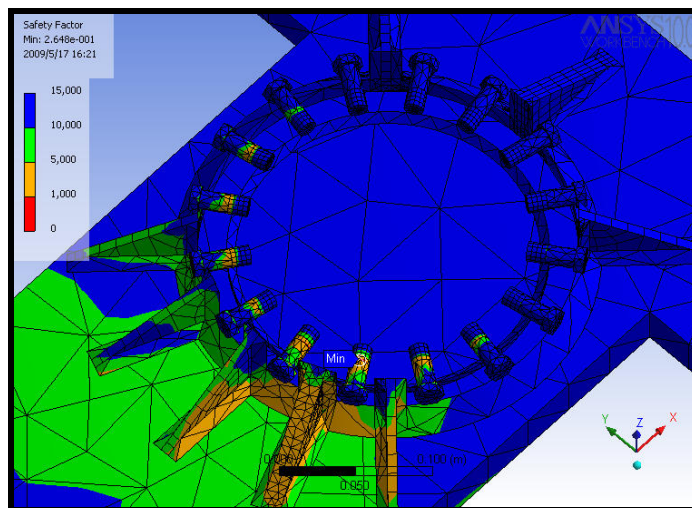


Figura 4.9 Se observa la vida a la fatiga en ciclos, específicamente en la base de la columna central de la base del cabezal donde presenta un menor número con respecto a otras zonas

En la figura 4.9 se observa los cálculos realizados por el software en donde se puede apreciar el factor de seguridad de cada tornillo cuando se le somete a las condiciones establecidas de estudio. También se observa que los tornillos frontales poseen menor valor de factor de seguridad pero mayores que 1. El menor valor para el factor de seguridad está ubicado en uno de los tornillos frontales de la base por lo que se recomendó soldar parte de esta sección para así dar mayor resistencia a esta zona.

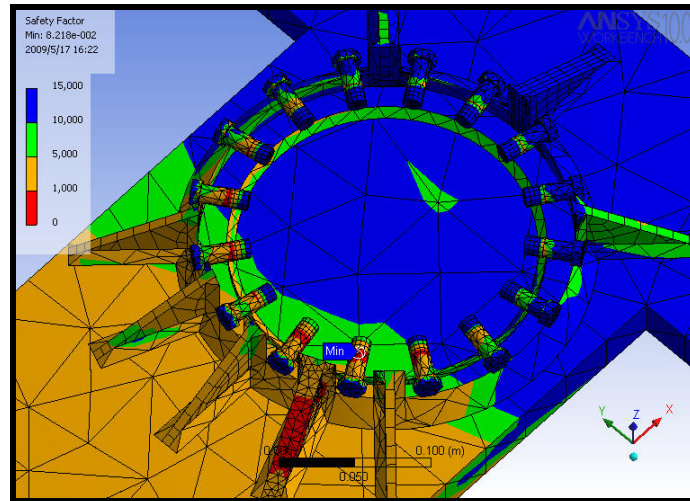


Figura 4.10 Se observa la vida a la fatiga en ciclos, específicamente en la base de la columna central de la base del cabezal donde presenta un menor número con respecto a otras zonas

En la figura 4.10 se observa que uno de los tornillos pudiera presentar falla por fatiga, sin embargo aplicando soldadura entre el anillo de la base y la columna se solventa el problema. Como es de verse en la figura 4.11 no todos los tornillos tendrán una vida útil de igual forma por lo que se deberá reemplazar estos cada cierto tiempo. Los tornillos utilizados son según la denominación ASTM A-490, los cuales son pernos de alta resistencia para estructuras según la norma COVENIN 1618 (RLFT)

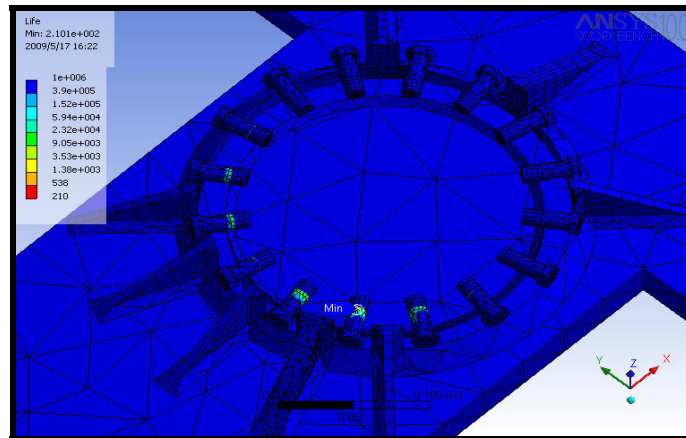


Figura 4.11 Se observa la vida a la fatiga en ciclos, específicamente en la base de la columna central de la base del cabezal donde presenta un menor número con respecto a otras zonas

4.1.5. Peso de la base con sus accesorios

En la tabla 4.2: se muestra detalladamente el peso de cada accesorio, el peso de la base del cabezal de soldadura y todo el peso del conjunto

Tabla 4.2 Se observan los momentos obtenidos de los componentes con respecto al centroide de la base del cabezal cuando estos están sometidos al movimiento centrífugo del bastidor

<i>ACCESORIO</i>	<i>MASA (Kg.)</i>
<i>TORNILLOS</i>	1,16
<i>MOTOR 1</i>	10
<i>MOTOR 2</i>	10
<i>COLAS DE MILANO</i>	30,86
<i>CABEZALES DE SOLDADURA</i>	88,63
<i>BASE DEL CABEZAL DE SOLDADURA</i>	90,73
<i>PESO TOTAL</i>	231,38

4.2. Cálculos del conjunto móvil

El conjunto móvil es el elemento de toda la estructura que permitirá el desplazamiento vertical de los cabezales. Está integrado por una columna central la cual resistirá todas las condiciones que se generan durante el proceso de conformado de tuberías y permitirá el libre deslizamiento sobre el conjunto deslizante. También estará integrado por una guía que resistirá cualquier torsión que se genere y que pueda desviar las boquillas de los cabezales, el cual también se deslizara sobre el conjunto deslizante. Este conjunto posee un tornillo de potencia el cual suministra el movimiento vertical de todo este conjunto por medio de un motoreductor conectado a una rueda dentada y que le suministrará la potencia necesaria para elevar el conjunto. Tanto la columna y la guía estarán unido a la base del cabezal de soldadura y a una base superior. La base superior debe tener la capacidad de soportar la presión que ejerce el tornillo de potencia y el peso de la base de cabezales, columna y guía.

Para el cálculo de estos elementos planteamos que el conjunto sufre las mismas condiciones del cabezal de soldadura, el cual consiste en la condición extrema de operación por parte del bastidor de salida de tuberías

4.2.1. Deflexión máxima del conjunto móvil

Para medir la deflexión máxima del conjunto móvil supondremos que la columna y la guía sufren la misma deflexión, ya que las dos están unidas a la base del cabezal de soldadura y a la base superior formando un solo conjunto.

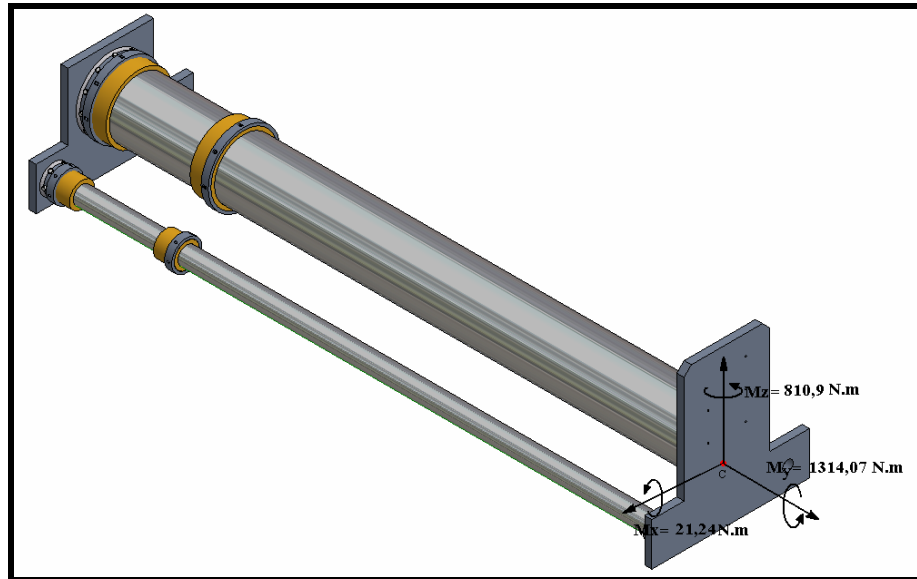


Figura 4.12 Se muestra los momentos aplicados en la base del cabezal de soldadura aplicados directamente en el centroide de la base

En el siguiente cálculo supondremos que todo el conjunto móvil está totalmente abajo y los cabezales están completamente extendidos. El desplazamiento del bastidor de salida será máximo, por consiguiente la velocidad será máxima. Esta será nuestra condición crítica a la que deberá resistir el conjunto móvil.

Como la deformación de la columna y la de la guía es misma supondremos que estas dos forman un conjunto, un sólido compuesto

Todas las fuerzas y momentos generados fueron trasladados al centroide de la base del cabezal de soldadura con la necesidad facilitar los cálculos (ver figura 4.12)

En la tabla 4.3 se muestra los datos y resultados de los centros de masas de la columna, la guía y el centro de masa de los dos en conjunto se utilizaran para calcular la máxima deflexión

Tabla 4.3 Se muestra los centros de masa y área de la columna y guía

Parte	Área (m ²)	y (m)	x (m)	Ay (m ³)	Ax (m ³)
Columna	0,00964	0,26670	0,24246	2,572 x10 ⁻³	2,338 x10 ⁻³
Guía	0,00125	0,06350	0,07620	7,960 x10 ⁻⁵	9,552 x10 ⁻⁵
Conjunto total	0,01090	0,33020	0,31866	2,651x10 ⁻³	2,434x10 ⁻³

$$\hat{X} = 0,239mm$$

$$\hat{Y} = 0,2198mm$$

Utilizando el teorema de los ejes paralelos (teorema de Steiner) determinamos el momento de inercia de la guía, la columna y de estas dos en conjunto. En la tabla 4.4 se muestra los datos y resultados obtenidos para este cálculo.

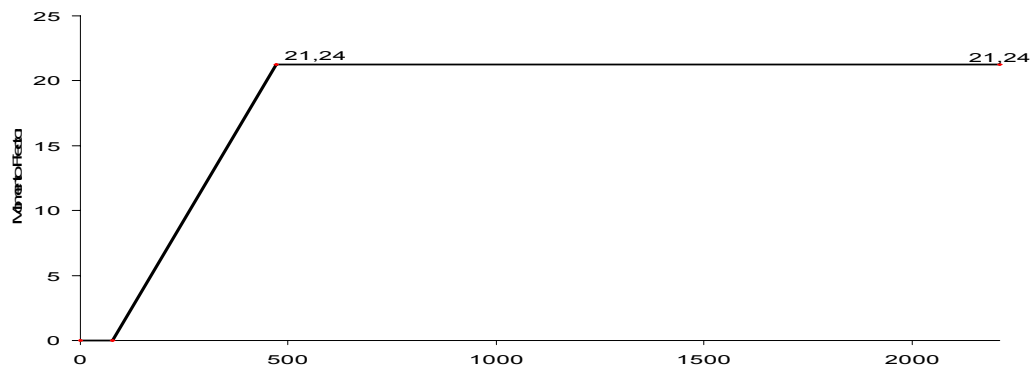
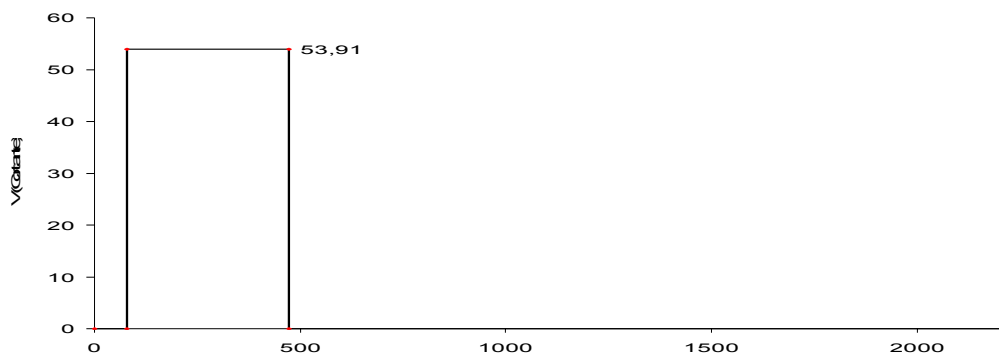
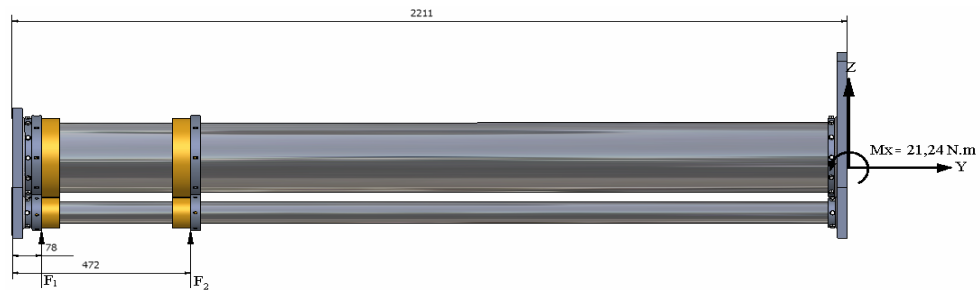
Tabla 4.4: Se muestra los momentos de inercia y masa de la columna y guía

Figura	Área (m ²)	I _{ox} (m ⁴)	I _{oz} (m ⁴)	x (m)	z (m)	Ax ² (m ³)	Az ² (m ³)
Columna	0,00964	4,547 x10 ⁻⁵	4,547 x10 ⁻⁵	0,02784	0,01913	7,475 x10 ⁻⁶	3,527 x10 ⁻⁶
Guía	0,00125	5,073 x10 ⁻⁷	5,073 x10 ⁻⁷	-0,17536	0,09533	3,8545x10 ⁻⁵	1,139 x10 ⁻⁵
Conjunto total	0,01090	4,598 x10 ⁻⁵	4,598 x10 ⁻⁵	-	-	4,6021x10 ⁻⁵	1,492 x10 ⁻⁵

$$I_x = 8,8866x10^{-5} m^4$$

$$I_z = 7,6627 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

Hacemos el diagrama de fuerza cortante y momento en el eje Z - Y y luego en el eje X - Y



$$\sum F_y = 0$$

$$F_1 + F_2 = 0$$

$$F_1 = -F_2$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$(0,472m)(F_2) + M_x = 0$$

$$F_2 = \frac{-21,24N.m}{0,472m}$$

$$F_2 = -53,91N$$

$$F_1 = 53,91N$$

Tramo 0 mm ≤ X < 78mm

$$V_1 = 0N$$

$$M_1 = 0N.m$$

Tramo 78 mm ≤ X < 472 mm

$$V_2 = 0 + 53,91N$$

$$V_2 = 53,91N$$

$$M_2 = 0 + 53,91N(0,472 - 0,078)m$$

$$M_2 = 21,24N.m$$

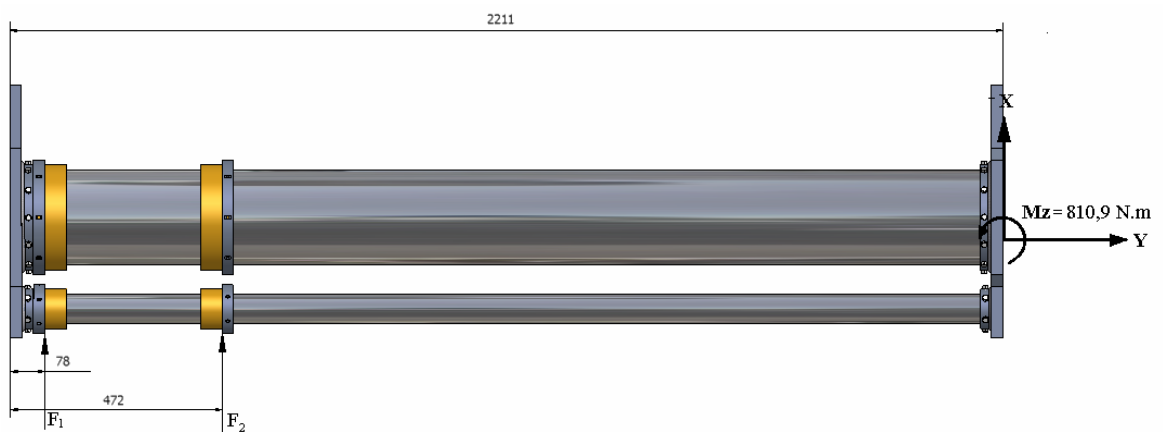
Tramo $472 \text{ mm} \leq X < 2211 \text{ mm}$

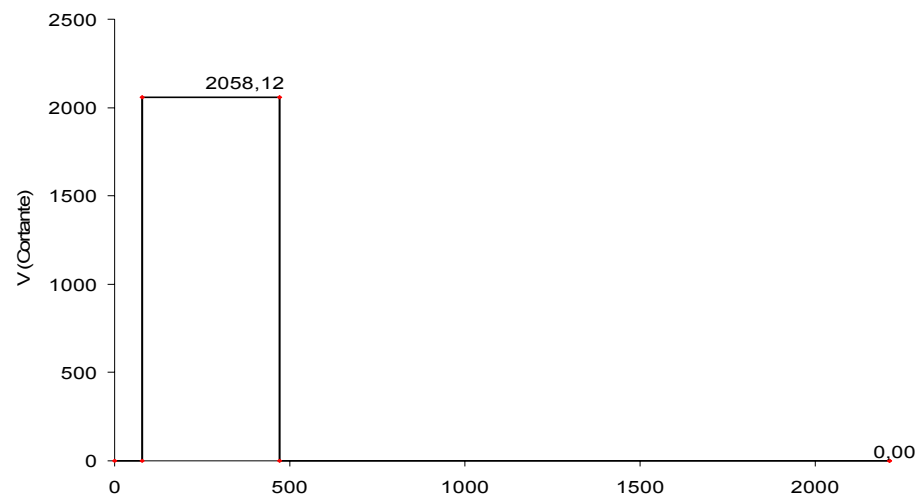
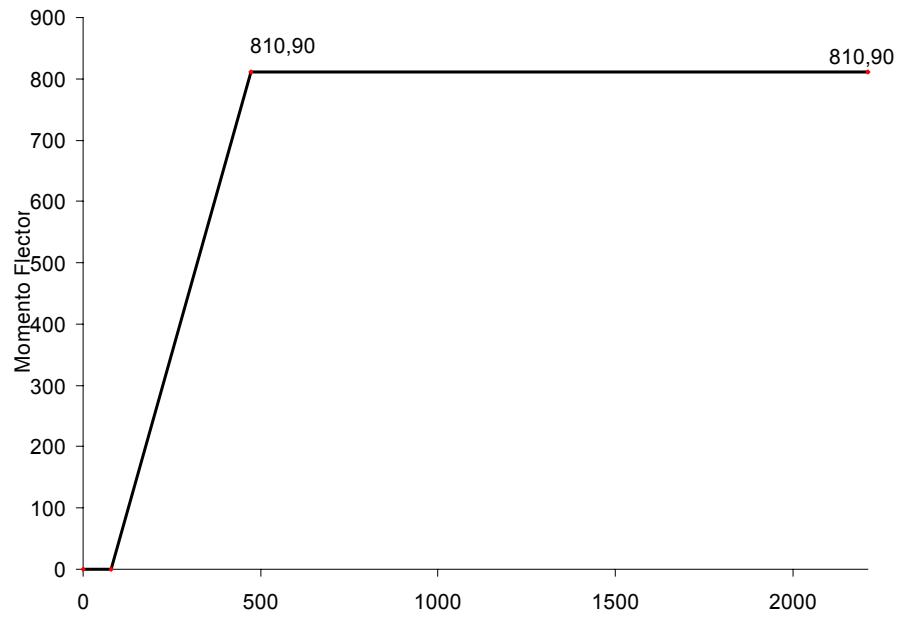
$$V_3 = -53,91N + 53,91N$$

$$V_3 = 0N$$

$$M_3 = 21,24 + (0)(2,211 - 0,472) N.m$$

$$M_3 = 21,24Nm$$





$$\sum F_y = 0$$

$$F_1 + F_2 = 0$$

$$F_1 = -F_2$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$(0,472m)(F_2) + M_x = 0$$

$$F_2 = \frac{-810,9N.m}{0,472m}$$

$$F_2 = -2058,12N$$

$$F_1 = 2058,12N$$

Tramo $0 \text{ mm} \leq X < 78\text{mm}$

$$V_1 = 0N$$

$$M_1 = 0N.m$$

Tramo $78 \text{ mm} \leq X < 472 \text{ mm}$

$$V_2 = 0 + 2058,12N$$

$$V_2 = 2058,12N$$

$$M_2 = 0 + 2058,12N(0,472 - 0,078)m$$

$$M_2 = 810,9Nm$$

Tramo $472\text{ mm} \leq X < 2211\text{ mm}$

$$V_3 = -2058,12N + 2058,12N$$

$$V_3 = 0N$$

$$M_3 = 810,9 + (0)(2,211 - 0,472)Nm$$

$$M_3 = 810,9Nm$$

La máxima deflexión del conjunto ocurre en el extremo. Calculamos la deflexión máxima del conjunto en el eje “Y”

$$y_{\max} = \frac{M_z L^2}{2EI_z} \quad \text{Ec. 4.6}$$

$$y_{\max} = \frac{(810,9Nm)(1,739m)^2}{2(207 \times 10^9 Pa)(7,6627 \times 10^{-5} m^4)}$$

$$y_{\max} = 7,73 \times 10^{-5} m$$

En el eje X

$$y_{\max} = \frac{M_x L^2}{2EI_x}$$

$$y_{\max} = \frac{(21,24N.m)(1,739m)^2}{2(207 \times 10^9 Pa)(7,6627 \times 10^{-5} m^4)}$$

$$y_{\max} = 1,75 \times 10^{-6} m$$

Calculamos la deflexión generada en el conjunto por la torsión aplicada que también se genera por la masa de los componentes de la base del cabezal de soldadura cuando el bastidor alcanza su máxima aceleración

Si tenemos en cuenta que:

$$\theta = \frac{TL}{J_o G} \quad \text{Ec. 4.7}$$

$$\theta = \frac{(1304,7N.m)(1,739m)}{(8,8866 \times 10^{-5} + 7,6627 \times 10^{-5}) m^4 (8,15 \times 10^{10} Pa)}$$

$$\theta = 0,009638667^\circ$$

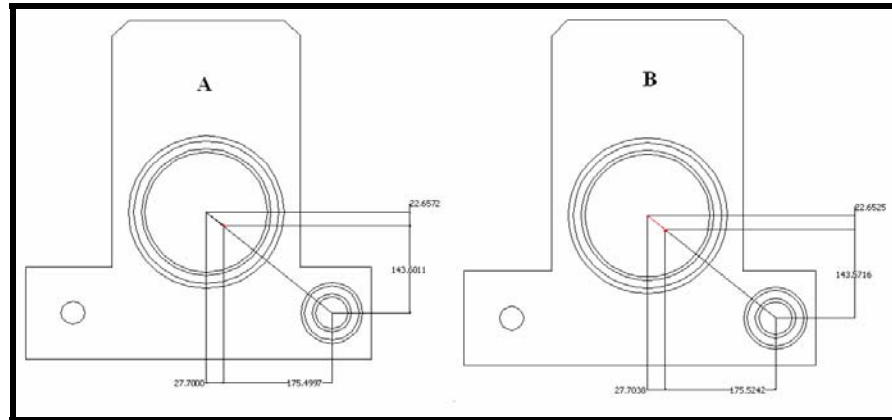


Figura 4.13 a) Se muestra la base del cabezal diseñada y el centroide del conjunto guía – columna B) se muestra el cabezal rotado desde el centro masa de las dos columnas

Mediante el programa AUTOCAD se dibujo exactamente la base diseñada procedió a rotar esta con el Angulo obtenido anteriormente desde el centroide del conjunto guía- columna para luego medir la desviación producida. (Ver figura 4.13) Luego de calcular las desviaciones debido a los momentos generados y la torsión generada se procedió a sumar las desviaciones de la columna y la guía en sus respectivos ejes. En la tabla 4.5 se muestran los resultados de estos cálculos.

Tabla 4.5: Se muestra las deflexiones de la guía y la columna provocadas por la torsión

Diferencia	Deflexión (mm)
$\Delta X_{\text{Columna}} =$	$3,8 \times 10^{-6}$
$\Delta Y_{\text{Columna}} =$	$4,7 \times 10^{-6}$
$\Delta X_{\text{Guía}} =$	$2,45 \times 10^{-5}$
$\Delta Y_{\text{Guía}} =$	$2,95 \times 10^{-5}$

Luego de medir las deflexiones máximas que ocurre en la columna central y en la guía procedemos a calcular los momentos máximos generados en cada uno de estos dos elementos utilizando la ecuación 4.8.

Calculamos el momento máximo que ocurre en la guía en el eje x

$$M_x = \frac{2EI_x}{L^2 y_{\max}} \quad \text{Ec. 4.8}$$

$$M_x = \frac{2(207 \times 10^9 \text{ Pa})(5,073 \times 10^{-7} \text{ m}^4)}{(1,739 \text{ m})^2 (1,75 \times 10^{-6} \text{ m} + 2,95 \times 10^5 \text{ m}^4)}$$

$$M_x = 2,17 \text{ N.m}$$

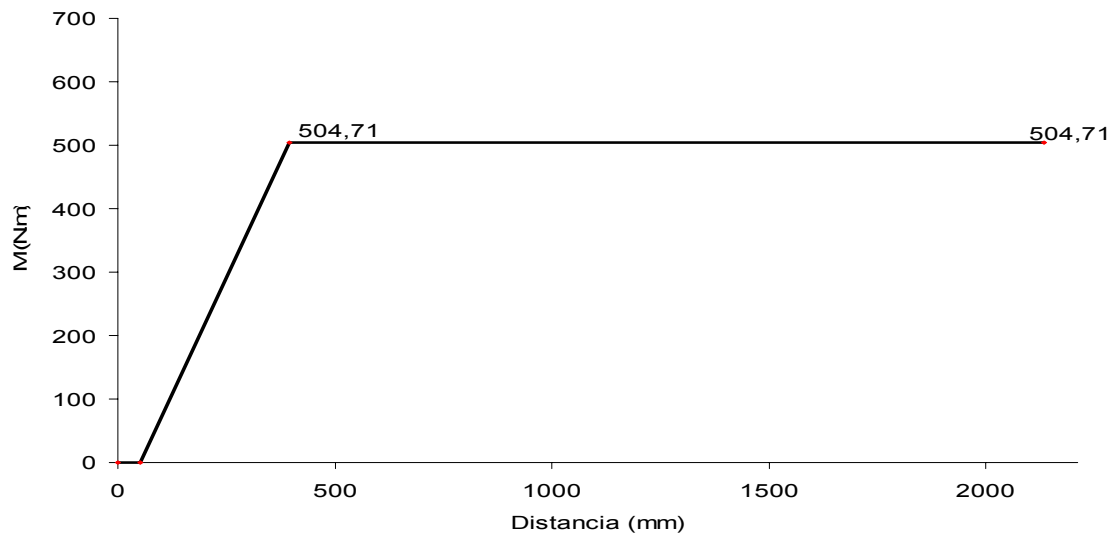
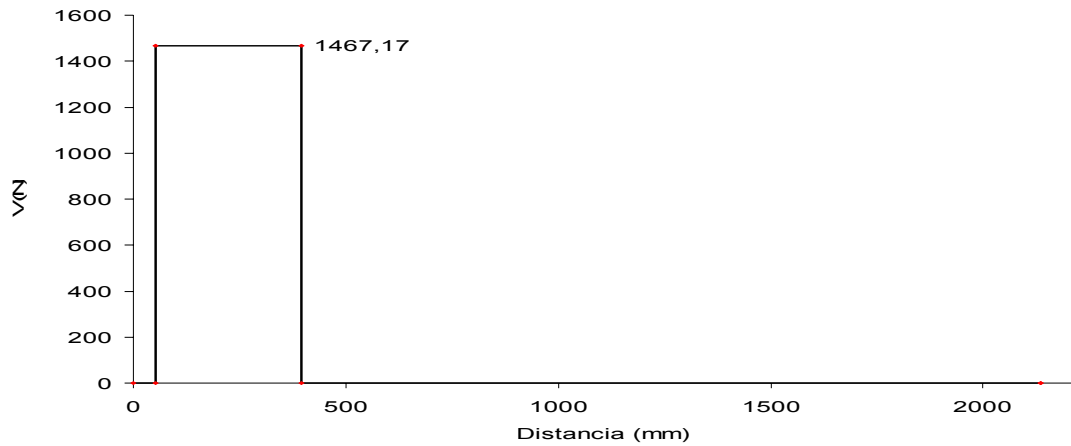
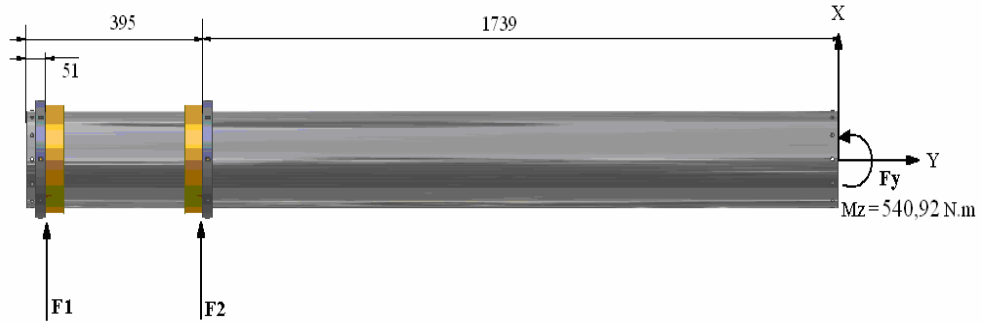
En la tabla.4.6 se observan el momento generado en la guía y en la columna

Tabla 4.6 Se muestran los momentos máximos producidos en la columna y en la guía durante el movimiento del bastidor

MOMENTO	COLUMNA	GUÍA
Mx (N.m) =	194,635	2,17
Mz (N.m)=	504,71	7,03
M (N.m)	540,93	7,36

Para calcular las cortantes y momentos flectores que ocurren en la columna y en la guía se procedió a calcularlas repitiendo el mismo procedimiento efectuado para el

cálculo del conjunto columna-guía en esta misma sección obteniéndose el siguiente resultado:



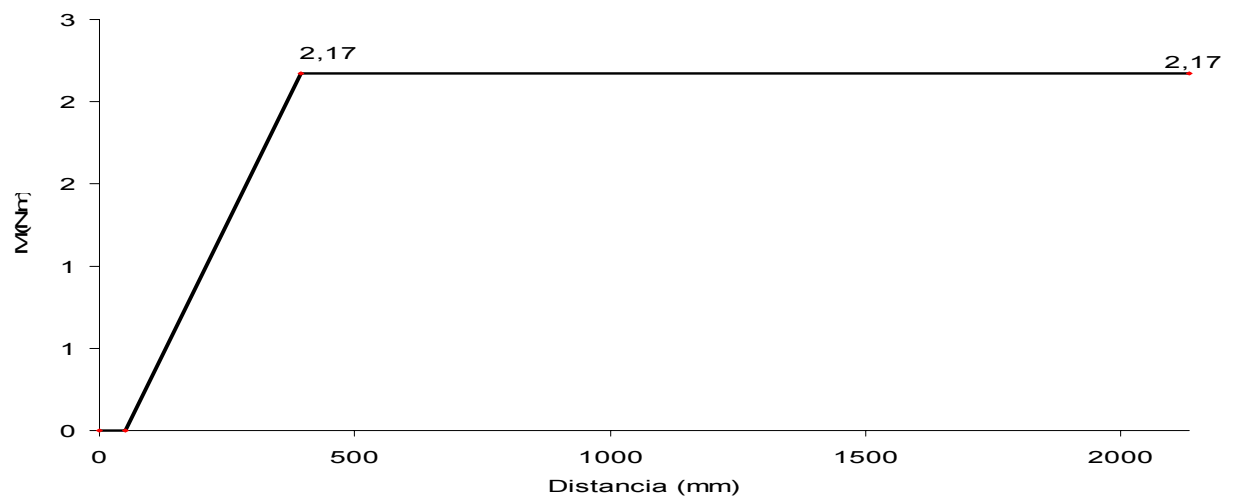
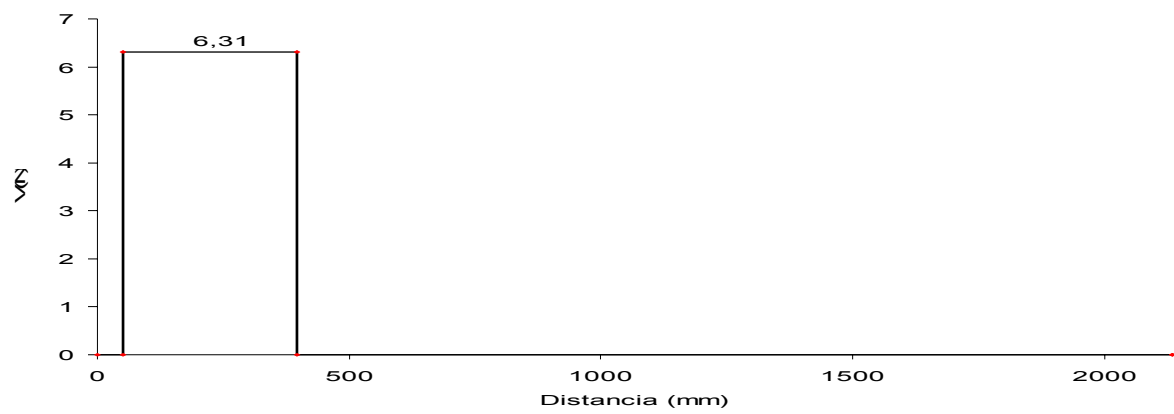
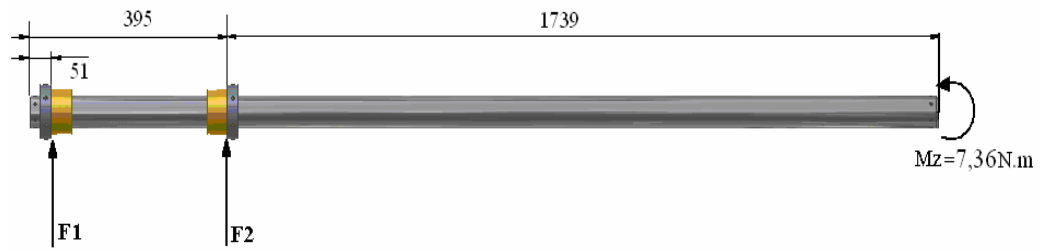


Tabla 4.7 Se muestran los resultados obtenidos al calcular las fuerzas cortantes y los momentos flectores de la columna y la guía en cada tramo

ELEMENTO	FUERZA CORTANTE (N)			MOMENTO FLECTOR (N.m)		
	TRAMO 1	TRAMO 2	TRAMO 3	TRAMO 1	TRAMO 2	TRAMO 3
Columna	0	1572.5	0	0	540,92	540,92
Guía	0	21,4	0	0	7,35	7,35

De acuerdo a la tabla 4.7 se obtuvieron los resultados de las fuerzas cortantes y momentos que ocurren cuando el bastidor alcanza su máximo desplazamiento. Obsérvese que las mayores fuerzas y momentos se generan en la columna central, debida que esta posee una mayor geometría para poder absorber la energía que se genera.

Tomando los resultados de la tabla 4.7 se procedió a calcular los esfuerzos generados en la columna y guía como vemos a continuación. En el siguiente cálculo se realizó el análisis de esfuerzo combinado en la columna.

Para calcular el esfuerzo normal generado se utilizó la ecuación 4.9

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. 4.9}$$

$$\sigma = \frac{(540,92 \text{ N.m})(0,13 \text{ m})}{(4,547 \times 10^{-5}) \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 1,165 \text{ MPa}$$

Para calcular el esfuerzo cortante generado se utilizo la ecuación 4.10

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 4.10}$$

$$\tau = \frac{1572,5N}{0,00964\text{m}^2}$$

$$\tau = 0,21089 \text{ MPa}$$

Calculamos los esfuerzos principales que se generan mediante la ecuación 3.4.11

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 4.11}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{1,165 \text{ MPa} +}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{1,165 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (0,21089 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_1 = 1,222 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0,3919 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = 0,415 \text{ MPa}$$

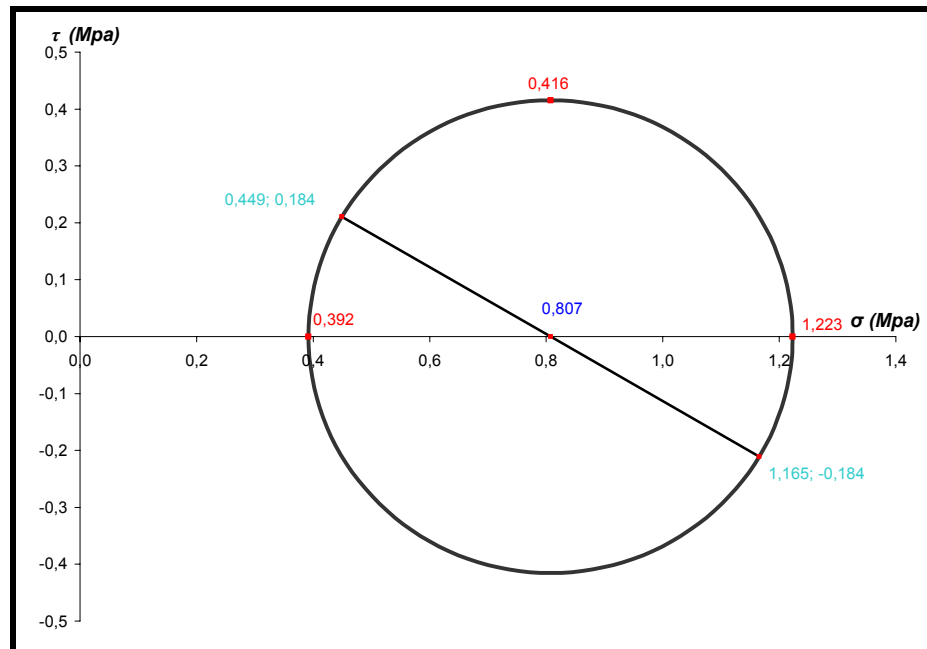


Figura 4.14 Se muestra el círculo de MOHR generado en la columna principal del conjunto móvil

En la figura 4.14 se muestra el círculo de MORH que se genera en la columna central. En el se observa que los valores no son muy relevantes con respecto al esfuerzo máximo que puede alcanzar el acero ASTM 500 grado C que es de 345Mpa y del cual está fabricado este elemento. Sin embargo se hace necesario calcular el factor de seguridad estático que se puede alcanzar.

Por medio de la ecuación 4.12 calculamos el esfuerzo de von mises

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)^{1/2} \quad \text{Ec. 4.12}$$

$$\sigma_e = \left[(1,222)^2 + (0,3919)^2 - (1,222)(0,3919) \right]^{1/2} \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = 1,0816\text{MPa}$$

Hallado este esfuerzo se calculo el factor de seguridad de la columna mediante la ecuación 4.13 como se ve a continuación.

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_e} \quad \text{Ec. 4.13}$$

$$\eta_s = \frac{345\text{Mpa}}{1,0816\text{MPa}}$$

$$\eta_s = 319$$

No obstante de acuerdo al resultado anterior se hace necesario el hacer un análisis dinámico para determinar si existe la posibilidad de que la columna sufra una falla por fatiga debido a que las cargas aplicadas en estas no son constantes sino que varía de forma alternante.

Los cálculos para la vida a la fatiga se realizaron suponiendo una carga completamente alternante ya que no existe alguna fuerza externa que la contrarreste. Este esfuerzo se produce debido a la flexión que se genera cuando la estructura esta en movimiento. El movimiento del bastidor de salida no es continuo, sin embargo columna puede sufrir daños por cargas cíclicas acumuladas lo que podría reducir la vida de esta y es por esta razón se hizo necesario determinar cuál sería la resistencia a la fatiga de la columna

Para este tipo de análisis se hizo necesario calcular algunos parámetros como se muestra a continuación

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Ec. 4.14}$$

$$\sigma_m = \frac{1,165MPa - 1,165MPa}{2}$$

$$\sigma_m = 0 \quad \text{Ec. 4.15}$$

$$\sigma_r = \sigma_{\max} - (\sigma_{\min}) \quad \text{Ec. 4.16}$$

$$\sigma_r = 1,165MPa - (-1,165MPa)$$

$$\sigma_r = 0,223Mpa$$

$$\sigma_a = \frac{2,23MPa}{2}$$

$$\sigma_a = 1,165Mpa$$

$$R_s = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} \quad \text{Ec. 4.17}$$

$$R_s = -1$$

$$A_a = \frac{1 - R_s}{1 + R_s} \quad \text{Ec. 4.18}$$

De los patrones más frecuentes que se usan en la amplitud constante para el esfuerzo cíclico el completamente alternante se asemeja al patrón de la columna

$$\sigma_m = 0$$

$$R_s = -1$$

$$A_a = \infty$$

Para el acero estructural ATSM-500 grado C se tienen los siguientes datos.

$$S_y = 345 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 427 \text{ Mpa}$$

$$E = 207 \times 10^3 \text{ Mpa}$$

Utilizando la ecuación 4.19 hacemos el análisis para determinar la resistencia a la fatiga de bajo ciclaje del material de la columna y la guía

$$S_e = 0,5 S_u ; \text{ a flexion} \quad \text{Ec. 4.19}$$

$$S_e = 0,5(427 \text{ Mpa})$$

$$S_e = 213,5 \text{ Mpa}$$

Utilizando la ecuación 4.20 hacemos el análisis para determinar la resistencia a la fatiga de alto ciclaje del material utilizado en la columna y la guía

$$S_l = 0,9S_u \quad \text{Ec. 4.20}$$

$$S_l = 0,9(427\text{Mpa})$$

$$S_l = 384,7\text{Mpa}$$

Si el número de ciclos que debe soportar la estructura deberá ser mayor a 1×10^6 , sin embargo la siguiente formula tiene un rango entre $1 \times 10^3 \leq N_t \leq 1 \times 10^6$; y sabemos que para ciclos mayores de 1×10^6 la resistencia a la fatiga se hace infinita en el acero

$$\text{Log } S'_f = b_s \log N'_t + \bar{c} \quad \text{Ec. 4.20}$$

$$b_s = \frac{-1}{3} \log \left(\frac{S'_l}{S'_e} \right) \quad \text{Ec. 4.21}$$

$$b_s = \frac{-1}{3} \log \left(\frac{384,87 \text{ Mpa}}{213,5 \text{ Mpa}} \right)$$

$$b_s = -0,085$$

$$\bar{c} = \log \left(\frac{(S'_l)^2}{S'_e} \right) \quad \text{Ec. 4.22}$$

$$\bar{c} = \log \left(\frac{(384,87 \text{ Mpa})^2}{213,5 \text{ Mpa}} \right)$$

$$\bar{c} = 8,8399$$

$$S'_f = 10^{\bar{c}} (N'_t)^{b_s} \quad \text{Ec. 4.23}$$

$$N'_t = (S'_f 10^{-\bar{c}})^{1/b_s}$$

$$N = \left((1,165) (10^{-8,8399}) \right)^{1/-0,1316}$$

$$N' = 3,944 \times 10^{32} \text{ ciclos}$$

Los resultados obtenidos con la ecuación 4.23 los comparamos con la figura 4.15 y encontramos que a resistencia a la fatiga del material seleccionado de la columna y la guía es prácticamente infinita ya que el número de ciclos sobrepasa la cantidad de 1×10^6

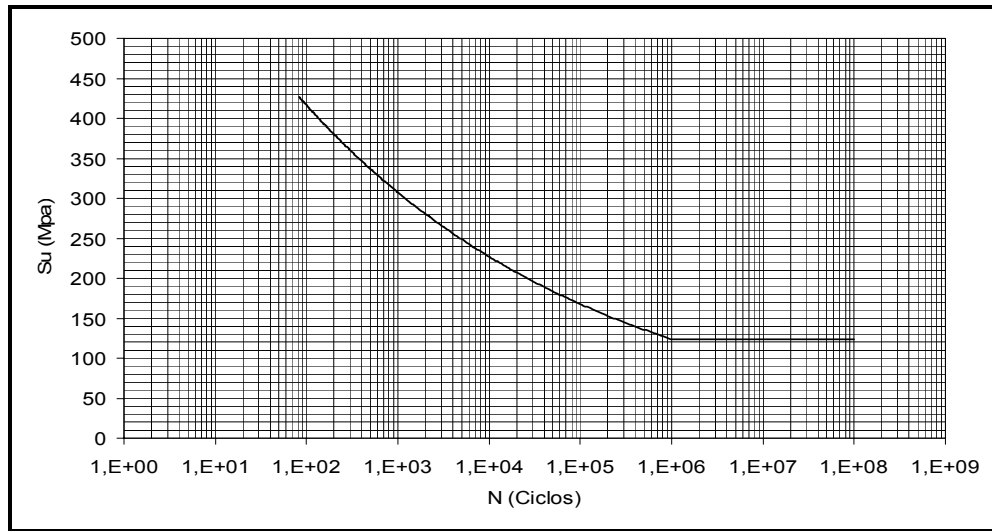


Figura 4.15 Se muestra en la grafica la resistencia a la Fatiga vs. Ciclos para un acero ATSM-500 grado C la cual presenta una resistencia a la fractura de 427Mpa a la fluencia de 345Mpa

El resultado del cálculo de resistencia a la fatiga del material de la columna y guía no garantiza que estos puedan fallar, es por eso que se procedió a calcular el factor de seguridad a la fatiga. Para este cálculo se debe recogió algunos datos necesario para este cálculo, los cuales tienen procedencia de algunos textos los cuales se hacen referencia.

Efectos en la concentración de esfuerzos:

$K_{fc} = 1$; ya que no existen muescas que indiquen concentradores de esfuerzos en la columna y guía

Factor de acabado de la superficie:

$K_f = 0,85$; ya que consideramos que el acabado es un maquinado en frío como observamos en la figura 7.7

Efecto del tamaño:

$K_s = 1$; el material utilizado no ha sido extruido

Efecto de la temperatura:

$K_t = 1$; ya que la diferencia de temperatura con la de referencia es despreciable

Factor de la Confiabilidad:

$K_r = 0,7$; *porque* queremos que la viga tenga un 99,99% de confiabilidad durante toda su vida

Efectos diversos:

$K_m = 1$; por no existir ninguna eventualidad que pueda provocar un efecto directo en la modificación de la resistencia a la fatiga

De acuerdo con los siguientes datos recolectados se procedió a calcular el límite modificado a la fatiga

$$S_e = K_f K_s K_r K_t K_m S'_e \quad \text{Ec. 4.24}$$

$$S_e = (1)(0,905)(0,82)(1)(1)(213,5 \text{ Mpa})$$

$$S_e = 134,505 \text{ Mpa ; Por flexión}$$

Para el cálculo del factor de seguridad a la fatiga en la columna utilizamos el teorema de la línea de Geber

$$\frac{k_f \eta_s \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\eta_s \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad \text{Ec. 4.25}$$

$$\frac{(0,1)(\eta_s)(1,165Mpa)}{(314,505Mpa)} + \left(\frac{\eta_s(0)}{(427)} \right)^2 = 1$$

$$\eta_s = 57,72$$

Para la guía se procedió a calcular el factor de seguridad a la fatiga utilizando el mismo procedimiento anterior obteniéndose el siguiente resultado.

$$\eta_s = 151,6$$

4.2.2. Cálculo y diseño de la base superior

La base superior estará sometida a diversas fuerzas producto del peso de la base de los cabezales, el peso de la columna y guía del conjunto. Esta base está diseñada con acero estructural ASTM 36. Esta estará ubicada en la parte superior de la columna y la guía (ver figura 16)

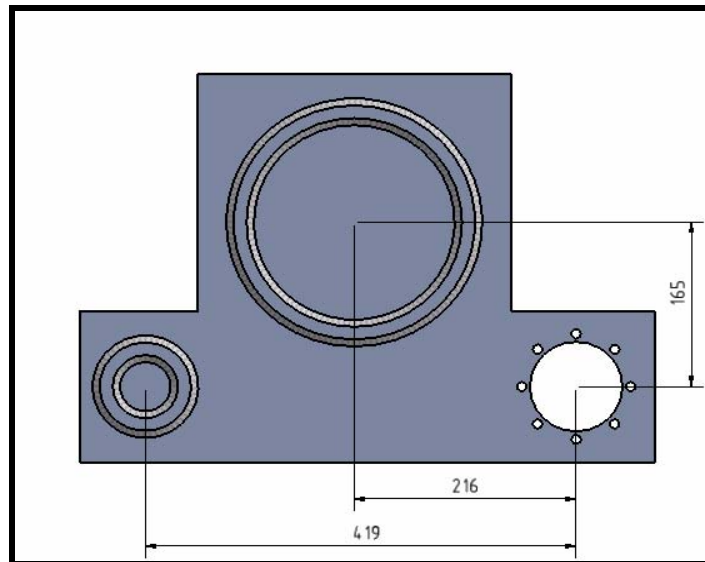


Figura 4.16 La forma y medias de la base superior del conjunto móvil

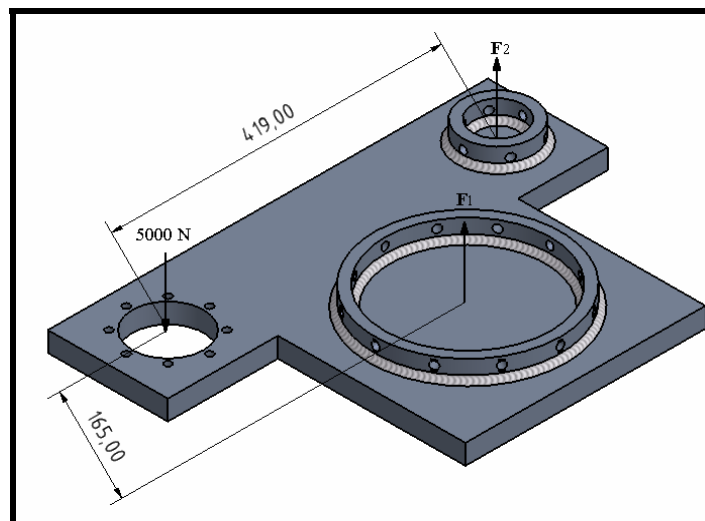


Figura 4.17 Se muestra las direcciones de las fuerzas que impactan sobre la placa y a qué distancia se ubican

Calculamos las fuerzas aplicadas en la placa tal como se muestra en la figura 4.17

$$\sum F_z = 0$$

$$F_1 + F_2 - 5000N = 0$$

$$F_2 = 5000N - F_1$$

$$\sum M_1 = 0$$

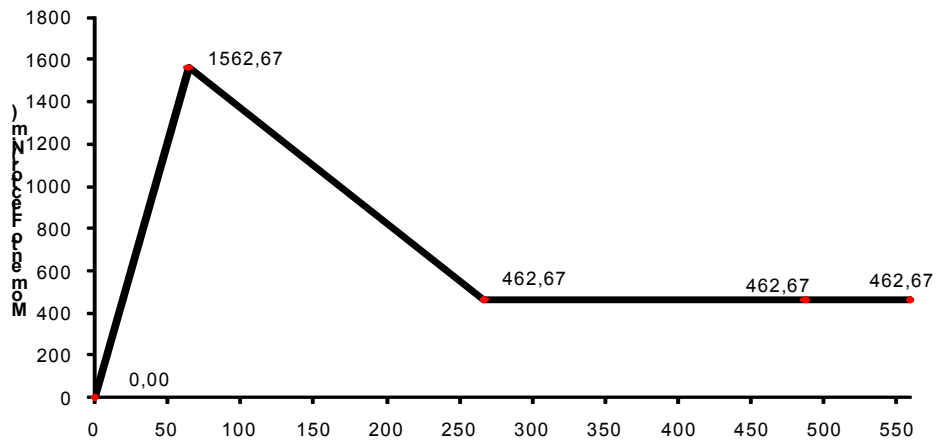
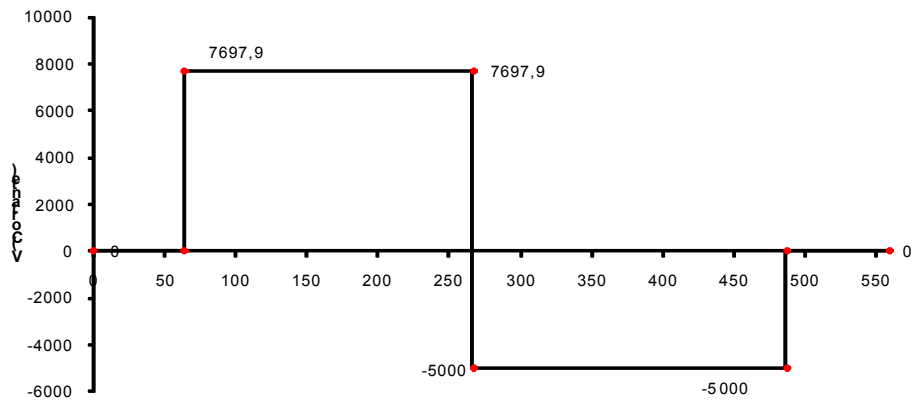
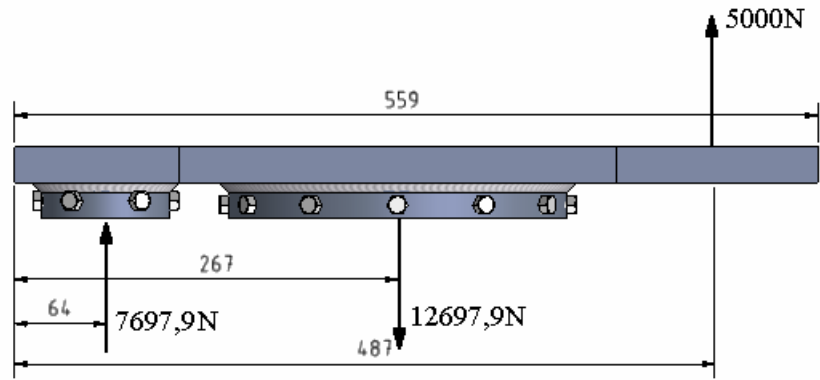
$$\begin{pmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0,23 & 0,165 & 0 \\ 0 & 0 & -F_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0,419 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 5000 \end{pmatrix} = 0 \quad \text{Ec. 4.25}$$

$$(-0,203F_1)\hat{i} + (-0,165F_1)\hat{j}_1 + 2095\hat{j} = 0$$

$$F_1 = \frac{2095}{0,165}$$

$$F_1 = -12697,9N$$

$$F_2 = 7697,9N$$



Utilizando el procedimiento para el cálculo de las fuerzas cortantes y momentos flectores obtenemos la tabla 4.8 en donde se muestran los resultados.

Tabla 4.8 Se muestran los resultados obtenidos al calcular las fuerzas cortantes y los momentos flectores de la base superior

FUERZA CORTANTE (N)				MOMENTO FLECTOR (N.m)			
TRAMO 1	TRAMO 2	TRAMO 3	TRAMO 4	TRAMO 1	TRAMO 2	TRAMO 3	TRAMO 4
0	7697,9	-5000	0	0	1562,67	462,67	462,67

El las graficas de anteriores se observo que el punto 2 es donde ocurre el mayor cortante y el mayor momento flector .con este dato se procedió a calcular es espesor de la placa utilizando las ecuaciones 4.26 y 4.27

$$\sigma_{\max} = \frac{Mh}{2I_y} \quad \text{Ec. 4.26}$$

$$S_y = \sigma_{\max} \quad \text{Ec. 4.27}$$

Usamos un factor de seguridad de 2 para el cálculo de la placa con la intención de que esta resista el doble de la carga aplicada

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

$$S_y = \frac{12M}{bh^2}$$

$$h = \sqrt{\frac{12M}{S_y b}}$$

$$h = \sqrt{\frac{(12)(1562,67 N.m)}{(248 \times 10^6 Pa)(0,152 m)}}$$

$$h = 22,3 mm$$

Aproximamos este valor para una lámina comercial de 25,4 mm de espesor

Calculamos el esfuerzo máximo producido utilizando la ecuación 4.9, obteniéndose el siguiente resultado

$$\sigma_{max} = 95,61 MPa$$

Utilizando la ecuación 4.11 calculamos los esfuerzos principales generados los cuales se muestran a continuación los siguientes resultados

$$\sigma_1 = 95,61 MPa$$

$$\sigma_2 = 0$$

Mediante a la ecuación 4.12 calculamos es esfuerzo de Von Mises cuyo resultado se nuestra a continuación

$$\sigma_e = 95,61 \text{MPa}$$

Por último calculamos el factor de seguridad de la placa utilizando la ecuación 4.13

$$\eta_s = 2,6$$

4.2.2.1. Cálculos de los pernos

Para el cálculo de los pernos tomamos en cuenta la fuerza cortante que actúa sobre la columna principal.

Modificando la ecuación 4.10 se utilizo para calcular el diámetro de los tornillos de sujeción para el collarín

En total utilizamos 12tornillos

$$12A = \frac{\eta_s V}{S_y}$$

$$D = \sqrt{\frac{\eta_s V}{3\pi S_y}} \quad \text{Ec. 4.37}$$

$$D = 0,00478m$$

Aproximamos este valor as un valor comercial de 6,35 mm y hallamos el nuevo factor de seguridad utilizando la ecuación 4.13

$$\eta_s = 5,02$$

4.2.3. Diseño y cálculo del tornillo de potencia

Para las normas AWWA la apreciación para el diámetro nominal es de 1,6 mm y para las normas API es de 0,79 mm, debido a esto escogemos un valor conservador de 3 mm/s para el desplazamiento del conjunto móvil.

Debido a que los tornillos de potencia sin fin (en el caso de los que no poseen deslizamiento por rodadura pura o usillos de bolas) desarrollan una eficiencia de menos del 30 % elegimos una eficiencia conservadora del 29 % para este cálculo.

Para el cálculo de la eficiencia utilizamos ecuación 4.2 y el par ejercido con la ecuación 4.3 y la combinamos para ella el par necesario para mover el tornillo cuyo resultado se muestra a continuación.

$$T_u = 616,67L$$

La velocidad de avance es de unos 3 mm/s o 0,1181in/s. Aproximamos este valor a 0,125 in /s para facilitar los cálculos. Se calculo número de revoluciones necesarias utilizando la ecuación 4.30

$$n = (0,125in / s) \left(\frac{1rev}{L} \right) \left(\frac{60s}{min} \right)$$

$$n = \frac{7,5}{L} \quad \text{Ec. 4.28}$$

Se calculo la potencia necesaria para mover el tornillo utilizando la ecuación 4.3. El resultado se muestra a continuación.

$$\text{Potencia} = 0,0734\text{HP}$$

Luego de calcular estos parámetros se procedió a seleccionar el tornillo de potencia mas adecuado con el uso que se le dará de acuerdo con las especificaciones para tornillos de potencia mostrada en la tabla 4.9 y en el cual se muestra en la tabla 4.10

Tabla 4.9 Se muestra el número de hileras recomendadas para los siguientes diámetros de tronillos. Todos los datos son para tornillos autoasegurantes

Tornillo	Do (in)	n	P=L (in)	Dr (in)	Dp (in)	At (in ²)	As (in ²)
	0,250	16	0,063	0,162	0,204	0,026	0,336
	0,313	14	0,071	0,214	0,261	0,044	0,434
	0,375	12	0,083	0,263	0,316	0,066	0,528
	0,438	12	0,083	0,325	0,378	0,097	0,640
	0,500	10	0,100	0,359	0,431	0,123	0,728
	0,625	8	0,125	0,457	0,541	0,195	0,918
	0,750	6	0,167	0,537	0,642	0,273	1,084
	0,875	6	0,167	0,662	0,766	0,400	1,313
	1,000	5	0,200	0,751	0,873	0,518	1,493
	1,125	5	0,200	0,875	0,997	0,688	1,722
	1,250	5	0,200	1,000	1,121	0,883	0,195
	1,375	4	0,250	1,072	1,219	1,030	2,110
	1,500	4	0,250	1,197	1,343	1,266	2,341
	*1,750	4	0,250	1,446	1,592	1,811	2,803
	2,000	4	0,250	1,695	1,843	2,458	3,262
	2,250	3	0,333	1,857	2,045	2,990	3,610
	2,500	3	0,333	2,107	2,294	3,802	4,075
	2,750	3	0,333	2,356	2,543	4,711	4,538
	3,000	2	0,500	2,436	2,704	5,187	4,757
	3,500	2	0,500	2,931	3,203	7,388	5,700
	4,000	2	0,500	3,430	3,701	9,985	6,640
	4,500	2	0,500	3,929	4,199	12,972	7,577
	5,000	2	0,500	4,428	4,697	16,351	8,511

seleccionado

Para un tornillo de 1,75 pulgadas de diámetro mayor obtenemos los siguientes datos:

Tabla 4.10 Se muestra las especificaciones del tornillo seleccionado

PARAMETROS	ESPECIFICACIÓN
Do (in)	1,75 pulgadas
N	4 hileras por pulgadas
P=L (in)	0,250 pulgadas
Dr (in)	1,446 pulgadas
Dp (in)	1,592 pulgadas
At (in ²)	1,811 pulgadas cuadradas
As (in ²)	2,803pulgadas cuadradas

Ya seleccionado el diámetro del tornillo y hallado los parámetros de este (ver tabla 4.10) se procedió a calcular el torque necesario para accionar el movimiento de este hacia arriba mediante la formula 4.32 y para accionar el movimiento hacia abajo utilizando la ecuación 4.33

$$T_u = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{\cos \varphi \tan \lambda + f}{\cos \varphi + f \tan \lambda} \right] \quad \text{Ec. 4.32}$$

$$T_u = \frac{(1123,59)(1,75)}{2} \left[\frac{\cos(14,5) \tan(8,5) + 0,15}{\cos(14,5) + (0,15) \tan(8,5)} \right]$$

$$T_u = 184,68 \text{ lb .in}$$

$$T_d = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{f - \cos \varphi \tan \lambda}{\cos \varphi - f \tan \lambda} \right] \quad \text{Ec. 4.33}$$

$$T_d = \frac{(1123,59)(1,75)}{2} \left[\frac{0,15 - \cos(14,5) \tan(8,5)}{\cos(14,5) - (0,15) \tan(8,5)} \right]$$

$$T_d = 10,75 \text{ N.m}$$

Calculamos la eficiencia de este tornillo de potencia. Para el cálculo de la eficiencia utilizamos ecuación 4.28

$$\text{eficiencia} = 24,21 \%$$

Si la velocidad de avance es de 0,125 in /s calculamos el número de revoluciones necesarias sustituyendo los valores en la ecuación 4.28 como se muestra a continuación

$$n = 30 \text{ rpm}$$

Se calculo la potencia del tornillo utilizando la ecuación 3.4.3. El resultado se muestra a continuación.

$$\text{Potencia} = 0,088 \text{HP}$$

Esta potencia es un poco mayor a la necesaria pero ideal para los diámetros recomendados. A continuación se muestra una tabla con los resultados de esta operación para cada especificación

4.2.4. Cálculo y selección del rodamiento axial del tornillo

El rodamiento axial es necesario para reducir la fricción que existe entre el collarín y el tornillo sin fin que podría provocar el desgaste de las dos piezas. La carga muerta que actúa en el rodamiento es el equivalente al peso de todo el conjunto

móvil y la carga viva es de 5000 N. en el siguiente calculo se utiliza la carga viva para determinar la resistencia a la fatiga del rodamiento como se muestra en la ecuación 4.34

La carga P =Peso Total/numero de rodamientos

$$P = 5000N$$

Para una carga de $P= 5000$ N

Una vida útil de 12000 horas

Una velocidad de giro de 30rpm

$$L_D = (12000horas)(30rpm)(60 \text{ min/ horas})$$

$$L_D = 21.600.000revoluciones$$

Para un cojinete axial de rodillos:

$$C = 5000N \left(\frac{21600000}{1 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 4.34}$$

$$C = 13,9KN$$

En los catálogos de SKF obtenemos que el rodamiento apropiado es el: 617500 rodamiento axial con una hilera de rodillo simple. Las especificaciones se muestran en el apéndice 7

4.2.5. Cálculo y diseño del collarín del tornillo de potencia

El collarín debe poseer el espesor adecuado para resistir la fuerza de empuje que proporciona el tornillo de potencia. En la figura 4.18,y 4.19 se muestra el collarín a utilizar y un corte transversal de este con sus medidas. El material a utilizar será A-36

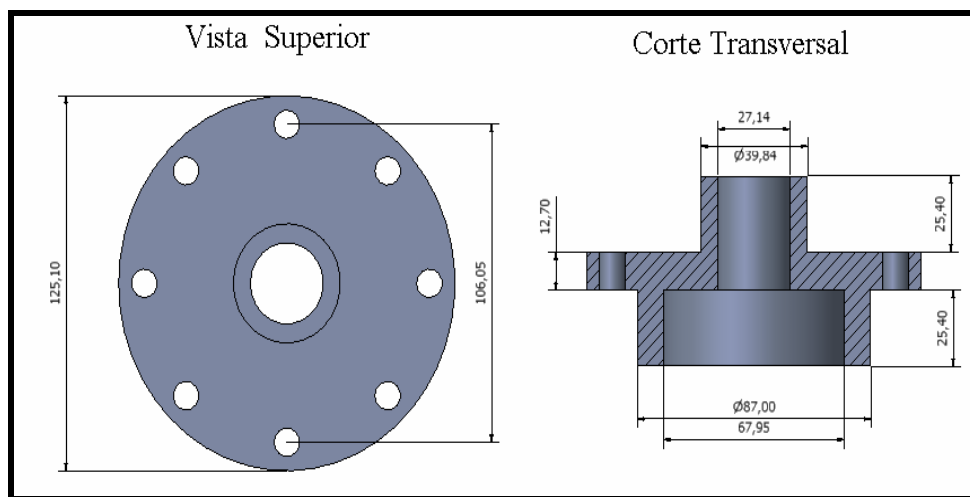


Figura 4.18 Se observa el collarín a utilizar en la base superior del conjunto móvil el cual soportara la fuerza ejercida del tornillo de potencia

Se procedió a calcular las fuerzas que actúan sobre el collarín

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{T1} + (122550N / m)(0,0204) + (122550N / m)(0,0204) - F_{T2} = 0$$

$$F_{T1} = -5000N - F_{T2}$$

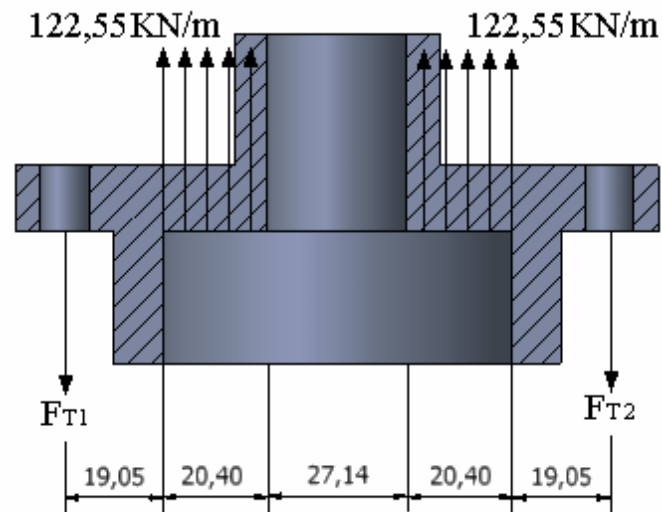
$$\sum M_1 = 0$$

$$[(122550 \text{ N/m})(0,0204 \text{ m})](0,02925 \text{ m}) +$$

$$[(122550 \text{ N/m})(0,0204 \text{ m})](0,0768 \text{ m}) - 0,1064 F_{T2} = 0$$

$$F_{T2} = -2500 \text{ N}$$

$$F_{T1} = -5000 \text{ N} - (-2500 \text{ N})$$



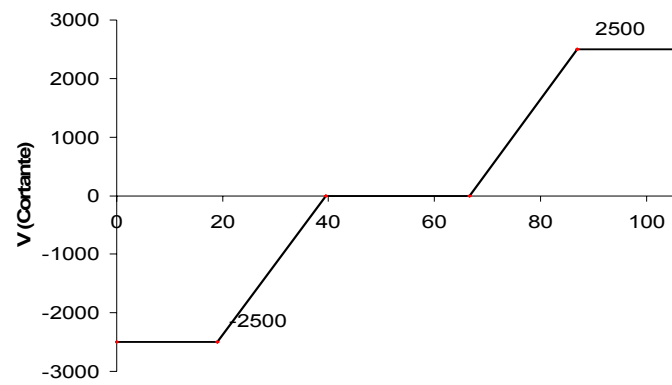
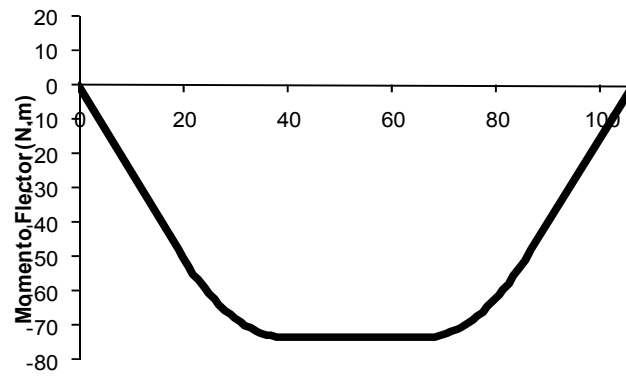


Tabla 4.11 Se muestran los resultados obtenidos al calcular las fuerzas cortantes y los momentos flectores que ocurren en el collarín

FUERZA CORTANTE (N)				MOMENTO FLECTOR (N.m)			
TRAMO 1	TRAMO 2	TRAMO 3	TRAMO 4	TRAMO 1	TRAMO 2	TRAMO 3	TRAMO 4
-2500	0	0	2500	-47,625	-73,124	-73,124	-47,124

Utilizando el procedimiento para el cálculo de las fuerzas cortantes y momentos flectores obtenemos la tabla 4.11 en donde se muestran los resultados del análisis del collarín

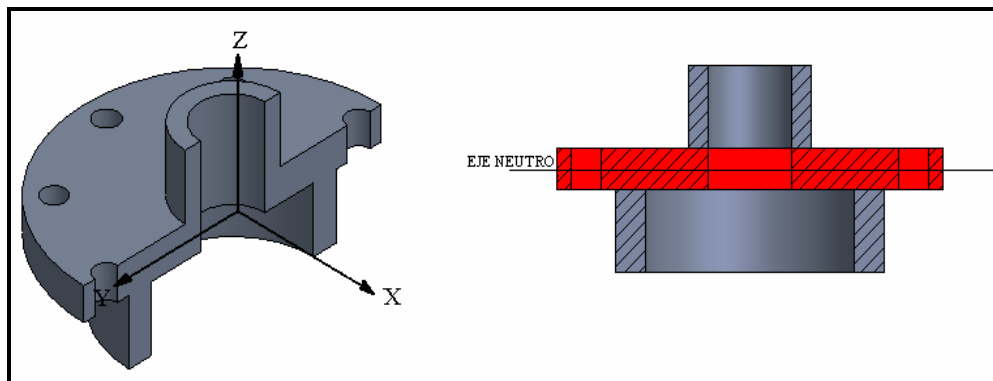


Figura 4.19 Se muestra la zona en rojo el área del espesor del collarín

Modificando la ecuación 4.9 tenemos la ecuación 4.35 la cual será de utilidad para calcular el espesor del collarín

$$S_y = \frac{6M\eta_s}{bh^2} \quad \text{Ec. 4.35}$$

Utilizamos un para un factor de seguridad conservador de 3

$$h = \sqrt{\frac{(18)(73,124N.m)}{(248 \times 10^6 Pa)(0,1251m)}}$$

$$b = 11,5mm$$

Aproximamos el valor obtenido a un valor comercial de 12,7 mm de espesor y volvemos analizar

$$\sigma_{max} = 81,74MPa$$

Calculamos el factor de seguridad utilizando la ecuación

$$\eta_s = 3,034$$

Modificando la ecuación 4.10 obtenemos la ecuación 4.36 que se utilizo para calcular el diámetro de los tornillos de sujeción para el collarín

$$\text{Si; } \eta_s = \frac{S_y}{\tau} \quad \text{Ec. 4.36}$$

$$S_y = \eta_s \tau$$

En total utilizamos 8 tornillos

$$8A = \frac{\eta_s V}{S_y}$$

$$D = \sqrt{\frac{\eta_s V}{2\pi S_y}} \quad \text{Ec. 4.37}$$

$$D = 0,00452m$$

Aproximamos este valor as un valor comercial de 6,35 mm y hallamos el nuevo factor de seguridad utilizando la ecuación 4.13

$$\eta_s = 6$$

4.2.6. Diseño de la cadena y rueda dentada para la transmisión de potencia al tornillo mecánico

Para el diseño de la cadena se selecciono la potencia suministrada por el motoreductor como dato:

$$P = 0,1Hp = 0,0745 Kw$$

Tenemos que la relación de velocidad es de 1 por lo los diámetros entre las ruedas son iguales y el numero de revoluciones es de 30 rpm el suministrado por el motor reductor.

Seleccionamos el mínimo número de dientes para una rueda dentada

$$\text{Numero de dientes} = 19$$

De acuerdo con las tablas 4.1 del apéndice 4, tabla 4.2 del apéndice 4 y el grafico 4.1 del apéndice 4 obtuvimos los siguientes coeficientes:

$$C_t = 1$$

$$C_z = 0.9$$

$$C_d = 1.22$$

Calculamos la potencia corregida por medio de la ecuación 4.38

$$W_c = W C_t C_z C_d \quad \text{Ec. 4.38}$$

$$W_c = (0,745Kw)(0,9)(1)(1.22)$$

$$W_c = 0,819Kw$$

De acuerdo con el grafico 4.2 del apéndice 4 seleccionamos la cadena de rodillo con las siguientes especificaciones en la tabla 4.12

Tabla 4.12 Tabla de resultados para las especificaciones recomendadas para el tornillo sin fin

DATOS	CADENA SIMPLE 16-A 1	CADENA DOBLE 12-A 2
PASO (mm)	25.4	19.05
ANCHO INTERIOR (mm)	15.88	12.7
RESISTENCIA (N)	6700	7800

Calculamos la velocidad máxima de la cadena utilizando la ecuación 4.39

$$V = \frac{PZ_1n_1}{60000} \quad \text{Ec. 4.39}$$

$$V = \frac{(0,745Kw)(19)(30)}{60000}$$

$$V = 0.2413 \text{ m / s}$$

Calculamos la tensión generada en la cadena utilizando la ecuación 4.40

$$tension = \frac{6120W}{v} \quad \text{Ec. 4.40}$$

$$tension = \frac{(6120)(0,745Kw)}{0.2413 \text{ m / s}}$$

Calculada la tensión procedimos a calcular el factor de seguridad de la cadena utilizando la ecuación 4.41

$$\eta = \frac{12400}{tension} \quad \text{Ec. 4.41}$$

$$\eta = \frac{12400}{1891,3Kg}$$

$$\eta = 6.56$$

Mediante la siguiente ecuación 4.42 se halló el número de eslabones que posee la cadena

$$L = 2 \frac{C}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 - z_2)^2}{C} \quad \text{Ec. 4.42}$$

$$L = 2 \frac{(509mm)}{(25.4mm)} + \frac{(19+19)}{2} + \frac{(19-19)^2}{(509mm)}$$

$$L = 59 \text{ pasos}$$

Realizando el procedimiento anterior se seleccionó el tipo de cadenas para los mecanismos de avance. La cadena seleccionada de acuerdo con el gráfico 4.2 del apéndice 4 cadenas de rodillo es del tipo simple 8-A1 de serie americana. En la tabla 4.13 se da de manera resumida los datos obtenidos anteriormente

Tabla 4.13 Tabla de resultados para las especificaciones recomendadas para el tornillo sin fin

DATOS	RESULTADOS
<i>TIPO DE CADENA</i>	Cadena simple A-1
<i>WC (Kw)</i>	0,01023475
<i>VELOCIDAD (m/s)</i>	0,12065
<i>TENSION (kg/cm²)</i>	472,823281
<i>N</i>	26,225443
<i>LC (pasos)</i>	43
<i>PASO (mm)</i>	12,7
<i>ANCHO DE DIENTE (mm)</i>	3,961°
<i>D_P (mm)</i>	77,1593441
<i>D_F (mm)</i>	73,1993441
<i>D_{EXT} (mm)</i>	89,0743441
<i>A (°)</i>	9,47368421

De acuerdo con el grafico 4.3 del apéndice 4 tenemos que el tipo de lubricación para la cadena es 1, el cual se usa para transmisiones de poca velocidad. Se puede aplicar con pincel, aceitera, etc. de forma periódica. El tipo de lubricante se selecciono de acuerdo con la tabla 4.3 del mismo apéndice el cual señala que debido a la temperatura de trabajo el lubricante que se debe usar es SAE-30

4.2.7. Selección del motor para la transmisión del tornillo mecánico

El motoreductor más apropiado para los mecanismos de avance es el **BISON 246 SERIES PSC 115/230V 016-246-6018**; marca: BISONGEAR mostrado en el catalogo en el anexo en la tabla 5.2 del apéndice 5 donde se muestran toda sus características.

$$Potencia = 0,088HP$$

$$T_u = 184,68 \text{ lb .in}$$

4.2.8. Peso del conjunto móvil

Utilizando un software ACAD logramos calcular todo el volumen y peso del conjunto móvil como se muestra en la figura 4.20

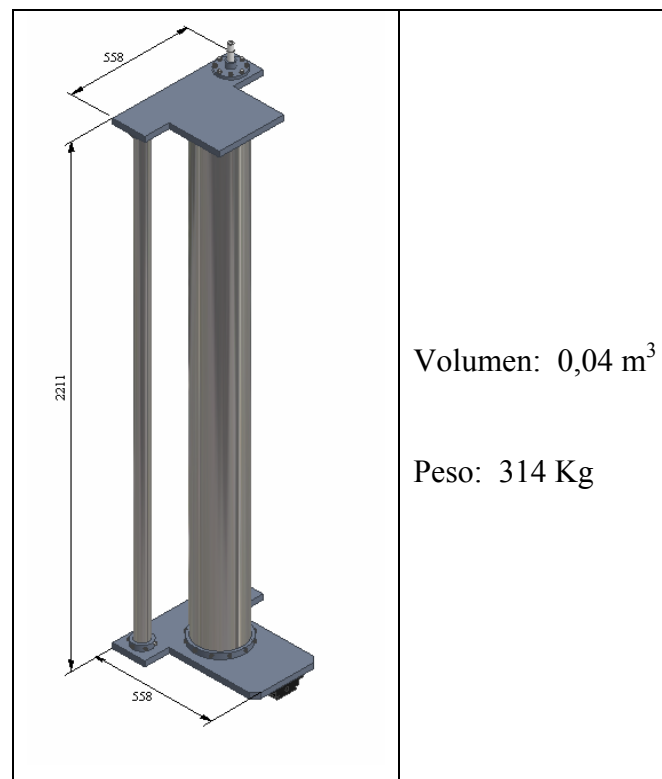


Figura 4.20 Se muestra el conjunto móvil.

$$Potencia = 0,088HP$$

4.3. Cálculos y diseño del conjunto deslizante

Esta debe permitir el libre deslizamiento del conjunto móvil. Debe de ser lo bastante rígida para prevenir cualquier tipo de atascamiento cuando el conjunto móvil se desplace y lo bastante fuerte para soportar el peso de este y los esfuerzos que se generan cuando el bastidor de salida de tubos se mueve. la condición extrema a la que está expuesta esta base sucede cuando la base de los cabezales de soldadura se encuentra en la posición más baja.

4.3.1. Cálculos de las bocinas

Para el análisis de las bocinas se tomaron en cuenta las fuerzas aplicadas en la columna y guía del conjunto móvil. La condición de estas bocinas consiste en que deben resistir las cargas y la fatiga que puede generar. Estas bocinas deberán ser construidas de bronce . Ver la figura 4.21

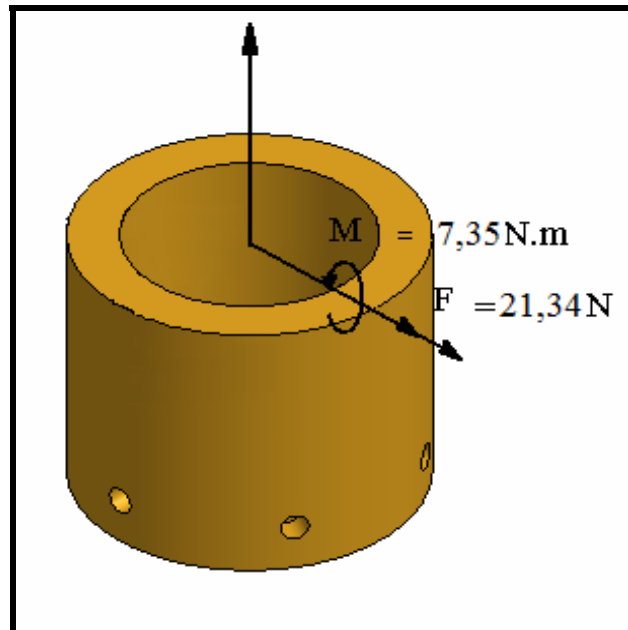


Figura 4.21 Se muestran las fuerzas y momentos combinados que se generan en la bocina de la guía, específicamente la bocina inferior

Teniendo en cuenta que la bocina están en contacto directo con la guía, los momentos y fuerzas aplicadas que actúan en la bocina, son las mismas que actúan en la guía. En la tabla 4.7 se observa las fuerzas que actúan en la bocina específicamente en el tramo 2.

Calculamos el esfuerzo producido utilizando la ecuación 4.9, obteniéndose el siguiente resultado

$$\sigma = 0,132 \text{ MPa}$$

Para calcular el esfuerzo cortante generado se utilizo la ecuación 4.10

$$\tau = 0,00851 \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación 4.11 calculamos los esfuerzos principales generados los cuales se muestran a continuación los siguientes resultados y se construyo el círculo de MOHR (ver figura 4.22)

$$\sigma_1 = 0,1328 \text{MPa}$$

$$\sigma_2 = 0,04 \text{MPa}$$

$$\tau_{\max} = 0,0464 \text{ MPa}$$

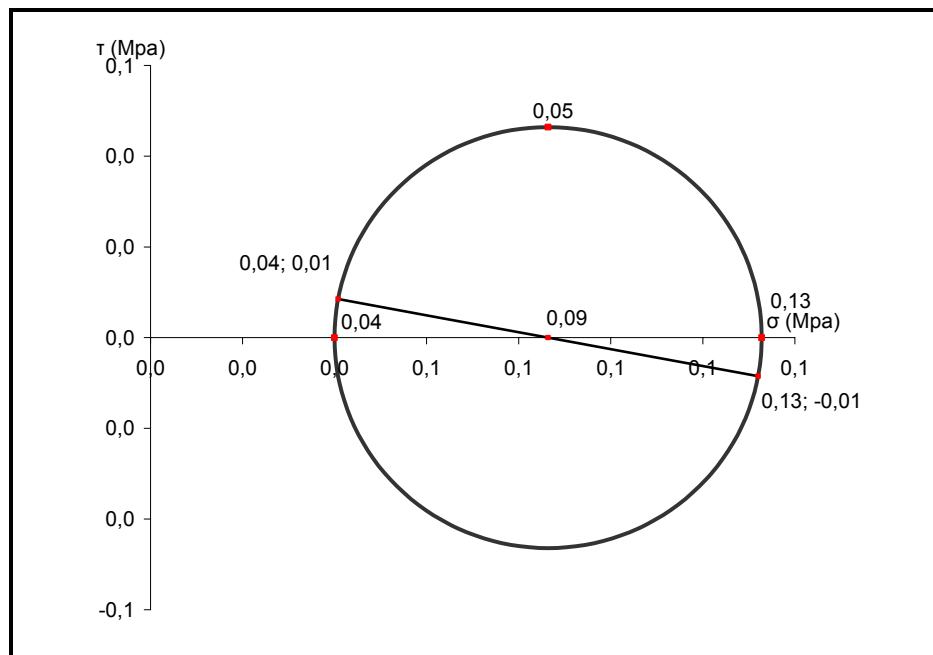


Figura 4.22 En el grafico se muestra el círculo de morh generado por los esfuerzos principales que se generan en las bocinas de las guías del conjunto móvil

Mediante a la ecuación 4.12 calculamos es esfuerzo de Von Mises cuyo resultado se nuestra a continuación

$$\sigma_e = 0,118\text{MPa}$$

Por último calculamos el factor de seguridad de la bocina utilizando la ecuación 4.13

$$\eta_s = 152$$

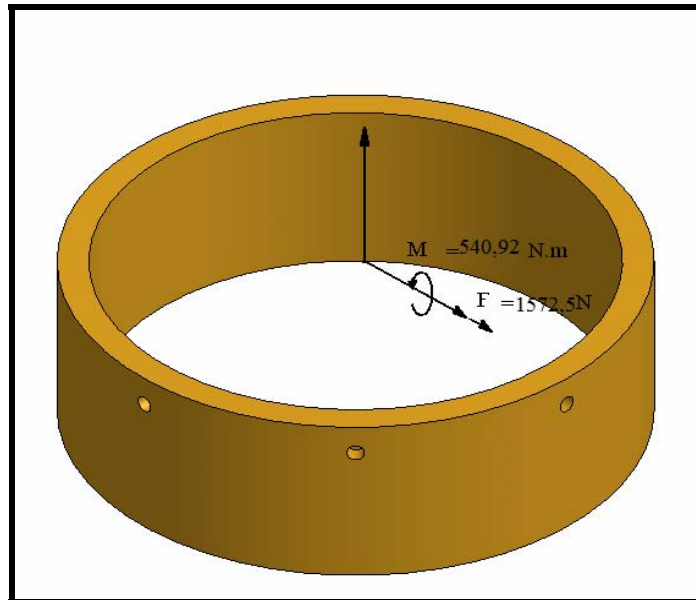


Figura 4.23 Se muestran las fuerzas y momentos que se generan en la bocina de la columna, específicamente la bocina inferior.

Utilizando el procedimiento anterior calculamos el factor de seguridad utilizando la ecuación 4.13 para la bocina de la columna

$$\eta_s = 73$$

En la figura 4.24 se muestra la gráfica de resistencia a la fatiga para aleaciones de cobre. Según este gráfico la resistencia a la fatiga de las bocinas es infinita.

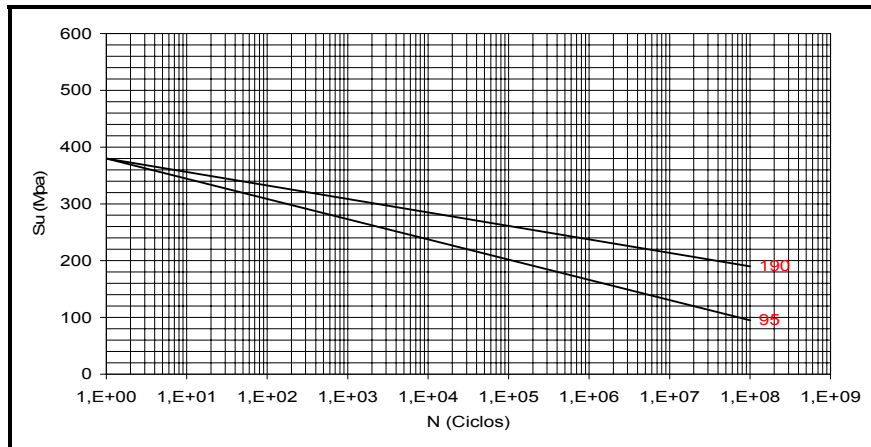


Figura 4.24 Grafica Resistencia a la fatiga vs. Ciclos, en la que se muestra la vida a la fatiga que tienen ciertos elementos fabricados con aleaciones de cobre, hasta 1×10^8 ciclos siempre y cuando no superen los 190MPa en su operación

4.3.2. Diseño de la tuerca del tornillo de potencia

La tuerca soportará una carga permanente que equivale a todo el peso del conjunto móvil, incluyendo los cabezales de soldadura. Esta tuerca está hecha de bronce con la finalidad de que sufra mayor desgaste que el tornillo, ya que es más rentable reemplazar la tuerca que el tornillo de potencia.(ver figura 4.25)

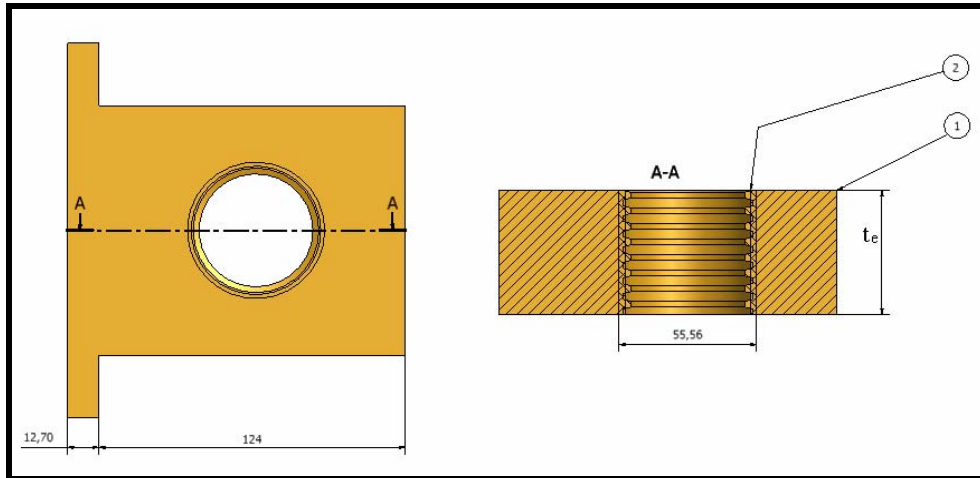


Figura 4.25: Se observa la tuerca de bronce utilizada para el deslizamiento del tornillo de potencia

Si tomamos en cuenta que el paso del tornillo de potencia es de 1/4 de pulgada y teniendo ocho aristas por medio de la ecuación 4.43 el factor de seguridad de la tuerca

$$\eta_s = \frac{S_y t_e \pi D N}{2V} \quad \text{Ec. 4.43}$$

$$\eta_s = \frac{(152 \times 10^6 \text{ Pa})(0,00375 \text{ m})(\pi)(0,0455 \text{ m})(8)}{2(2500 \text{ N})}$$

$$\eta_s = 130$$

4.3.3. Cálculos de las cartelas que sopórtala tuerca de portencia

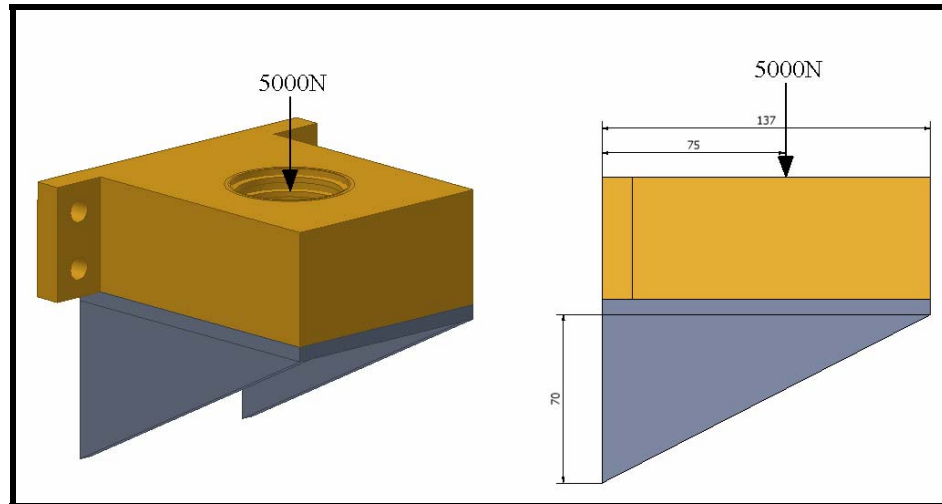


Figura 4.26 Se observa a ubicación de las cartelas que soportan a la tuerca de potencia

$$\sum F_z = 0$$

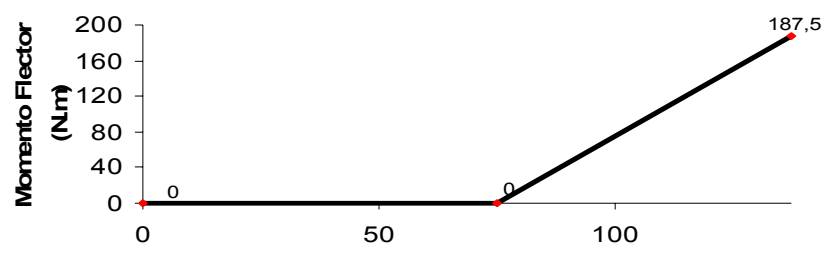
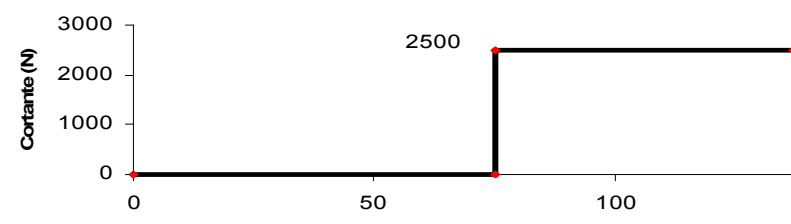
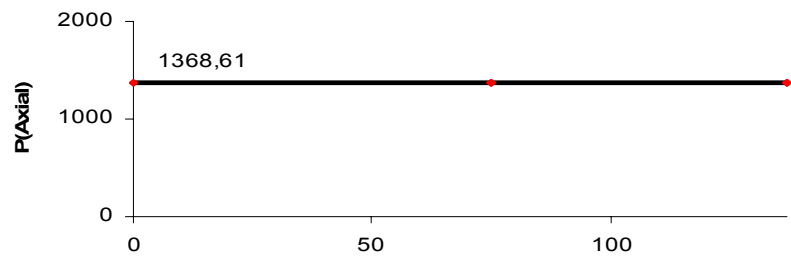
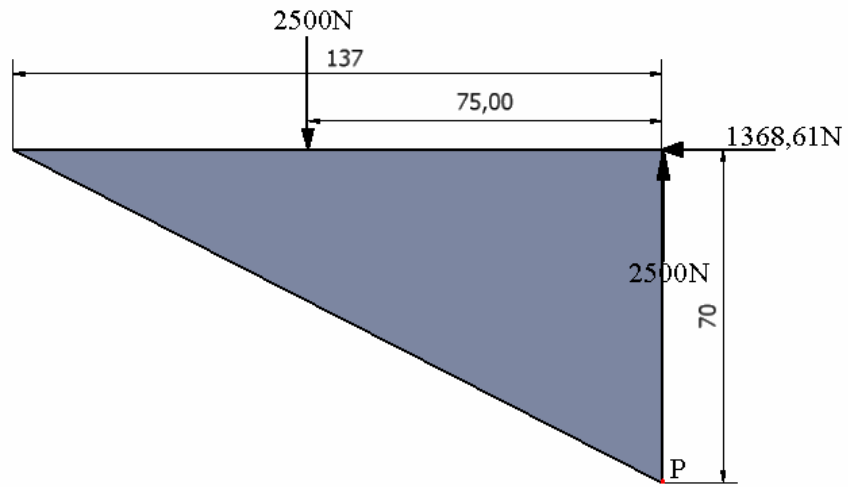
$$F_y = 2500 N$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$(0,137m)(-F_x) + (2500N)(0,075m) = 0$$

$$F_x = \frac{(2500N)(0,075m)}{(0,137m)}$$

$$F_x = 1368,61$$



Debido a que el eje neutro esta ubicado a 1/3 de la base, modificamos la ecuación 4.9 y obtenemos la ecuación 4.44 que sirvió para calcular el espesor de la cartela.

$$\sigma_{\max} = \frac{Mh}{3I_x} \quad \text{Ec. 4.44}$$

Para una altura desde la base de 70 mm se calculo el espesor de la cartela para un factor de seguridad de 3

$$b = \frac{12M}{S_y h^2} \quad \text{Ec. 4.45}$$

$$b = \frac{(12)(187,5N.m)}{(248 \times 10^6 Pa)(0,07m)^2}$$

$$b = 3,63mm$$

También se analizo cual sería el grosor de la cartela utilizando modificando la ecuación 4.10 en la cual se obtuvo la ecuación 4.46 , la cual se utilizo para calcular el grosor de la placa con un factor de seguridad de 3

$$S_y = \frac{V\eta_s}{bh} \quad \text{Ec. 4.46}$$

$$b = \frac{V\eta_s}{S_y h}$$

$$b = \frac{(2500N)(3)}{(248 \times 10^6 Pa)(0,07m)}$$

$$b = 0,000654m$$

$$b = 0,654mm$$

Aproximamos este valor para una lámina comercial de 6,35 mm de espesor tomando en cuenta el resultado obtenido en la ecuación 4.45 calculamos los esfuerzos generados y el factor de seguridad para este nuevo espesor.

Se calculo el esfuerzo producido utilizando la ecuación 4.9 obteniéndose el siguiente resultado

$$\sigma = 47,24MPa$$

También se calculo el esfuerzo cortante generado se utilizo la ecuación 4.10

$$\tau = 7,87MPa$$

Utilizando la ecuación 4.11 calculamos los esfuerzos principales generados los cuales se muestran a continuación los siguientes resultados

$$\sigma_1 = 48,52MPa$$

$$\sigma_2 = -12,77MPa$$

$$\tau_{\max} = 14,64 \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación 4.12 calculamos es esfuerzo de Von Mises cuyo resultado se muestra a continuación

$$\sigma_e = 49,17 \text{ MPa}$$

Por último calculamos el factor de seguridad de la bocina utilizando la ecuación 4.13

$$\eta_s = 5,04$$

Sin embargo es necesario calcular el filete de soldadura necesario que debe poseer la cartela. De la tabla 1 del apéndice 2 tenemos que la resistencia a la fluencia de un electrodo 6013 es de aproximadamente de 52Ksi

$$52000 \frac{\text{lbs}}{\text{in}} \left(\frac{1 \text{ in}}{0,0254 \text{ m}} \right) \left(\frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lbs}} \right) 358528,57 \text{ KPa}$$

$$= 358,6 \text{ MPa}$$

De la tabla 15,9 del HAMROCK [10] obtenemos que para una soldadura en un extremo libre con fuerza aplicada. Utilizando las ecuaciones 4.47, 4.48 y 4.49 calculamos el filete de la soldadura

$$I_u = \frac{L_w^2}{6} \quad \text{Ec. 4.47}$$

$$A = L_w \quad \text{Ec. 4.48}$$

$$I = 0,707h_e I_u L_w$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2M}{0,707h_e L_w^2} \quad \text{Ec. 4.49}$$

$$h_e = \frac{2M\eta_s}{0,707S_y L_w^2}$$

$$h_e = \frac{2(187,5N.m)(3)}{0,707(91,06 \times 10^6 MPa)(0,07m)^2}$$

$$h_e = 5,35m$$

Aproximamos el valor obtenido con la ecuación 4.49 a 6,35mm

4.3.4. Diseño de la base deslizante

Para el siguiente análisis se recurrió al programa comercial para cálculo por análisis de elementos finitos. Debido a la complejidad en la forma de este conjunto se decidió hacer este tipo de análisis para calcular la deformación que se pueda producir así como otros datos mecánicos. Esta base deberá soportar Tanto el momento que genera la columna central, como el peso del conjunto móvil, produciéndose la menor deformación generada ya que esta podría incidir en la desviación del cordón de soldadura.

En la figura 4.27 se puede observar el cálculo que realizó el software para hallar la vida a la fatiga de la base trasera del conjunto deslizante. También se observa el resultado de la vida a la fatiga de los pernos de sujeción de la base de los cuales el siguiente resultado.

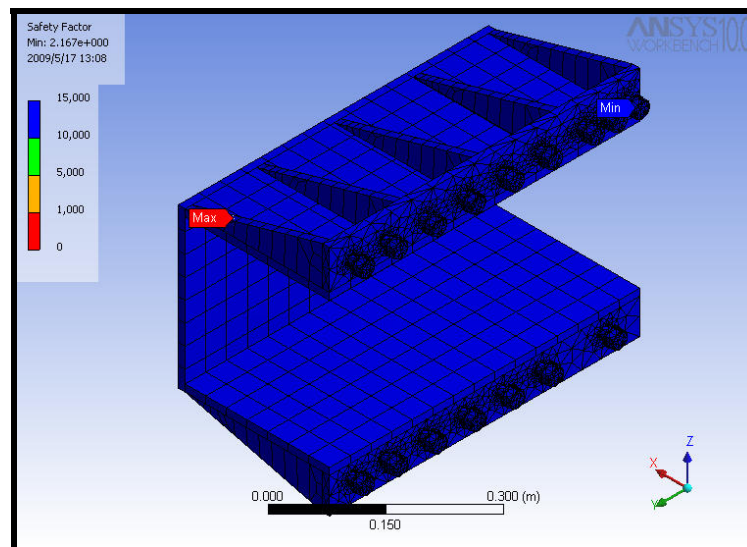


Figura 4.27 Se muestra el factor de seguridad a una posible falla por fatiga de la base trasera de sujeción. También se muestran el factor de seguridad a la fatiga de los tornillos de sujeción de la base.

Estos pernos están diseñados de acero ASTM A- 490, los cuales son de alta resistencia a la fatiga. El factor de seguridad obtenido en conjunto es el siguiente.

$$F_s = 2,147$$

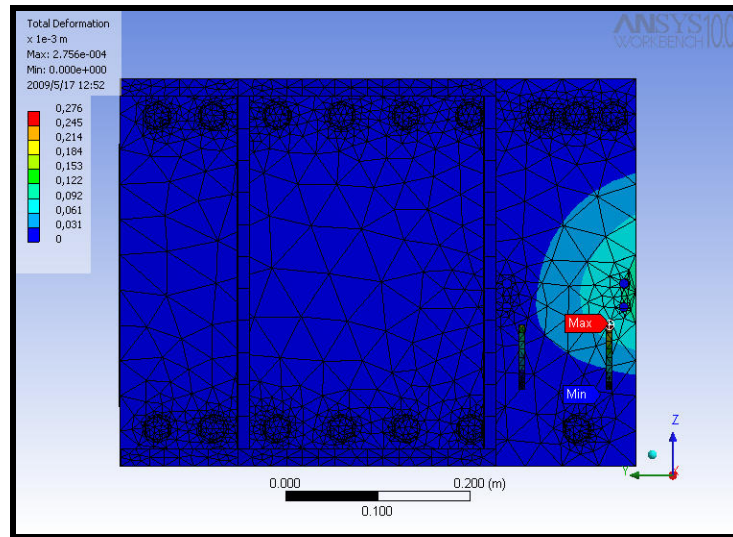


Figura 4.28 Se observa a ubicación de las cartelas que soportan a la tuerca de potencia

En la figura 4.28, 4.29 se puede observar el cálculo que realizó el software para hallar la deformación que se puede generar en la base deslizante. En estas figuras se puede apreciar que la mayor deformación se podría generar en zona donde trabaja la tuerca de potencia, así como las cartelas que la sujetan, sin embargo en la figura 4.30 se muestra el factor de seguridad a una falla cíclica de toda la base en donde revela que esta podría fallar en la soldadura de una de las cartelas, por lo que se aumenta el espesor del cordón de soldadura. La deformación total producida y el factor de seguridad se muestran a continuación

$$F_s = 7,47$$

$$\delta = 0,02756 \text{ mm}$$

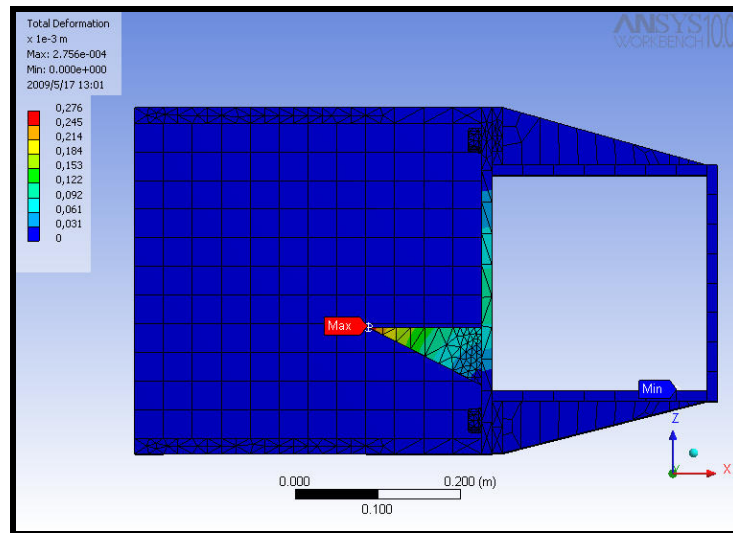


Figura 4.29 Se observa en una vista lateral de la deformación que se puede generar según los cálculos producidos por el software.

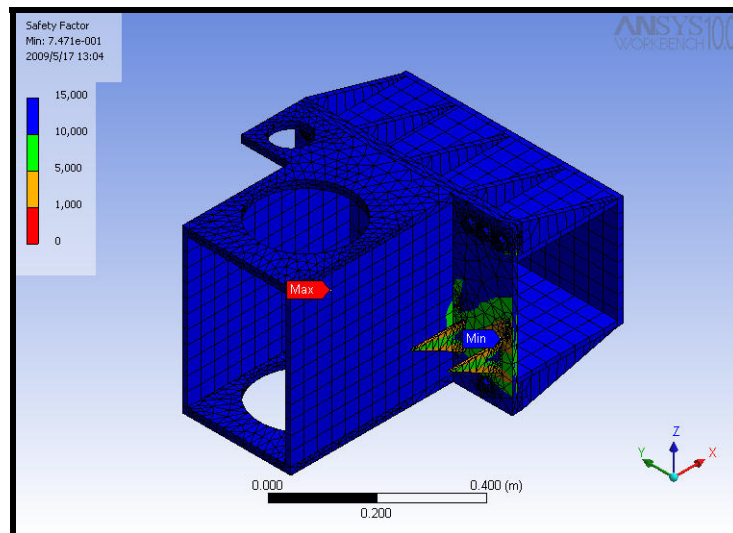


Figura 4.30 Se observa una vista isométrica donde se aprecia el factor de seguridad a una falla por fatiga generada por el software

4.3.5. Peso del conjunto deslizante

Utilizando un software ACAD logramos calcular todo el volumen y peso del conjunto deslizante como se muestra en la figura 4.31

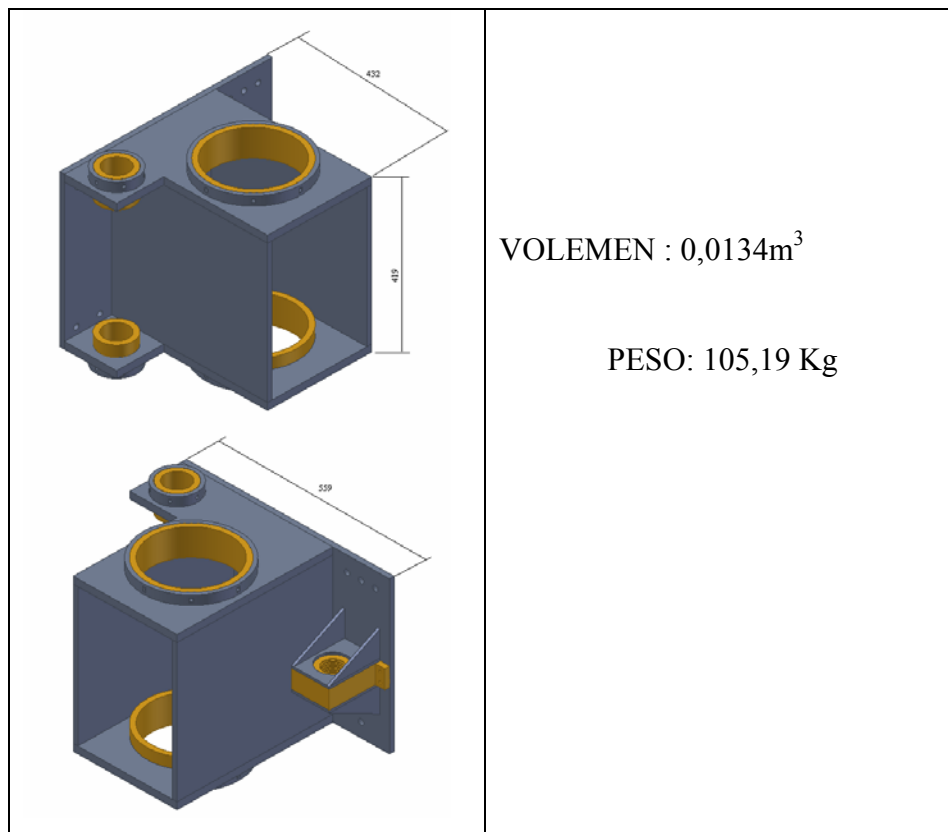


Figura 4.31 Se observa el conjunto deslizante armado con los otros elementos

4.4. Selección y cálculos de la viga

La viga es la parte más importante de la estructura, ya que esta es la que soportara los embates del bastidor de salida. Esta deberá poder deslizarse libremente entre los apoyos de columnas ya que la maquina deberá conformar tuberías de

diferentes diámetros. La deformación de este elemento debe ser lo bastante insignificante como para no permitir una desviación lo bastante pronunciada del cordón de soldadura, también una de las razones por la que debe ser muy resistente es para poder soportar la deformación por torsión que se genera y que también es de forma alternante con lo cual se puede producir una falla por fatiga.

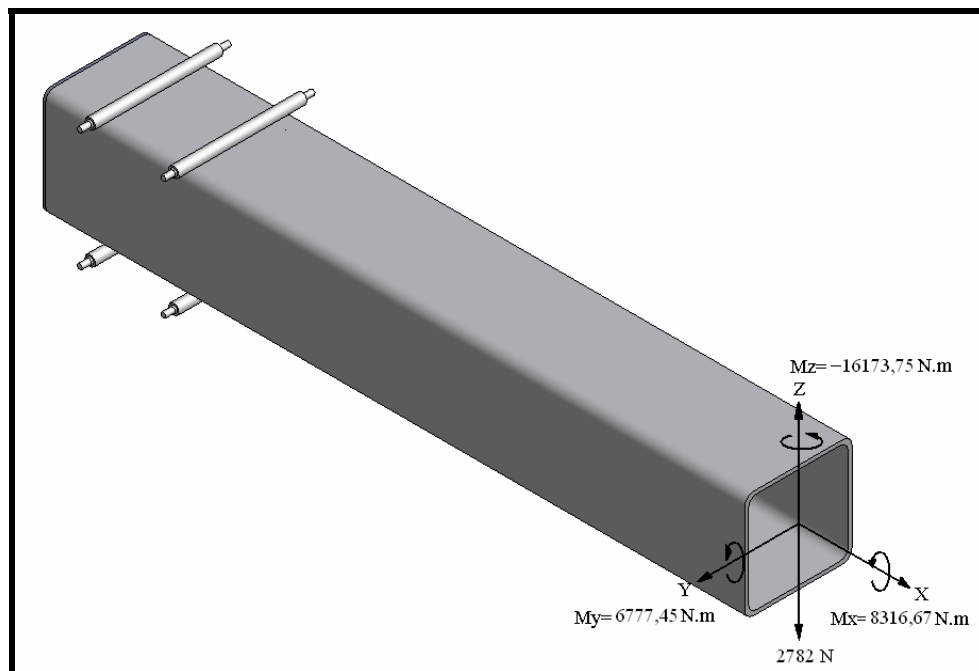


Figura 4.32 Se detalla en un corte transversal los momentos y fuerzas en condiciones extremas a la que estará sometida la viga transversal

En la figura 4.32 observamos los momentos y las fuerzas a la que está sometida la viga. También se muestra que la viga estará soportada por 8 rodillos los cuales le permitirá un mejor deslizamiento por los apoyos.

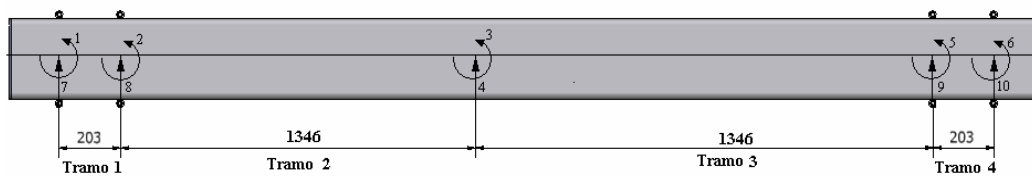
Para el siguiente análisis se utilizó el teorema de igual rigidez, el cual consiste en introducir un número de valores y alinearlas en matrices para luego combinarlas y resolverlas por el método de eliminación Gaussiana y que sirvió para encontrar las

fuerzas resultantes en la viga, ya que el número de incógnitas supera el número de ecuaciones que se pueden hallar realizando un análisis estático.

Analizamos la viga por planos, la primera por el plano X-Z que es donde realizaremos nuestro análisis con el método de igual rigidez, y el eje X-Y, donde se realiza un análisis estático de forma básica.

4.4.1. Análisis de cargas en la viga

Calculamos la viga en el plano X-Z a continuación y luego la viga en el plano X-Y



Utilizando el método de igual rigidez obtenemos el cálculo de vigas

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & & & & & \\ 0 & & & & & \\ 6777,45 N.m & & & & & \\ -2782 N & & & & & \\ 0 & & & & & \\ 0 & & & & & \end{bmatrix} \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \end{matrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \end{matrix}$$

Tramo1

7	1	8	2	
$\frac{12}{(0,203)^3}$	$\frac{6}{(0,203)^2}$	$-\frac{12}{(0,203)^3}$	$\frac{6}{(0,203)^2}$	7
$\frac{6}{(0,203)^2}$	$\frac{4}{0,203}$	$-\frac{6}{(0,203)^2}$	$\frac{2}{0,203}$	1
$-\frac{12}{(0,203)^3}$	$-\frac{6}{(0,203)^2}$	$\frac{12}{(0,203)^3}$	$-\frac{6}{(0,203)^2}$	8
$\frac{6}{(0,203)^2}$	$\frac{2}{0,203}$	$-\frac{6}{(0,203)^2}$	$\frac{4}{0,203}$	2

Tramo2

8	2	4	3	
$\frac{12}{(1,346)^3}$	$\frac{6}{(1,346)^2}$	$-\frac{12}{(1,346)^3}$	$\frac{6}{(1,346)^2}$	8
$\frac{6}{(1,346)^2}$	$\frac{4}{1,346}$	$-\frac{6}{(1,346)^2}$	$\frac{2}{1,346}$	2
$-\frac{12}{(1,346)^3}$	$-\frac{6}{(1,346)^2}$	$\frac{12}{(1,346)^3}$	$-\frac{6}{(1,346)^2}$	4
$\frac{6}{(1,346)^2}$	$\frac{2}{1,346}$	$-\frac{6}{(1,346)^2}$	$\frac{4}{1,346}$	3

Tramo3

$$\begin{array}{cccc|c}
 4 & 3 & 9 & 5 & \\
 \hline
 \frac{12}{(1,346)^3} & \frac{6}{(1,346)^2} & -\frac{12}{(1,346)^3} & \frac{6}{(1,346)^2} & 4 \\
 \frac{6}{(1,346)^2} & \frac{4}{1,346} & -\frac{6}{(1,346)^2} & \frac{2}{1,346} & 3 \\
 \hline
 \frac{12}{(1,346)^3} & -\frac{6}{(1,346)^2} & \frac{12}{(1,346)^3} & -\frac{6}{(1,346)^2} & 9 \\
 \frac{6}{(1,346)^2} & \frac{2}{1,346} & -\frac{6}{(1,346)^2} & \frac{4}{1,346} & 5
 \end{array}$$

Tramo 4

$$\begin{array}{cccc|c}
 9 & 5 & 10 & 6 & \\
 \hline
 \frac{12}{(0,203)^3} & \frac{6}{(0,203)^2} & -\frac{12}{(0,203)^3} & \frac{6}{(0,203)^2} & 9 \\
 \frac{6}{(0,203)^2} & \frac{4}{0,203} & -\frac{6}{(0,203)^2} & \frac{2}{0,203} & 5 \\
 \hline
 \frac{12}{(0,203)^3} & -\frac{6}{(0,203)^2} & \frac{12}{(0,203)^3} & -\frac{6}{(0,203)^2} & 10 \\
 \frac{6}{(0,203)^2} & \frac{2}{0,203} & -\frac{6}{(0,203)^2} & \frac{4}{0,203} & 6
 \end{array}$$

Ordenando las posiciones en la matriz mayor obtenemos

$$\sum F_y = 0$$

$$F_1 + F_2 = 0$$

$$F_1 = -F_2$$

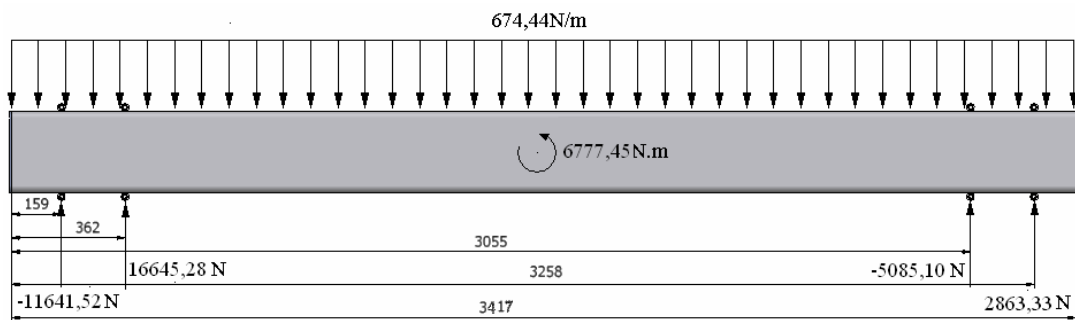
$$\sum M_1 = 0$$

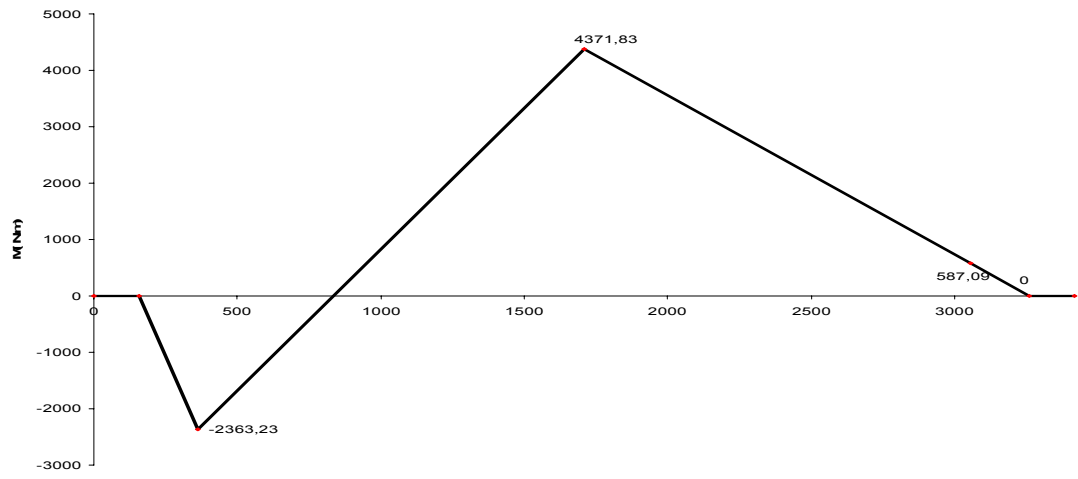
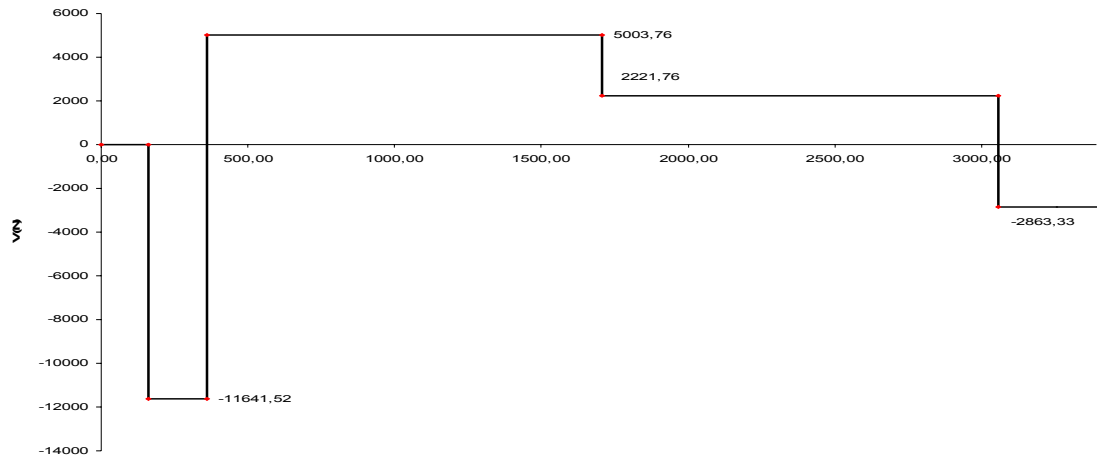
$$(3,159m - 0,261m) F_2 - 16173,75 N.m = 0$$

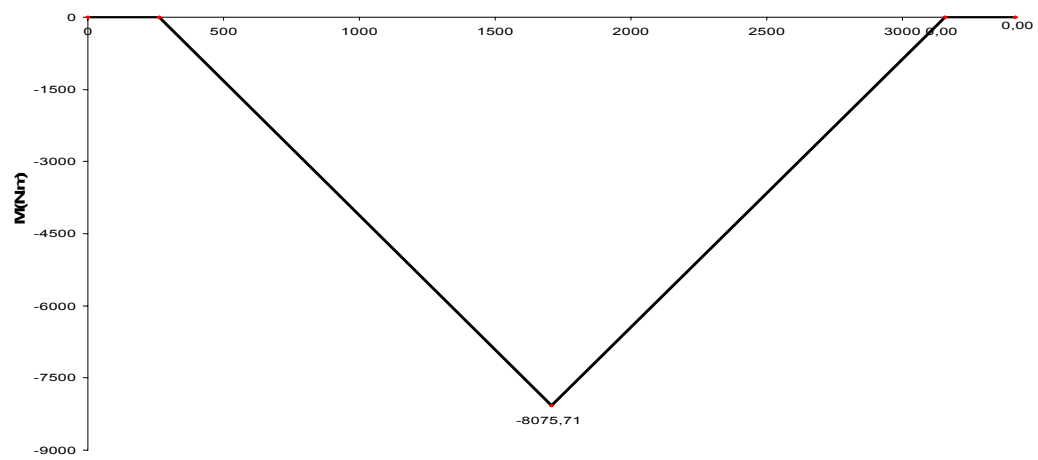
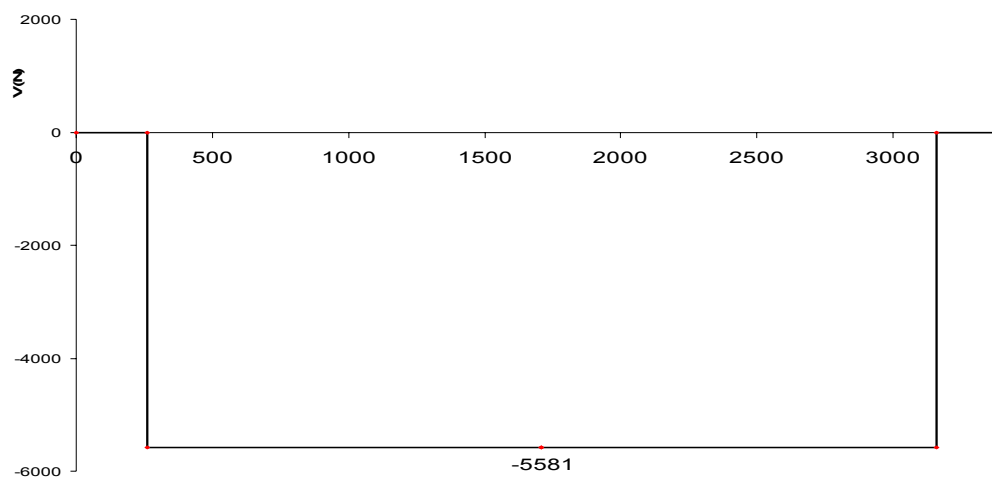
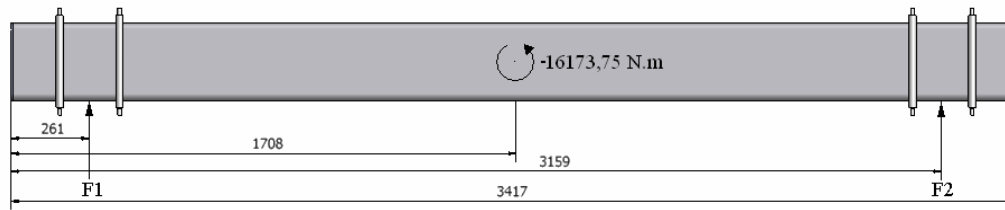
$$F_2 = \frac{16173,75 N.m}{(3,159m - 0,265m)}$$

$$F_2 = -5581 N$$

$$F_1 = 5581 N$$







Utilizando el procedimiento para el cálculo de las fuerzas cortantes y momentos flectores obtenemos la tabla 4.14 y la tabla 4.15 en donde se muestran los resultados del análisis de la viga.

Tabla 4.14 Se muestran los resultados obtenidos al calcular las fuerzas cortantes de la viga en el plano X-Z

FUERZA CORTANTE (N)					
TRAMO 1	TRAMO 2	TRAMO 3	TRAMO 4	TRAMO 5	TRAMO 6
0	-11641,52	5000	2221,76	2863,33	2863,33

Tabla 4.15 Se muestran los resultados obtenidos al calcular los momentos flectores de la viga en el plano X-Z

FUERZA CORTANTE (N)					
TRAMO 1	TRAMO 2	TRAMO 3	TRAMO 4	TRAMO 5	TRAMO 6
0	-2363,23	4371,83	2221,76	587,09	587,09

Para el análisis en el plano X-Y Ubicamos el punto en donde se genera el máximo momento en la viga que es el punto tres y se procedió a hacer el análisis de esfuerzo correspondiente utilizando las ecuaciones 4.9 y 4.10 en donde se obtuvo el siguiente resultado.

$$\sigma = -11,051 \text{ MPa}$$

$$\tau = 1,21 \text{ MPa}$$

Se analizo el efecto de la torsión a la cual esta aplicada en la viga

Tabla 4.16 Se muestra las constantes alfa y beta para el análisis de las vigas de secciones cuadradas y rectangulares

b/c	1	1,5	2	3	6	10	∞
A	0,208	0,231	0,246	0,267	0,299	0,312	0,333
B	0,141	0,196	0,229	0,263	0,299	0,312	0,333

En donde

b = lado mas largo

c = lado más corto

Según las formulas planteadas para el esfuerzo cortante se utiliza alfa y beta para el cálculo del Angulo de torsión

Utilizando las ecuaciones 3.450 calculamos el esfuerzo cortante generado por la torsión para vigas cuadradas según los valores de la tabla 3.4.16

$$\tau = \frac{T}{\alpha c b^2} \quad \text{Ec. 4.50}$$

$$\tau = \frac{-8316,68 N.m}{(0,2080) \left[(0,26m)^3 - (0,242m)^3 \right]}$$

$$\tau = 10,61 \text{MPa}$$

Para calcular el Angulo de torsión tenemos la ecuación 3.4.51

$$\theta = \frac{TL}{G\beta cb^3} \quad \text{Ec. 4.51}$$

$$\theta = \frac{(-8316,68 N.m)(1,708m)}{(8,15 \times 10^{10} Pa)(0,141) \left[(0,26m)^4 - (0,242m)^4 \right]}$$

$$\theta = -2,71 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\theta = -0,01550^\circ$$

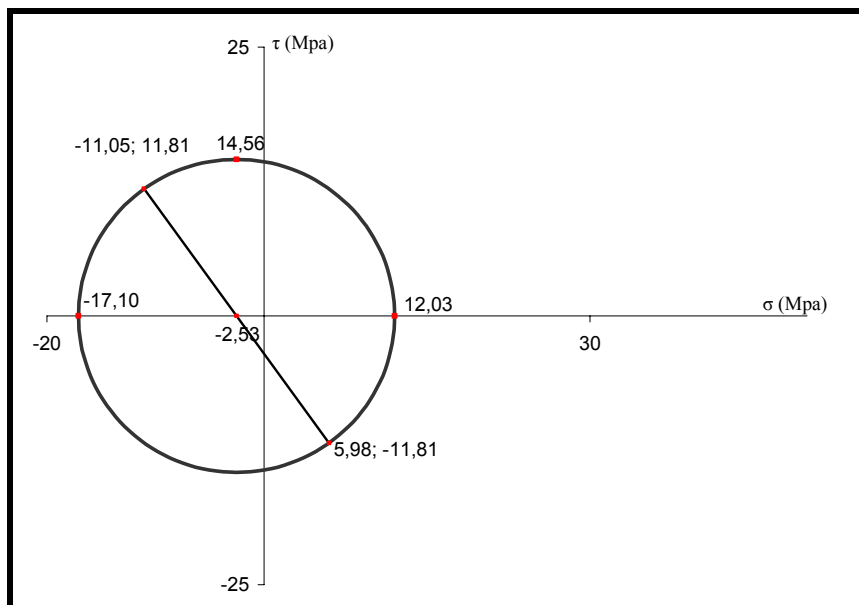


Figura 4.33 Se muestra en el círculo de Morh los esfuerzos principales generados en la viga

Utilizando la ecuación 4.11 calculamos los esfuerzos principales generados en la viga en el cual se obtuvieron los siguientes resultados y se pudo generar el círculo de MOHR como se muestra en la figura 4.33

$$\sigma_1 = -17,098\text{MPa}$$

$$\sigma_2 = 12,029\text{MPa}$$

$$\tau_{\max} = 14,56\text{MPa}$$

Utilizando la ecuación 4.12 calculamos el esfuerzo de Von Mises cuyo resultado se muestra a continuación

$$\sigma_e = 25,35\text{MPa}$$

Por último calculamos el factor de seguridad de la bocina utilizando la ecuación 4.13

$$\eta_s = 13,6$$

Los cálculos para la vida a la fatiga se realizaron suponiendo una carga alternante del esfuerzo por torsión debido a que este representa prácticamente el esfuerzo de mayor magnitud que se genera cuando la estructura esta en movimiento. El movimiento del bastidor de salida no es continuo, sin embargo la viga puede sufrir daños por cargas cíclicas acumuladas los que nos lleva determinar cuál sería la resistencia a la fatiga de la viga para una carga máxima completamente alternante

Para este tipo de análisis se hizo necesario calcular algunos parámetros utilizando las ecuaciones 4.15, 4.16, 4.17, 4.18 con los cuales se obtuvieron el siguiente resultado

$$\tau_{xz_m} = 0$$

$$\tau_{xz_r} = 23,627 MPa$$

$$\tau_{xz_a} = 11,814 MPa$$

$$R_s = -1$$

$$A_a = \frac{1 - R_s}{1 + R_s}$$

De los patrones más frecuentes que se usan de la amplitud constante del esfuerzo cíclico esta se asemeja a cuando está completamente alternante

$$\sigma_m = 0$$

$$R_s = -1$$

$$A_a = \infty$$

4.4.2. Fatiga de alto ciclaje

Acero estructural ATSM-5000 grado C

$$S_y = 345 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 427 \text{ Mpa}$$

Modulo de Young = 207×10^3 Mpa

$$S_e = 0,29 S_u ; \text{ a Torsion}$$

$$S_e = 0,29(427 \text{ Mpa})$$

$$S_e = 123,83 \text{ Mpa}$$

$$S_l = 0,72 S_u$$

$$S_l = 0,72(427 \text{ Mpa})$$

$$S_l = 307,44 \text{ Mpa}$$

Si el número de ciclos que debe soportar la estructura deberá ser mayor a 1×10^6 , sin embargo la siguiente formula tiene un rango entre $1 \times 10^3 \leq N'_t \leq 1 \times 10^6$; pero sabemos que para ciclos mayores de 1×10^6 la resistencia se hace una vida infinita en el acero

Utilizando las ecuaciones 4.20, 4.21, 4.22, 4.23 obtenemos los siguientes resultados

$$b_s = -0,1316$$

$$\bar{c} = 8,882$$

$$N' = 5,462 \times 10^{13} \text{ ciclos}$$

La resistencia a la fatiga para la viga seleccionada es prácticamente infinita si la comparamos con la figura 4.34 ya que sobrepasa los 1×10^6 ciclos

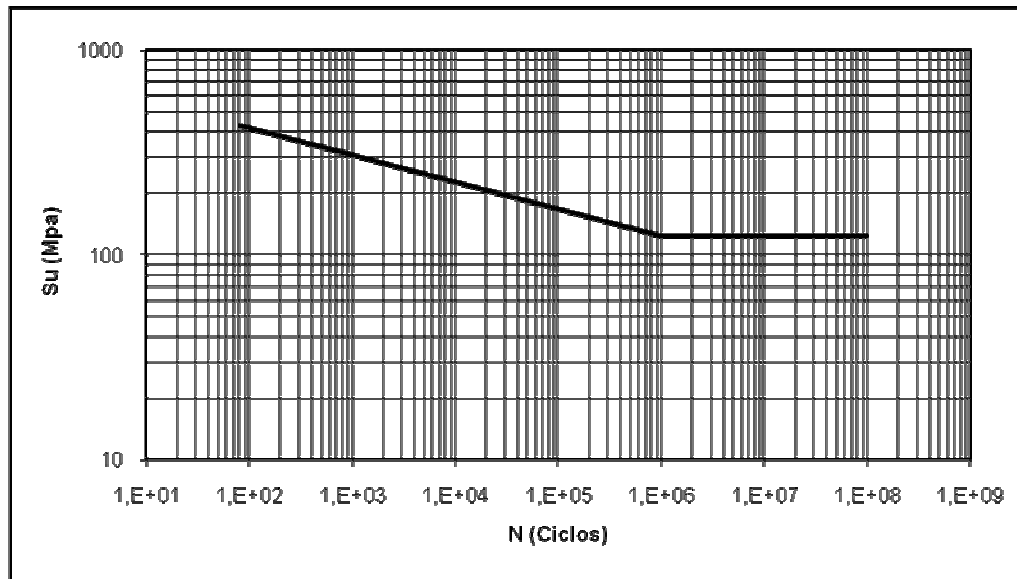


Figura 4.34 Se muestra en la grafica la resistencia a la fatiga vs ciclos para un acero ATSM-500 grado C la cual presenta una resistencia a la fractura de 427Mpa y a la fluencia de 345Mpa

4.4.3. Factor de seguridad por carga cíclica

Efectos en la concentración de esfuerzos:

$K_{fc} = 1$; ya que no existen muescas que indiquen concentradores de esfuerzos en la columna y guía

Factor de acabado de la superficie:

$K_f = 0,82$; ya que consideramos que el acabado es un maquinado en frío

Efecto del tamaño:

$K_s = 1$; el material utilizado no ha sido extruido

Efecto de la temperatura:

$K_t = 1$; ya que la diferencia de temperatura con la de referencia es despreciable

Factor de la Confiabilidad:

$K_r = 0,7$; *porque* queremos que la viga tenga un 99,99% de confiabilidad durante toda su vida

Efectos diversos:

$K_m = 1$; por no existir ninguna eventualidad que pueda provocar un efecto directo en la modificación de la resistencia a la fatiga

Limite modificado a la fatiga

Utilizando la ecuación 4.24 encontramos el valor para la resistencia de bajo ciclaje que se muestra a continuación

$$S_e = 122,55 \text{ Mpa} ; \text{ Por Torsión}$$

Línea de Geber

Utilizando la ecuación 4.25 encontramos el factor de seguridad a la fatiga para la viga

$$\eta_s = 5,19$$

4.4.4. Calculo de la deformación de la viga por elemento finito

En la figura 4.35 podemos observar la forma en que sufre la deformación la viga .según la leyenda del análisis proporcionado por el programa se obtuvo que la deformación fue de 0,05 mm lo cual cumple con la condición de mínima deformación que se planteo

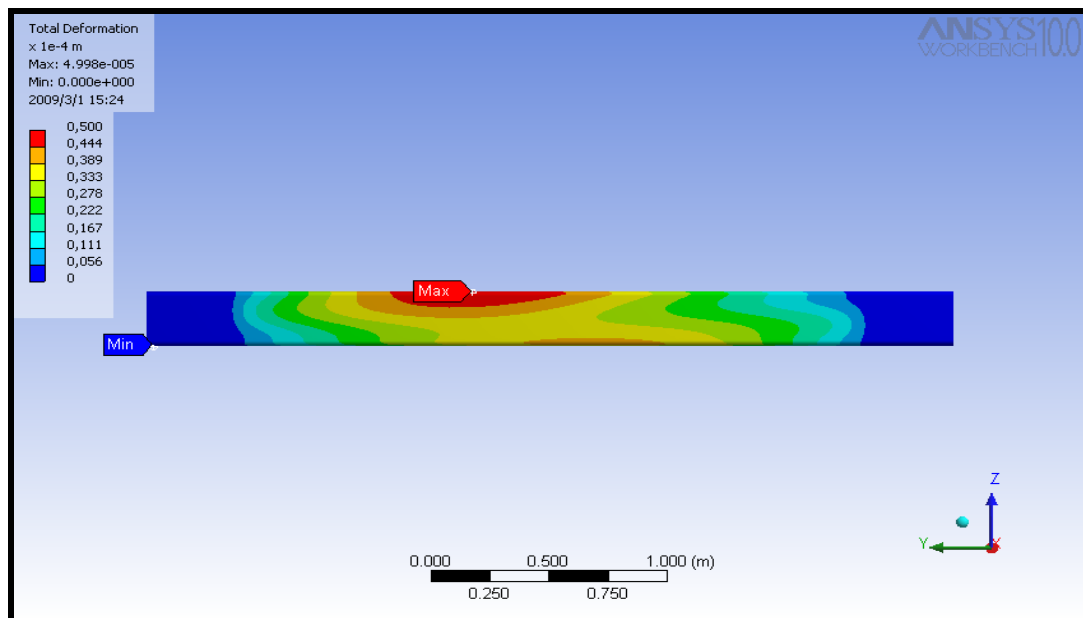


Figura 4.35 Se observa la deformación que sufre la viga al estar bajo las máximas condiciones que se puede generarse durante el movimiento del bastidor de salida de tubos

4.5. Diseño y cálculos de los apoyos

Para el siguiente análisis se recurrió a un software comercial para análisis de elementos finitos debido a la complejidad en la forma de este conjunto lo cual hizo necesario el recurrir a esta herramienta ya que el hacerlo de forma manual resulta muy complejo. Este tipo de análisis se utilizó para calcular la deformación producida y el factor de seguridad a una posible falla por fatiga de los apoyos de las columnas.

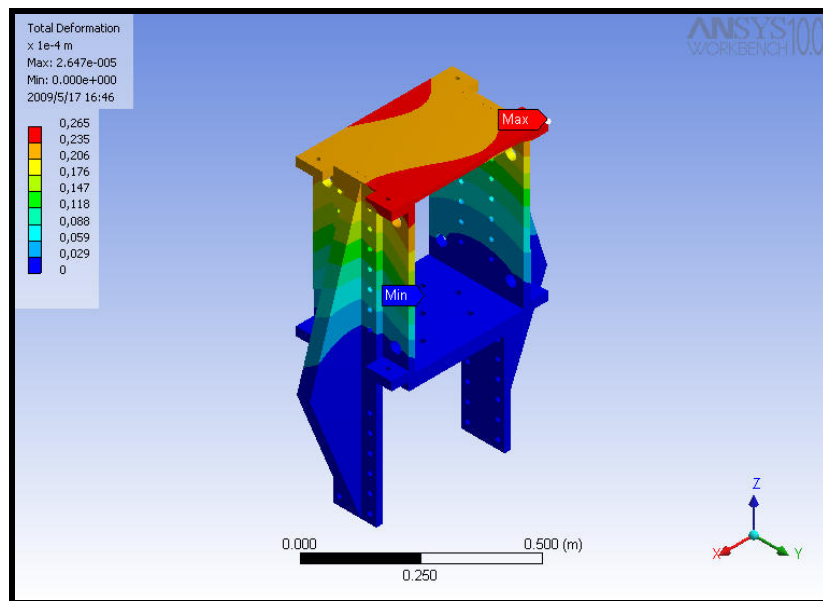


Figura 4.36 Se observa la deformación de los apoyos laterales el cual se obtuvo mediante la simulación por el programa

En la figura 4.36 se puede apreciar la deformación generada por el software el cual es de 0,245 mm, este valor no resulta un peligro para la deformación del cordón de soldadura. En la figura 4.37 se muestra la vida a la fatiga del apoyo en donde esta supera el 1×10^6 ciclos

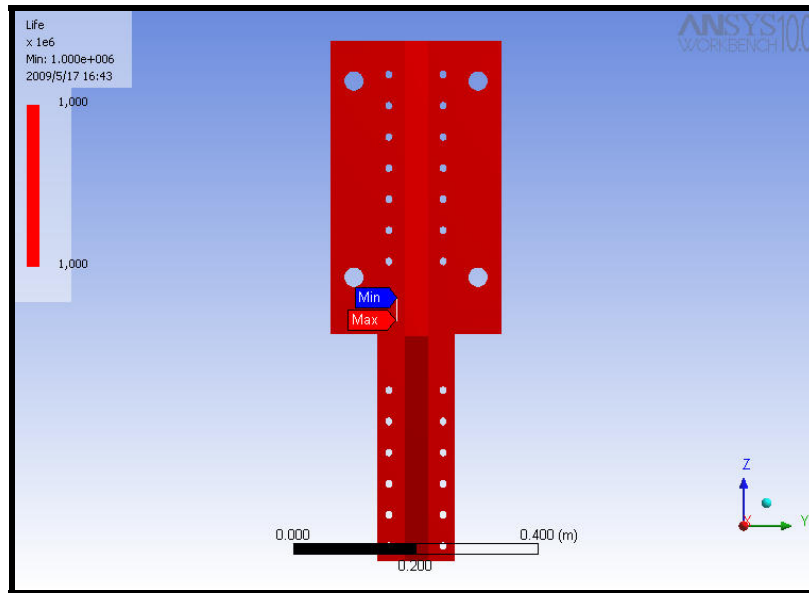


Figura 4.37 Se observa la vida a la fatiga de los apoyos laterales el cual se obtuvo mediante la simulación por el programa

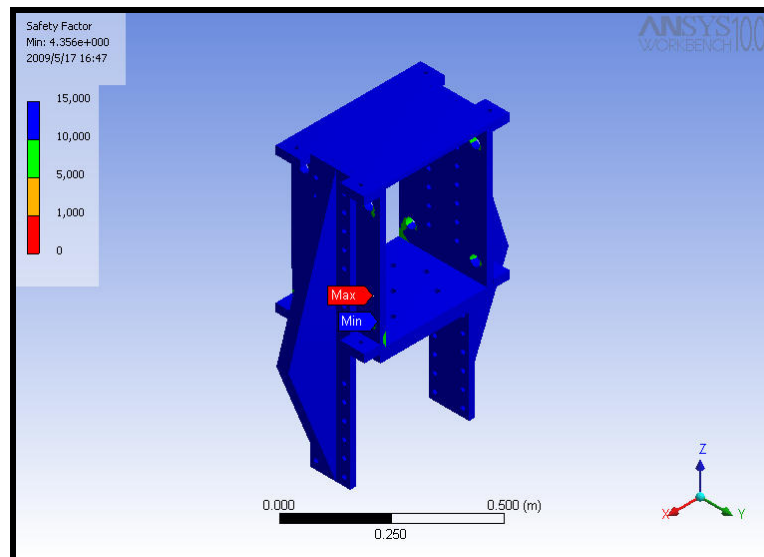


Figura 4.38 Se observa el factor de seguridad a una falla por fatiga en los apoyos laterales el cual se obtuvo mediante la simulación por el programa

En la figura 4.38 se muestra el factor de seguridad a una posible falla por fatiga en donde se puede apreciar que la zona mas debil esta en uno de los agujeros que apoyan los rodillos, sin embargo este factor de seguridad es mayor a 4 lo cual demuestra que esta no fallara. esto tambien se puede apreciar en la figura 4.3.9

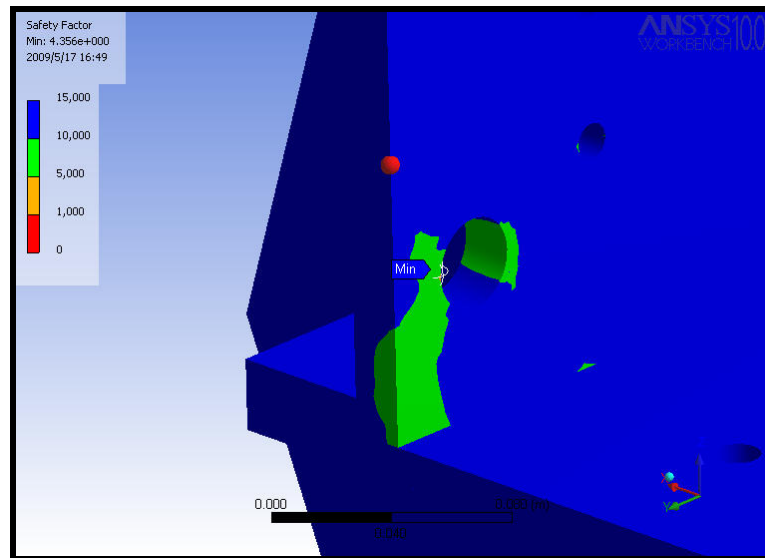
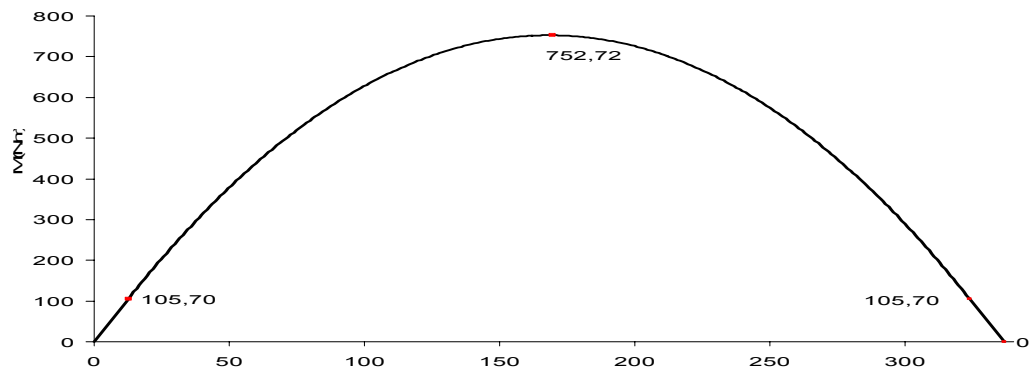
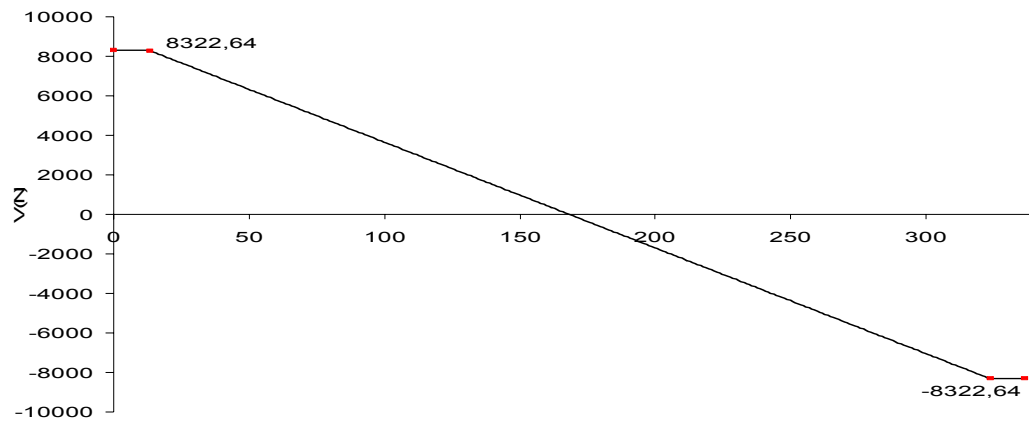
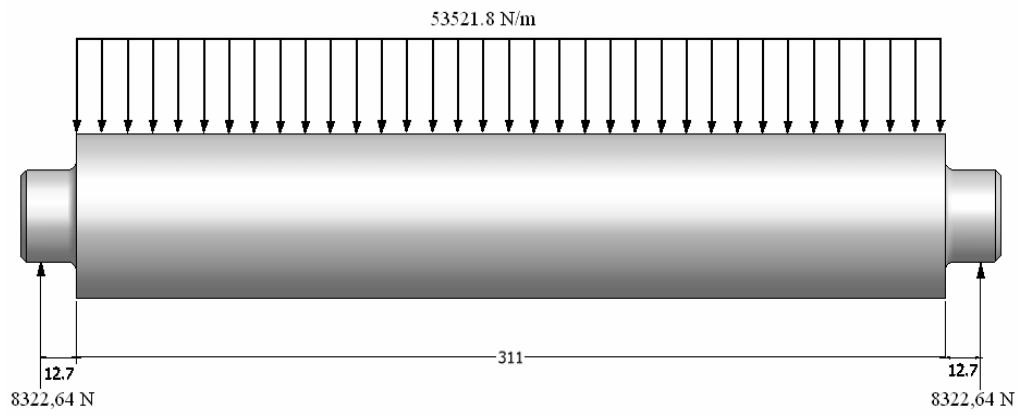


Figura 4.39 Se observa la zona de mayor riesgo, sin embargo posee un factor de seguridad mayor a 4

4.6. Cálculo y diseño de los rodillos

Para el análisis del rodillo tomamos en cuenta la concentración de esfuerzo en el filete que se pueda generar en los extremos de este, y otro en la deflexión del rodillo. Es por ello que se realizará dos análisis en diferentes secciones a lo largo del rodillo, uno en el extremo y otro en centro.



La deflexión máxima del conjunto sucede en el medio del rodillo

$$y_{\max} = 8,473 \times 10^{-5} m$$

Para el análisis del rodillo tomamos en cuenta la concentración de esfuerzo que se pueda generar en los extremos de este, es por ello que se realizará dos análisis en diferentes secciones a lo largo del rodillo, uno en el centro y otro en donde existe la variación de diámetros

SECCIÓN 1:

Modificando la ecuación 4.9 tenemos la ecuación 4.35 la cual será de utilidad para calcular el espesor del collarín

Calculamos el esfuerzo producido utilizando la ecuación 4.9, obteniéndose el siguiente resultado

$$\sigma_{\max} = 33,638 \text{ MPa}$$

Para calcular el esfuerzo cortante generado se utilizo la ecuación 4.10

$$\tau = 10,512 \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación 4.11 calculamos los esfuerzos principales generados los cuales se muestran a continuación los siguientes resultados y se pudo generar el círculo de MOHR como se muestra en la en la figura 4.40

$$\sigma_1 = 36,653 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -3,015\text{MPa}$$

$$\tau_{\max} = 19,83\text{MPa}$$

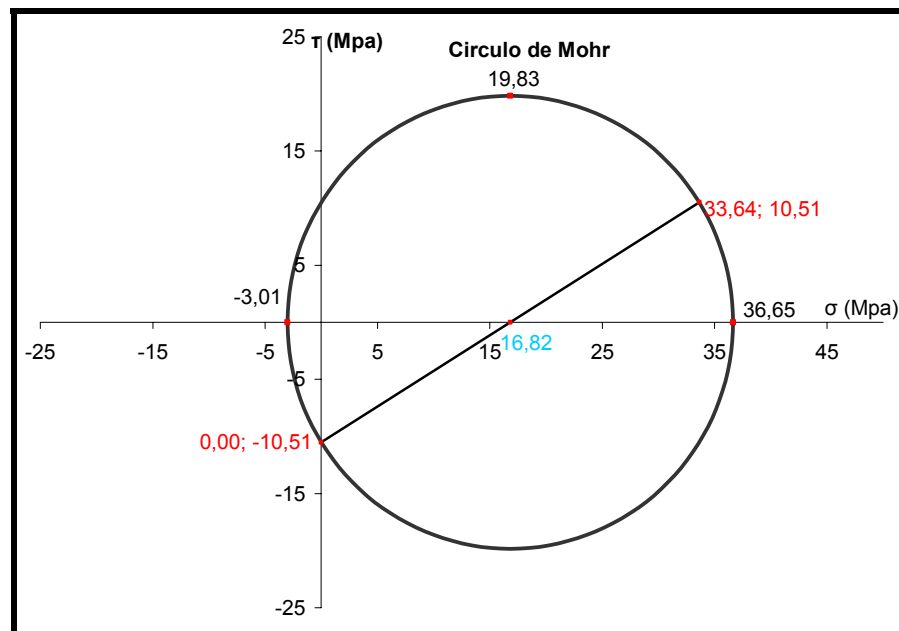


Figura 4.40 Se muestra en el círculo de Morh los esfuerzos principales generados en el rodillo en la sección de 1

Mediante a la ecuación 4.12 calculamos es esfuerzo de Von Mises cuyo resultado se nuestra a continuación

$$\sigma_e = 38,25\text{MPa}$$

Por último calculamos el factor de seguridad de la bocina utilizando la ecuación 4.13

$$\eta_s = 9,02$$

Los cálculos para la vida a la fatiga se realizaron suponiendo una carga alternante del esfuerzo por flexión debido a que este es el esfuerzo que actúa en todo momento. Para este tipo de análisis se hizo necesario calcular algunos parámetros utilizando las ecuaciones 4.15, 4.16, 4.17, 4.18 con los cuales se obtuvieron el siguiente resultado

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_r = 67,276 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = 33,638 \text{ MPa}$$

$$R_s = -1$$

$$A_a = \frac{1 - R_s}{1 + R_s}$$

De los patrones más frecuentes que se usan de la amplitud constante del esfuerzo cíclico esta se asemeja a cuando está completamente alternante

$$\sigma_m = 0$$

$$R_s = -1$$

$$A_a = \infty$$

AE-25 extruido en frío

$$S_y = 352 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 420 \text{ Mpa}$$

Modulo de young = 207×10^3 Mpa

$$S_t = 378 \text{ Mpa}$$

Si el número de ciclos que debe soportar la estructura deberá ser mayor a 1×10^6 , sin embargo la siguiente formula tiene un rango entre $1 \times 10^3 \leq N'_t \leq 1 \times 10^6$; pero sabemos que para ciclos mayores de 1×10^6 la resistencia se hace una vida infinita en el acero

$$b_s = -0,1316$$

Utilizando las ecuaciones 3.4.20, 3.4.21, 3.4.22, 3.4.23 obtenemos los siguientes resultados

$$\bar{c} = 8,8755$$

$$N' = 1,97 \times 10^{14} \text{ ciclos}$$

La resistencia a la fatiga para la viga seleccionada es prácticamente infinita ya que sobrepasa los 1×10^6 ciclos (Ver figura 4.41).

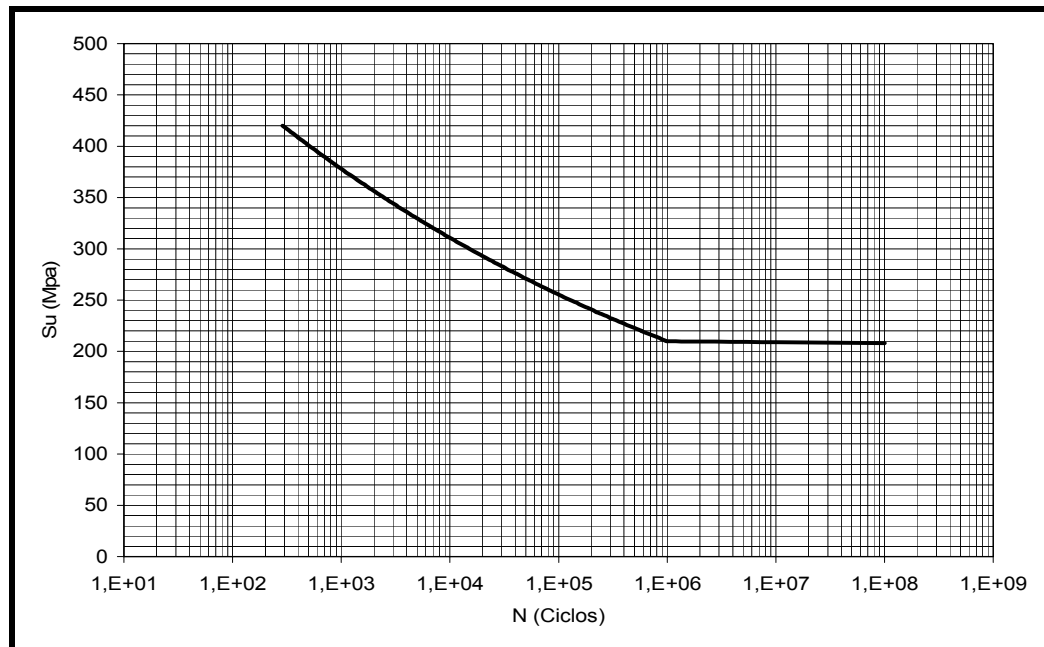


Figura 4.41 Se muestra en la grafica la Resistencia a la Fatiga vs. Ciclos para un acero AE-25 extraído en frío la cual presenta una resistencia a la fractura de 420Mpa y a la fluencia de 352Mpa

4.6.1. Factor de seguridad para una falla cíclica

Efectos en la concentración de esfuerzos:

$K_{fc} = 1$; ya que no existen muescas que indiquen concentradores de esfuerzos en la columna y guía

Factor de acabado de la superficie:

$K_f = 0,9$; ya que consideramos que el acabado es un maquinado en frío como observamos en la figura 7.7

Efecto del tamaño:

$K_s = 0,9$; el material utilizado no ha sido extruido

Efecto de la temperatura:

$K_t = 1$; ya que la diferencia de temperatura con la de referencia es despreciable

Factor de la Confiabilidad:

$K_r = 0,7$; *porque* queremos que la viga tenga un 99,99% de confiabilidad durante toda su vida

Efectos diversos:

$K_m = 1$; por no existir ninguna eventualidad que pueda provocar un efecto directo en la modificación de la resistencia a la fatiga

Limite modificado a la fatiga

$$S_e = 119,07 \text{ Mpa} ; \text{ Por flexión}$$

Línea de Geber

$$\eta_s = 1,6$$

SECCIÓN 2: MEDIO DEL RODILLO

Este análisis se realizo del mismo modo que el anterior, en la tabla 4.17; donde se muestra un resumen de los resultados obtenidos

Tabla 4.17 Muestra los resultados obtenidos tras el análisis de los rodillos

<i>Datos</i>	<i>Sección 1</i>	<i>Sección 2</i>
<i>Diámetro (m)</i>	0,03175	0,057
<i>Área (m²)</i>	$7,917 \times 10^{-4}$	$2,55 \times 10^{-3}$
<i>Momento de Inercia (m⁴)</i>	5×10^{-8}	$5,182 \times 10^{-7}$
<i>Momento Flector (N.m)</i>	105,697	751,7
<i>Cortante (N)</i>	8322,64	8322,64
σ (Mpa)	33,64	41,345
T (Mpa)	10,512	3,261
σ_1	36,653	41,60
σ_2	-3,0148	-0,256
τ_{max}	19,834	20,93
σ_e (Mpa)	38,25	41,73
N_s	9,2	8,4
SP (Mpa)	$4,13 \times 10^7$	$3,36 \times 10^7$
Nt (Ciclos)	$1,97 \times 10^{14}$	$2,23 \times 10^{15}$
N_s a la fatiga	1,6	1,77

4.6.2. Seguros laterales

Los seguros laterales están conformados por elementos articulados que son accionados por medio de una palanca ubicado en la parte lateral de cada columna. Poseen unos tacos de cauchos los cuales tienen como función el detener el avance de la viga cuando el bastidor esta en movimiento.

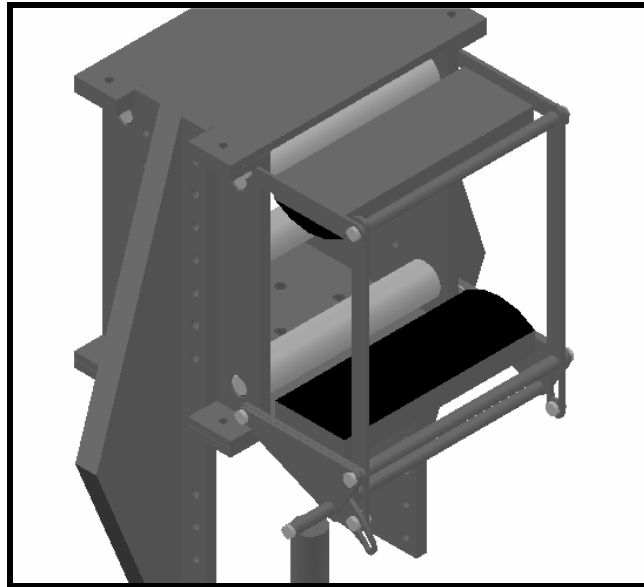


Figura 4.42 Se observa uno de los seguros laterales.

4.6.3. Calculo de los pernos de unión

Para este cálculo se decidió calcular el perno mas critico y en función de este se diseñara toda la unión. La carga a usar es el mismo peso de la estructura y el peso de la viga el tiene alrededor 968 kgs.

$$F = ma_t$$

$$F = (968Kgs)(21,38m / s^2)$$

$$F = 19,63KN$$

Modificando la ecuación 4.10 obtenemos la ecuación 4.52 que se utilizo para calcular el diámetro de los tornillos de sujeción para el collarín

$$\text{Si; } \eta_s = \frac{S_y}{\tau} \quad \text{Ec. 4.52}$$

$$S_y = \eta_s \tau$$

En total utilizamos 4 tornillos

$$4A = \frac{\eta_s V}{S_y}$$

$$D = \sqrt{\frac{\eta_s V}{\pi S_y}} \quad \text{Ec. 4.52}$$

$$D = 0,01052m$$

Se selecciona pernos de 1/2" de diámetro

4.7. Diseño de columnas laterales

Las columnas laterales son columnas formadas por perfiles angulares de 100x100x8 y estas arriostradas por perfiles de 30x30x3. Estas columnas tienen por finalidad sostener la viga transversal principal cuando el cabezal se encuentra conformando tuberías menores de 80 pulgadas.

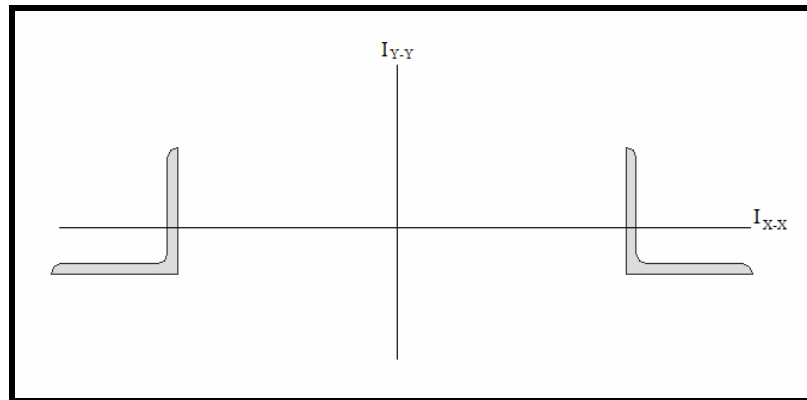


Figura 4.43 Se observa un corte transversal de una de las columnas transversales

$$L_e = KL$$

$$L_e = (2,1)(3 \text{ m})$$

$$L_e = 6,3 \text{ m}$$

Calculamos el radio de giro para hallar la relación de esbeltez, la cual es necesaria para saber el tipo de análisis que podemos realizar para el cálculo de la carga crítica.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Donde: I = momento de inercia de la columna

A = el área transversal de la columna cual es de $0,00178 \text{ m}^2$

El momento de inercia de la estructura viene representado por la siguiente ecuación como nos indica el teorema de Steiner para ejes paralelos, ya que la sección

transversal de la columna es hueca y discontinua como se observa en la figura anterior:

$$I_{x-x} = \sum_{i=1}^1 (I_0 + Ad^2)$$

$$I_{x-x} = 2,263 \times 10^{-8} m^4$$

Esta ecuación también es válida para el valor en el eje Y

$$I_{y-y} = \sum_{i=1}^1 (I_0 + Ad^2)$$

$$I_{y-y} = 9,48 \times 10^{-9} m^4$$

En este caso tomamos el radio de giro en el eje Y ya sea porque posee el menor valor de momento de inercia y es esto lo que puede producir el pandeo de la columna.

$$r = 0,0562m$$

La relación de esbeltez sería:

$$\frac{KL}{r} = 8,9$$

Calculamos mediante esta fórmula la constante de la columna para compararla con el valor antes encontrado para luego calificar si se trata de una columna es corta o es larga:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{s_y}}$$

$$Cc = 118,7$$

Podemos observar que la constante de la columna es mayor que la relación de esbeltez, en este caso según el procedimiento para evaluar las columnas nos indica en un teorema sí $Cc > \frac{KL}{r}$; entonces la columna es corta y se debe de analizar por la ecuación de Johnson.

$$P_{cr} = A s_y \left[1 - \frac{s_y \left(\frac{KL}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

Cuyo valor obtenido es de:

$$P_{cr} = 4683.9N$$

La carga que debe soportar la columna es de 1,62 metros de columna que es igual:

$$P_{carga} = (1,62m)(68,75kg / m)(9.81m / s^2)$$

$$P_{carga} = 1079N$$

CAPITULO V

MATERIALES Y EQUIPOS

5.1. Materiales

Pernos de Sujeción \varnothing 1/4"x2"x18	32	pieza	-	A-490
---	----	-------	---	-------

5.2. Equipos

MOTOREDUCTOR: BISON 246 SERIES PSC 115/230V 016-246-6018;

MARCA: BISONGEAR

CANTIDAD: 1

MOTOREDUCTOR: **BISON 100 SERIES PSC 115V 016-101-0005**

MARCA: BISONGEAR

CANTIDAD: 2

<i>TIPO DE CADENA</i>	Cadena simple A-1
<i>WC (Kw)</i>	0,01023475
<i>VELOCIDAD (m/s)</i>	0,12065
<i>TENSION (kg/cm²)</i>	472,823281
<i>N</i>	26,225443
<i>LC (pasos)</i>	43
<i>PASO (mm)</i>	12,7
<i>ANCHO DE DIENTE (mm)</i>	3,961°
<i>D_P (mm)</i>	77,1593441
<i>D_F (mm)</i>	73,1993441
<i>D_{EXT} (mm)</i>	89,0743441
<i>A (°)</i>	9,47368421

RODAMIENTO AXIAL: UNA HILERA DE RODILLO SIMPLE

MARCA: SKF

MODELO: 617500

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- 1.** Toda la estructura esta diseñada para soportar fallas que puedan ser provocadas por el movimiento excesivo del bastidor de salida de tuberías
- 2.** Con la nueva base de cabezales la estructura es capaz de conformar diámetros entre 16 a 80 pulgadas
- 3.** Para la viga central se selecciono una viga cuadrada tubular de espesor de 9 mm, ya que esta era capaz de presentar la menor deformación generada por la torsión a causa de las fuerzas que impactan sobre la estructura
- 4.** La columna del conjunto móvil es lo bastante gruesa para permitir una deflexión sumamente baja con la que se podrá evitar una desviación del cordón de soldadura pronunciada
- 5.** La desviación promedio del cordón de soldadura podría estar ubicada al rededor a menos de 1 mm de amplitud en condiciones normales de operación

6. Toda la unidad móvil es motorizada y se moverá a razón de 3 mm/s en las tres direcciones con la intención de precisar el punto de operación para la manufactura del tubo

7. Las columnas laterales del bastidor de salidas de tubos son lo suficientemente fuerte para resistir el peso del nuevo diseño en condiciones extremas de operación

6.2. Recomendaciones

- 1.** Se recomienda tomar en cuenta el diseño de la nueva base para el cabezal de soldadura mostrada en este trabajo para solventar el problema que actualmente incide sobre la maquina formadora de tuberías A.
- 2.** No anexar peso extra a la nueva base del cabezal de soldadura ni modificar el diseño, ya que los cálculos se realizaron tomando en cuenta los cabezales y los elementos que integran la nueva estructura.
- 3.** Disminuir la velocidad angular del bastidor de salida de tuberías para un mejor desempeño del nuevo cabezal de soldadura.
- 4.** Solventar el problema con la aplanadora de lamina de la maquina formadora de tuberías

BIBLIOGRAFÍA

1. Clavier, J. (2006), "Implementación del Sistema de Soldadura Por Arco Eléctrico Sumergido (SAW) con dos Alambres por pase a una Maquina Conformadora de Tubería Helicoidal." Tesis de grado. Departamento de Mecánica. Escuela de ingeniería. Universidad de Oriente (UDO). Núcleo de Anzoátegui.
2. Aguilera, J. y Atay, R. (2003), "Análisis de las Causas que Generan Defectos de Soldadura en la Fabricación de Tubos con Soldadura Helicoidal." Tesis de grado. Departamento de Mecánica. Escuela de ingeniería. Universidad de Oriente (UDO). Núcleo de Anzoátegui.
3. Gigante, R. y Torrens, H. (1995), "Diseño y Construcción de un Cabezal Mixto del Banco Semiautomático de Ensayos para Soldaduras por Arco Eléctrico MIG Y SAW." Tesis de grado. Departamento de Mecánica. Escuela de ingeniería. Universidad de Oriente (UDO). Núcleo de Anzoátegui.
4. Shigley, J. y Mischke, C. (2002), "Diseño en Ingeniería Mecánica." (6ª ed). Ciudad de México. México. Editorial McGraw-Hill. Soldaduras Orientales, C.A. (2006), [Página Web en línea]. Revisada en la fecha: 12/07/07. Disponible en: <http://www.soltuca.com/productos.html>
5. Guía de Defectos y Discontinuidades de la Soldadura (2004), "Defecto de Cordón Bajo, Defecto de Cordón Cóncavo, Defecto de Cordón Irregular Y Defecto de Mordeduras de Borde". SOLTUCA, C.A

6. Universidad de Oriente Núcleo Anzoátegui. “Manual para la Presentación del Proyecto de la Tesis de Pregrado en Ingeniería”. Barcelona: Cesar Iván Rojas. Primera edición
7. Stephen Timoshenko (1957), “Resistencia de Materiales” (primera edición en español). Madrid, España. Editorial ESPASA
8. Shigley, J. y Mischke, C. (2002). Diseño en ingeniería mecánica. (6ª ed). Ciudad de México. México. Editorial McGraw-Hill.
9. Mott, R. (1992). Diseño de elementos de máquinas. (2ª ed). Ciudad de México. México. Editorial Prentice Hall.
10. Beer, F. y Johnston, E. (1981). Mecánica de materiales. (1ª ed). Bogotá. Colombia. Editorial McGraw-Hill.
11. Norma. Standard specification for carbon structural steel, ASTM A 36, (2005).
12. Norma. Estructuras de acero para edificaciones, proyecto, fabricación y construcción, COVENIN-MINDUR 1618-98, Editorial Fondonorma, (1998)
13. Faires, V. (1977). Diseño de elementos de máquinas. (5ª ed). Barcelona. España. Editorial Montanel y simón.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO**

TÍTULO	“DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA MOVIL PARA LA BASE DEL CABEZAL DE SOLDADURA EXTERNA DE UNA MAQUINA FORMADORA DE TUBERÍA HELICOIDAL”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CVLAC / E MAIL
ARNALDO JOSÉ ORZERO ROCA	CVLAC: 14.316.280 EMAIL: arnaldoorzero@gmail.com

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Diseño

Estructura

Cabezal

Soldadura

Helicoidal**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**

ÁREA	SUB ÁREA
Ciencias aplicadas	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

En el siguiente trabajo se diseñó una estructura móvil para los cabezales de soldadura en la empresa SOLTUCA, ubicada en la Zona Industrial Los Montones de Barcelona a los cuales se les diseñó todos sus componentes básicos. Esta estructura tiene la capacidad de conformar tubos de hasta $\frac{3}{4}$ " de espesor y un diámetro entre 16" y 80" sin producir errores en el cordón. Para este trabajo no se modificó ningún elemento del bastidor de salida. Para el diseño se realizaron diversos cálculos y aplicaciones de teorías de fallas por fatiga.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E-MAIL				
	ING. CARLOS GOMES	ROL	CA	AS X	TU
CVLAC:					
e-mail:					
ING. CIRILO SOTILLO	ROL	CA X	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	e-mail:				
ING. FRANCISCO GARCÍA	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:				
	e-mail:				
ING. ANTONIO FRANCO	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:				
	e-mail:				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2009	06	03
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis.Diseño_EstructuraMovil_SoldaduraExterna.doc	Aplicación/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L M N O P Q
R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z . 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ESPACIAL: _____(OPCIONAL)

TEMPORAL: _____OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**DERECHOS**

De acuerdo al artículo 44 del Reglamento de Trabajo de Grado:

“Los Trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la Universidad y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”

AUTOR

ARNALDO JOSÉ ORZERO ROCA

TUTOR

CARLOS GOMES

JURADO

FRANCISCO GARCÍA

JURADO

ANTONIO FRANCO

TUTOR INDUSTRIAL

CIRILO SOTILLO

POR LA SUBCOMISION DE TESIS