

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA RECTIFICAR LAS PESTAÑAS DE RINES EN
ACERO, PARA AUTOMÓVILES

MARIO DAVID NIZ ORDUZ
CARLOS ANDRES URQUIJO MORENO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2.017

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA RECTIFICAR LAS PESTAÑAS DE RINES EN
ACERO, PARA AUTOMÓVILES.

MARIO DAVID NIZ ORDUZ
CARLOS ANDRES URQUIJO MORENO

Proyecto integral de grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTA D.C.
2.017

Nota de aceptación:

Presidente del Jurado
Ing. Carlos Urrego

Jurado 1
Ing. Gabriel Rivera

Jurado 2
Ing. Evelio Cortes

Bogotá D.C. 27 de enero de 2.017

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad América los jurados calificadores y el cuerpo de docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

DEDICATORIA

Este trabajo de grado lo dedicamos a las personas que son la principal chispa de inspiración y apoyo en nuestras vidas, nuestros padres, quienes con tanto esfuerzo y dedicación nos dieron la oportunidad de tener una muy buena educación; además nos inculcaron valores fundamentales para ser personas de bien, con voluntad de aprender y prosperar.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos la dedicación y entrega por su vocación a todos y cada uno de los maestros que fueron partícipes de nuestro proceso de aprendizaje en la universidad, por compartir sus conocimientos y experiencia con nosotros.

A nuestros padres agradecemos por darnos una muy buena educación, por los esfuerzos que hicieron para brindarnos esta oportunidad y por apoyarnos siempre.

A nuestros amigos por darnos aliento cada vez que lo necesitamos, por compartir con nosotros experiencias nuevas e inolvidables.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	
1. SITUACION ACTUAL	16
1.1 GENERALIDADES	16
1.1.1 Diagnostico	16
1.1.2 Proceso de rectificado actual	18
1.2 EXIGENCIAS MECÁNICAS PARA LOS RINES	19
1.2.1 Golpe radial	19
1.2.2 Golpe axial	19
1.3 EFECTOS DE UN ARO DESCENTRADO	20
1.4 MATERIALES UTILIZADOS EN LA FABRICACION DE RINES	20
1.4.1 Rines de acero	20
1.4.2 Rines de aluminio	20
1.4.3 Rines de magnesio	20
1.4.4 Rines de aleación	20
1.5 DIMENSIONES CARACTERISTICAS DE LOS RINES	21
1.6 DEFORMACIONES EN LOS RINES	22
1.7 CARACTERISTICAS DE LOS TRABAJOS DE METALES EN FRIO	23
1.8 CONFORMADO DEL ACERO	23
1.9 COMPORTAMIENTO DEL ACERO AISI 1040	24
2. PARAMETROS Y REQUERIMIENTOS	25
2.1 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	25
2.2 PARAMETRIZACION	25
2.3 VARIABLES CRÍTICAS	26
2.4 NICHO DE MERCADO	27
3. PLANTEAMIENTO Y EVALUACION DE ALTERNATIVAS	28
3.1 PRESENTACION DE ALTERNATIVAS	28
3.1.1 Alternativa 1 - Brazo mecánico con herramienta de repujado	28
3.1.2 Alternativa 2 - Actuadores hidráulicos	29
3.1.3 Alternativa 3 – Guía mecánica	29
3.2 METODO DE EVALUACION	30
3.3 EVALUACION	31
3.4 ALTERNATIVA A DISEÑAR	32
4. DISEÑO DETALLADO	33
4.1 CÁLCULO DE INERCIA	33
4.1.1 Inercia del rin	33
4.1.2 Inercia del plato giratorio	34

4.1.3 Inercia del eje	34
4.2 CÁLCULO DE FUERZA DE RECTIFICADO	35
4.2.1 Falla superficial – contacto cilíndrico	36
4.3 QUEMADOR ATMOSFÉRICO TIPO SOPLETE	37
4.4 CÁLCULOS DEL PORTA HERRAMIENTA	38
4.4.1 Falla de elementos a tensión	38
4.5 CALCULOS Y SELECCIÓN DEL MOTOR	40
4.6 CALCULO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD	41
4.7 CALCULOS PARA EL DISEÑO DEL EJE	44
4.8 SELECCIÓN DE RODAMIENTO	46
4.9 CÁLCULO PARA SELECCION DEL ACOPLE	46
4.10 CÁLCULO DE TORNILLOS PARA SUJECIÓN DE ELEMENTOS	47
4.11 CÁLCULOS Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS HIDRÁULICOS	51
4.12 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA	58
4.13 CÁLCULO CORDONES DE SOLDADURA	66
4.13.1 Cálculos para la soldadura de la estructura	66
4.13.2 Cálculos para las columnas de la estructura	69
4.13.3 Cálculo para el tornillo de sujeción del rin	71
5. ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE PARTES CRÍTICAS	73
5.1 ANALISIS DE LA ESTRUCTURA	73
5.2 ANALISIS DEL EJE MOTRIZ	75
5.3 ANALISIS DEL PLATO	77
5.4 ANALISIS DEL PORTA HERRAMIENTA	80
5.5 ANALISIS DE RESULTADOS MEDIANTE SOFTWARE	82
6. PLANOS	
7. MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MAQUINA RECTIFICADORA DE RINES	83
8. EVALUACION FINANCIERA DEL PROYECTO	86
8.1 COSTO DE DISEÑO	86
8.2 COSTO DE FABRICACION	86
8.3 CALCULO DE IMPREVISTOS	87
9. CONCLUSIONES	92
10. RECOMENDACIONES	93
BIBLIOGRAFIA	94
ANEXOS	95

INDICE DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Propiedades Acero AISI 1040 Laminado en frio	21
Tabla 2. Composición química acero AISI 1040	26
Tabla 3. Matriz simple de valoración de alternativas	31
Tabla 4. Importancia de criterios	31
Tabla 5. Escala de valoración	31
Tabla 6. Evaluación de alternativas	32
Tabla 7. Parámetros de la alternativa seleccionada	32
Tabla 8. Datos geométricos del rin	33
Tabla 9. Geometría de la tornamesa	34
Tabla 10. Geometría del eje	34
Tabla 11. Porcentajes de reducción de esfuerzo acero al carbono	35
Tabla 12. Datos para cálculo de falla de elementos	38
Tabla 13. Datos de calculo para el elemento viga	59
Tabla 14. Relación costos de diseño	86
Tabla 15. Relación costos de fabricación	86
Tabla 16. Costo total de la maquina	87
Tabla 17. Datos para calcular los ingresos y egresos	90
Tabla 18. Flujo de efectivo anual	92

INDICE DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Rin de acero	16
Figura 2. Maquina rectificadora de rines	17
Figura 3. Enderezadora de rines ARS26	18
Figura 4. Calentamiento de un rin	18
Figura 5. Golpe Radial en un rin	19
Figura 6. Golpe axial en un rin	19
Figura 7. Diámetro de un rin	21
Figura 8. Ancho de un rin	22
Figura 9. Perforación	22
Figura 10. Boceto alternativa 1	28
Figura 11. Boceto alternativa 2	29
Figura 12. Boceto alternativa 3	30
Figura 13. Huella de contacto	36
Figura 14. Quemador atmosférico de gas tipo soplete	37
Figura 15. Dimensiones porta herramienta	38
Figura 16. Coeficiente de fricción μ	43
Figura 17. Concentrador de esfuerzos	45
Figura 18. Acoples intermec	47
Figura 19. Especificaciones y resistencia de pernos	48
Figura 20. Dimensiones de cuerdas de tornillos	48
Figura 21. Actuadores hidráulicos de 10Mpa	52
Figura 22. Características técnicas actuador hidráulico	52
Figura 23. Catálogo de bombas hidráulicas	54
Figura 24. Fijación actuador hidráulico	55
Figura 25. Esquema elementos de control hidráulicos	56
Figura 26. Manguera hidráulica SAE 100R15	57
Figura 27. Acople hembra 10677 SAE 37° (JIC) giratorio	57
Figura 28. Elementos de control sistema hidráulico	58
Figura 29. Esquema de la estructura	59
Figura 30. Esquema de fuerzas en la estructura	59
Figura 31. Diagrama de cuerpo libre para el cálculo por el método de vigas	59
Figura 32. Diagrama de cortante y momento flector para la viga	61
Figura 33. Esquema de la estructura	63
Figura 34. Valores de K para obtener longitud efectiva	64
Figura 35. Cordón de soldadura en vigas soldaduras	67
Figura 36. Factor geométrico para el análisis de soldaduras	67
Figura 37. Relaciones de carga	68
Figura 38. Esfuerzos cortantes sobre soldaduras	69
Figura 39. Tamaños de cordón para soldaduras	69
Figura 40. Factor geométrico para el análisis de soldaduras	69

Figura 41. Cordón de soldadura en columnas	70
Figura 42. Cordón de soldadura en elemento de sujeción	71
Figura 43. Factor geométrico para el análisis de soldaduras.	71
Figura 44. Análisis de deformación de la estructura	73
Figura 45. Análisis de esfuerzo de la estructura	74
Figura 46. Fuerza de reacción de la estructura	75
Figura 47. Distribución de torsión e inercia para el eje	75
Figura 48. Deformación del eje motriz	76
Figura 49. Esfuerzo del eje motriz	76
Figura 50. Fuerza de reacción del eje motriz	77
Figura 51. Restricciones fijas – plato	77
Figura 52. Distribución de cargas – plato	78
Figura 53. Deformación del plato vista superior	78
Figura 54. Deformación del plato vista posterior	79
Figura 55. Esfuerzo del plato	79
Figura 56. Esfuerzo del plato	80
Figura 57. Distribución de la carga en el porta herramienta	80
Figura 58. Desplazamiento nodal en el porta herramienta	81
Figura 59. Esfuerzo nodal en el porta herramienta	81
Figura 60. Fuerza de reacción del porta herramienta	82
Figura 61. Disposición y montaje motor-reductor ejes ortogonales	83
Figura 62. Interruptor	83
Figura 63. Conjunto para rectificado de rines	84
Figura 64. Posicionamiento cilindros hidráulicos	85
Figura 65. Rin reparado	85
Figura 66. Porcentaje de imprevistos	87
Figura 67. Máquina rectificadora de rines CNC	88
Figura 68. Máquina reparación de rines hidráulica	89
Figura 69. Tasas de captación semanales – DTF (Banco de la república)	90

RESUMEN

Para el proyecto se inició por diagnosticar la situación actual del proceso y luego plantear y evaluar alternativas de diseño para dicha máquina. Posteriormente se realizaron cálculos y se hizo el diseño de elementos.

Se evaluó el funcionamiento de dicha alternativa mediante un programa de análisis de elementos finitos, comprobando los cálculos realizados. Se realizó el manual de operación, así como los planos fabricación, ensamble, montaje y ubicación para el adecuado uso de la máquina. Después se prosiguió a evaluar financieramente el proyecto para comprobar su viabilidad, teniendo en cuenta el impacto que tendría en el mercado automovilístico.

PALABRAS CLAVE: Diseño, Maquina, Rectificado, Rines.

INTRODUCCIÓN

Con el pasar de los años se ha ido evidenciando un aumento en el parque automotor, ligado a este el deterioro de las vías, los descuidos por parte de los conductores y otros factores que golpean los rines de las ruedas, están causando un aumento en la necesidad de mantenimiento para los vehículos.

La *importancia* de este proyecto, se muestra en el diseño de una máquina que permita reducir tiempo de operación y refleje un aumento de la calidad en la reparación de los rines. Esta máquina sería capaz de eliminar el tiempo necesario para calentar el rin y aplicar la fuerza externa que devuelve la geometría inicial al rin, ya se estaría hablando de una máquina capaz de realizar ambas operaciones de forma simultánea.

El *origen* de la problemática surge al darse cuenta que la reparación de la geometría para estos rines es realizada de una forma precaria, inicialmente estas reparaciones eran realizadas mediante elementos como palancas, martillos, o cualquier otro elemento que permitiera aplicar presión en un punto determinado hasta alcanzar la geometría original del rin.

En Colombia, donde existen demasiados factores que pueden golpear los rines de las ruedas de los automóviles, no hay una máquina que realice este trabajo y los costos de importar una son muy elevados, lo cual no es rentable para los talleres, por esta razón, surge la necesidad de diseñar una máquina que garantice una mejor calidad de trabajo para recuperar la geometría original de un rin a bajo costo.

El *objetivo* de este proyecto es el “Diseño de una máquina para rectificar las pestañas de rines en acero, para automóviles”, para ello, se deben cumplir los siguientes objetivos específicos:

- ❖ Diagnosticar la situación actual del rectificado de rines
- ❖ Establecer los parámetros básicos y los requerimientos funcionales
- ❖ Establecer el marco conceptual
- ❖ Plantear y evaluar alternativas
- ❖ Desarrollar el diseño detallado de la máquina
- ❖ Aplicar el método de elementos finitos para subsistemas críticos
- ❖ Diseñar el manual de operación

- ❖ Elaborar planos de ubicación, fabricación de componentes, ensamble, automatización y control, montaje y eléctricos
- ❖ Evaluar financieramente el proyecto

Durante el desarrollo del proyecto titulado “**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA RECTIFICAR LAS PESTAÑAS DE RINES EN ACERO, PARA AUTOMÓVILES**” y bajo el consentimiento del comité de proyectos de grado fueron modificados y eliminados algunos de los objetivos inicialmente planteados.

El objetivo “Diseñar y evaluar los manuales de operación, mantenimiento y seguridad”, fue sustituido por “Desarrollar los manuales de operación”.

El objetivo “Evaluar el impacto ambiental del proyecto”, fue suprimido, ya que estos cambios no afectan el desarrollo ingenieril del proyecto de grado.

El *alcance y la limitación* de este proyecto están enmarcados en que el diseño de esta máquina, estará dirigido para pestañas de rines de automóviles, en acero con medidas entre trece pulgadas (13”) hasta diecisiete pulgadas (17”), realizándose de forma teórica y se apoya el diseño con simulaciones en programas específicos, para de esta forma demostrar la utilidad y efectividad de esta herramienta en un ambiente determinado. No obstante, debido a que este diseño es netamente teórico, se intenta dejar lo más cercano posible a condiciones reales, tomando como referencia, que esto varía si se tiene en cuenta el proceso de fabricación, lo cual, no está pensado en este proyecto.

El diseño, como tal, tiene en cuenta las condiciones de seguridad y cuidado del medio ambiente en la operación.

Con este diseño desarrollado en forma teórica, se presenta una *metodología* de diagnóstico de la situación actual y de trabajo investigativo, donde se plantean diferentes alternativas de solución, se inicia un proceso de diseño sustentado en una serie de cálculos ingenieriles y consultas de diferentes fuentes de investigación, este diseño se somete a pruebas en software de elementos finitos para corroborar los cálculos realizados.

Se procede a realizar planos, seguidos de una evaluación financiera del proyecto, aplicando conocimientos de ingeniería financiera, que determinan la viabilidad del mismo.

1. SITUACION ACTUAL

1.1 GENERALIDADES

Los rines o aros son los elementos que soportan las llantas o corazas, su forma es circular y en los automóviles cumplen la función de transmitir la potencia del motor al vehículo en forma de movimiento; Son fundamentales para el funcionamiento de un automotor, están expuestos a daños debido a los diferentes obstáculos que los terrenos presentan. La gran mayoría de los rines son de acero laminado en frío, es decir un acero AISI 1040, esto se realiza con el fin de que sean resistentes, económicos y funcionales. La figura 1 representa un rin convencional fabricado en acero.

Figura 1. Rin de acero



Fuente:<http://s234.photobucket.com/user/Alex4x4/media/Rinprocomp.jpg.html>

La conformación de los rines está dada por dos partes, una es el aro y la otra el centro, ambas partes son troqueladas en acero y posteriormente soldadas formando una sola pieza. Las dimensiones de dicha pieza son referenciadas en pulgadas y para los automóviles livianos viene en un rango entre 13" a 19".

El rectificado de un rin o aro, consiste en devolver la forma circular original de dicho elemento, para que el desgaste de las llantas sea uniforme y adecuado y los demás elementos de la suspensión no se vean afectados.

Las llantas son elementos de caucho o goma, que se emplean para lograr la adherencia de los vehículos automotores a la superficie de las carreteras.

1.1.1 Diagnostico. Actualmente en Colombia el proceso de rectificado de rines es un proceso totalmente manual y poco técnico, se utilizan martillos, palancas, calor y matrices con forma redonda para aplicarlas en el punto donde se determina una deformidad del rin y mediante golpes arreglar dicha deformidad. En el mercado automovilístico colombiano no se consigue una máquina que realice este trabajo de forma técnica y con calidad. Las máquinas que existen son diseñadas y construidas

en el exterior, sus precios oscilan entre 15.000 y 23.000 USD fuera de los aranceles de importación; por tal razón sería demasiado costoso y poco rentable trabajar una de estas.

Las deterioradas vías de Colombia, hacen que la necesidad de arreglar los rines de los automóviles cada día sea más frecuente, lo que exige un trabajo que garantice calidad.

La máquina que ofrece el mercado colombiano, es una estructura resistente que incluye los elementos como palancas, martillos y demás, pero esta no garantiza un buen trabajo, con calidad y efectividad. La figura 2 muestra un diseño aproximado de las máquinas utilizadas aquí en Colombia; Cabe resaltar que no hay desarrollo de ingeniería para dicho trabajo.

Figura 2. Máquina rectificadora de rines



Fuente: http://www.allstates.com/wheel_and_rim_straightener-syste.htm

El mercado automotriz a nivel internacional ofrece máquinas que gracias a su automatización logran un trabajo de calidad. El mercado internacional ofrece una máquina, como muestra la figura 3; la cual funciona como torno y se complementa con herramientas neumáticas, que se ubican manualmente, para realizar el proceso de rectificado de rines.

Una gran desventaja de esta máquina es que el proceso de precalentamiento del rin se realiza de forma descontrolada, ya que no cuenta con un dispositivo que regule la temperatura hasta el punto requerido para no afectar las propiedades del material.

La principal cualidad de esta máquina es que cuenta con sistemas automatizados, logrando hacer un trabajo más exacto y detallado.

Figura 3. Enderezadora de rines ARS26



Automática máquina de reparación de llanta rueda hidráulica enderezar la máquina con torno

Precio FOB: US \$ 14000-17000 / Set | [¿Lo has visto más barato?](#)

Puerto: Qingdao, Ningbo, Shanghai, Tianjin

Cantidad de pedido mínima: 1 Set/s

Capacidad de suministro: 30 Set/s por Mes

Plazo de entrega: En general dentro de 15 días

Condiciones de pago: L/C,T/T,Western Union,MoneyGram

[Contactar](#) [Iniciar Compra](#)

ARS26 www.tahience.com

Fuente: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/automatic-hydraulic-wheel-repair-machine-rim-straightening-machine-with-lathe-60311726600.html>

1.1.2 Proceso de rectificado actual. Para rectificar los rines se emplea un torno, con el fin de hacer girar el rin y determinar en qué zona se encuentra averiado, esta detección de la avería se realiza a simple vista por un operario. Después de identificar los puntos de avería el operario procede a calentar el rin como se muestra en la figura 4, con un equipo de oxiacetileno, muchas veces excediéndose con la temperatura, para ablandar el material y posterior mente rectificar su geometría con presión e impacto.

Los golpes que reciben los rines en operación son de dos tipos, axial y radial. Los golpes radiales son mucho más complejos de rectificar ya que afectan la matriz central del rin. Por otra parte los golpes axiales producen deformaciones en las pestañas de los rines afectando su radio, causando desbalance en el rin.

Figura 4. Calentamiento de un rin



Fuente: <http://sitios.claro.com.co/img/upload/reparacion-de-rines.jpg>

1.2 EXIGENCIAS MECÁNICAS PARA LOS RINES

Los rines de los automóviles debido a su uso, están sometidos a diferentes tipos de esfuerzos, entre ellos, esfuerzo de compresión y el esfuerzo de torsión que se origina por el par transmitido.

1.2.1 Golpe radial. Este tipo de golpe tiene una trayectoria vertical, tal como se ve en la figura 5, se presenta sobre la pestaña del rin, al borde de este, su no atención a tiempo puede causar también deformaciones en el neumático y posteriormente puede llegar a causar vibraciones en la carrocería y en el volante.

Figura 5. Golpe Radial en un rin



Fuente:<http://monterreynl.adwayer.com.mx/reparación-de-rines-en-monterrey-n-l-zona-sur-y-or>

1.2.2 Golpe axial. Este tipo de golpe tiene una trayectoria horizontal, tal como se ve en la figura 6, se presenta también sobre la pestaña y puede causar daños en la parte tanto interna, como externa del aro.

Figura 6. Golpe axial en un rin



Fuente:<http://www.awrs.mx/servicios.php>

Este tipo de golpe no es muy fácil de detectar, tras presentarse este tipo de golpe, también puede presentarse descentramiento de las ruedas, vibraciones sobre el volante y la carrocería.

1.3 EFECTOS DE UN ARO DESCENTRADO

Un rin que se encuentre fuera de centro, le causa diferentes problemas a las partes mecánicas del vehículo, algunas de ellas son fatiga en las rotulas, desajuste de carrocería, desgaste disperejo en el labrado de la llanta, reducción de la vida útil de las partes que componen la suspensión, perdidas de rodamientos.

1.4 MATERIALES UTILIZADOS EN LA FABRICACION DE RINES

1.4.1 Rines de acero. Los rines más usados son los de acero AISI 1040, ya que cuando son golpeados fuertemente, presentan resistencia; Sumado a esto, son de bajo costo, se fabrican a partir de láminas obtenidas mediante procesos de laminado en frio, pueden doblarse, pero sin llegar a la fractura, lo que es sumamente importante para su reparación. Una de sus mayores desventajas es su gran peso.

1.4.2 Rines de aluminio. Este tipo de rines está fabricado de aluminio, lo que los hace ser más livianos, pero son susceptibles a grietas y fracturas al ser sometidos a fuertes golpes, por tal razón la posibilidad de su reparación es muy baja, se obtiene a partir de procesos de forja.

1.4.3 Rines de magnesio. El magnesio es un material más duro que el acero usado para fabricar los rines, mencionado anteriormente, de tal manera que al sufrir esfuerzos, no presentan tanta resistencia y se rompen rápidamente. Los rines fabricados en este material son de alto costo.

1.4.4 Rines de aleación. Las aleaciones son generalmente combinaciones de materiales, para aportar al rin ciertas características que un solo tipo de material no puede brindar. La aleación más usada es de magnesio con aluminio para brindar maleabilidad al rin y lograr que cuando sufra impactos no se rompa.

Como se mencionó anteriormente, los rines más utilizados, y para los cuales está orientado este trabajo son los fabricados en acero, puesto que estos son mucho más baratos, su reparación comparada con los de aluminio, es más sencilla, poseen excelentes propiedades mecánicas y cumplen con su servicio.

De todos los aceros que existen, con sus diferentes propiedades mecánicas, el acero que mejor cumple estas características es el AISI 1040 con un proceso de laminado en frio.

A continuación se muestran en la tabla 1, algunas propiedades de este acero, que serán útiles más adelante en el proceso de cálculos:

Tabla 1. Propiedades Acero AISI 1040 Laminado en frío

PROPIEDAD	VALOR	UNIDAD
Resistencia a tensión	$5,860 \times 10^8$	Pa
Resistencia a fluencia	$4,895 \times 10^8$	Pa
Módulo de Young	$2.068,4 \times 10^8$	Pa
Dureza Brinell	170	HB
Densidad	7,805	kg/m ³

1.5 DIMENSIONES CARACTERISTICAS DE LOS RINES

Diámetro. Como muestra la figura 7, el diámetro es medido desde los extremos donde descansan las cejas de los neumáticos, sus dimensiones típicas, parten desde las 13 pulgadas en adelante.

Ancho. Como se ve en la figura 8, el ancho del rin es medido de pestaña a pestaña (internas), sobre los cuales descansan las cejas de los neumáticos.

Perforación. Como muestra la figura 9, las perforaciones en un rin, son el número de agujeros que presenta el rin para asegurarlo al automóvil, mediante tuercas de fijación. Normalmente este número de tuercas oscila entre las 4 y 8 perforaciones.

Figura 7. Diámetro de un rin

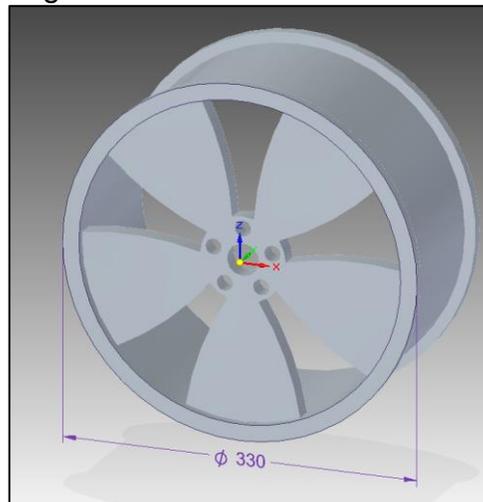


Figura 8. Ancho de un rin

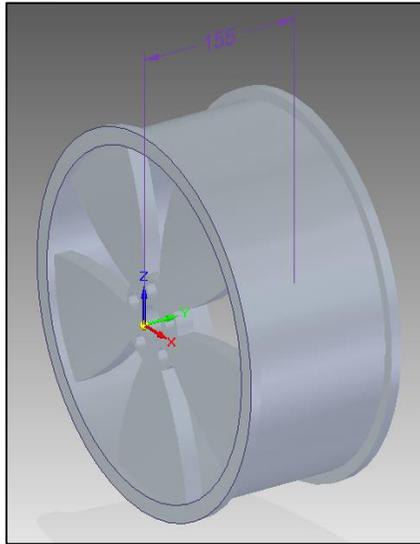
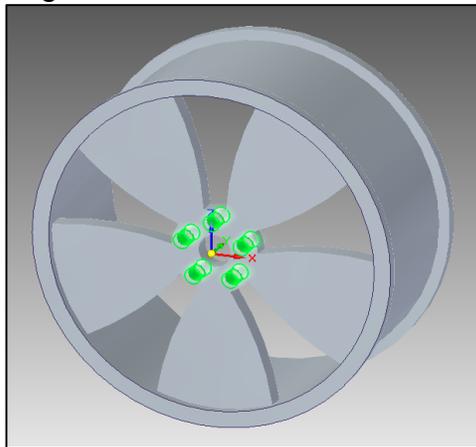


Figura 9. Perforación



1.6 DEFORMACIONES EN LOS RINES

Plástica. Se presenta deformación plástica, cuando los rines son sometidos a grandes esfuerzos internos, sobrepasándose sus límites de elásticos, y por consiguiente causándole deformaciones permanentes en su geometría o forma.

Elástica. Se presenta deformación elástica, cuando los esfuerzos internos a los que son sometidos los rines, no sobrepasan los límites elásticos de este, lo que le origina una deformación mientras se le siga aplicando una fuerza externa; Cuando se retira dicha fuerza, el rin recupera su forma original y no sufre alteraciones en su geometría y forma.

1.7 CARACTERÍSTICAS DE LOS TRABAJOS DE METALES EN FRIO

Este trabajo está orientado a los rines que son obtenidos mediante laminas conformadas en frio, por ello se dio a conocer algunas consideraciones a tener en cuenta, cuando se habla de trabajo en frio.

Los trabajos en frio se realizan a temperaturas de ambiente, por lo que se hace necesario aplicar grandes esfuerzos que sobrepasen los límites elásticos de los materiales a trabajar.

Sin embargo como todo proceso, tiene ventajas y desventajas, que a continuación se mencionan:

Ventajas. Las ventajas que muestra este proceso, es un mejor acabado superficial, una mayor precisión en las piezas, por ende unas menores tolerancias y una mayor dureza de las partes.

Desventajas. Dentro de las desventajas se encuentra que la ductilidad de los materiales disminuye, además de un aumento en la propiedad de resistencia a tensión, lo que limita las operaciones de formado para ciertas piezas, las fuerzas que se necesitan alcanzar para realizar las deformaciones, son muy elevadas y esto debilita el material, a causa de que los materiales aumentan su endurecimiento por deformación.

1.8 CONFORMADO DEL ACERO

Los procesos de conformado son procedimientos empleados para producir piezas en serie, el proceso se logra trabajando los metales en la zona de comportamiento plástico, lo que conlleva a que se supere el límite de fluencia del material para que las deformaciones sean permanentes.

Para el conformado de metales se requiere tener en cuenta propiedades como un bajo límite de fluencia, alta maleabilidad y alta ductilidad; Propiedades que varían según la temperatura y llevan a dos tipos de proceso de conformado:

Conformado en frio. Se realiza el proceso a temperatura ambiente o por debajo, pero debido a la fricción se produce calentamiento de hasta 200°C. En este proceso se requieren presiones demasiado altas para superar el límite elástico del material y deformarlo.

Conformado en caliente. Se realiza el proceso a una temperatura por encima de la temperatura de re-cristalización, ofreciendo una posibilidad de deformación del material casi ilimitada, debido a que el metal tiene una baja resistencia a la fluencia y alta ductilidad por efecto de la temperatura.

1.9 COMPORTAMIENTO DEL ACERO AISI 1040 A LOS DIFERENTES CAMBIOS DE TEMPERATURA

El revenido en los diferentes aceros al carbono, es un tratamiento térmico que se realiza a temperaturas que están entre los 120°C y 675°C, mejorando las propiedades mecánicas de resistencia y dureza del material.

Cuando el acero esta templado, contiene grandes cantidades de martensita, generalmente con un poco de austenita. Cuando se aplica un revenido, en rangos de temperatura cada vez mayores, el material sufre cambios estructurales cada vez más bruscos, resultando matrices ferríticas.

En el proceso de revenido en los aceros al carbono se pueden diferenciar 4 rangos de temperatura, teniendo cada uno, un comportamiento diferente:

- ❖ Con temperaturas comprendidas entre los 90°C y los 250°C, la austenita se transforma en nueva martensita y la martensita obtenida en el proceso de temple, pierde gradualmente su tetragonalidad, transformándose en cúbica, aquí se da la primera precipitación de carburos de transición. Las tensiones internas del acero, cambian, de forma que se hacen más bajas, pero su dureza se mantiene intacta.
- ❖ Con temperaturas comprendidas entre los 250°C a 370°C, la austenita se transforma en bainita. La martensita sigue perdiéndose. El acero se hace más tenaz, pero su dureza se disminuye.
- ❖ Con temperaturas comprendidas entre los 370°C a 540°C, causa la formación de cementita, disminuyendo la dureza e incrementando la tenacidad.
- ❖ Con temperaturas comprendidas entre los 540°C a 705°C, se presentan diferentes resultados en el material; Dependiendo de la composición química, su dureza es muy baja.

2. CONCEPTUALIZACIÓN Y PARAMETRIZACIÓN

En este capítulo se muestran los requerimientos relacionados con la técnica que se implementará en el diseño de la máquina, las condiciones en las que debe operar la misma y el nicho de mercado al que va dirigido.

El sistema debe soportar óptimamente las condiciones de operación a las que sea sometido, así como también las condiciones medioambientales, por ello, los materiales deben ser seleccionados bajo estos criterios.

El resultado final de la máquina, será un conjunto de sistemas y procesos ya existentes, con el valor agregado de que el proceso será tecnificado, por esto, será necesario implementar sistemas automatizados.

2.1 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Teniendo en cuenta las premisas mencionadas anteriormente, esta máquina debe estar en la capacidad de:

- ❖ Para llevar a cabo las reparaciones la maquina debe estar equipada con un sistema de precalentamiento del material
- ❖ El sistema de sujeción del rin debe acoplarse a los diferentes diámetros que presenten los rines, los cuales están entre 13", 14", 15", 16" y 17" (pulgadas)
- ❖ La cantidad de operarios requeridos para el manejo de la máquina debe ser de una sola persona
- ❖ El sistema debe iniciar a operar cuando el rin a reparar este sujeto adecuadamente a la tornamesa, es decir, cuando todas las condiciones sean seguras
- ❖ Para verificar la inexistencia de contornos irregulares el rin será sometido a un giro continuo restringido por la herramienta que inicialmente se ajusta a los parámetros geométricos del contorno no afectado.

2.2 PARAMETRIZACIÓN

Como premisa inicial se debe tener en cuenta que esta máquina única y exclusivamente atenderá reparaciones de rines conformados en acero que presenten irregularidades en la geometría de sus pestañas, específicamente, acero AISI 1040 trabajado en frio, estudiado en la tabla 2; deberán tener diámetros que estén comprendidos entre 13", 14", 15", 16" y 17" (pulgadas); "Las llantas de 17

pulgadas (77 mm) opcionales para Chevrolet Avalanche están entre las 24 y las 32 libras (10 a 15 kg) de peso”²

Tabla 2. Composición química acero AISI 1040

SAE	DUREZA BRINELL	C	Mn	P	S	Si
1040	210	0,37 – 0,44	0,6 – 0,9	0,04	0,05	0,1

Donde:

Carbono (C)

Manganeso (Mn)

Fosforo (P)

Azufre (S)

Silicio (Si)

En segundo lugar, se debe tener presente que la máquina rectificadora no repara rines que presenten deformaciones que incluyan fracturas, y/o que contengan acabados superficiales con cromo; en tercer lugar se abastecerá de energía eléctrica.

Sin embargo, se debe tener extrema precaución con la temperatura de calentamiento a la que se expone el rin, ya que esta debe estar 100 grados Celsius por debajo de la temperatura de fusión del material (aproximadamente entre 600 y 660 °C), esta temperatura será alcanzada mediante el uso de un calentador regulado y abastecido por gas propano.

2.3 VARIABLES CRÍTICAS

A continuación se mencionan las variables más críticas y a tener en cuenta de la máquina:

- ❖ Fuerza de sujeción para el rin
- ❖ Fuerza de rectificado
- ❖ Temperatura de calentamiento del rin
- ❖ Capacidad de los actuadores
- ❖ Velocidad de giro del plato

² Ahorro de peso: ruedas de acero vs. Aluminio. Tim Plaehn; Traducido por Carlos f. Fava. Tomado de: http://www.ehowenespanol.com/ahorro-peso-ruedas-acero-vs-aluminio-sobre_122447/

2.4 NICHO DE MERCADO

En los talleres visitados, se evidencia que los clientes potenciales para el servicio de rectificado de pestañas de rines en acero, son el gremio de taxistas puesto que sus vehículos son de trabajo continuo, ruedan por toda la ciudad exponiéndose a sufrir golpes y abolladuras en los rines.

A consecuencia de ser vehículos de trabajo, son equipados con rines en acero debido a su bajo costo.

La sensación que genera la reparación de los rines en los clientes es de satisfacción ya que los resultados obtenidos en cuanto a rendimiento y desempeño son buenos y no presentan alteraciones en el funcionamiento del vehículo.

Sin embargo la inconformidad está relacionada con el aspecto estético porque las secuelas de la deformación de la pestaña son evidentes (rayones, marcas de máquina herramienta y deterioro de la pintura).

3. PLANTEAMIENTO Y EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

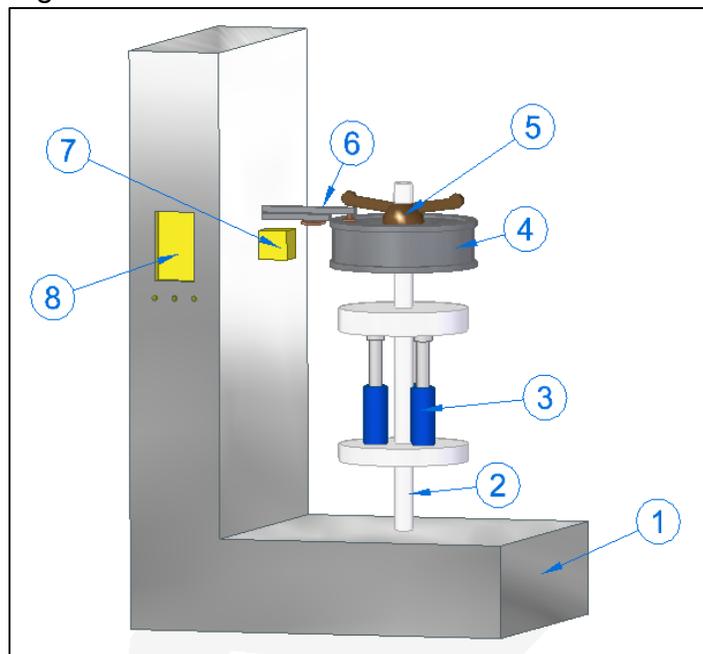
A continuación, se presentó en forma esquemática, las diferentes alternativas de diseño para el sistema de rectificado de la máquina a diseñar, identificando los requerimientos del cliente (Ver anexo A); se asigna un valor ponderativo a cada uno, con el objetivo de tomar la mejor decisión para más adelante consolidar el sistema y evaluar su viabilidad.

3.1 PRESENTACIÓN DE ALTERNATIVAS

Se plantean las tres alternativas únicamente para el sistema de rectificado de los rines dependiendo de lo requerido, con diferentes herramientas y posiciones, representándose esquemáticamente cada alternativa para un mejor entendimiento y comprensión de las mismas.

3.1.1 Alternativa 1 - Brazo mecánico con herramienta de repujado en el extremo. Esta posible solución consiste en una estructura en L, que soporta un sistema de calentamiento equipado con un sensor de temperatura con el fin de realizar el proceso a la temperatura adecuada para el acero y un mecanismo de transmisión de potencia, el cual se conecta a un eje que mueve una estructura de sujeción del rin, dando movimiento a éste en el eje vertical. Por otra parte, un brazo mecánico con una herramienta de repujado en el extremo y dos grados de libertad, es decir, movimiento en los ejes horizontal y vertical, será el que realice el trabajo de rectificado, funcionando como guía para recuperar la geometría inicial del rin, como se muestra en la figura 10.

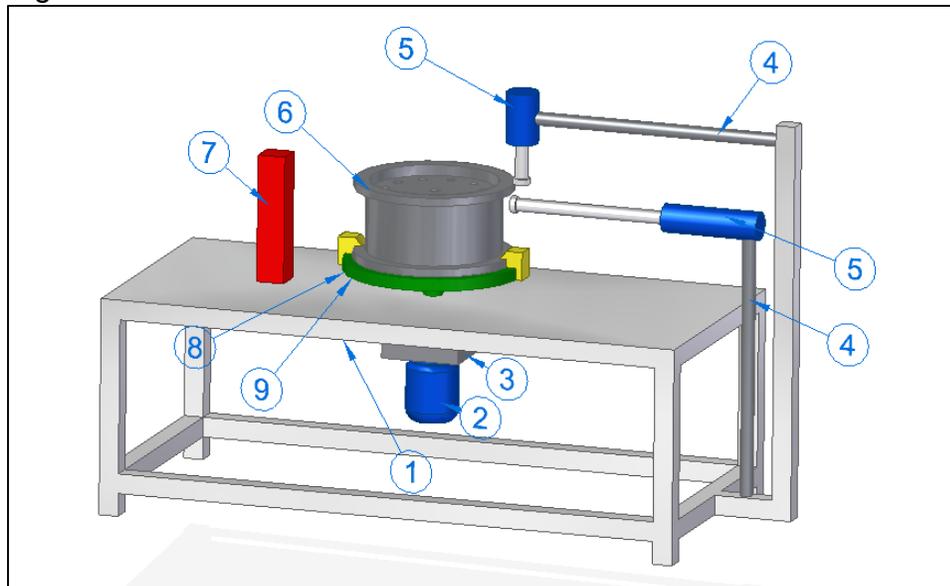
Figura 10. Boceto alternativa 1



Dónde: (1) estructura base, (2) eje transmisor de movimiento, (3) actuadores hidráulicos, (4) rin de acero, (5) sistema de sujeción por mariposa, (6) brazo mecánico con herramienta de repujado, (7) dispositivo de calentamiento, (8) sistema de control.

3.1.2 Alternativa 2 - Actuadores hidráulicos. Esta posible solución se compone de una estructura o banco de trabajo, que cuenta con un sistema de moto-reductor, destinado a hacer girar mediante un eje, una tornamesa sobre la cual se fijara el rin, con un sistema de mordazas móviles, que se adaptaran a los diferentes diámetros de rines a reparar. El sistema de rectificado, cuenta con cuatro actuadores hidráulicos, distribuidos de tal forma que, dos de ellos serán la pareja de trabajo y estarán en contacto directo con las pestañas del rin y serán los que realicen la corrección de la geometría, aprovechando que el rin estará maleable gracias a un sistema de calentamiento, y los dos restantes permitirán el movimiento lineal de la pareja mencionada inicialmente, en los ejes horizontal y vertical según lo exijan las condiciones de trabajo, como se muestra en la figura 11.

Figura 11. Boceto alternativa 2

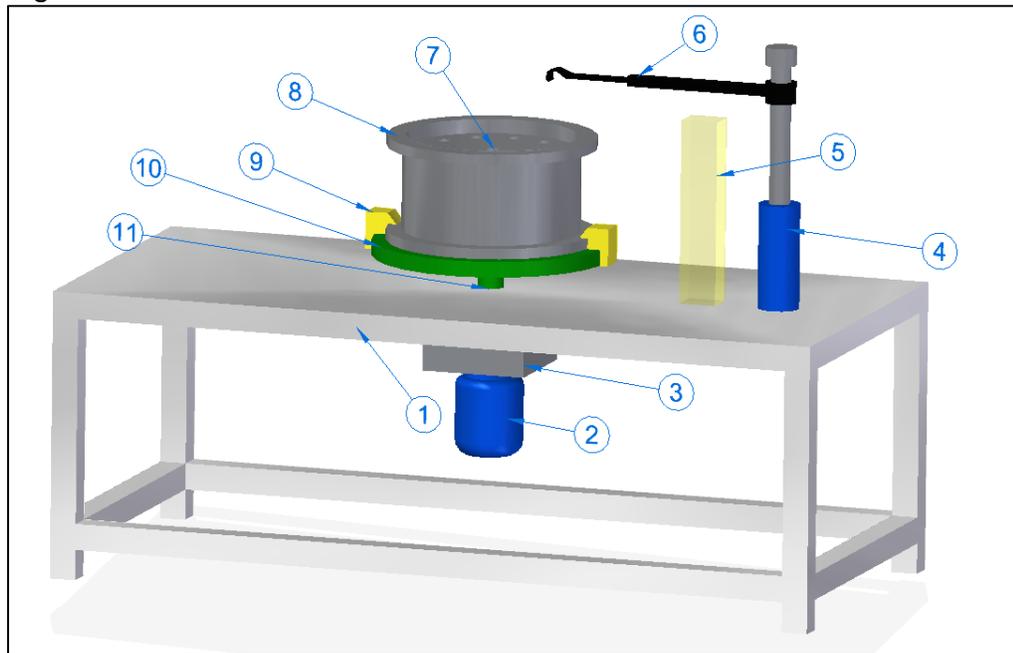


Dónde: (1) estructura base, (2) motor eléctrico, (3) reductor, (4) soportes de actuadores, (5) actuadores hidráulicos, (6) rin de acero, (7) dispositivo de calentamiento, (8) sistema de sujeción por mordazas, (9) tornamesa.

3.1.3 Alternativa 3 – Guía mecánica. Esta posible solución, consiste en una estructura o banco de trabajo, que soporta una tornamesa, encargada de sujetar el rin mediante un sistema de mordazas, ajustables a los diferentes diámetros de rines, dicha tornamesa estará acoplada a un eje que estará girando por la acción de un moto-reductor fijado en la parte inferior de la estructura. El sistema para la operación

de rectificado, consta de un equipo de precalentamiento regulado por un sensor de temperatura y un dispositivo que adopta el perfil inicial de la pestaña del rin, devolviéndole su geometría inicial, el posicionamiento de dicha herramienta será efectuado por un actuador que permite el movimiento en el eje vertical, como se muestra en la figura 12.

Figura 12. Boceto alternativa 3



Dónde: (1) estructura base, (2) motor eléctrico, (3) reductor, (4) actuador hidráulico, (5) dispositivo de calentamiento, (6) guía mecánica, (7) actuador hidráulico, (8) rin de acero, (9) sistema de sujeción por mordazas, (10) tornamesa, (11) eje transmisor de movimiento.

3.2 MÉTODO DE EVALUACIÓN

La mejor alternativa es el resultado del método de scoring descrito a continuación.

El factor de ponderación es un valor que se asigna para resaltar la importancia de un parámetro; se da en un rango de valores, en el que el valor más alto es el que otorga mayor importancia y el menor muy poca relevancia.

La evaluación de alternativas, toma como referencia un análisis multicriterio en el que se evalúan al mismo tiempo las diferentes alternativas contra los diferentes criterios o requerimientos para que la máquina funcione óptimamente.

Como se mencionó en el párrafo anterior, es necesario definir los criterios de evaluación respecto a los cuales se dará valor a las alternativas planteadas. A continuación se realiza una matriz que simplificara y clasificara los elementos del

proceso y deberá contener un listado de ventajas y desventajas que tiene cada alternativa en relación a los criterios de evaluación, asignándoles un valor cualitativo y cuantitativo.

La tabla 3 muestra un método simple – matriz de valoración de alternativas

Tabla 3. Matriz simple de valoración de alternativas

CRITERIOS	ALTERNATIVAS			
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa n
Criterio 1	Y	Y	Y	Y
Criterio 2	Y	Y	Y	Y
Criterio 3	Y	Y	Y	Y
Criterio n	Y	Y	Y	Y
Valor promedio	Z	Z	Z	Z

3.3 EVALUACION

Para realizar la evaluación de alternativas, primero, se dará a conocer un porcentaje de importancia de cada criterio, en la tabla 4; así:

Tabla 4. Importancia de criterios

CRITERIO	IMPORTANCIA
Menor intervención de la mano de obra	5
Menor costo de fabricación	3
Menor cantidad de elementos a mantener	4
Menor tiempo en la operación	3

En la tabla 5 se identifica una escala de evaluación, de acuerdo al comportamiento de cada alternativa, frente a los criterios de evaluación.

Tabla 5. Escala de valoración

COMPORTAMIENTO	ESCALA
Muy deficiente	1
Deficiente	2
Regular	3
Bueno	4
Excelente	5

Posteriormente se identifican los criterios de evaluación, teniendo en cuenta los requerimientos del cliente para la máquina rectificadora de rines, con el fin de seleccionar la alternativa de diseño más adecuada, utilizando el método de análisis multicriterio como se muestra en la tabla 6.

Tabla 6. Evaluación de alternativas

CRITERIOS	Importancia	ALTERNATIVAS					
		Brazo mecánico	Actuadores hidráulicos		Guía mecánica		
C1	5	3	15	4	20	4	20
C2	3	2	6	3	9	3	9
C3	4	4	16	4	16	3	12
C4	3	4	12	4	12	3	9
Total			49		57		50

Donde:

C1: Menor intervención de la mano de obra

C2: Menor costo de fabricación

C3: Menor cantidad de elementos a mantener

C4: Menor tiempo en la operación

La mejor alternativa es la alternativa 2. Actuadores Hidráulicos, porque satisface de la mejor manera los requerimientos del cliente como se representa en la tabla 5.

3.4 ALTERNATIVA A DISEÑAR

La alternativa seleccionada está constituida por una estructura base, que soporta los sistemas que conforman la máquina. El sistema de rectificado, se basa en utilizar actuadores hidráulicos con el fin de aplicar las fuerzas necesarias para recuperar la geometría original de los rines, haciendo uso de las herramientas más comunes en el proceso de repujado, tales como, moletas y roldanas, entre otras.

Para realizar dicho proceso se implementa un sistema de calentamiento regulado por un pirómetro, con el fin de no exceder la temperatura de re-cristalización del material. El rin estará sujeto a una tornamesa, por un sistema de mordazas activadas hidráulicamente; este conjunto tendrá movimiento gracias a un motor eléctrico conectado a un sistema de transmisión de potencia, con el fin de regular la velocidad de giro.

La tabla 7 muestra los parámetros de trabajo de la alternativa seleccionada.

Tabla 7. Parámetros de la alternativa seleccionada

PARAMETROS	
Diámetro de los rines	13" – 17"
Material de rines a reparar	Acero AISI 1040
Temperatura de precalentamiento	600°C - 660°C
Tipo de actuadores	Hidráulicos
Sistema de sujeción	Mordazas
Transmisión de potencia	Moto-reductor
Espesor lamina 1040	1/4"

4. DISEÑO DETALLADO DE LA MÁQUINA RECTIFICADORA DE RINES

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en la evaluación de alternativas, en este capítulo se desarrolla aquella que consta de los actuadores hidráulicos para la aplicación de fuerzas de reparación, se desarrolla el diseño detallado, acompañado de sus correspondientes cálculos para generar el conjunto completo (Estructura y componentes); todo esto, teniendo en cuenta los parámetros y requerimientos mencionados con anterioridad.

4.1 CÁLCULO DE INERCIA

Se calcula la inercia que tendrá que vencer el motor eléctrico que se seleccione para la máquina rectificadora de rines. Los elementos estudiados serán la tornamesa, el rin y el eje de potencia.

4.1.1 Inercia del rin. Para calcular dicha inercia se estudia la geometría de dicho elemento como se muestra en la tabla 8 y se utiliza la siguiente ecuación³:

$$wk^2 = \frac{L(R_1^4 - R_2^4)}{323,9} lb. ft^2$$

Tabla 8. Datos geométricos del rin

GEOMETRIA	R_1	R_2
Radio exterior	8,5in	8,3125in
Radio primer escalón	7in	6,8125in
Radio ancho de cama	6in	5,8125in
Espesor lamina	0,1875in	
Ancho 1	0,6in	
Ancho 2	0,9in	
Ancho de cama	7in	

Inercia Radio exterior:

$$wk^2 = \left(\frac{0,6(8,5^4 - 8,3125^4)}{323,9} \right) * 2 = 1,6507 lb. ft^2$$

Inercia primer escalón:

$$wk^2 = \left(\frac{0,9(7^4 - 6,8125^4)}{323,9} \right) * 2 = 1,3731 lb. ft^2$$

Inercia ancho de cama:

³Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página 834.

$$wk^2 = \frac{0.6(6^4 - 5.8125^4)}{323.9} = 0.2863lb.ft^2$$

Inercia espesor lámina:

$$wk^2 = \frac{0.1875(8.5^4 - 0^4)}{323.9} = 3.0218lb.ft^2$$

Para un total de $6,3320lb.ft^2 = 303,17Nm^2$ de inercia producida por el rin a reparar.

4.1.2 Inercia de la tornamesa. Para calcular la inercia producida por la tornamesa se estudia la geometría de dicho elemento y se muestra en la tabla 9.

Tabla 9. Geometría de la tornamesa

GEOMETRIA	R_1
Radio plato sujeción	10in
Ancho plato sujeción	2in
Radio sección de cilindros	8in
Ancho sección de cilindros	7in

Inercia plato sujeción:

$$wk^2 = \frac{2(10^4 - 0^4)}{323,9} = 61,7474lb.ft^2$$

Inercia sección de cilindros:

$$wk^2 = \frac{7(8^4 - 0^4)}{323,9} = 88,5211lb.ft^2$$

Para un total de $150,2686lb.ft^2 = 7.194,88Nm^2$ de inercia producida por la tornamesa.

4.1.3 Inercia del eje. Para calcular la inercia producida por el eje de transmisión de potencia se estudia la geometría de dicho elemento y se muestra en la tabla 10.

Tabla 10. Geometría del eje

GEOMETRIA	R_1
Radio del eje	2in
Longitud del eje	10in

Inercia del eje:

$$wk^2 = \frac{10(2^4 - 0^4)}{323,9} = 0,4939lb.ft^2 = 23,64Nm^2$$

La inercia total a vencer por el motor para la maquina es de $157,09lb.ft^2 = 7.521,5Nm^2$.

4.2 CÁLCULO DE FUERZA DE RECTIFICADO

Para calcular la fuerza de rectificado del rin, se estudia el comportamiento del material expuesto a la temperatura de precalentamiento que es de $660^{\circ}C$.

Se muestran en la tabla 11 los posibles porcentajes de reducción de esfuerzo a aplicar al material, siendo un acero al carbono de media resistencia.

Tabla 11. Porcentajes de reducción de esfuerzo acero al carbono

$T (^{\circ}C)$	E_T/E_{normal}	$f_{0.2,T}/f_{0.2,normal}$	$f_{0.5,T}/f_{0.5,normal}$	$f_{1.5,T}/f_{1.5,normal}$	$f_{2.0,T}/f_{2.0,normal}$
22	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
60	1.00	0.96	0.95	0.96	0.96
120	0.95	0.95	0.94	0.96	0.96
150	0.96	0.94	0.95	0.96	0.96
180	0.98, 0.97*	0.92, 0.92*	0.92, 0.93*	0.95, 0.97*	0.95, 0.97*
240	1.03	0.90	0.95	1.05	1.05
300	0.95	0.95	0.99	1.11	1.11
360	0.93	0.86	0.89	1.03	1.04
410	0.93, 0.89*	0.90, 0.90*	0.94, 0.94*	1.04, 1.04*	1.03, 1.03*
460	0.89	0.81	0.85	0.93	0.93
540	0.90	0.78	0.82	0.87	0.86
600	0.82	0.71	0.74	0.76	0.74
660	0.77	0.56	0.58	0.57	0.55
720	0.65	0.35	0.36	0.32	0.31
830	0.48	0.15	0.15	0.14	0.13
940	0.27, 0.26*	0.09, 0.09*	0.09, 0.09*	0.09, 0.09*	0.09, 0.08*

Fuente: Journal of structural engineering © ASCE / December 2006 / 1951

Los cálculos están basados para daños en las pestañas de los rines, teniendo en cuenta la temperatura mencionada en los requerimientos funcionales de operación, teniendo esta, un valor de 660 grados Celsius. El factor de reducción de esfuerzo se selecciona al 0,2% utilizado para hallar el punto de fluencia por el método de desplazamiento, siendo este de 0,56.

La fuerza de deformación está dada por la fórmula:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde:

σ : Esfuerzo de deformación (250Mp para el acero AISI 1040)

F : Fuerza de deformación

A : Área de contacto (Área tentativa de $0,00025m^2$)

$$F = \sigma A$$

$$F = (250Mp * 0,56)(0,00025m^2) = 35.000N$$

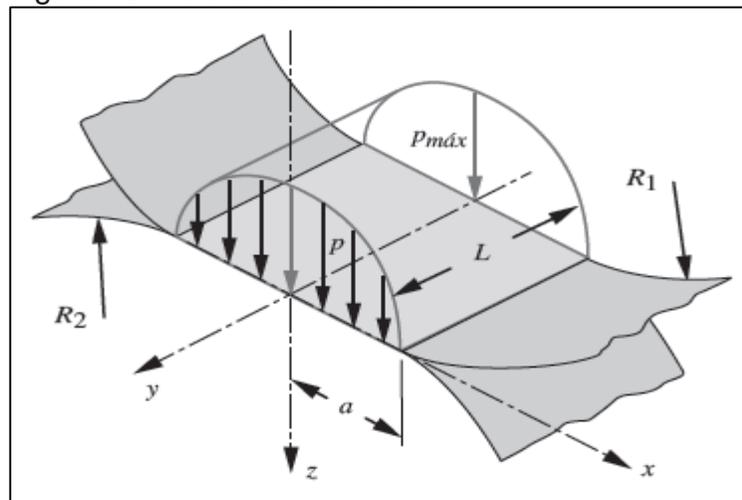
4.2.1 Falla superficial – contacto cilíndrico

Basados en el esfuerzo de contacto, se referencia el contacto cilíndrico entre el rin y la herramienta de rectificado, aplicando la fórmula del libro diseño de máquinas de Norton en la cuarta edición, se recalculará la fuerza de rectificado, teniendo así la ecuación⁴:

$$F = \frac{1}{2} \pi a L p_{max}$$

La figura 13 muestra la huella de contacto producida por contacto cilíndrico.

Figura 13. Huella de contacto



Fuente: Robert L. Norton Diseño de máquina, cuarta edición. Pagina. 367.

Donde:

a : $0,0125m$

L : $0,01m$

⁴ Robert L. Norton Diseño de máquina, cuarta edición. Pagina. 366.

$p_{max} : \sigma : 140Mp$

$$F = \frac{1}{2}\pi(0,01m)(0,01m)(140Mp) = 21.991,14N$$

Con la que se producirá un torque de:

$$T = F * d$$

Donde:

T : Torque

F : Fuerza

d : Distancia a la que se aplica la fuerza

$$T = F * d = 21.991N * 0,0762m = 1.675,72Nm$$

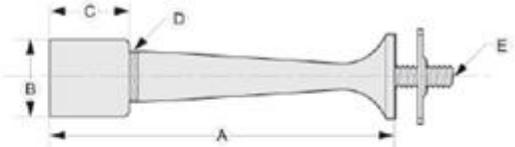
Valor con el cual se calcula la fuerza de frenado que producirá el giro del rin respecto de los actuadores, por componentes; será:

$$F = tg(7^\circ) * 21.991.14N * 0,0762m = 8.100N$$

4.3 QUEMADOR ATMOSFÉRICO TIPO SOPLETE

En el proceso de rectificado de rines se necesita un precalentamiento del material, por ello se seleccionó un dispositivo de gas para dicho fin; los quemadores atmosféricos se abastecen de una mezcla de aire-gas, los cual los hace muy sencillos.

Figura 14. Quemador atmosférico de gas tipo soplete.



N° Parte	Modelo	Esprea / Orifice		Dimensiones en mm / Dimensions in mm						
		LP	Natural	A	B	C	D (NPT)		E (NPT)	
002E700	QA-11	70	60	180	37	54	12.7	1/2"	3.1	1/4"
002E701	QA-12	64	42	220	57	74	25.4	1"	12.7	1/2"
002E702	QA-13	50	30	240	86	73	31.7	1 1/4"	12.7	1/2"
002E703	QA-14	43	25	380	95	88	38.1	1 1/2"	12.7	1/2"
002E704	QA-15	33	20	480	130	105	50.8	2"	12.7	1/2"
002E705	QA-16	26	15	590	122	112	76.2	3"	12.7	1/2"
002E706	QA-17	3/32	5/16	770	155	150	101.6	4"	25.4	1"

Fuente: Productos y piezas especiales, S.A. de C.V. Pág. 22. Encontrado en: <http://www.pypesa.com/>

4.4 CÁLCULOS DEL PORTA HERRAMIENTA

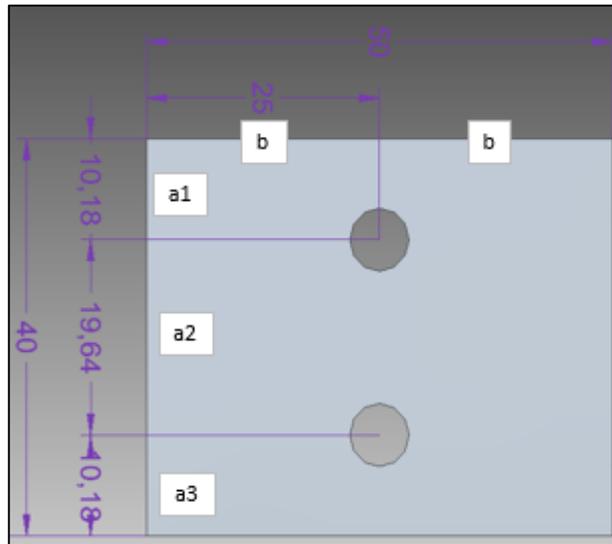
4.4.1 Falla de elementos a tensión. Para realizar los cálculos se necesitan los datos mostrados en la tabla 12.

Tabla 12. Datos para cálculo de falla de elementos

FALLAS DE ELEMENTOS A TENSION	
FACTOR DE RESISTENCIA ϕ_1	0,75
FACTOR DE RESISTENCIA ϕ_2	0,9
COEFICIENTE U C_u	0,85
ESFUERZO DE FLUENCIA σ_y	38,749 Kgf/mm ²
ESFUERZO ULTIMO σ_u	62,7125 Kgf/mm ²
TORNILLOS	12,7 mm
Coefficiente l. efectiva K	1
Longitud del elemento	3.000 mm
Radio de giro	14.3 mm

Se calculó las áreas sometidas a tensión y a cortante, con las dimensiones del elemento porta herramienta (espesor $e = 4,76mm$), como se muestra en la figura 15.

Figura 15. Dimensiones porta herramienta



Área gross a tensión A_{gt} ⁵

$$A_{gt} = a_1 * e$$

⁵ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 562.

$$A_{gt} = 10,18mm * 4,76mm = 48,45mm^2$$

Área gross a cortante A_{gv} ⁶

$$A_{gv} = 2b * e$$

$$A_{gv} = 50mm * 4,76mm = 238mm^2$$

Área neta a tensión A_{nt} ⁷

$$A_{nt} = A_{gt} - \frac{1}{2} \left(d_{\text{tornillos}} + \frac{1}{8} \right) (e)$$

$$A_{nt} = 48,45mm^2 - \frac{1}{2} \left(12,7mm + \frac{1}{8} \right) (4,76mm) = 10,67mm^2$$

Área neta a cortante A_{nv} ⁸

$$A_{nv} = A_{gv} - \frac{1}{2} \left(d_{\text{tornillos}} + \frac{1}{8} \right) (e)$$

$$A_{nv} = 238mm^2 - \frac{1}{2} \left(12,7mm + \frac{1}{8} \right) (4,76mm) = 200,21mm^2$$

Resistencia de diseño R_{d1} ⁹

$$R_{d1} = \phi_2 (A_{gt} + A_{gv}) \sigma_y$$

$$R_{d1} = 0.9(48,45mm^2 + 238mm^2) 38,749 \text{ kgf} / mm^2 = 9.989,92kgf$$

Resistencia de diseño R_{d2} ¹⁰

$$R_{d2} = \phi_1 \sigma_u C_u (A_{nt} + A_{nv})$$

$$R_{d2} = 0.75 \left(62,71 \text{ kgf} / mm^2 \right) (0.85) (10,67mm^2 + 200,21mm^2) = 8.431,28kgf$$

Resistencia a cortante R_{dv1} ¹¹

$$R_{dv1} = \phi_1 (\sigma_u A_{nt} + 0,6 \sigma_y A_{gv})$$

⁶ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 562.

⁷ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 562.

⁸ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 563.

⁹ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 564.

¹⁰ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 564.

¹¹ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 564.

$$R_{dv1} = 0.75 \left(\left((62,71 \text{ kgf/mm}^2) (10,67 \text{ mm}^2) \right) + 0.6 \left(38,749 \text{ kgf/mm}^2 \right) (238 \text{ mm}^2) \right)$$

$$R_{dv1} = 4.652,07 \text{ kgf}$$

Resistencia a cortante R_{dv2} ¹²

$$R_{dv2} = \phi_1 (\sigma_y A_{gt} + 0,6 \sigma_u A_{nv})$$

$$R_{dv1} = 0.75 \left(\left((38,749 \text{ kgf/mm}^2) (48,45 \text{ mm}^2) \right) + 0.6 \left(62,71 \text{ kgf/mm}^2 \right) (200,21 \text{ mm}^2) \right)$$

$$R_{dv2} = 7.058,50 \text{ kgf}$$

Chequeo por esbeltez

$$\frac{KL}{r} \leq 300$$

Donde:

K = Coeficiente de longitud efectiva

L = Longitud del elemento

r = Radio de giro de la sección

$$\frac{3000 \text{ mm}}{14.3 \text{ mm}} = 209,79 \leq 300$$

Como la relación de esbeltez se encontró por debajo de 300, se concluye que el elemento porta herramienta soporta los esfuerzos a los que es sometido durante la operación.

4.5 CÁLCULOS Y SELECCIÓN DEL MOTOR

Para la selección del motor se calcula la inercia total que debe vencer el sistema.

Se tiene en cuenta que

Velocidad de giro 16 rpm dato seleccionado por diseño

Tiempo 10 segundos

Inercia total a vencer $157,09 \text{ lbft}$

Fuerza que generan los actuadores 8.100 N

Par torsional del motor

¹² Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 564.

$$\frac{157,09 \text{ lbft} * 16 \text{rpm}}{308 * 10 \text{seg}} = 0,8160 \text{lbft} = 1,1064 \text{Nm}$$

Torque que se genera por la fuerza de operación

$$T = F * d$$

Donde:

T: Torque

F: Fuerza

d: Distancia a la que se aplica la fuerza

$$T = F * d = 8.100 \text{N} * 0,0762 \text{m} = 617,25 \text{Nm}$$

Par torsional total que necesita vencer el motor, teniendo en cuenta los elementos en estado de reposo y la fuerza que causan los cilindros en operación:

$$1,1064 \text{Nm} + 1.675,72 \text{Nm} = 1.676,83 \text{Nm}$$

Con una velocidad angular de $1,6755 \text{ rad/s}$ se calcula la potencia requerida para el motor:

$$P = T\omega^{13}$$

Donde:

P: Potencia

T: Torque

w: Velocidad angular

$$P = 1.676,83 \text{Nm} * 1,6755 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 2.809,55 \text{watt} = 3,76 \text{hp} \approx 4 \text{hp}$$

Seleccionando de tal manera un motor de 4hp a 900rpm para el funcionamiento de la maquina rectificadora de rines, del catálogo encontrado en el anexo B.

4.6 CALCULO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD

Basándose en el funcionamiento operacional de la máquina, se tiene que la velocidad de giro del rin a reparar será de 16rpm , teniendo en cuenta que debe ser

¹³ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 478

baja al tratarse de un proceso de repujado, por lo tanto, se calculara una relación de velocidades para elegir el sistema reductor.

Como datos de entrada se tiene la potencia de salida $P_o = 3,76hp$, la velocidad del motor serán $900rpm$, la eficiencia del sistema será del 92% y el elemento giratorio estará a $16rpm$. Por lo tanto, la relación de velocidades será¹⁴:

$$VR = \frac{900rpm}{16rpm} = 56,25$$

Como la relación es alta se calculará un reductor con sistema sinfín-corona.

Asumiendo una eficiencia del 92% y un ángulo de avance $\lambda = 14,04^\circ$, un diámetro de la corona de $0,0508m$ y un ángulo de presión transversal $\phi_T = 20^\circ$.¹⁵

Angulo de presión normal¹⁶:

$$\phi_n = \tan^{-1}(\tan \phi_T \cos \lambda) = \tan^{-1}(\tan 20^\circ \cos 14,04^\circ) = 19,45^\circ$$

Fuerza tangencial sobre la corona¹⁷:

$$W_{tg} = \frac{2(T_0)}{D_G} = \frac{2(1.673,83Nm)}{0,2188m} = 15.325,37N$$

Velocidad de línea de paso¹⁸:

$$v_{tG} = \frac{\pi D_G n_G}{12} = \frac{\pi(8,61in)(16rpm)}{12} = 36,08 \frac{pie}{s} = 0,1833 \frac{m}{s}$$

Velocidad de deslizamiento¹⁹:

$$v_s = \frac{v_{tG}}{\sen \lambda} = \frac{36,08 \text{ pie/s}}{\sen 14,04^\circ} = 470,53 \frac{pie}{s} = 2,3902 \frac{m}{s}$$

Con la velocidad de deslizamiento, se procede a obtener el coeficiente de fricción, para el cálculo de las fuerzas radial y axial; según la tabla que aparece en la figura 16.

¹⁴ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 478

¹⁵ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 745

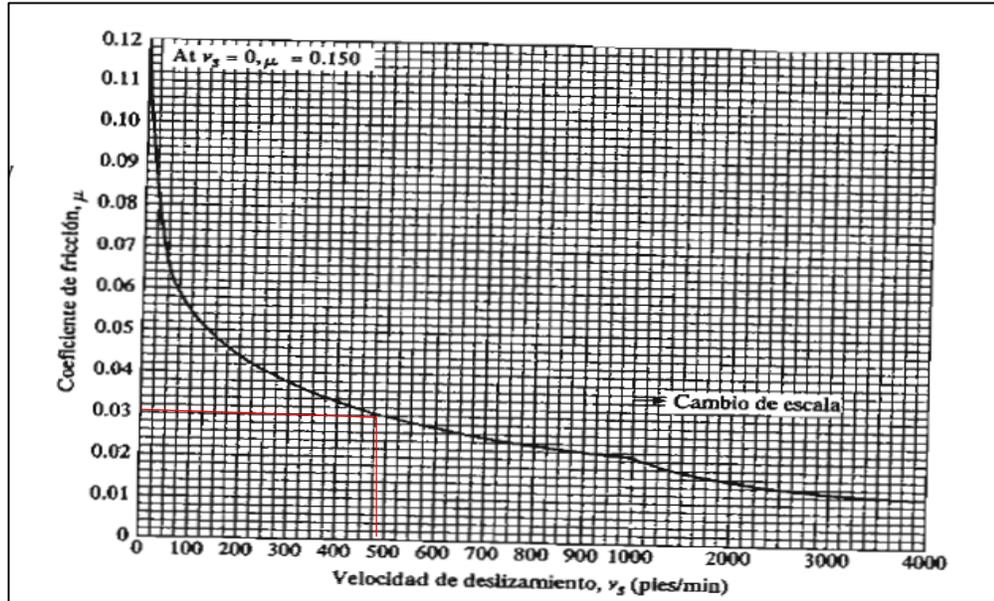
¹⁶ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 478

¹⁷ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 478

¹⁸ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 478

¹⁹ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 478

Figura 16. Coeficiente de fricción μ .



Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 477

Según la figura 16 para una velocidad de deslizamiento de $v_s = 470,53 \frac{pie}{s}$ se obtiene un coeficiente de fricción de $\mu = 0,033$. Con determinado coeficiente se puede proseguir a calcular las fuerzas radial y axial sobre la corona:

Fuerza axial: será la misma para la fuerza tangencial del gusano W_{tW}^{20}

$$W_{xG} = W_{tG} \frac{\cos \phi_n \operatorname{sen} \lambda + \mu \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \operatorname{sen} \lambda} =$$

$$W_{xG} = 15.325,37N \frac{(0,94)(0,07) + (0,033)(0,99)}{(0,94)(0,99) - (0,033)(0,07)} = 1.721,5N$$

Fuerza radial: será la misma para la fuerza radial del gusano W_{rW}^{21}

$$W_{rG} = \frac{W_{tG} \operatorname{sen} \phi_n}{\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \operatorname{sen} \lambda} =$$

$$W_{rG} = \frac{15.325,37N(0,34)}{(0,94)(0,99) - (0,033)(0,07)} = 5.593,06N$$

²⁰ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 478

²¹ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 479

Fuerza de fricción²²:

$$W_f = \frac{\mu W_{tG}}{\cos\lambda \cos\phi_n - \mu \operatorname{sen}\lambda} =$$
$$W_f = \frac{(0,033)15.325,37N}{(0,94)(0,99) - (0,033)(0,07)} = 541,05N$$

Para comprobar la potencia requerida de entrada, se calcula mediante la potencia de salida mencionada anteriormente y el porcentaje de eficiencia²³ de la siguiente manera:

$$P_i = \frac{P_o}{\eta}$$
$$P_i = \frac{3,76hp}{0,92} = 4,09hp$$

Con este valor de potencia se seleccionó un reductor helicoidal sinfín – corona como se muestra en el anexo C

4.7 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DEL EJE

El eje motriz de la máquina rectificadora de rines, se encuentra en posición vertical, de tal manera que solo transmitirá movimiento al conjunto de sujeción del rin para llevar a cabo el proceso de rectificado, por lo tanto se encuentra sometido a torsión pura. Para llevar a cabo el cálculo se utiliza la ecuación²⁴:

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$$

Donde:

$$\tau_{max} = \text{Esfuerzo cortante máximo } (\sigma_y = 83.000psi * 0,577 = 47.891psi)$$

K = Factor de concentración de esfuerzos

$$Tc = \text{Torque } (1.676,07Nm = 14.835,24lb * in)$$

J = Momento inercia

²² Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 480

²³ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 480

²⁴ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta edición. Pág. 523

Inicialmente se despeja de la ecuación el radio R para evaluar el eje sin concentradores de esfuerzo.

$$R = \sqrt[3]{\frac{2Tc}{\pi \tau_{max}}}$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{2(14.835,24lb*in)}{\pi (47.891psi)}} = 0,5820in$$

Obteniendo un diámetro $D = 1,1641in = 29,56mm$

Usando un diámetro de $45mm$ como valor tentativo para el eje se procede a calcular la relación de diámetros (diámetro mayor sobre diámetro menor), requerida para hallar el valor del concentrador de esfuerzos encontrado en la figura 25.

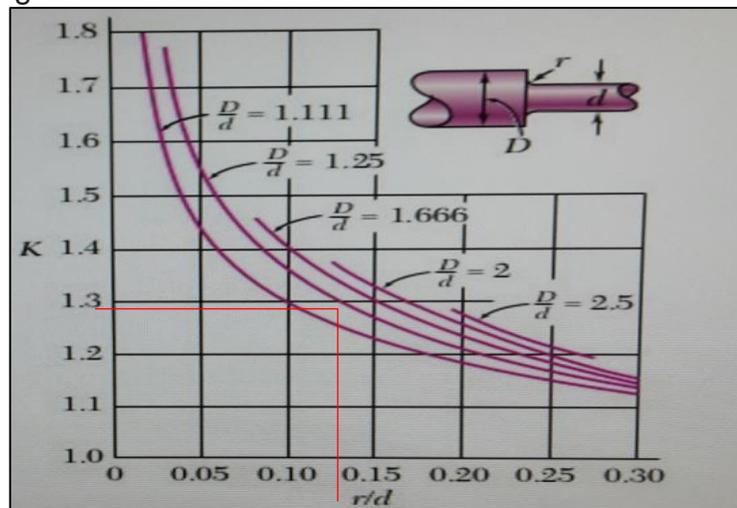
$$Relacion\ de\ diametros = \frac{45mm}{29,56mm} = 1,5218$$

Asumiendo un radio de redondeo de $4mm$ se calcula la relación del radio de redondeo con respecto del diámetro menor del eje.

$$\frac{r}{d} = \frac{4mm}{29,56mm} = 0,1352$$

Teniendo dichos valores de relación, se procede a hallar el factor de concentración de esfuerzos K en la figura 17.

Figura 17. Concentrador de esfuerzos



Fuente: Peterson's stress concentration factors. 2da ed. Jhon Wiley & sons. New York.

Con un factor $K = 1,34$ se despeja de la ecuación:

$$\tau_{max} = K \frac{Tc}{J}$$

El diámetro requerido del eje usando el factor de concentración de esfuerzos

$$D = 2 \left(\sqrt[3]{\frac{2KTc}{\pi \tau_{max}}} \right) = 1,2834 \text{ in} = 32,5990 \text{ mm}$$

Encontrando un resultado de diámetro para el eje de $32,5990 \text{ mm}$ mínimo en el diseño, para que soporte las condiciones a las que será sometido.

4.8 SELECCIÓN DE RODAMIENTO

Debido a la disposición vertical de la transmisión de movimiento y el eje, se genera tres tipos de cargas (axial, radial y tangencial), donde la mayor de ellas es la carga de tipo radial, por ello se selecciona un rodamiento de rodillos cilíndricos, dado que dentro de sus principales características se encuentra la gran capacidad para soportar altas velocidades y cargas de este tipo, además de tener alta rigidez, baja fricción y ser de fácil montaje.

Luego de tener definidas las exigencias para el rodamiento, se hace selección del mismo, se toma como base el catálogo de fabricante SKF ver anexo D, la referencia del rodamiento es NU 309 ECJ, cuyo valor de carga limite es de $12,9 \text{ kN}$, en el diseño debe resistir un valor de carga radial equivalente a $5.593,06 \text{ N}$, por ende cumple con las exigencias mecánicas requeridas y su diámetro de pista interna coincide con el valor de diámetro calculado anteriormente para el eje.

4.9 CÁLCULO PARA SELECCION DEL ACOUPLE

Para el cálculo y selección del acople se tiene en cuenta los valores de potencia a transmitir, las revoluciones de giro y una constante de 63.025 proporcionada por el fabricante, en este caso INTERMEC.

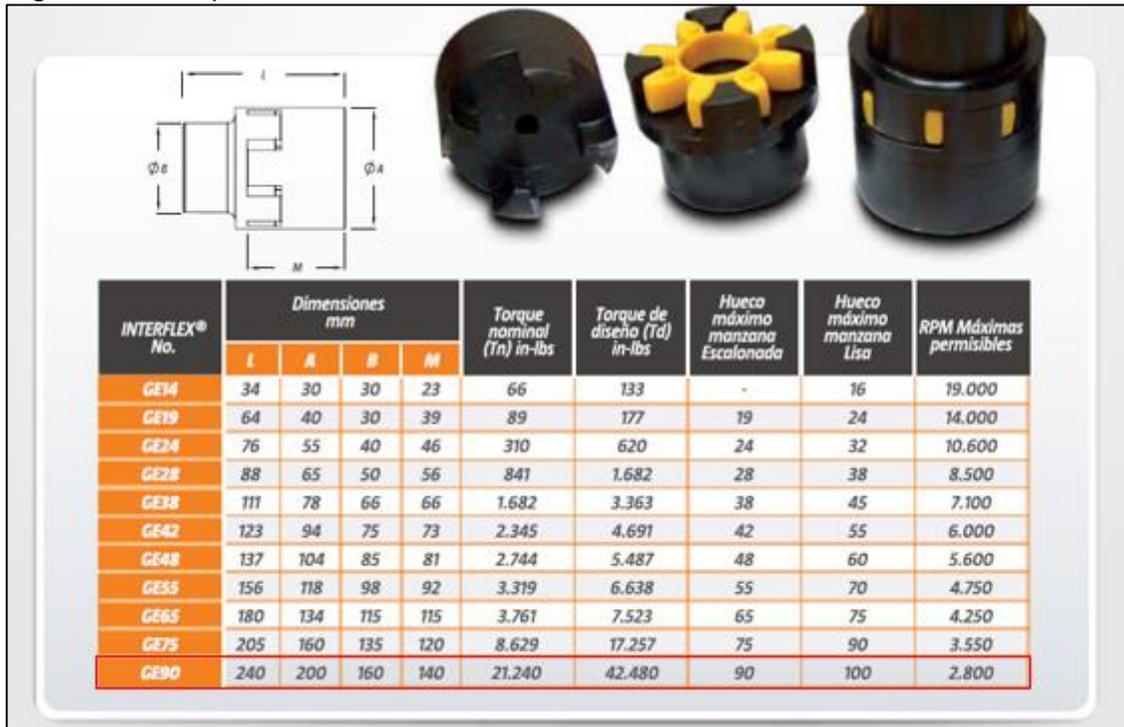
$$Tn = \frac{\text{Potencia}(63025)}{\text{Revoluciones}}^{25}$$

²⁵ INTERMEC, Catálogo de productos. Productos mecánicos para transmisión de potencia. [Http://www.intermec.com.co/pdf/Catalogo_productos_intermec.pdf](http://www.intermec.com.co/pdf/Catalogo_productos_intermec.pdf). Citado 15 de noviembre de 2016.

$$T_n = \frac{(4hp)(63025)}{(16rpm)} = 15.756,25 \text{ in} - \text{lbs} = 1,78 * 10^3 \text{ m} - \text{N}$$

Después de calculado el valor de torque nominal T_n , se relaciona en la figura 18 con el fin de seleccionar el acople que mejor satisfaga las condiciones dadas.

Figura 18. Acoples intermec



Fuente: http://www.intermec.com.co/pdf/Catalogo_productos_Intermec.pdf

La referencia del acople seleccionado es GE90, identificado así por el fabricante, intermec.

4.10 CÁLCULO DE TORNILLOS PARA SUJECIÓN DE ELEMENTOS CRÍTICOS

Se elige un perno de acero 13 - UNC - 2A SAE 5,2 GRADO la figura 19 especifica las propiedades del perno, para soportar una fuerza de separación P de 4.944,02 lb.

Esta selección es el resultado de un cálculo iterativo, acercándose con tornillos de propiedades menores y mayores, teniendo como premisa el factor de separación, la carga y la estética del elemento, donde el perno que mejor satisface las necesidades de la junta es el seleccionado anteriormente.

Figura 19. Especificaciones y resistencia de pernos

Número de grado de la SAE	Intervalo del tamaño del diám. ext. (In)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Resistencia a la fluencia mínima (kpsi)	Resistencia a la tensión mínima (kpsi)	Material
1	0.25–1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25–0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875–1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25–1.5	65	100	115	medio carbono, forjado en frío
5	0.25–1.0	85	92	120	medio carbono, Q&T*
5	1.125–1.5	74	81	105	medio carbono, Q&T
5.2	0.25–1.0	85	92	120	martensita al bajo carbono, Q&T
7	0.25–1.5	105	115	133	aleación al medio carbono, Q&T
8	0.25–1.5	120	130	150	aleación al medio carbono, Q&T
8.2	0.25–1.0	120	130	150	martensita al bajo carbono, Q&T

Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 744

En la figura 20 se especifica el área a tensión que tendrá el perno en la junta

Figura 20. Dimensiones de cuerdas de tornillos

Tamaño	Cuerdas gruesas, UNC				Cuerdas finas, UNF		
	Diámetro mayor d (In)	Cuerdas por pulgada	Diámetro menor d_r (In)	Área de esfuerzo por tensión A_t (In ²)	Cuerdas por pulgada	Diámetro menor d_r (In)	Área de esfuerzo por tensión A_t (In ²)
0	0.0600	–	–	–	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600

Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

Con los datos encontrados en las figuras anteriores se calcula la precarga²⁶:

$$F_i = 0,7 * S_p * A_t$$

²⁶ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

$$F_i = 0,7 * 85.000psi * 0,1419in^2 = 8.443,05lb = 37,6KN$$

Longitud de la rosca²⁷

$$l_{rosca} = 2d + 0,25$$

$$l_{rosca} = 2(0,5in) + 0,25 = 1,25in = 0.03175m$$

Longitud de vástago²⁸

$$l_s = l_{perno} - l_{rosca}$$

$$l_s = 2,5 - 1,25 = 1,25in = 0.03175m$$

Longitud de la rosca en la zona de sujeción²⁹

$$l_t = l_{union} - l_s$$

$$l_t = 2 - 1,25 = 0,75in = 0,01905m$$

Rigidez del perno³⁰

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t E} + \frac{l_s}{A_b E}$$

$$\frac{1}{k_b} = \frac{0,75in}{(0,1419in)(30 * 10^6psi)} + \frac{1,25in}{(0,1963in)(30 * 10^6)} =$$

$$k_b = 2,57 * 10^6 lbin = 290.36 * 10^3 Nm$$

Rigidez del material³¹

$$k_m = \frac{\pi(D^2 - d^2) E_{material}}{4 l_{union}}$$

$$k_m = \frac{\pi((1,375in)^2 - (0,5in)^2) (30 * 10^6psi)}{4 * 2in} = 1,93 * 10^7 lbin = 2.180,6 * 10^3 Nm$$

Factor de rigidez de la unión³²

²⁷ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

²⁸ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

²⁹ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

³⁰ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

³¹ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

³² Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$$

$$C = \frac{2,57 * 10^6 \text{ lbin}}{1,93 * 10^7 \text{ lbin} + 2,57 * 10^6 \text{ lbin}} = 0,11755$$

Carga que soportan el perno y el material³³

$$P_{PERNO} = CP$$

$$P_{PERNO} = (0,11755)(4.944,02\text{lb}) = 581,18\text{lb} = 2,6\text{KN}$$

$$P_{MATERIAL} = (1 - C)P$$

$$P_{MATERIAL} = (1 - 0,11755)(4.944,02\text{lb}) = 4.363\text{lb} = 19,4\text{N}$$

Carga resultante en el perno y el material³⁴

$$F_{PERNO} = F_i + P_{PERNO}$$

$$F_{PERNO} = 8.443,05\text{lb} + 581,18\text{lb} = 9.024,23\text{lb} = 40,14\text{KN}$$

$$F_{MATERIAL} = F_i - P_{MATERIAL}$$

$$F_{MATERIAL} = 8.443,05\text{lb} - 4.363\text{lb} = 4.080\text{lb} = 18,14\text{KN}$$

Esfuerzo de tensión máximo en el perno

$$\sigma_{PERNO} = \frac{F_{PERNO}}{A_t}$$

$$\sigma_{PERNO} = \frac{9.024,23\text{lb}}{0,1419\text{in}} = 63.595,73\text{psi} = 438,47\text{Mpa}$$

Factor de seguridad contra la fluencia³⁵

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_{PERNO}}$$

$$N_y = \frac{92.000\text{psi}}{63.595,73\text{psi}} = 1,447$$

³³ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

³⁴ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

³⁵ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

Carga para separar la unión³⁶

$$P_{SEPARACION} = \frac{F_i}{(1 - C)}$$

$$P_{SEPARACION} = \frac{8.443,05lb}{(1 - 0,11755)} = 9.567,8lb = 42,55KN$$

Factor de seguridad contra la separación³⁷

$$N_{SEPARACION} = \frac{P_{SEPARACION}}{P}$$

$$N_{SEPARACION} = \frac{9.567,8lb}{4.944,02lb} = 1,94$$

Con los cálculos se comprueba que los factores de seguridad para la unión garantizan soportar las condiciones a las que se someterá.

4.11 CÁLCULOS Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS HIDRÁULICOS

Por el proceso de rectificado se genera una fuerza $F = 21.992N$, calculada anteriormente, teniendo en cuenta el esfuerzo de deformación del acero AISI 1040 y su comportamiento frente a elevadas temperaturas denominada fuerza de rectificado que se aplica en un área de contacto $A=0.0025m^2$, generándose una presión con la cual se calcularán y seleccionarán los actuadores hidráulicos.

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde:

P = Presión

F = Fuerza

A = Área

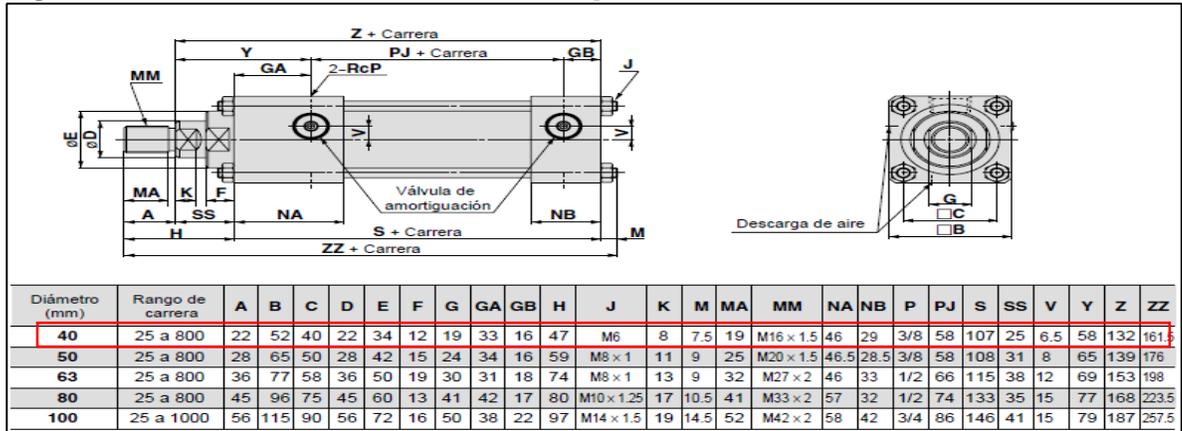
$$P = \frac{21.992N}{0.0025m^2} = 8.796,8Pa$$

Por tal motivo se selecciona un actuador de doble efecto, con un rango de presión de $10Mpa$ con las características que se muestran en la figura 21 y 22.

³⁶ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

³⁷ Fuente: Robert L. Norton. Diseño de máquinas. 4ta edición. Pág. 726

Figura 21. Actuadores hidráulicos de 10Mpa



Fuente: Catálogo Cilindros hidráulicos SMC, Pág. 75. Encontrado en: https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf.

Figura 22. Características técnicas actuador hidráulico

Modelo		CHSD
Funcionamiento		Doble efecto: vástago simple
Fluido		Fluido hidráulico mineral general
Presión nominal		10 MPa
Presión máxima admisible		12 MPa
Presión de prueba		15 MPa
Presión mín. de trabajo	Con presión en el lado anterior	0.25 MPa
	Con presión en el lado posterior	0.15 MPa
Temperatura ambiente y de fluido	Sin imán	-10 a 80°C
	Con detección magnética	-10 a 80°C
Velocidad del émbolo		8 a 300 mm/s
Amortiguación		Junta de amortiguación
Tolerancia de rosca		JIS 8 g/8 H
Tolerancia de longitud de carrera	100 mm o menos	0 a +0.8 mm
	101 a 250 mm	0 a +1.0 mm
	251 a 630 mm	0 a +1.25 mm
	631 a 800 mm	0 a +1.4 mm

Fuente: Catálogo Cilindros hidráulicos SMC, Pág. 73. Encontrado en: https://www.smc.eu/portal_ssl/webcontent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf.

Para seleccionar el tipo de fluido hidráulico a utilizar en el movimiento de los actuadores, se toma como referencia la recomendación que hace el fabricante de los mismos, en este caso aceite hidráulico de base mineral ya que “constituyen el grupo más empleado, representando aproximadamente el 90 % del consumo total

de fluidos hidráulicos en la industria, debido a que satisfacen las exigencias de la mayoría de aplicaciones con una favorable relación prestaciones/precio³⁸.

Teniendo seleccionado el actuador, se calculara la bomba requerida para impulsar el aceite hidráulico y el respectivo motor. Se aplicará una fuerza de 21.994N, el actuador se desplazará 0.3m, tendrá pérdidas de 0.3 bar, el área del embolo es de 0,005027m² y la del vástago 0,003436m²; se estima que el proceso tarde 10s

Se procede a calcular el caudal necesario:

$$v = \frac{l}{t}$$

Donde:

v = Velocidad media

l = Longitud

t = Tiempo

$$v = \frac{0,3m}{10s} = 0,03m/s$$

Caudal:

$$Q = vA$$

Donde:

Q = Caudal

v = Velocidad

A = Área émbolo

$$Q = 0,03m/s(0,005027m^2) = 0.00015081m^3/s$$

El valor de caudal resultante se relaciona en la figura 33, para efectos de selección es necesario expresarlo en unidades de l/min . $Q = 9,0486l/min$

Presión en el émbolo:

$$P = \frac{21.992N}{0,005027m^2} = 4.374,8MPa = 43.7bar$$

De tal manera que esta sería la presión con la que debe trabajar la bomba hidráulica,

³⁸ Fluidos Hidráulicos Modernos. Evolución y tendencias. Encontrado en: http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/conceptosbasicosmfluidos/fluidos_hidr%C3%A1ulicos/Internas/fluidos.htm

43.7bar. Con este dato se selecciona la bomba requerida, mostrada en la figura 23.

Figura 23. Catálogo de bombas hidráulicas

Tamaño constructivo		TC2						
Tamaño nominal	TN	6,3	8	11	13	16	19	22
Masa ⁴⁾	<i>m</i> kg	2,1	2,2	2,4	2,6	2,7	2,9	3,1
Rango de revoluciones ¹⁾	<i>n</i> _{min} min ⁻¹	600						600
	<i>n</i> _{máx} min ⁻¹	3600						3000
Cilindrada	<i>V</i> cm ³	6,5	8,2	11	13,3	16	18,9	22
Caudal ²⁾	<i>q_v</i> L/min	9,4	11,9	16	19,3	23,2	27,4	31,9
Presión de servicio, absoluta		0,6 hasta 3						
- Entrada	<i>p</i> bar							
- Salida, continua	<i>p</i> _{máx} bar	210	210	210	210	210	210	180
- Salida, intermitente ³⁾	<i>p</i> _{máx} bar	250	250	250	250	250	250	210
Potencia de accionamiento mín. requerida para Δ <i>p</i> = 0 bar	kW	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,1	1,1

Fuente: Catálogo Bombas hidráulicas, Pág.32. Encontrado en: http://www.fing.edu.uy/imfia/imfiaweb/sites/default/files/Teo8_09_b.pdf

La bomba de tamaño nominal 6,3; entrega un caudal de 9,4l/min; siendo adecuada para el requerimiento de la máquina, se selecciona para el circuito hidráulico.

El montaje de los actuadores se realiza mediante tornillos en cuatro puntos de la camisa, con dos objetivos, el primero es el de garantizar que al entrar en funcionamiento no tendrán desplazamiento en ninguno de los ejes y el segundo objetivo está orientado a su fácil desmontaje para cuestiones de mantenimiento. Como muestra la figura 24.

Para tener certeza acerca de la ausencia del pandeo y el movimiento vibratorio en el actuador se realiza la comprobación mediante el cálculo del diámetro mínimo requerido para el embolo, haciendo uso de la fórmula de Euler.

Pandeo. Fórmula de Euler (sección circular)³⁹

$$d = \sqrt[4]{\frac{64F_T C S_k^2}{\pi^3 E}}$$

Donde:

³⁹ Neumática e Hidráulica. Universidad de Cantabria. Carlos J Renedo. Encontrado en: <http://personales.unican.es/reneoc/Trasperecias%20WEB/Trasp%20Neu/T12%20CILINDROS%20OK.pdf>

d = Diámetro mínimo del vástago

F_T = Fuerza a ejercer por los actuadores

S_k = Longitud de pandeo (Según tabla)

E = Modulo de elasticidad (210 MPa)

C = Coeficiente de seguridad (Para efectos de cálculo se toma 3,5)

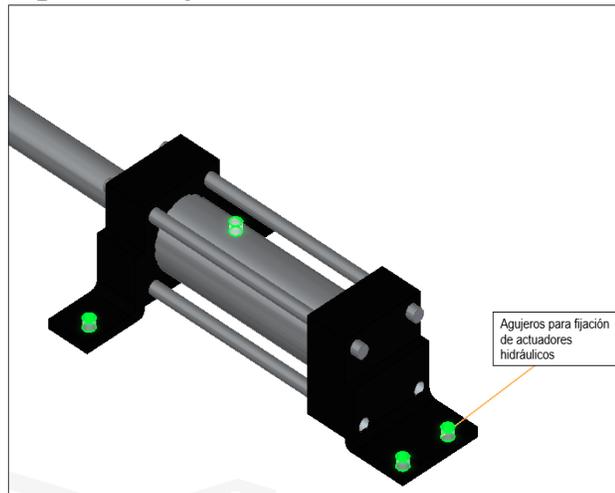
L = Longitud de vástago (Para el actuador seleccionado anteriormente tiene un valor de 0,3 m)

$$d = 4 \sqrt{\frac{64 \times (21.992 \text{ N}) \times (3,5) \times (0,3 \text{ m}) \sqrt{1/2}}{\pi^3 \times 210 \text{ MPa}}}$$

$$d = 0,01990 \text{ m}$$

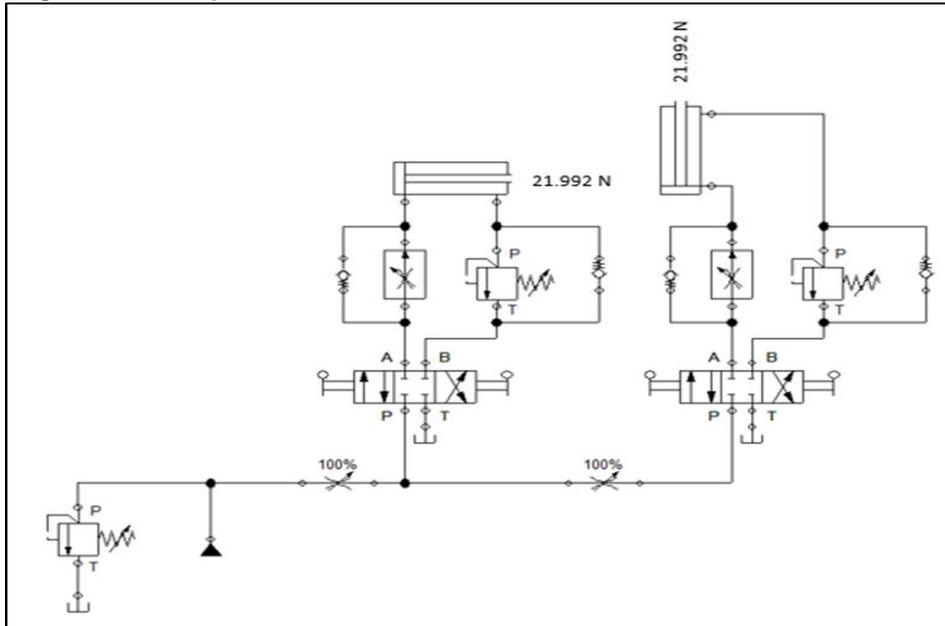
Una vez se obtiene el valor de diámetro mínimo requerido, se realiza una comparación con el valor de diámetro del actuador seleccionado anteriormente, donde $0,02 \text{ m} \geq 0,01990 \text{ m}$, como se puede observar, los valores de diámetros son muy parecidos, pero se debe tener presente que los cálculos de pandeo fueron realizados con un factor de seguridad igual a 3,5, por ende se confirma que el actuador puede operar de forma correcta.

Figura 24. Fijación actuador hidráulico



La máquina rectificadora de pestañas de rines posee un sistema hidráulico que realiza las funciones de desplazamiento y avance de la herramienta, debido al proceso de rectificado necesitamos la máxima fuerza para el avance de la herramienta, regulando la velocidad.

Figura 25. Esquema elementos de control hidráulicos.



Como se puede apreciar en la figura 25 la solución más adecuada es utilizar una válvula reguladora de presión para asegurar la pieza con la fuerza requerida y un regulador de caudal compensado para el avance de la herramienta.

Las mangueras y acoples (ver figura 27) se seleccionaron, bajo el criterio del diámetro de acople de los cilindros referenciado en la figura 21 como V siendo este de aproximadamente $13\text{mm} \approx \frac{1}{2}''$ y la presión de trabajo del sistema hidráulico de $43,7\text{bar} \approx 43,7\text{Mpa} \approx 6.338,14\text{psi}$. Se tiene en cuenta que el diseño de dichas mangueras tiene un factor de seguridad de 4,1 como se muestra en la figura 26.

Figura 26. Manguera hidráulica SAE 100R15

797TC MANGUERA SAE 100R15



Manguera para aplicaciones hidráulicas de extrema presión hasta 6000PSI. Aplicaciones en industria de la construcción, agricultura, navegación e industria en general. Con la mitad del radio de curvatura y cerca de un 30% menos en el diámetro externo que una manguera convencional SAE 100R15 lo cual le permite ahorrar espacio y dinero. Disponible en cubierta uretano Tough Cover.

Tubo : Hule sintético.
Refuerzo: 4 a 6 espirales de acero carbón
Cubierta : Hule sintético cubierta altamente resistente a la abrasión MSHA
Factor de seguridad : 4:1
Temperatura : -40°C a 125°C

Código	Diámetro		Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
	Pulgadas	interno mm		
001797TC08	1/2 "	12.7	6000	100
001797TC16	1 "	25.4	6000	165

Fuente: Catálogo de mangueras hidráulicas mangueras Parker. Central de mangueras s.a. Pág. 9. Encontrado en: <http://centraldemangueras.com/catalogo/MANGUERAS-HIDRAULICAS.pdf>

Figura 27. Acople hembra 10677 SAE 37° (JIC) giratorio

10677 Acople hembra SAE 37° (JIC) giratorio

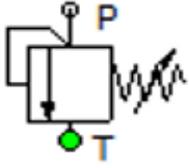
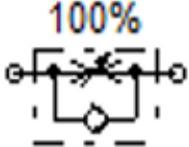
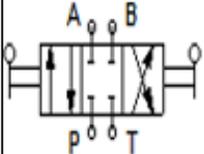
Código	Rosca hembra JIC	Espiga manguera
002106770808	1/2"	1/2"
002106771616	1"	1"



Fuente: Guía rápida acoples hidráulicos. Central de mangueras s.a. Pág. 18. Encontrado en: <http://centraldemangueras.com/catalogo/ACOPLES-HIDRAULICOS.pdf>

La figura 28 muestra los diferentes elementos de control y accesorios implementados en el montaje hidráulico de la máquina rectificadora de pestañas de rines.

Figura 28. Elementos de control sistema hidráulico

SIMBOLO	ELEMENTO DE CONTROL
	Valvula reguladora de presion
	Valvula reguladora de caudal
	Valvula antiretorno flujo unidireccional
	Valvula reguladora de flujo
	Valvula 4 vias 3 posiciones normalmente cerrada (accionamiento mecanico)

4.12 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA

Se entiende como estructura principal de la máquina, aquellos elementos que tienen la función de aguantar todas las unidades y sistemas que la componen, como elementos de reparación, aseguradores, y demás. La estructura, es fundamental que sea rígida para que garantice el soporte de las cargas, el peso de los componentes y el propio rin a reparar. Para efectos de cálculos y de diseño se selecciona como material base, el acero ASTM A36, característico de los perfiles estructurales, barras, laminas, tubos, vigas, entre otros.

A continuación, se muestran gradualmente los cálculos requeridos para el diseño de la estructura. La figura 31 muestra el esquema de fuerzas que actúa sobre la estructura y la figura 30 el diagrama de cuerpo libre (D.C.L) de la misma.

Cálculo por medio del metodo de vigas; la tabla 13 aporta datos basicos para calculos y la figura 28 presenta un esquema de la estructura.

Tabla 13. Datos de calculo para el elemento viga

DATOS DE CALCULO	VALOR	UNIDAD
Peso total de elementos	300	kg
Gravedad	9,8	m/s ²
Fuerza	2.940	N
Distancia	1	m
Rodamiento	0,8	kg
FLUENCIA ASTM A36	250.000.000	Pa
Carga distribuida	1.729,412	N/m

Figura 29. Esquema de la estructura

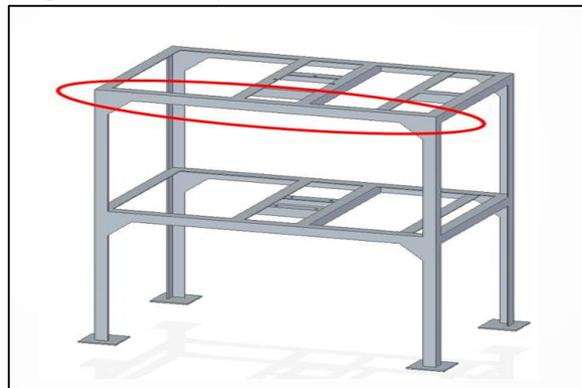


Figura 30. Esquema de fuerzas en la estructura

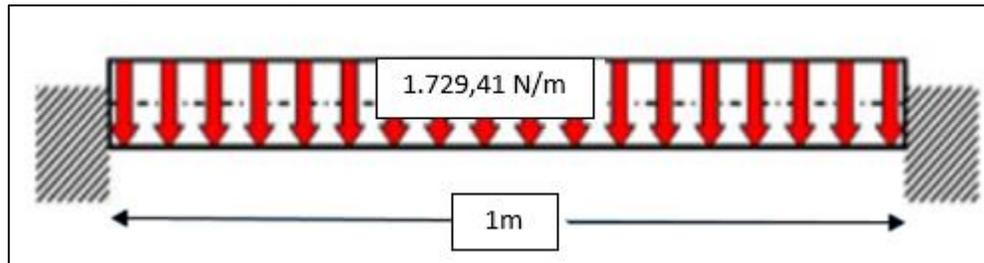
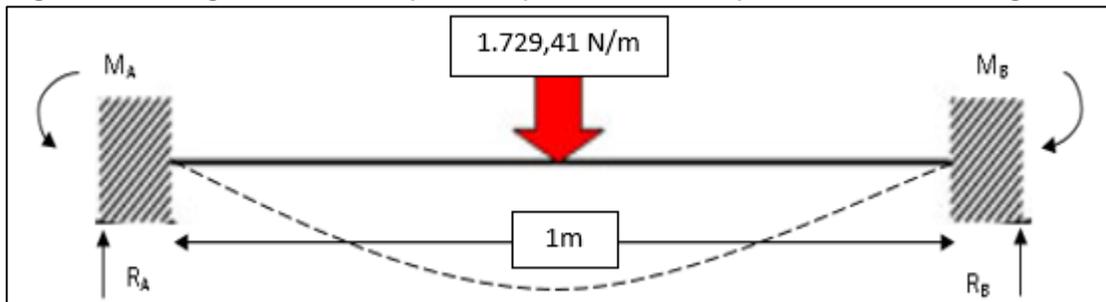


Figura 31. Diagrama de cuerpo libre para el cálculo por el método de vigas



Al ser estáticamente indeterminada la viga, se usa la siguiente ecuación para calcular las reacciones en los puntos A y B.

$$\text{Reacción A} = \text{Reacción B}$$

$$\text{Reacciones en los apoyos} = \frac{PL}{2} \text{ }^{40}$$

Donde:

P = Carga que soporta la viga

L = Longitud de la viga

$$\begin{aligned} \text{Reacción en los puntos A y B} &= \frac{\left(1.729,41 \frac{N}{m}\right)(1,7m)}{2} \\ &= 1.470 \text{ N} \end{aligned}$$

Para el cálculo de los momentos que se presentan en los puntos de empotramiento, se hace uso la siguiente ecuación.

$$\text{Momento A} = \text{Momento B}$$

$$\text{Momento} = \frac{PL^2}{12} \text{ }^{41}$$

Donde:

P = Carga que soporta la viga

L = Longitud de la viga

$$\begin{aligned} \text{Momentos en los puntos A y B} &= \frac{\left(1.729,41 \frac{N}{m}\right)(1,7m)^2}{12} \\ &= 416,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

La figura 32 muestran los diagramas de cortante y momento flector para la viga anteriormente mencionada.

Para el cálculo del momento máximo que se presentan en la viga, se utiliza la siguiente ecuación.

⁴⁰ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 471.

⁴¹ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 472.

$$\text{Momento máximo} = \frac{PL^2}{24} \text{ }^{42}$$

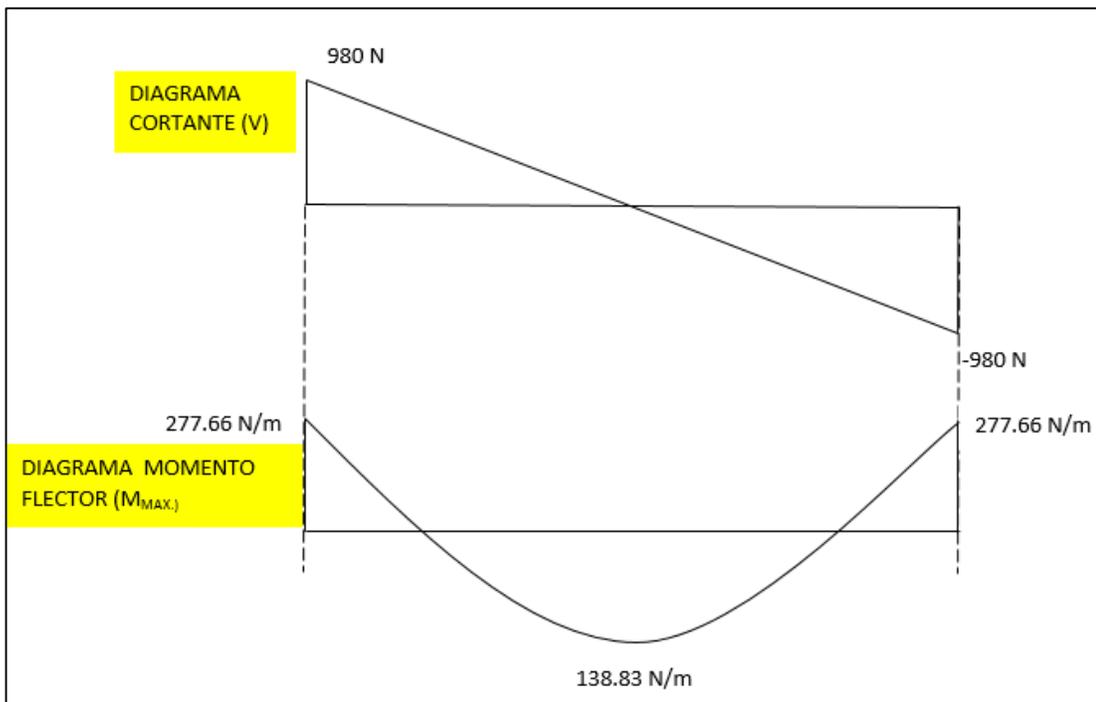
Donde:

P = Carga que soporta la viga

L = Longitud de la viga

$$\begin{aligned} \text{Momentos en los puntos A y B} &= \frac{(1.729,41 \frac{\text{N}}{\text{m}})(1,7\text{m})^2}{24} \\ &= 208,25 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Figura 32. Diagrama de cortante y momento flector para la viga



Al obtenerse el valor del momento máximo de la viga se toma la siguiente ecuación, para determinar la sección transversal y el perfil que tendrá la estructura.

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{perm}}}$$

Donde:

S = Modulo de sección transversal del perfil⁴³

⁴² Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 472.

⁴³ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página 236.

M_{max} = Momento máximo

σ_{max} = Esfuerzo máximo que puede soportar la viga

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}}$$

Para calcular el valor de σ_{max} , se toma la siguiente ecuación:

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{F.S}$$

Donde:

σ_{perm} = Esfuerzo máximo que puede soportar la viga⁴⁴

σ_y = Esfuerzo de fluencia del material (ASTM A36; 250Mpa)

$F.S$ = Factor de seguridad (Para elementos sometidos a movimientos alternativos se utiliza un valor de 1,5)

$$\sigma_{perm} = \frac{250.000.000 \frac{N}{m^2}}{1,5}$$

$$= 166.666.666,7 \frac{N}{m^2}$$

$$S = \frac{208,25 \frac{N}{m}}{166.666.666,7 \frac{N}{m^2}}$$

$$S = 1,2495 \times 10^{-6} m^3$$

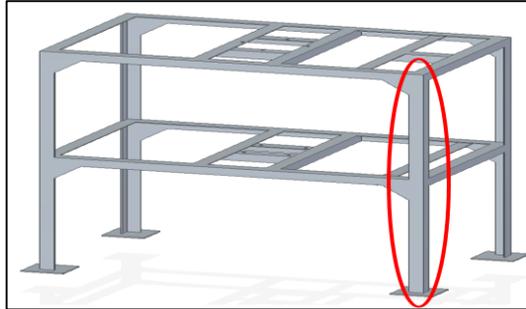
Al tener este valor de S, ya se puede seleccionar el perfil que mejor adopte estas especificaciones de acuerdo con la tabla de perfiles colmena encontrada en el anexo B, se selecciona un perfil en ángulo de 1 ½”.

Para calcular las columnas soporte de la base estructural, se adopta una longitud de 0.8 m, basándose en una altura requerida de la estructura del banco de trabajo de la máquina, para facilidad de operación y comodidad del operario. Las columnas se asumen como doblemente empotradas porque en uno de sus extremos se

⁴⁴ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página 236.

encuentra soldada y en el otro extremo anclada para evitar desplazamientos originados por las vibraciones de la operación, como se muestra en la figura 33.

Figura 33. Esquema de la estructura



Al obtener el valor de la longitud de la viga, se procede a calcular la longitud efectiva con la siguiente ecuación:

$$L_e = KL^{45}$$

Donde:

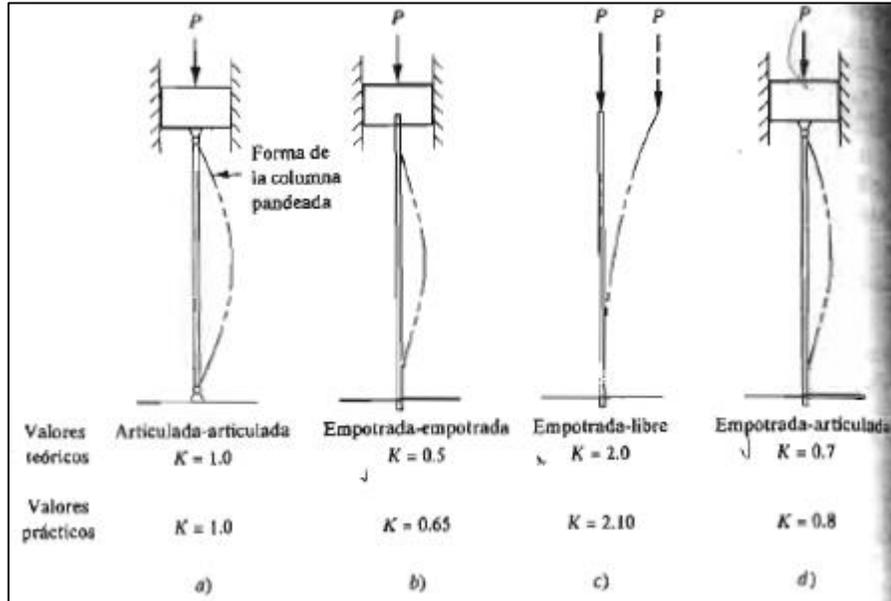
L = Longitud real de la columna entre los soportes

K = Constante que depende de los extremos

Los extremos de las columnas se asumen como doblemente empotrados según la figura 34.

⁴⁵ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página 236.

Figura 34. Valores de K para obtener longitud efectiva.



Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página 234.

Asumiendo un valor de K práctico se tiene:

$$L_e = 0,8m \times 0,65$$

$$= 0,52m$$

Después de calcular la longitud efectiva (L_e), se procede a calcular la relación de esbeltez, con la ecuación:

$$\frac{L_e}{r} \text{ }^{46}$$

Donde:

r = radio de giro

Con las dimensiones de perfil seleccionado se tiene que:

$$r = \frac{d}{\sqrt{12}} \text{ }^{47}$$

Por tratarse de un perfil en ángulo se utiliza esta ecuación para el cálculo del radio de giro.

⁴⁶ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página 236.

⁴⁷ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página 236.

Donde:

d = Medida del lado del perfil

$$r = \frac{0,0267m}{\sqrt{12}} = 0,007707626m$$

Al obtener el valor del radio de giro se procede a calcular la relación de esbeltez, con el fin de seleccionar el método de columnas rectas con carga central adecuado.

$$\frac{L_e}{r} = \frac{0,52m}{0,007707626m} = 67,47$$

El método adecuado se selecciona según la comparación de la relación de esbeltez con la constante de la columna C_c ⁴⁸ definida en la siguiente ecuación:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}}$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del material (ASTM A36; 200Gpa)

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 200Gpa}{250Mpa}}$$

$$C_c = 125,66$$

Al comparar la constante de columna con la relación de esbeltez se tiene que es mayor la constante de columna, por tal motivo esta se considera corta y se aplica el método de análisis de J. B. Johnson, para calcular un valor adecuado de carga para la columna.

La fórmula de J. B. Johnson⁴⁹, para calcular la carga crítica de la columna es:

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

Donde:

P_{cr} = Carga crítica

⁴⁸ Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página 236.

⁴⁹ Ferdinand P. Beer & E. Russell Johnston. Mecánica de materiales, quinta edición. Pág. 472

A = Área de sección transversal

$$P_{cr} = (0,000122m^2)(0,25Gpa) \left[1 - \frac{0,25Gpa(67,47)^2}{4\pi^2 200Gpa} \right]$$
$$= 26.104,43 N$$

Para hallar la carga admisible:

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N}$$

Donde:

N = Es el factor de diseño. (Para este caso será $N=2$)

$$P_a = \frac{26.104,43 N}{2} = 13.052,21 N$$

La carga que soporta la estructura tiene un valor igual a 2.940 N, ya que soportará una masa de 300 kg. Pero como toda la carga no está uniformemente distribuida se aplicara un 80% de esta al lado que mayor cantidad de elementos soporte, de tal manera que será una carga de 2.352 N, como en dicho lado, serán dos columnas esta se repartirá uniformemente entre las dos y para efectos de cálculos lo que tendrá que soportar una columna serán 1.176 N.

El perfil seleccionado para la estructura resiste una carga admisible de 13.052,21N de tal manera que la carga que soporta la estructura, es decir, los 2.940N calculados anteriormente están por debajo de dicho valor de carga admisible.

4.13 CÁLCULO CORDONES DE SOLDADURA

Para unir las partes que conforman la estructura se utiliza el método para considerar la soldadura como una línea, teniendo en cuenta como se aplicaron las cargas en dicha estructura.

4.13.1 Cálculos para la soldadura de la estructura. Se inicia a calcular la placa soporte de los instrumentos de la máquina considerando que será fabricada en un perfil en ángulo de 1 ½", como se evidencia en la figura 35.

La fuerza más crítica que va a soportar la estructura es 1.960N que equivale a 440,64 lbf. Teniendo identificada la fuerza, se define la geometría de la soldadura como se muestra en la figura 36.

Figura 35. Cordón de soldadura en vigas soldadas.

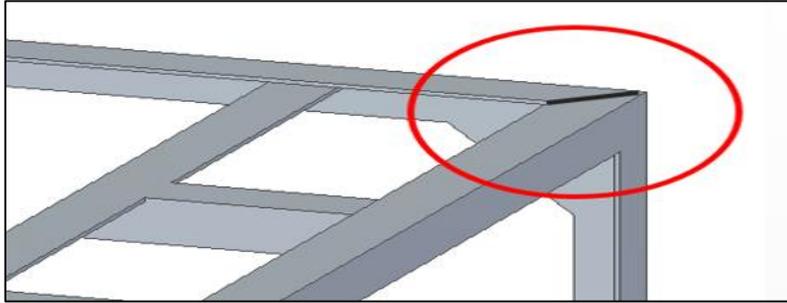
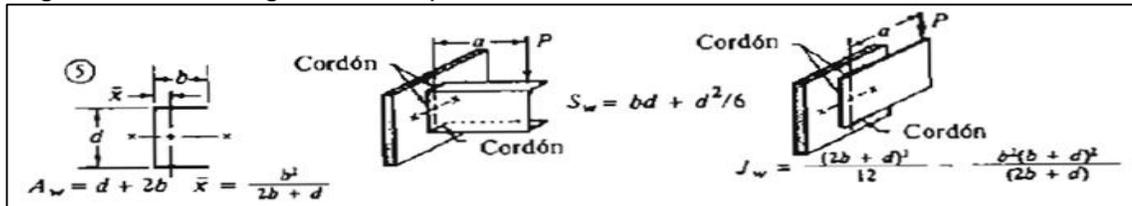


Figura 36. Factor geométrico para el análisis de soldaduras.



Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página. 786.

Donde:

d : longitud del cordón de soldadura

P : fuerza aplicada

a : distancia entre el cordón y el punto donde se aplica la fuerza

X : Centroide del cordón

A_w, J_w y S_w : factores geométricos

$$A_w = d + 2b$$

$$A_w = 3in = 0,0762m$$

$$x = \frac{b^2}{2b + d}$$

$$x = 0,3333in = 0,0084m$$

$$S_w = bd + \frac{d^2}{6}$$

$$S_w = 1,1666in^2 = 0,7526 * 10^{-3}m^2$$

$$J_w = \frac{(2b + d)^3}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{(2b + d)}$$

$$J_w = 0,9166in^3 = 0,015 * 10^{-3}m^3$$

Para hallar el tipo de carga se utilizan las relaciones mostradas en la figura 37.

Figura 37. Relaciones de carga.

<i>Tipo de carga</i>	<i>Fórmula (y número de ecuación) para fuerza/pulgada de soldadura</i>	
Tensión o compresión directa	$f = P/A_w$	(20-4)
Cortante vertical directo	$f = V/A_w$	(20-5)
Flexión	$f = M/S_w$	(20-6)
Torsión	$f = Tc/J_w$	(20-7)

Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página. 785.

En este caso se evidencian fuerzas ocasionadas por cortante vertical directo y por torsión.

$$Cortante = \frac{440,64lbf}{3in} = 146,88 \text{ lbf}/in = 16,59 \text{ N}/m$$

Para la torsión:

$$T: P \times b$$

$$c: d/2$$

$$Torsion = \frac{440,64lbf \cdot in^2}{0,9166in^3} = 480,70 \text{ lbf}/in = 54,31 \text{ N}/m$$

Para una fuerza total de $627,58 \text{ lbf}/in$ aplicada en la soldadura. Se selecciona el tipo de electrodo según la figura 36.

Se selecciona un electrodo E60 con fuerza admisible de $9.600 \text{ lbf}/in$ de lado y se procede a hallar la longitud necesaria de lado para la soldadura que es:

$$L_{necesaria} = \frac{F_{total}}{F_{admisible}}$$

$$L_{necesaria} = \frac{627,58}{9.600} = 0,0653in = 0,001658m$$

Figura 38. Esfuerzos cortantes sobre soldaduras.

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
Estructuras de edificios:			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg
Estructuras de puentes			
A36	E60	12 400 psi	8800 lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg

Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página. 785.

Según la figura 39 se selecciona un valor mínimo para el cordón de soldadura, siendo este de $5/16" = 0,937 * 10^{-3}m$.

Figura 39. Tamaños de cordón para soldaduras.

TABLA 20-4 Tamaños mínimos de cordón para placas gruesas

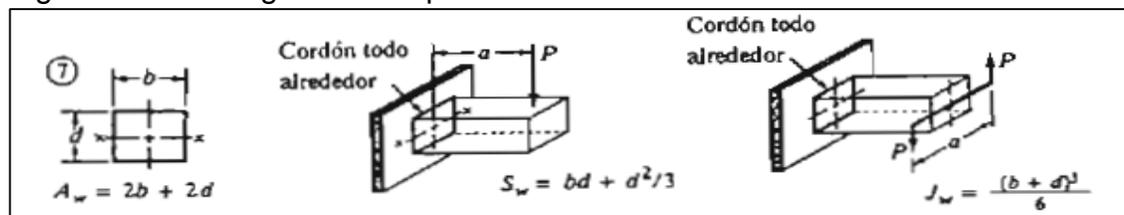
Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1\frac{1}{2}$	5/16
$> 1\frac{1}{2} - 2\frac{1}{2}$	3/8
$> 2\frac{1}{2} - 6$	1/2
> 6	5/8

Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página. 787.

4.13.2 Cálculos para las columnas de la estructura. Se calcula la soldadura de las columnas soporte de la estructura de la máquina considerando que se fabrica en un perfil en ángulo $1\frac{1}{2}" = 0,0381m$. Como se muestra en la figura 41.

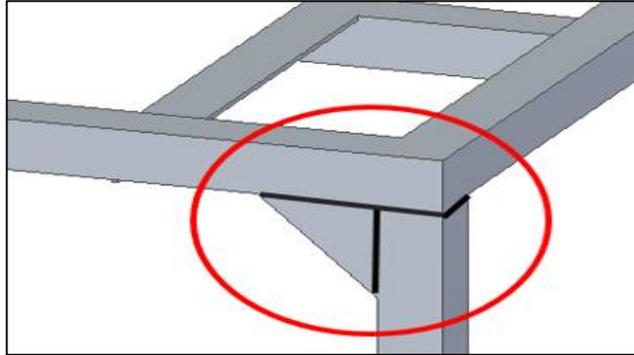
La fuerza más crítica que va a soportar la estructura es 1.960N que equivalen a 440,64 lbf. Teniendo identificada la fuerza, se define la geometría de la soldadura como se muestra en la figura 40.

Figura 40. Factor geométrico para el análisis de soldaduras.



Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Página. 786.

Figura 41. Cordón de soldadura en columnas



Donde:

d : longitud del cordón de soldadura

P : fuerza aplicada

a : distancia entre el cordón y el punto donde se aplica la fuerza

A_w , J_w y S_w : factores geométricos

$$A_w = 2b + 2d$$

$$A_w = 4in = 0,1016m$$

$$S_w = bd + \frac{d^2}{3}$$

$$S_w = 1,3333in^2 = 0,860 * 10^{-3}m^2$$

$$J_w = \frac{(b + d)^3}{6}$$

$$J_w = 1,3333in^3 = 0,218 * 10^{-3}m^3$$

Para hallar el tipo de carga se utilizan las relaciones mostradas en la figura 37 anteriormente mostrada.

En este caso se evidencian fuerzas ocasionadas por compresión directa

$$Compresion = \frac{440,64lbf}{4in} = 110,16 \text{ lbf}/in = 12,44 \text{ N}/m$$

Para una fuerza total de $110,16 \text{ lbf}/in$ aplicada en la soldadura. Se selecciona el tipo de electrodo según la figura 33 mostrada anteriormente.

Se selecciona un electrodo E60 con fuerza admisible de 9.600 lbf/in de lado y se procede a hallar la longitud necesaria de lado para la soldadura que es:

$$L_{necesaria} = \frac{F_{total}}{F_{admisible}}$$

$$L_{necesaria} = \frac{110,16}{9.600} = 0,0114in = 0.289 * 10^{-3}m$$

Según la figura 39 anteriormente mostrada, se selecciona un valor mínimo para el cordón de soldadura, siendo este de $3/16"$.

4.13.3 Cálculo para el tornillo de sujeción del rin. Se calcula la soldadura para la unión del tornillo de sujeción para el rin al plato. Como se muestra en la figura 42.

Debido a la fuerza de rectificado de $21.992N$, se genera un momento que debe resistir el cordón de soldadura de magnitud $4.944,02\text{lbf}$. Se identifica la geometría de la pieza como se muestra en la figura 43.

Figura 42. Cordón de soldadura en elemento de sujeción

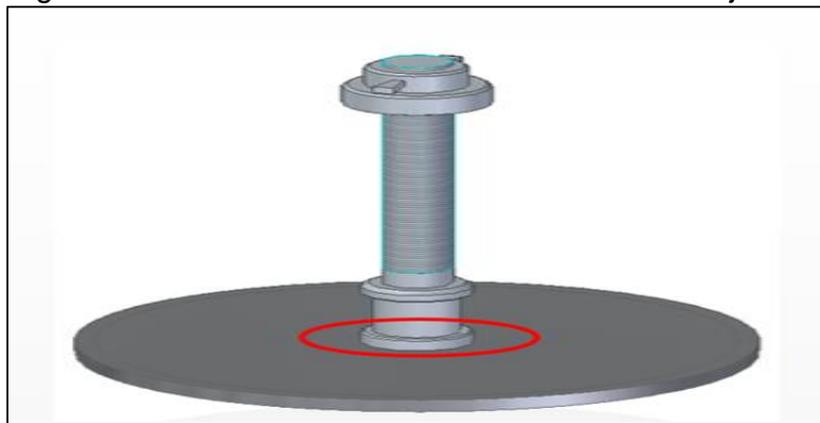
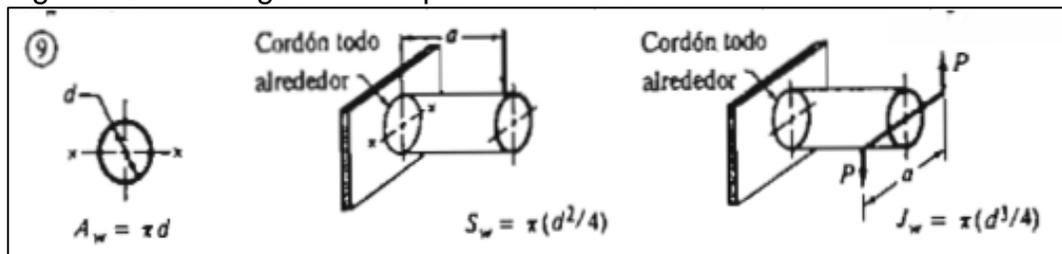


Figura 43. Factor geométrico para el análisis de soldaduras.



Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquina, cuarta edición. Pagina. 786.

Donde:

d: Diámetro del tornillo

A_w , J_w y S_w : factores geométricos

$$A_w = \pi d$$

$$A_w = 11,12in = 0,2824m$$

$$S_w = \pi \frac{d^2}{4}$$

$$S_w = 9,84in^2 = 6,348 * 10^{-3}m^2$$

$$J_w = \pi \frac{d^3}{4}$$

$$J_w = 34,84in^3 = 0,5709 * 10^{-3}m^3$$

Para hallar el tipo de carga se utilizan las relaciones mostradas en la figura 35 anteriormente citada.

En este caso se evidencian fuerzas ocasionadas por flexión en el tornillo

$$Flexion = \frac{4.944,02lb(19,68in)}{9,84in^2} = 9.888,27 \text{ lbf}/in = 1.117,22 \text{ N}/m$$

Para una fuerza total de $9.888,27 \text{ lbf}/in$ aplicada en la soldadura. Se selecciona el tipo de electrodo según la figura 20 mostrada anteriormente.

Se selecciona un electrodo E70 con fuerza admisible de $11.200 \text{ lbf}/in$ de lado; para soldar el tubo seleccionado en el catálogo del anexo E.

5. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE PARTES CRÍTICAS

Además de realizar el diseño detallado de la máquina de forma teórica, se validaron los elementos críticos y los resultados obtenidos en el capítulo anterior mediante el software de elementos finitos; de tal manera que se garantiza resistencia y la prestación de dichos elementos frente a las actividades requeridas.

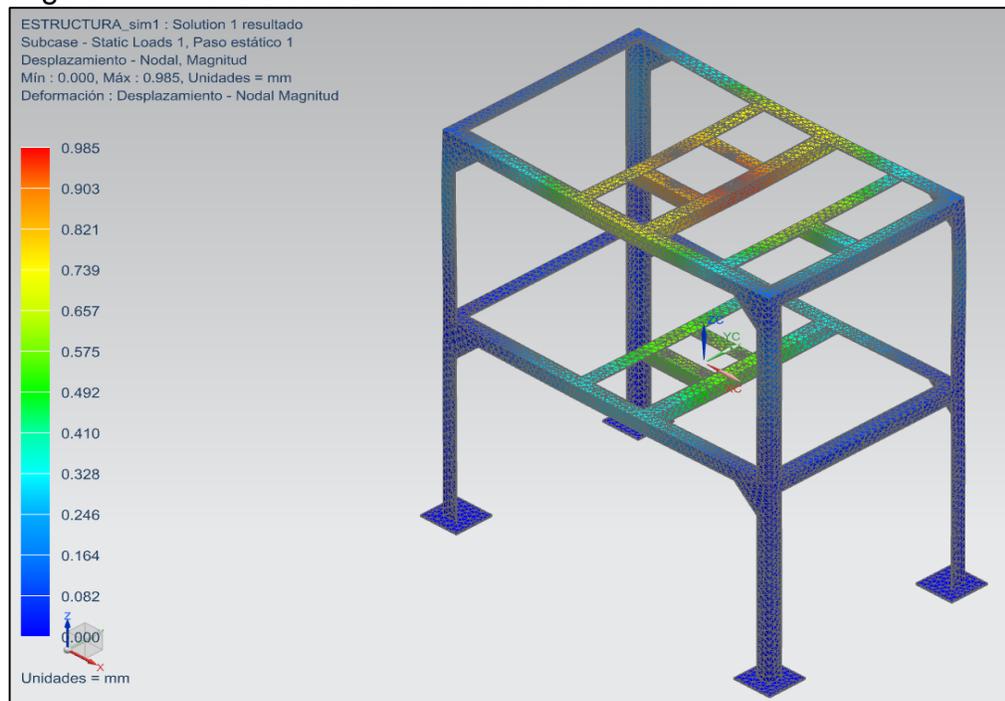
Los elementos analizados por medio del software de elementos finitos fueron: la estructura, el eje motriz y el elemento porta herramientas; aplicando así el método de deformación de los elementos al aplicarles carga.

5.1 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA

Al analizar la estructura por el método de elementos finitos fue importante tener presente que dicho elemento soportara los demás componentes de la máquina, las cargas estarán distribuidas según el posicionamiento de los componentes.

En la figura 44 se muestra el análisis por deformación de la estructura, donde se evidencia que el desplazamiento nodal máximo de dicho elemento será de $0,985mm$.

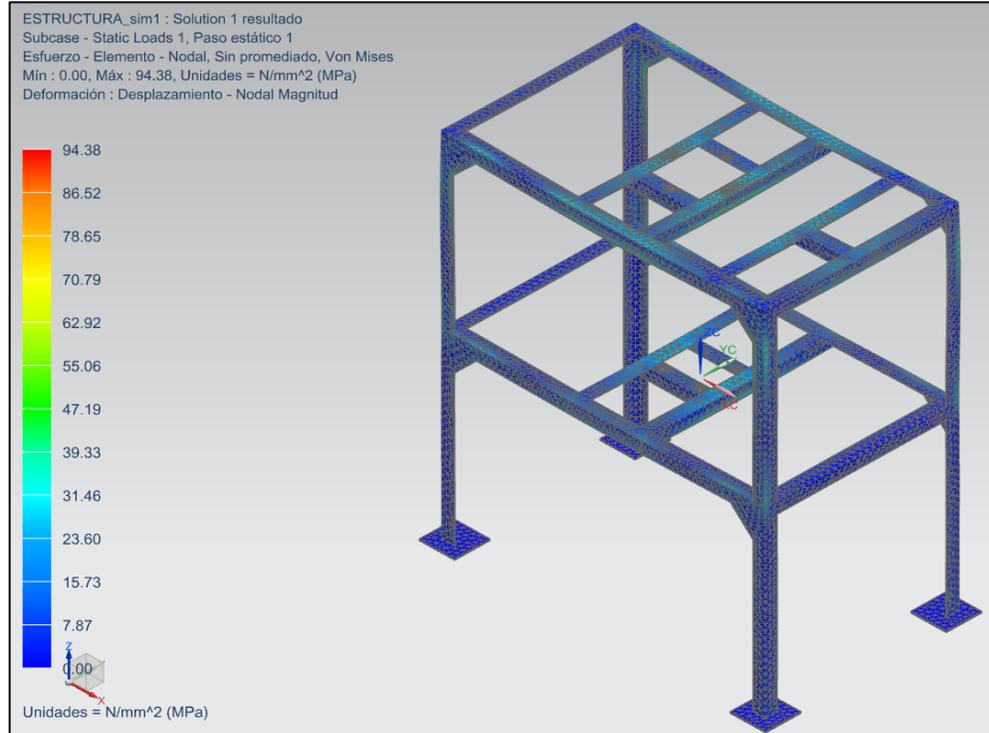
Figura 44. Análisis de deformación de la estructura



En la figura 45 se muestra el análisis de esfuerzo de la estructura, el cual evidencia el esfuerzo von mises, con el fin de calcular el factor de seguridad, siendo este de $66,69Mpa$, de tal manera que el factor de seguridad será la diferencia entre el esfuerzo de fluencia del material, ($250Mpa$ por ser acero estructural) y el esfuerzo arrojado por el análisis de elementos finitos;

$$F.S. = \frac{250Mpa}{94,38Mpa} = 2,6$$

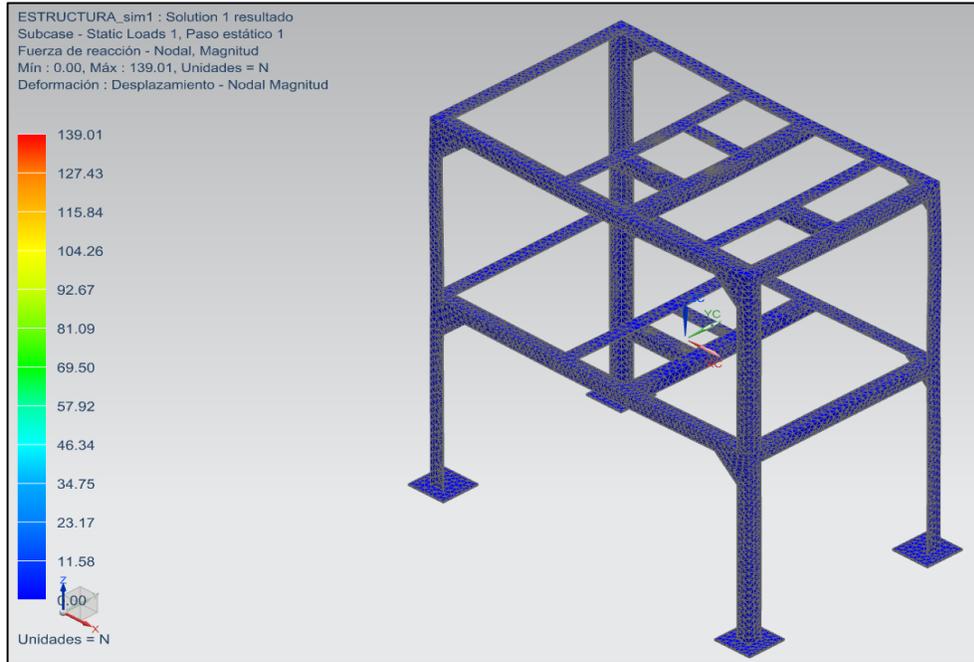
Figura 45. Análisis de esfuerzo de la estructura



En la figura 46 se evidencia la fuerza de reacción que arroja la estructura con respecto a las cargas que soporta, la magnitud será de 139,01N de tal manera que será mínima respecto a la carga soportada.

..

Figura 46. Fuerza de reacción de la estructura

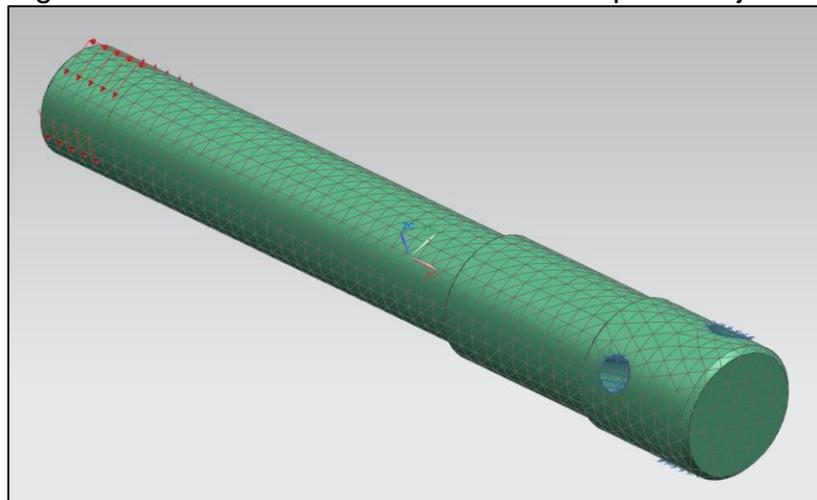


5.2 ANÁLISIS DEL EJE MOTRIZ

El eje motriz de la máquina, se encarga de transmitir el movimiento del reductor al plato de sujeción del rin, de tal manera que estará sometido a torsión en uno de sus extremos y tendrá una inercia por vencer, por lo tanto se asume con el otro extremo fijo.

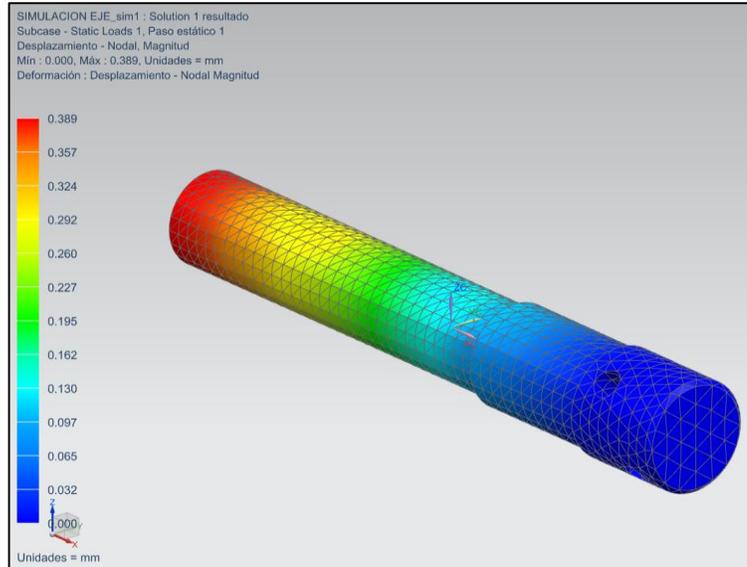
En la figura 47 se muestra la distribución de la torsión y el análogo de la inercia como extremo fijo del eje.

Figura 47. Distribución de torsión e inercia para el eje



En la figura 48 se muestra el análisis por deformación del eje, donde se evidencia que el desplazamiento nodal máximo de dicho elemento será de $0,389mm$.

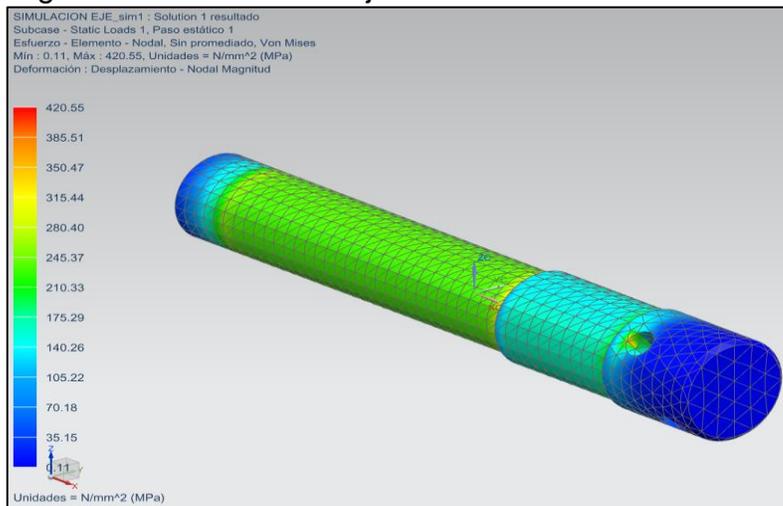
Figura 48. Deformación del eje motriz



En la figura 49 se muestra el análisis de esfuerzo del eje, el cual evidencia el esfuerzo von mises, con el fin de calcular el factor de seguridad, siendo este de $420,55Mpa$, de tal manera que el factor de seguridad será el resultado del cociente entre el esfuerzo de fluencia del material, ($655Mpa$ por ser acero AISI 1045 laminado en caliente. Ver anexo E) y el esfuerzo arrojado por el análisis de elementos finitos;

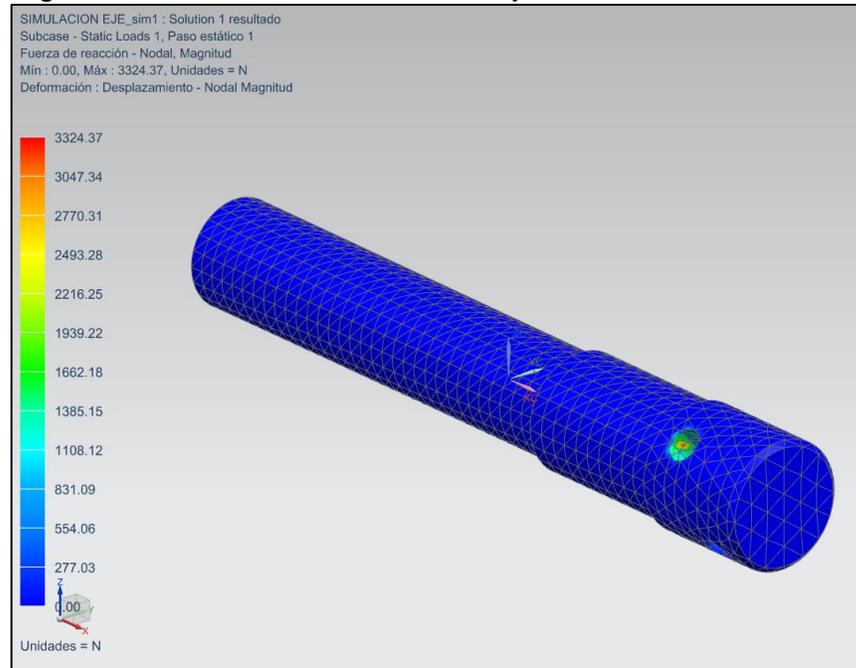
$$F.S. = \frac{655Mpa}{420,55Mpa} = 1.6$$

Figura 49. Esfuerzo del eje motriz



En la figura 50 se evidencia la fuerza de reacción que arroja el software para las cargas aplicadas al eje, la magnitud será de 3.324,37N de tal manera que soporta las condiciones a las que está sometida.

Figura 50. Fuerza de reacción del eje motriz



5.3 ANÁLISIS DEL PLATO

El plato de sujeción, soporta el peso del rin y también un momento que se origina cuando se dé inicio a la operación de rectificado, como se muestra en las figuras 51 y 52.

Figura 51. Restricciones fijas – plato

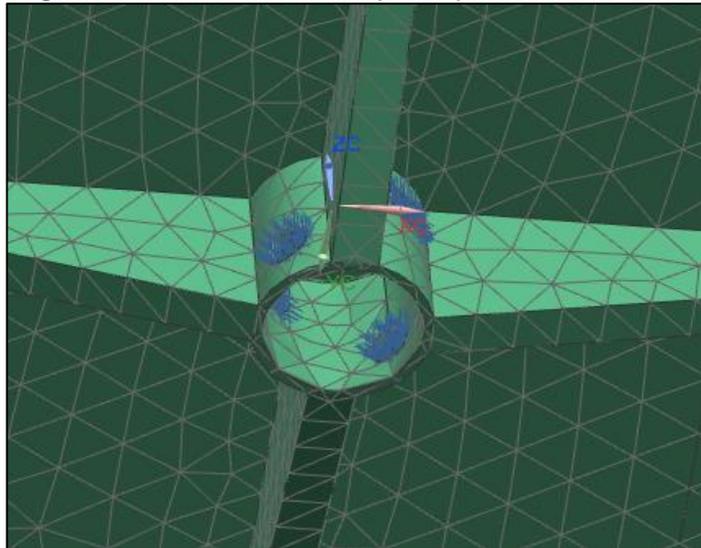
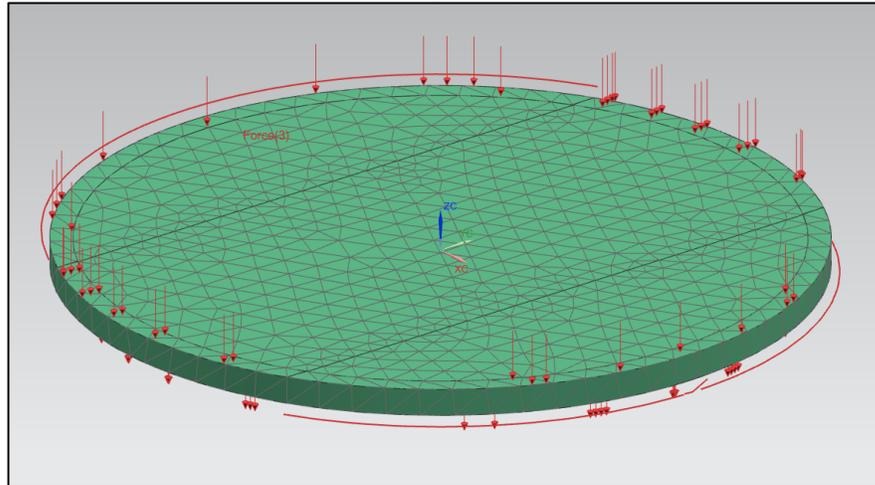


Figura 52. Distribución de cargas – plato



En las figuras 53 y 54 se muestra el análisis por deformación del plato, donde se evidencia que el desplazamiento nodal máximo de dicho elemento será de $0,157\text{mm}$.

Figura 53. Deformación del plato vista superior

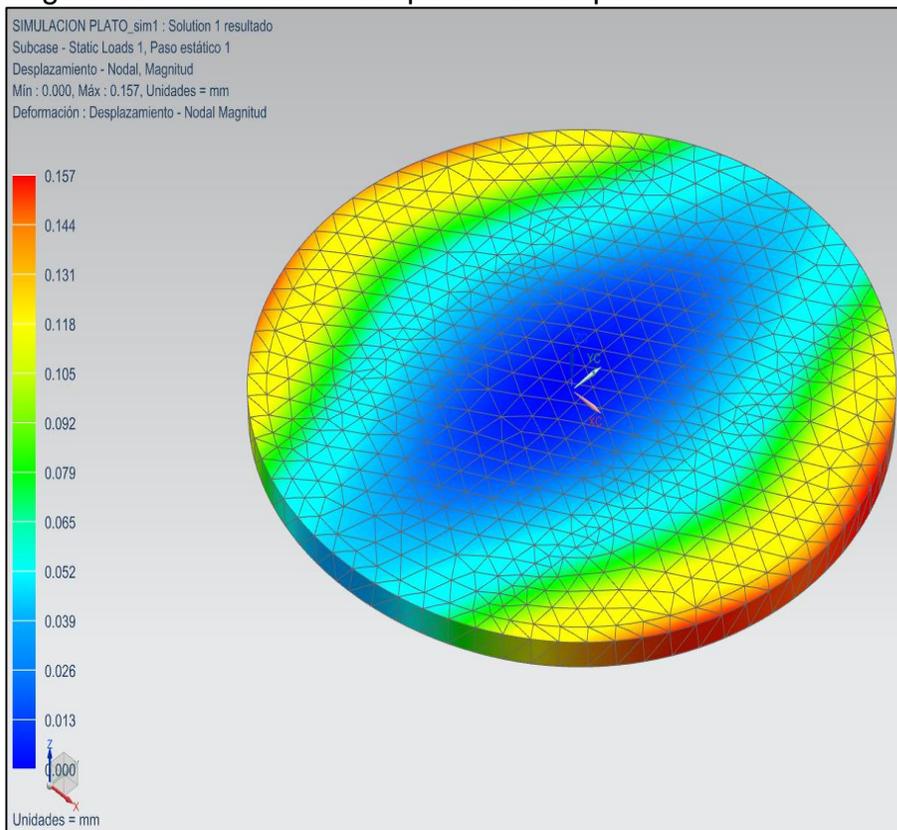
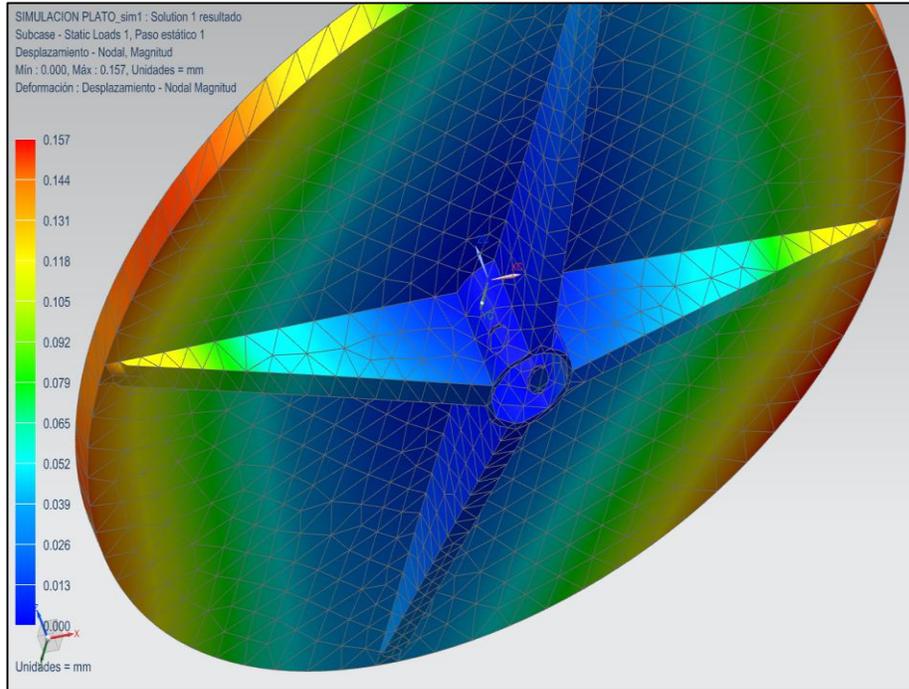


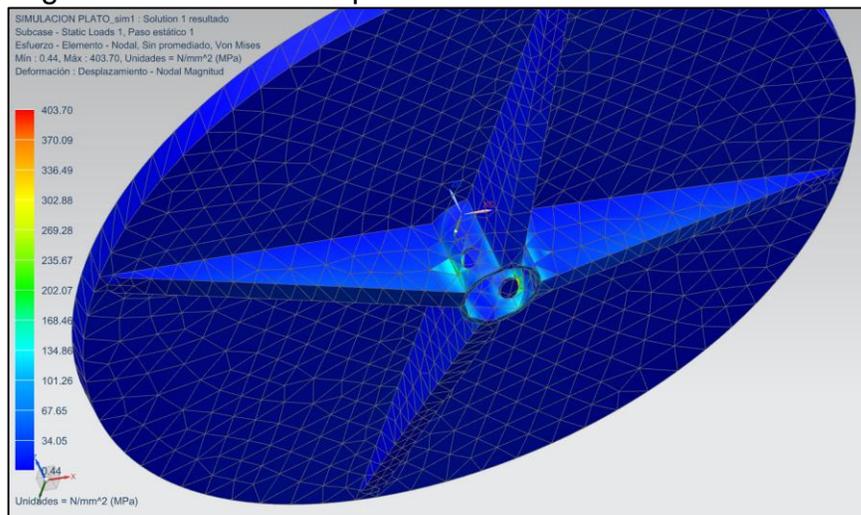
Figura 54. Deformación del plato vista posterior



En la figura 55 se muestra el análisis de esfuerzo del plato, el cual evidencia el esfuerzo von mises, con el fin de calcular el factor de seguridad, siendo este de $400,70\text{Mpa}$, de tal manera que el factor de seguridad será el resultado del cociente entre el esfuerzo de fluencia del material, (655Mpa por ser acero AISI 1045 laminado en caliente) y el esfuerzo arrojado por el análisis de elementos finitos;

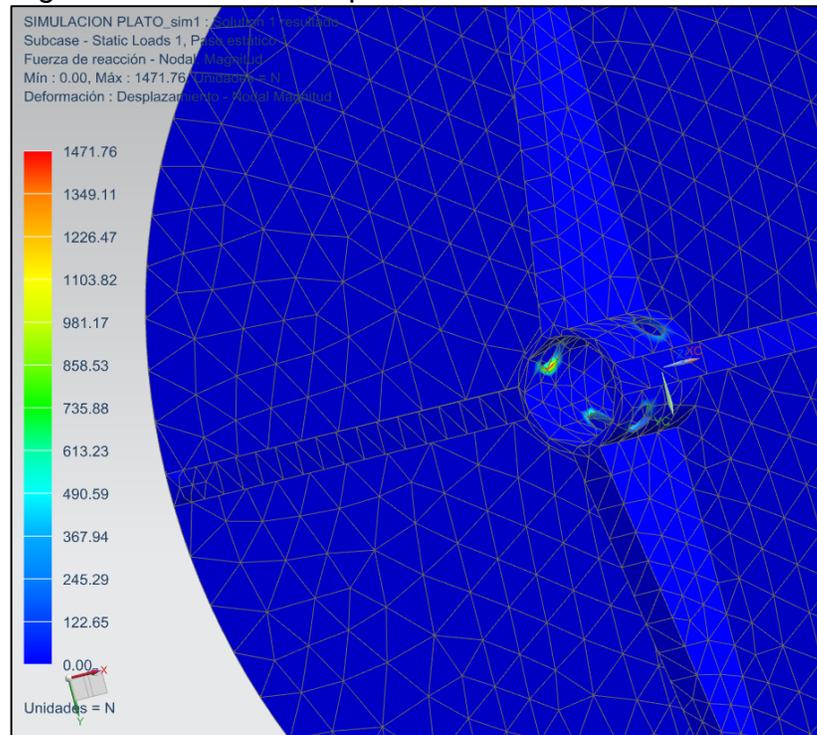
$$F.S. = \frac{655\text{Mpa}}{400,70\text{Mpa}} = 1.6$$

Figura 55. Esfuerzo del plato



En la figura 56 se evidencia la fuerza de reacción que arroja el software del plato con respecto a las cargas que soporta; la magnitud será de $1.471,76N$.

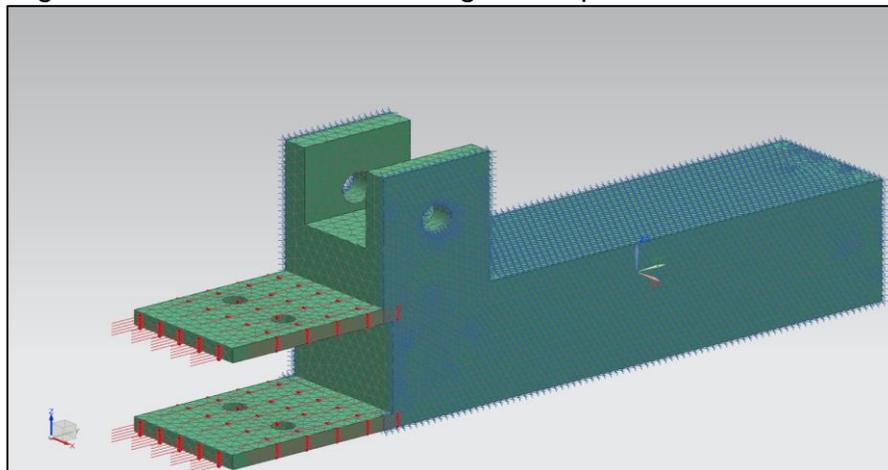
Figura 56. Esfuerzo del plato



5.4 ANÁLISIS DEL PORTA HERRAMIENTA

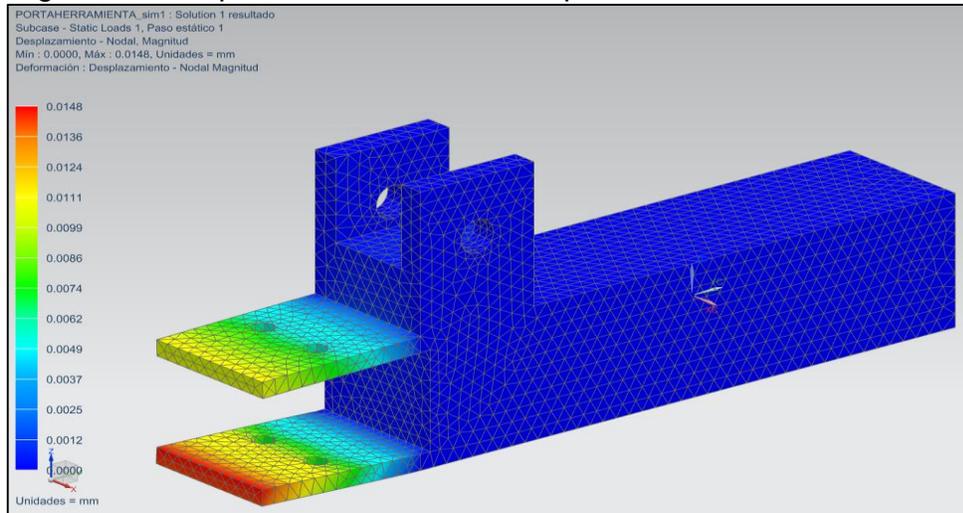
El porta herramienta, está en contacto directo con la fuerza de rectificado de tal manera que cuando se da inicio a la operación de la máquina, este se somete a una fuerza de gran magnitud; se distribuye la carga como se muestra en la figura 57.

Figura 57. Distribución de la carga en el porta herramienta



En la figura 58 se muestra el análisis por deformación del porta herramienta, donde se evidencia que el desplazamiento nodal máximo de dicho elemento será de 0,0148mm.

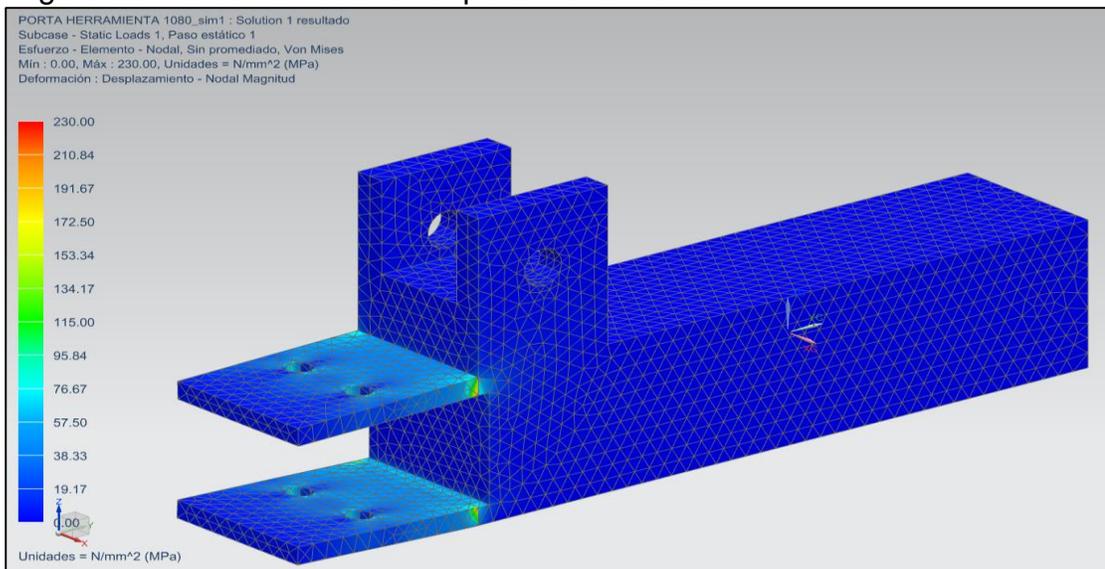
Figura 58. Desplazamiento nodal en el porta herramienta



En la figura 59 se muestra el análisis de esfuerzo del porta herramienta, el cual evidencia el esfuerzo von mises, con el fin de calcular el factor de seguridad, siendo este de 230Mpa, de tal manera que el factor de seguridad será el resultado del cociente entre el esfuerzo de fluencia del material, (380Mpa por ser acero AISI 1080. Ver anexo F) y el esfuerzo arrojado por el análisis de elementos finitos;

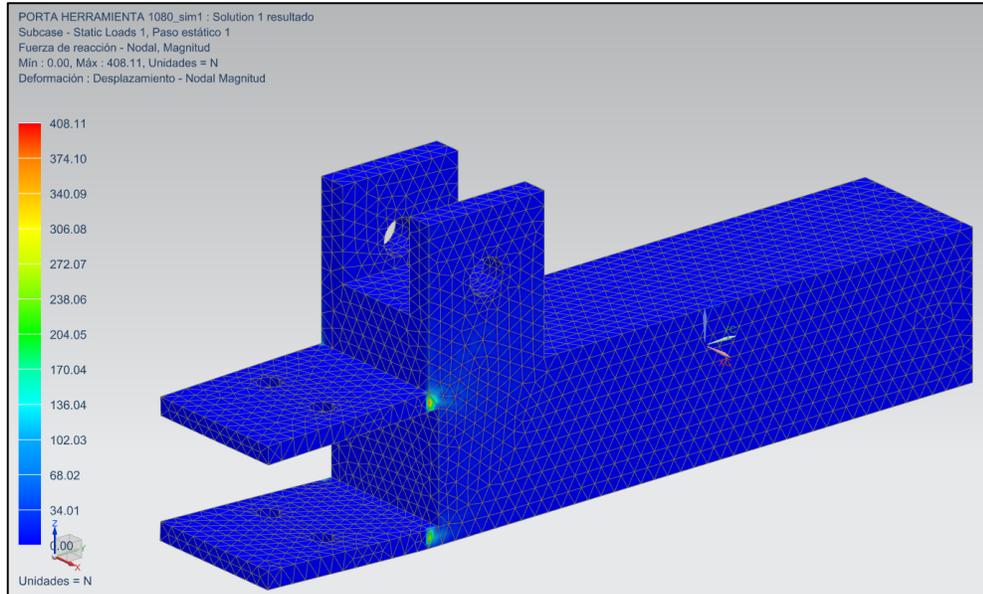
$$F.S. = \frac{380Mpa}{230Mpa} = 1,65$$

Figura 59. Esfuerzo nodal en el porta herramienta



En la figura 60 se evidencia la fuerza de reacción que arroja el software del plato con respecto a las cargas que soporta; la magnitud es de $1.471,76N$.

Figura 60. Fuerza de reacción del porta herramienta



Concluyendo así con las piezas críticas de la máquina, se evidencia en la simulación que soportan las exigencias mecánicas requeridas.

5.5 ANALISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS ANALITICAMENTE Y MEDIANTE EL SOFTWARE

Como se mencionó anteriormente, el contraste de cálculos y resultados será para la estructura, el eje motriz y el porta-herramienta.

Analíticamente se estableció un factor de seguridad para el diseño de vigas (individualmente) en la estructura equivalente a 1,5, con este método se hizo la selección del perfil utilizado en toda la estructura, sometiendo a comprobación la estructura armada en el software ya que analíticamente es muy complejo realizarlo, se refleja un aumento en el factor de seguridad, por lo cual se dice que la estructura cumple con las exigencias mecánicas.

Analíticamente se estableció un valor de diámetro mínimo para el eje mediante el diseño a torsión, este valor de diámetro fue sometido a comprobación en el software y se refleja un valor muy parecido en el factor de seguridad, por lo cual se dice que la estructura cumple con las exigencias mecánicas.

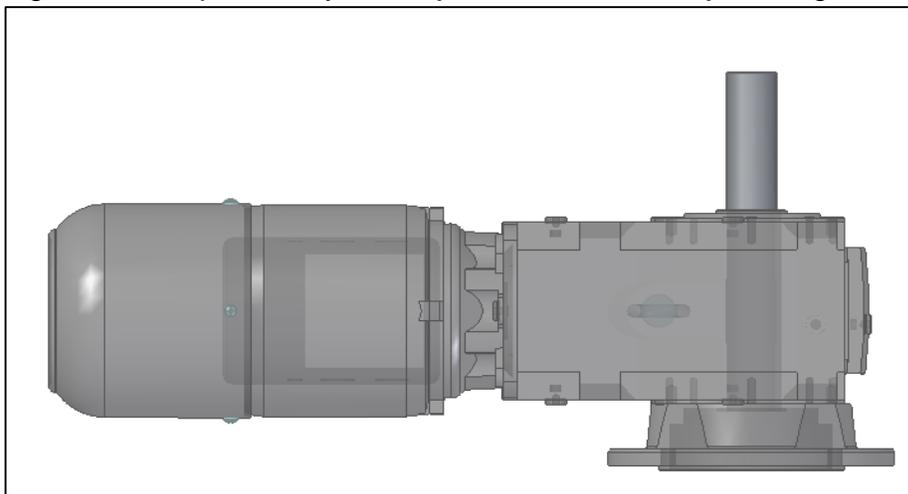
Analíticamente se establecieron unas dimensiones para el porta-herramienta mediante el diseño de elementos sometidos a tensión (bloque cortante), estas dimensiones fueron sometidas a comprobación en el software y se refleja un valor muy parecido en el factor de seguridad, por lo cual se dice que la estructura cumple con las exigencias mecánicas.

7. MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MAQUINA RECTIFICADORA DE RINES

La implementación de este manual, facilitara la puesta en marcha de manera segura y adecuada de la maquina rectificadora de rines.

A continuación se indica la forma en la que estará dispuesto el motor eléctrico para su operación, teniendo en cuenta que es de ejes ortogonales el montaje.

Figura 61. Disposición y montaje motor-reductor ejes ortogonales



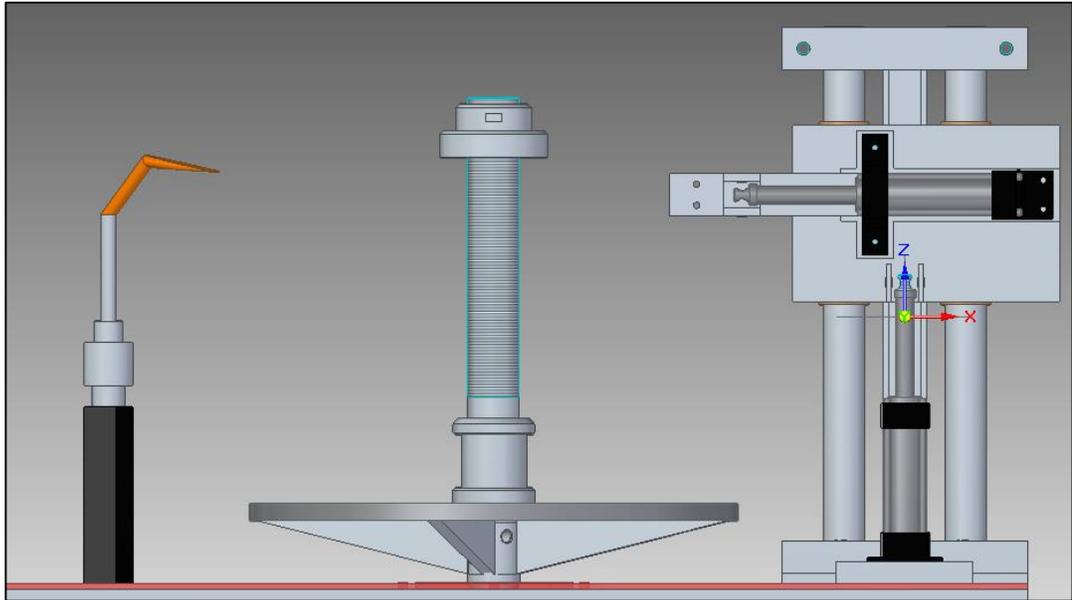
Por el diseño funcional de la máquina, se requiere un motor eléctrico, por tal razón, es fundamental tener una línea eléctrica para conectar la máquina e iniciar a operarla. Es importante que cuando se vaya a conectar la maquina a la red principal de suministro eléctrico, se verifique que el interruptor del motor se encuentre en posición apagado como en la figura 62.

Figura 62. Interruptor



Después de tener energizada la máquina, se procede a montar el rin en el plato giratorio y sujetarlo adecuadamente, de tal manera que quede firme y no se mueva, este debe quedar posicionado tal cual se muestra en la figura 63.

Figura 63. Conjunto para rectificado de rines.



Para asegurar el rin al plato giratorio, se debe garantizar que el eje central del rin sea concéntrico con el eje del tornillo de sujeción, la pestaña (opuesta a la cual se le realizara la reparación) del rin asiente en el plato giratorio.

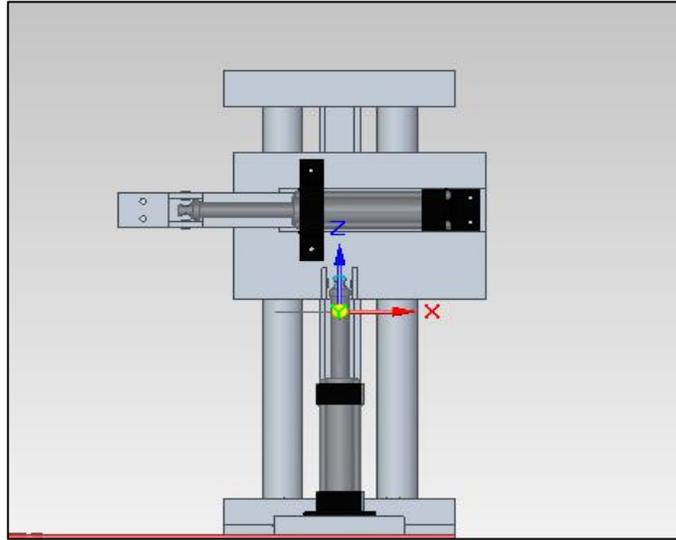
Luego se le aplica torque de forma manual a la tuerca del tornillo de sujeción hasta que esta asiente contra la cara del rin, dicho torque se aplicara hasta cuando el operador considere; El valor de torque no es muy significativo ya que el plato no gira a una gran velocidad, por lo que el valor de su aceleración centrípeta no es considerable, al ser bajo dicho valor la fuerza o tendencia que tendrá el rin a salirse de su eje será casi nula.

Teniendo el rin sujeto a la máquina, se procede a realizar el precalentamiento, haciendo uso del dispositivo; Dicho dispositivo es accionado de forma automática, simplemente el operador de la máquina tendrá que controlar el flujo energético mediante una válvula reguladora previamente instalada por el fabricante.

Después de este proceso, será necesario poner la herramienta que se requiera (según el tipo de abolladura que presente el rin), en el porta herramientas.

Con la herramienta de rectificado lista para usarse, se deben mover los cilindros hidráulicos de tal manera que la herramienta se aproxime al rin y entre en contacto superficial directo con la abolladura (pestaña del rin).

Figura 64. Posicionamiento cilindros hidráulicos

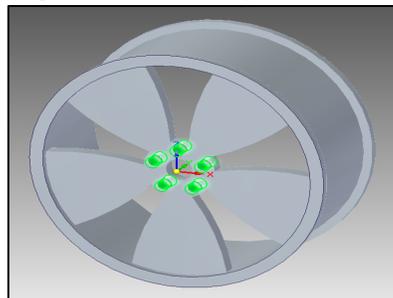


Como se puede apreciar en la figura 64, la máquina cuenta con dos actuadores hidráulicos de gran potencia, luego de tener la herramienta lista para usarse, los actuadores le permiten moverse de forma lineal en dos ejes como lo son el eje Z y el eje X; El actuador que cuenta con movimiento lineal en el eje Z, le permite a la herramienta acondicionarse a los diferentes anchos de cama que puedan presentar los rines a reparar y el actuador con movimiento lineal a lo largo del eje X le permite a la herramienta aproximarse y acomodarse a los diferentes diámetros de rines que serán intervenidos.

Con la herramienta posicionada se debe hacer girar el rin de tal manera que el giro posicione frente a frente la abolladura con la herramienta y así dar inicio a la reparación de la pestaña, produciendo un efecto de conformado, puesto que el rin ya ha sido previamente calentado y se será sometido a una fuerza externa que lo obliga a adoptar una nueva geometría.

Cuando ya se encuentra reparada la pestaña requerida, como se observa en la figura 65, se deben retirar los cilindros hidráulicos, soltar la tuerca del tornillo de sujeción y posteriormente desmontar la pieza del plato.

Figura 65. Rin reparado



8. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO

La importancia de este capítulo es dar a conocer el análisis financiero del proyecto con el fin de definir la viabilidad del mismo. Relacionando el costo de fabricación y puesta en marcha de la máquina.

8.1 COSTO DE DISEÑO

El costo de diseño abarca todos y cada uno de los elementos que se necesitaron los diseñadores o proyectistas, para llegar al diseño final de la máquina, en la tabla 14 se relacionan dichos costos.

Tabla 14. Relación costos de diseño

ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	\$/UNIDAD	TOTAL
Talento Humano				
Proyectista(2)	horas	2.000	\$7.000	\$14.000.000
Gastos Maquinaria y Equipos				
Computador	horas	1.900	\$1.000	\$1.900.000
Software	Licencia	1	\$120.000	\$120.000
Fungibles				
Papel	Resma	3	\$11.000	\$33.000
Tinta	Cartuchos	4	\$65.000	\$260.000
Fotocopias	Hoja	500	\$50	\$25.000
Total Costo de Diseño				\$16.338.000

8.2 COSTO DE FABRICACION

El costo de fabricación de la máquina, relaciona el costo de los materiales y mano de obra necesarios para realizar el diseño y ensamble de la máquina. En la tabla 15 se relacionan dichos costos.

Tabla 15. Relación costos de fabricación

ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	\$/UNIDAD	TOTAL
Perfil en				
Angulo de 1 1/2"	metros	14,5	\$6.835	\$99.150
Motor	n/a	1	\$2.294.300	\$2.294.300
Reductor	n/a	1	\$1.325.000	\$1.325.000
Bomba				
Hidráulica	n/a	1	\$998.000	\$998.000
Acople	n/a	1	\$368.000	\$368.000
Eje Motriz	n/a	1	\$750.000	\$750.000
Plato	n/a	1	\$632.000	\$632.000
Pirómetro	n/a	1	\$1.900.000	\$1.900.000
Rodamiento	n/a	1	\$70.000	\$70.000

ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	\$/UNIDAD	TOTAL
Cilindro				
Hidráulico	n/a	2	\$650.000	\$1.300.000
Porta				
herramienta	n/a	1	\$485.000	\$485.000
Base Porta				
herramienta	n/a	1	\$500.000	\$500.000
Camisa				
Rodamiento	n/a	1	\$237.000	\$237.000
Tornillos	n/a	20	\$6.500	\$130.000
Mano Obra	horas	120	\$20.000	\$2.400.000
Total costo de fabricación				\$13.488.450

8.3 CÁLCULO DE IMPREVISTOS

Para llevar a cabo el estudio financiero del proyecto, será fundamental tener en cuenta los imprevistos que se pueden generar al realizar el proyecto; por tal razón se debe tener en cuenta el porcentaje de administración, imprevista y utilidad (AIU)⁵⁰ como se muestra en la figura 66.

Figura 66. Porcentaje de imprevistos

TIPO	ADMON	IMPREVISTO	UTILIDAD
Admon Delegada	10% - 15%	2% - 4%	5% - 6% (acordado entre partes)
Precio Unitario	10% - 14%	8% - 30%	5% - 10%
Precio Global	12% - 18%	4% - 6%	5% - 8%

Según la Figura 49 se selecciona un porcentaje de imprevistos entre el 4% y 6%, para el proyecto se utilizara un porcentaje del 5% para tener en cuenta adicionales del valor global o total de la máquina, como se relaciona en la tabla 16.

Tabla 16. Costo total de la maquina

ITEM	TOTAL
Total Costo de Diseño	\$16.338.000
Total costo de fabricación	\$13.488.450
Total imprevistos (5%)	\$1.491.333
Costo total de la maquina	\$31.317.772

⁵⁰ ROJAS LOPEZ, MIGUEL DAVID Y BOHORQUEZ PATIÑO, NATALIA ANDREA. Aproximación metodológica para el cálculo del AIU. En: Revista Dyna, facultad de minas. 2010. Vol. 77, p. 296.

A continuación, se enseñan las imágenes de precios de dos máquinas, que se encuentran en el mercado:

Figura 67. Máquina rectificadora de rines CNC

Llantas de aleación de enderezar la máquina cnc Torno Vertical WRC28 máquinas para la venta



YZ CNC SGS CE ISO

18 YEARS EXPERIENCE WWW.YZLATHE.COM

TAIAN YUZHUO MACHINERY CO.,LTD

Empresa Verificada

Taian Yuzhuo Machinery Co., Ltd.
[Shandong, China (Continental)]

Precio FOB: US \$ 15000.00-20000.00

Puerto: Qingdao/Shanghai/ningbo/guangzhou

Cantidad de pedido mínima: 1 Unidad/es

Condiciones de pago: L/C,T/T,Western Union

Datos de Contacto

Contactar

Fuente: Máquina rectificadora de rines CNC. Tomado de: <https://spanish.alibaba.com/product-detail-img/llantas-de-aleaci-n-de-enderezar-la-m-quina-cnc-torno-vertical-wrc28-m-quinas-para-la-venta-60435351805.html>

El costo de la máquina rectificadora de rines cnc wrc28 (Figura 67) es de US \$ 20.000, a continuación se puede apreciar el precio de una rectificadora de rines ars26 (Figura 68).

Figura 68. Máquina reparación de rines hidráulica



Automática máquina de reparación de llanta rueda hidraulica enderezar la máquina con torno

Precio FOB: US \$ 14000-17000 / Set | [¿Lo has visto más barato?](#)

Puerto: Qingdao, Ningbo, Shanghai, Tianjin

Cantidad de pedido mínima: 1 Set/s

Capacidad de suministro: 30 Set/s por Mes

Plazo de entrega: En general dentro de 15 días

Condiciones de pago: L/C,T/T,Western Union,MoneyGram

[Contactar](#) [Iniciar Compra](#)

ARS26 www.tahience.com ZOOM

Fuente: Máquina reparación de rines hidráulica. <http://spanish.alibaba.com/product-detail/automatic-hydraulic-wheel-repair-machine-rim-straightening-machine-with-lathe-60311726600.html>

El costo de la máquina rectificadora de rines cnc wrc28 es de US \$ 17.000.

Se realiza conversión de COP a US, se obtiene:

$$\text{Costo total del proyecto} = \frac{(31.317.772 \text{ COP})(US \$ 1)}{US \$ 2.931.01} = US \$ 10.685$$

Se puede que el precio de este tipo de enderezadoras oscila entre los 15.000 y 20.000 dólares, teniendo en cuenta el costo de este tipo de máquina, se realiza el cálculo de diferencia de precio:

$$\Delta P_{\text{precio}} = \text{Costo maquina importada} - \text{Costo proyecto}$$

$$\Delta P_{\text{precio}} = US \$ 20.000 - US \$ 10.685 = US \$ 9.315$$

Esta diferencia de precio, es el beneficio en ahorro de realizar este proyecto.

Se realizó el flujo de efectivo teniendo en cuenta los valores obtenidos del estudio de mercado; con el fin de hallar la tasa interna de retorno (TIR) y compararla con la tasa interna de oportunidad (TIO) para conocer la rentabilidad y la viabilidad económica de realizar el proyecto.

Teniendo en cuenta que este proyecto se trabajó de forma independiente, es decir, sin la dirección de ninguna empresa que estableciera un margen de utilidad, la Tasa interna de oportunidad (TIO) de comparación se basó en la tasa de DTF, según el banco de la república, para depósitos a 360 días. La figura 66 muestra el valor de dicha tasa.

Figura 69. Tasas de captación semanales – DTF (Banco de la república)

	Tasa de interés - efectiva anual
Tasa de interés de los certificados de depósito a término 90 días (DTF)	6,81%
Tasa de interés de los certificados de depósito a término 180 días (CDT180)	7,15%
Tasa de interés de los certificados de depósito a término 360 días (CDT360)	7,89%
Tasa de interés de las corporaciones financieras (TCC)	5,75%

Fuente: Tasa de captaciones semanales, Banco de la república, 23 de enero de 2017. Encontrado en: <http://www.banrep.gov.co/es/df>

Tabla 17. Datos para calcular los ingresos y egresos

DATOS PARA CALCULAR LOS INGRESOS Y EGRESOS	
Promedio rines reparados anualmente	600 unidades
Costo de reparación unitario	\$8.000
Tiempo de trabajo diario	8 horas
Valor consumo de energía (según codensa)	454,21\$/kWh
Consumo energía	10.887,22 kWh/año
Valor consumo de gas natural (según gas natural fenosa)	1.517,62\$/m ³
Consumo de gas	5.475m ³ /año

Tabla 18. Flujo de efectivo anual

FLUJO DE EFECTIVO ANUAL LIBRE DE LA INVERSION	
Ingresos	\$48.000.000
Sueldo del operador	\$12.000.000
Servicios públicos	\$4.337.709
Arriendo	\$5.400.000
Mantenimiento de la máquina	\$3.000.000
Flujo neto de efectivo	\$23.262.291

La inversión se estimó recuperarla en un periodo de tiempo (n) igual a 3 años.

Cálculo del valor presente neto aplicando la TIO (VPN):

$$VPN = -Inversion + Flujo \left[\frac{(1 + TIO)^n - 1}{TIO(1 + TIO)^n} \right]$$

Donde:

VPN = Valor presente neto

TIO = Tasa interna de oportunidad

n = Periodo de tiempo estimado para recuperar la inversión

$$VPN = -\$31.317.772 + \$23.262.291 \left[\frac{(1 + 0,0789)^3 - 1}{0,0789(1 + 0,0789)^3} \right] = \$28.750.595$$

Según el cálculo del VPN se deduce que con una tasa de oportunidad del 7,89% como es la del DTF; al día de hoy se tendrían \$28.750.595 de pesos de utilidad.

Calculo de la TIR:

$$VPN = -Inversion + Flujo \left[\frac{(1 + TIR)^n - 1}{TIR(1 + TIR)^n} \right]$$

$$VPN = -\$31.317.772 + \$23.262.291 \left[\frac{(1 + TIR)^3 - 1}{TIR(1 + TIR)^3} \right] = 0$$

$$TIR = 0,5390 = 53,9\%$$

Como se muestra anteriormente, el equivalente de la TIR corresponde a un valor superior en contraste a la TIO, lo que significa que el proyecto es viable económicamente realizarlo.

9. CONCLUSIONES

El desarrollo de este trabajo de grado permite llegar a las siguientes conclusiones:

- Se diseñó una máquina con el fin de realizar un proceso de buena calidad, con recursos encontrados en el mercado colombiano, de tal manera que los costos de dicha maquina sean asequibles y competitivos.
- Con este diseño se disminuye el riesgo operacional del trabajador, haciendo un proceso seguro y confiable para el ser humano.
- Se disminuye el tiempo que requiere un rectificado de rines manual, logrando un proceso óptimo y sencillo de manera que se podrán rectificar más rines en el mismo tiempo que acarrearba manualmente.
- La implementación del software de elementos finitos para el análisis de elementos críticos, permite verificar y garantizar los cálculos de diseño mostrando que si se construye la máquina, esta soportara las condiciones a las que se someta.

10. RECOMENDACIONES

- Es posible realizar el estudio de cambios, con el fin de la adaptación de la máquina para rectificar rines con dimensiones mayores y con materiales diferentes de fabricación.
- Existe la posibilidad de diseñar una única herramienta, que realice el proceso de rectificado de las pestañas de rines en un solo paso.
- Se puede evaluar el posicionamiento de la maquina verticalmente, con el fin de optimizar la operación.

BIBLIOGRAFIA

A. L. Casillas. Máquinas. Cálculos de taller. 40^a Ed. España: Autor-Editor, 2008.pp:643.

Askeland, Donald R. Ciencia e ingeniería de los materiales, International Thomson Editores, Missouri 2002.

Giedelman, R, & Gutiérrez, V. (2008). Diseño y simulación de una máquina automática rectificadora de rines (tesis de pregrado). Universidad de San Buenaventura, Bogotá, Colombia.

Guerrero, J. (2008). Diseño y construcción de una máquina enderezadora de aros de autos semiautomática (tesis de grado). Escuela superior politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION. Documentación: Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. 6 ed. Bogotá: ICONTEC, 2008. (NTC 1486)

_____. Referencias bibliográficas. Contenido, forma y estructura. NTC 5613. Bogotá: ICONTEC, 2008.

Isaza, David, & Sánchez, Pablo. (2011). Análisis de variables y acondicionamiento del proceso de repujado en torno CNC (trabajo de grado). Universidad EAFIT, Medellín, Colombia.

J. Chen, B Young, & B Uy. (2006). Behavior of high strength structural steel at elevated temperatures (papers). Universidad de Wollongong, facultad de ingenierías, Hong Kong.

Nullvalue. (27 de mayo de 2006). ¿Cuándo se debe reparar un rin? *El Tiempo*.

Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 4ta Ed. México: Pearson Educación, 2006.pp:944.

Robert L. Norton. Diseño de máquinas un enfoque integrado. 4ta Ed. México: Pearson Educación, 2011.pp:888.

Shigley J. Diseño en ingeniería mecánica. 4ta. Ed. México: McGraw-Hill, 2004.pp: 865.

ANEXOS

ANEXO A
ENCUESTAS

ENCUESTA PARA ESTUDIO DE MERCADO

Taller: _____

Dirección: _____

Teléfono: _____

¿Cuántos rines repara en un día?	
¿Quiénes son los clientes más frecuentes?	
¿Cuánto tiempo gasta en reparar un rin?	
¿Cómo repara los rines?	
¿Cuánto cobra por reparar un rin?	
¿Compraría una máquina que repare rines?	

ENCUESTA PARA ESTUDIO DE MERCADO

Taller: _____

Dirección: _____

Teléfono: _____

¿Cuántos rines repara en un día?	
¿Quiénes son los clientes más frecuentes?	
¿Cuánto tiempo gasta en reparar un rin?	
¿Cómo repara los rines?	
¿Cuánto cobra por reparar un rin?	
¿Compraría una máquina que repare rines?	

ENCUESTA PARA ESTUDIO DE MERCADO

Taller: _____

Dirección: _____

Teléfono: _____

¿Cuántos rines repara en un día?	
¿Quiénes son los clientes más frecuentes?	
¿Cuánto tiempo gasta en reparar un rin?	
¿Cómo repara los rines?	
¿Cuánto cobra por reparar un rin?	
¿Compraría una máquina que repare rines?	

ENCUESTA PARA ESTUDIO DE MERCADO

Taller: _____

Dirección: _____

Teléfono: _____

¿Cuántos rines repara en un día?	
¿Quiénes son los clientes más frecuentes?	
¿Cuánto tiempo gasta en reparar un rin?	
¿Cómo repara los rines?	
¿Cuánto cobra por reparar un rin?	
¿Compraría una máquina que repare rines?	

ENCUESTA PARA ESTUDIO DE MERCADO

Taller: _____

Dirección: _____

Teléfono: _____

¿Cuántos rines repara en un día?	
¿Quiénes son los clientes más frecuentes?	
¿Cuánto tiempo gasta en reparar un rin?	
¿Cómo repara los rines?	
¿Cuánto cobra por reparar un rin?	
¿Compraría una máquina que repare rines?	

ENCUESTA PARA ESTUDIO DE MERCADO

Taller: _____

Dirección: _____

Teléfono: _____

¿Cuántos rines repara en un día?	
¿Quiénes son los clientes más frecuentes?	
¿Cuánto tiempo gasta en reparar un rin?	
¿Cómo repara los rines?	
¿Cuánto cobra por reparar un rin?	
¿Compraría una máquina que repare rines?	

ENCUESTA PARA ESTUDIO DE MERCADO

Taller: _____

Dirección: _____

Teléfono: _____

¿Cuántos rines repara en un día?	
¿Quiénes son los clientes más frecuentes?	
¿Cuánto tiempo gasta en reparar un rin?	
¿Cómo repara los rines?	
¿Cuánto cobra por reparar un rin?	
¿Compraría una máquina que repare rines?	

ENCUESTA PARA ESTUDIO DE MERCADO

Taller: _____

Dirección: _____

Teléfono: _____

¿Cuántos rines repara en un día?	
¿Quiénes son los clientes más frecuentes?	
¿Cuánto tiempo gasta en reparar un rin?	
¿Cómo repara los rines?	
¿Cuánto cobra por reparar un rin?	
¿Compraría una máquina que repare rines?	

ANEXO B

CATALOGO MOTORES

Referencia	Tamaño Constructivo	Potencia		Eficiencia η %	FS	Corriente (A)		Peso Kg
		HP	KW			220V	440V	
VELOCIDAD 900 RPM (8 polos)								
100138956	80	0,5	0,4	45,0	1,15	2,6	1,3	724.900
100139038	90 L	0,75	0,6	56,5	1,15	4,0	2,0	949.200
100139037	90 L	1	0,7	60,2	1,15	5,0	2,5	1.052.900
100139039	112 M	1,5	1,1	66,1	1,15	7,4	3,7	1.158.600
100139040	112 M	2	1,5	66,4	1,15	9,4	4,7	1.269.700
100139003	132 S/M	3	2,2	62,1	1,00	15,0	7,5	2.085.500
100138999	132 S/M	4	3,0	73,1	1,00	17,0	8,5	2.294.300
100139041	160 M/L	5	3,7	78,2	1,15	18,4	9,2	3.397.600
100139042	160 M/L	6,6	4,9	71,5	1,15	27,0	13,5	3.631.900
100139044	160 M/L	7,5	5,6	83,0	1,15	26,0	13,0	3.866.300
100139043	160 M/L	9	6,7	80,9	1,15	33,0	16,5	4.100.600
100139111	160 M/L	10	7,5	78,8	1,15	36,0	18,0	4.334.900
100139181	180 M/L	15	11,2	84,0	1,15	46,0	23,0	6.139.900
100139182	180 M/L	20	14,9	83,5	1,15	66,0	33,0	8.227.100
100139031	200 L	30	22,4	93,0	1,15	87,0	43,5	10.635.300
100139051	225 S/M	36	26,9	91,5	1,15	100,0	50,0	12.145.800

ANEXO C

MOTORREDUCTORES

Potencia P_{Motor} kW (50 Hz)	Velocidad de salida		Par		Índice de reducción i_{tot}	Información detallada en la página
	n_2 (50 Hz) 1 / min		T_2 Nm			
Motorreductores helicoidales sinfin-corona C						
0,25	0,60 ...	53	1782 ...	41	2 256,00 ...	25,28 5/10 ... 5/12
0,37	0,91 ...	54	1918 ...	60	1 510,00 ...	25,28 5/12 ... 5/14
0,55	1,7 ...	54	1870 ...	68	440,70 ...	20,31 5/14 ... 5/15
0,75	2,3 ...	144	1987 ...	44	440,70 ...	9,67 5/15 ... 5/17
1,1	4,0 ...	146	1851 ...	63	354,55 ...	9,67 5/17 ... 5/19
1,5	6,2 ...	147	1671 ...	86	228,00 ...	9,67 5/19 ... 5/21
2,2	11,3 ...	147	1369 ...	126	126,18 ...	9,67 5/21 ... 5/22
3	14,5 ...	147	1686 ...	172	98,17 ...	9,67 5/22 ... 5/24
4	22,0 ...	149	1482 ...	227	65,32 ...	9,67 5/24 ... 5/25
5,5	35,0 ...	130	1293 ...	364	41,85 ...	11,15 5/25
7,5	62,0 ...	130	992 ...	497	23,56 ...	11,15 5/25
9,2	82,0 ...	130	966 ...	609	17,67 ...	11,15 5/25
11	109,0 ...	131	872 ...	726	13,39 ...	11,15 5/26

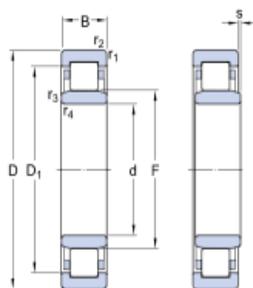
ANEXO D

CARACTERISTICAS RODAMIENTO UN 309 ECJ

NU 309 ECJ

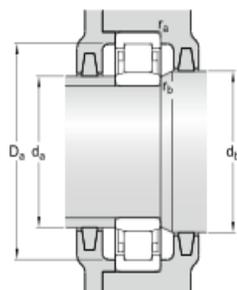
SKF Explorer

Dimensiones



d	45	mm
D	100	mm
B	25	mm
D ₁	≈ 83.2	mm
F	58.5	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm
s	max. 1.7	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 54	mm
d _a	max. 56	mm
d _b	min. 60	mm
D ₀	max. 91.4	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	112	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	100	kN
Carga límite de fatiga	P _u	12.9	kN
Velocidad de referencia		7500	r/min
Velocidad límite		8500	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.15	

Masa

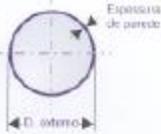
Rodamiento de masa	0.891	kg
--------------------	-------	----

Productos adecuados

Aro angular	HJ 309 EC
-------------	-----------

ANEXO E

TUBOS MECANICOS LAMINADOS



Tubos Mecânicos Laminados

Obs: As dimensões do diâmetro interno e diâmetro nominal são utilizadas apenas como referência, sendo garantidos diâmetro externo e espessura de parede.

MEDIDAS GARANTIDAS				DIÂMETRO INTERNO (FURO)		PESO kg/m	COMPRIMENTO m	DIÂMETRO NOMINAL		
D.Ext.	(+/-) mm	Parede	(+/-) %	Máximo - mm -	Mínimo - mm -			Ext.	Int.	
33,40	0,40	4,00	12,50	20,00	24,00	2,90	6,0 a 12,0	32	27	
33,40		6,00	10,00	23,00	19,80	4,10			24	
33,40		6,40		22,28	18,92	4,30			23	
42,20	0,50	4,20	12,50	35,35	32,25	4,20	6,0 a 12,0	41	35	
42,20		6,40		31,18	27,62	6,70			32	
42,20		8,50	10,00	27,40	23,00	7,10			28	
42,20		9,70		25,24	20,36	7,80			26	
42,20		11,00		22,90	17,50	8,50			23	
44,50	0,50	5,00	12,50	36,25	32,75	4,90	6,0 a 12,0	43	37	
44,50		7,00	10,00	32,40	29,60	6,50			33	
44,50		8,50		29,70	25,30	7,50			30	
48,30	0,50	7,10	10,00	36,02	32,18	7,20	6,0 a 12,0	47	36	
48,30		10,00		30,80	25,80	9,40			31	
48,30		12,00	8,00	26,22	22,38	10,70			27	
50,80	0,50	5,70	12,50	41,33	37,48	6,30	6,0 a 12,0	50	42	
50,80		7,50	10,00	37,80	33,80	8,00			38	
50,80		9,50		34,20	29,40	9,70			35	
50,80		13,20	8,00	25,51	22,29	12,20			27	
57,00	0,50	6,20	10,00	46,34	42,86	7,80	6,0 a 12,0	56	47	
57,00		9,00		41,30	36,70	10,70			42	
57,00		11,20	8,00	36,36	32,81	12,60			37	
60,30	0,50	7,20	10,00	47,84	43,96	9,40	6,0 a 12,0	58	48	
60,30		8,70		45,14	40,66	11,10			46	
60,30		11,10	8,00	40,38	35,82	13,50			41	
60,30		12,50		37,80	32,80	14,70			38	
63,50	0,50	5,60	12,50	54,20	50,40	8,00	6,0 a 12,0	62	55	
63,50		7,10	10,00	51,22	47,38	9,80			52	
63,50		9,60		46,72	41,88	12,80			47	
63,50		12,50		41,00	36,00	15,70			41	
63,50		14,10	8,00	38,06	32,54	17,20			39	
63,50	15,60		35,30	29,30	18,40	36				
73,00	0,60	6,20	10,00	62,44	58,76	10,20	6,0 a 12,0	71	63	
73,00		8,80		57,76	53,04	13,00			58	
73,00		9,80		55,98	50,84	15,30			56	
73,00		11,10		53,18	48,42	16,00			54	
73,00		14,00	8,00	47,64	42,16	20,40			5,0 a 10,0	48
73,00		15,00		46,00	40,00	21,50			6,0 a 12,0	46
73,00		17,00		42,32	35,68	23,50				43

ANEXO F

PROPIEDADES ACERO 1045 CON TEMPLE EN ACEITE A 320°C

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN ACEITE - REDONDO DE 25 MM (Temple en aceite desde 820°C, revenido a la temperatura indicada)					
Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción MPa	Punto de Fluencia MPa	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)
820	865	655	11	34	278
480	875	621	15	39	257
540	793	558	18	45	228
650	703	482	23	51	203
705	641	462	25	55	195

ANEXO G

PROPIEDADES ACERO 1080

Material	Densidad kg/m ³	Módulo de elasticidad [Gpa]	Resistencia a fluencia [Mpa]	Resistencia a la rotura [Mpa]	Ductilidad % alarg. en 2 pulgadas	coeficiente de Poisson	Conduct. Térmica [W/m-°C]	Coef. de dilatación (°C) ⁻¹ 10 ⁻⁶
Fundición	7870	207	130	260	45	0.29	80	11.8
fundición gris	7150	variable	---	125	--	variable	46	10.8
fundición nodular	7120	165	275	415	18	0.28	33	11.8
fundición maleable	7200	172	220	345	10	0.26	51	11.9
Acero AISI 1020	7860	207	295	395	37	0.30	52	11.7
Acero AISI 1040	7850	207	350	520	30	0.30	52	11.3
Acero AISI 1080	7840	207	380	615	25	0.30	48	11.0
Acero AISI 446	7500	200	345	552	20	0.30	21	10.4
Acero AISI 316	800	193	207	552	60	0.30	16	16.0
Acero AISI 410	7800	200	275	483	30	0.30	25	9.9

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL LUMIERES

Nosotros **Mario David Niz Orduz – Carlos Andrés Urquijo Moreno** en calidad de titulares de la obra **Diseño de una máquina para rectificar las pestañas de rines en acero, para automóviles**, elaborada en el año **2015**, autorizamos al **Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América** para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que nos corresponden y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autores manifestamos conocer que:

- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que el autor puede publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales del autor y podrá darse por terminada una vez el autor lo manifieste por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad.

Conforme a las condiciones anteriormente expuestas, como autores establecemos las siguientes condiciones de uso de nuestra obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:

	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

	Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor.	<input type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor.	<input checked="" type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial – compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma.	<input type="checkbox"/>

Licencias completas: http://co.creativecommons.org/?page_id=13

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a sus autores.

De igual forma como autores autorizamos la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:

AUTORIZAMOS	SI	NO
La consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso	x	
La reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación	x	

Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicaré (indicaremos), en carta adjunta, tal situación con el fin de que se respete la restricción de acceso.	SI	NO
		X

Para constancia se firma el presente documento en Bogotá D.C, a los 15 días del mes de Febrero del año 2017.

LOS AUTORES:

Autor 1

Nombres	Apellidos
Mario David	Niz Orduz
Documento de identificación No	Firma
1.026.285.806	

Autor 2

Nombres	Apellidos
Carlos Andrés	Urquijo Moreno
Documento de identificación No	Firma
1.026.287.920	

Nota: Incluya un apartado (copie y pegue el cuadro anterior), para los datos y la firma de cada uno de los autores de la obra.