

**DISEÑO DE MÁQUINA DE LIMPIEZA MECÁNICA PARA LA INSPECCIÓN DE
ÁREAS EXTERIORES CRÍTICAS DE TUBERÍAS DE PERFORACIÓN, CON
DIÁMETROS ENTRE 3" Y 7" (INCH), PARA LA EMPRESA SOUTH AMERICAN
INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S.**

JHOAN SEBASTIAN CADENA GUTIERREZ

JULIAN FELIPE CASTILLO BAYONA

**Proyecto integral de grado para optar al título de:
Ingeniero Mecánico**

Orientador

OSCAR CHAMARRAVI GUERRA

Ingeniero Metalúrgico

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PROGRAMA EN INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ D.C

2021

NOTA DE ACEPTACIÓN

Ing. Oscar Chamaraví

M.Sc Ing. Miguel Morales

Ing. Mauricio Veloza

Bogotá D.C., febrero de 2021

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Mario Posada García-Peña

Consejero Institucional

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA-PEÑA

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

Dra. María Claudia Aponte González

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. Ricardo Alfonso Peñaranda Castro

Secretaria General

Dra. Alexandra Mejía Guzmán

Decano de la Facultad

Dr. Julio César Fuentes Arismendi

Director de Programa

Dr. Carlos Mauricio Veloza Villamil

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

TABLA DE CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	10
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	11
1.1. Antecedentes	12
1.2. Justificación	14
1.3. Hipótesis	18
1.4. Objetivo general	21
1.5. Objetivos Específicos	21
2. GENERALIDADES	23
2.1. Ensayos no destructivos	23
2.2. Servicios de inspección	24
2.3. Inspección visual	24
2.3.1. <i>Líquidos penetrantes</i>	25
2.3.2. <i>Partículas Magnéticas</i>	29
2.4. Tubos OCTG	32
2.4.1. <i>Componentes de la tubería de perforación</i>	34
2.5. Inspección de los componentes del vástago de perforación	35
2.6. Daños en la superficie exterior de la tubería de perforación	36
2.7. Fallas por carga axial	37
2.8. Métodos de limpieza mecánica	38
2.9. Puesta a punto	39
2.10. Preparación de superficies - NORMA SSPC	41
2.10.1. <i>SSPC-SP-1 limpieza con solventes</i>	42
2.10.2. <i>SSPC-SP-2 limpieza con herramientas manuales</i>	42
2.10.3. <i>SSPC-SP-3 limpieza con herramientas manuales mecánicas</i>	42
2.10.4. <i>SSPC-SP-11 limpieza manual con herramientas mecánicas - metal desnudo</i>	42
2.10.5. <i>SSPC-SP-15 limpieza manual con herramientas mecánicas - grado comercial</i>	43
2.11. Norma AGMA 2101-D04	43
2.12. Cepillos trenzados	45
2.13. Fibra de vidrio	46
2.13.1. Refuerzos de fibra de vidrio	47

3.	CARACTERIZACION DE LA EMPRESA	50
3.1.	Inspecciones	50
3.1.1.	<i>Inspección visual</i>	50
3.1.2.	<i>Líquidos penetrantes</i>	51
3.1.3.	<i>Ultrasonido</i>	52
3.1.4.	<i>Partículas magnéticas</i>	53
3.2.	Flujo de proceso SAIS S.A.S.	54
3.2.1.	<i>Flujo proceso de limpieza exterior de tubería</i>	55
3.3.	Limpieza mecánica por medio de la máquina	56
3.4.	Tubería de perforación con acabado necesario para inspección	56
4.	DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO	57
5.	CALCULOS Y DISEÑO	59
5.1.	Diseño de transmisión de potencia	59
5.2.	Rediseño de transmisión de potencia	77
5.3.	Fuerza en engranaje conductor	93
5.4.	Análisis comparativo entre diseño de resorte y resorte comercial.	99
5.5.	Análisis del mecanismo abrasivo	105
6.	MANUALES	118
6.1.	Manual de ensamble	118
6.2.	Manual de operación	123
6.3.	Manual de mantenimiento	124
6.3.1.	<i>Sistema abrasivo</i>	130
6.3.2.	<i>Sistema mecánico</i>	130
6.3.3.	<i>Sistema estructural</i>	131
7.	COSTOS	134
8.	ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL	136
9.	CONCLUSIONES	138
	BIBLIOGRAFÍA	139
	ANEXOS	147

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Enfermedades laborales	15
Figura 2. Accidentalidad, enfermedad y muerte laboral 2018	16
Figura 3. Boceto de la opción uno	19
Figura 4. Boceto de la opción dos	20
Figura 5. Boceto de la opción tres	21
Figura 6. Diagrama de inspección.	23
Figura 7. Secuencia de actos de inspección visual	25
Figura 8. Prácticas de ciencia de materiales	28
Figura 9. Impulso inicial	28
Figura 10. Partículas magnéticas máquina	30
Figura 11. Magnetómetro	31
Figura 12. Campos magnéticos	32
Figura 13. Oil country tubular goods	33
Figura 14. Types of oil country tubular	34
Figura 15. Geometría de la tubería	36
Figura 16. Daños en la tubería	38
Figura 17. Símbolo norma AGMA	44
Figura 18. Cepillos de acero trenzado	46
Figura 19. Tetraedro	47
Figura 20. Estructura de fibra de vidrio	47
Figura 21. Inspección visual SAIS	51
Figura 22. Tintas penetrantes	52
Figura 23. Ultrasonido	53
Figura 24. Partículas magnéticas	54
Figura 25. Flujo de proceso SAIS S.A.S	54
Figura 26. Diagrama de flujo	55
Figura 27. Pulidora DeWalt 9 inch	57
Figura 28. Factor dinámico	64
Figura 29. Factor J de geometría	65
Figura 30. Factor de geometría I	66
Figura 31. Factor de proporción de piñón	67
Figura 32. Factor de alineamiento	67
Figura 33. Factor de espesor de borde	69
Figura 34. Factor de resistencia por ciclos de esfuerzo	72
Figura 35. Factor de resistencia a la picadura	73
Figura 36. Número de esfuerzos de contacto admisible	75

Figura 37. Factor dinámico	81
Figura 38. Factor J de geometría	82
Figura 39. Factor de geometría I	83
Figura 40. Factor de proporción de piñón	84
Figura 41. Factor de alineamiento	84
Figura 42. Factor de espesor de borde	86
Figura 43. Factor de resistencia por ciclos de esfuerzo	89
Figura 44. Factor de resistencia a la picadura	90
Figura 45. Número de esfuerzos de contacto admisible	92
Figura 46. DCL	94
Figura 47. DCL XY	95
Figura 48. Diagramas XY	96
Figura 49. DCL XZ	98
Figura 50. Esfuerzos cortantes de diseño	101
Figura 51. Esfuerzos en los extremos de los resortes	104
Figura 52. Mecanismo abrasivo	105
Figura 53. Mecanismo cuatro barras	106
Figura 54. Entrada del movimiento	107
Figura 55. Ángulos iniciales del mecanismo	107
Figura 56. Cotas del mecanismo cuatro barras	108
Figura 57. Triángulo de Velocidades	110
Figura 58. Segundo triángulo de velocidades	112
Figura 59. Triángulo de aceleraciones	114
Figura 60. Vista frontal de la máquina de limpieza mecánica	118
Figura 61. Vista interior de carcasa A	119
Figura 62. Vista interior de carcasa A con piñón	120
Figura 63. Carcasa A con piñón y rodamiento ensamblados	121
Figura 64. Mecanismo abrasivo	122
Figura 65. Vista interna del mecanismo abrasivo	123
Figura 66. Vista dimétrica de la máquina de limpieza mecánica	125
Figura 67. Vista explosionada del mecanismo	126
Figura 68. Pasadores de levas y cepillos	129
Figura 69. Objetivos de desarrollo sostenible	136

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Líquidos penetrantes	26
Tabla 2. Tiempos críticos de penetración	27
Tabla 3. Metodos de limpieza mecánica	39
Tabla 4. Factores de sobrecarga sugeridos, K_o	59
Tabla 5. Coeficiencio elástico, C_p	62
Tabla 6. Números de calidad AGMA recomendados	63
Tabla 7. Factores de tamaño sugeridos, K_s	68
Tabla 8. Factor de confiabilidad K_r	70
Tabla 9. Vida de diseño recomendada	71
Tabla 10. Propiedades del acero AISI	76
Tabla 11. Factores de sobrecarga sugeridos K_o	77
Tabla 12. Números de calidad AGMA recomendados	80
Tabla 13. Factores de tamaño sugeridos, K_s	85
Tabla 14. Factor de confiabilidad K_r	87
Tabla 15. Vida de diseño recomendada	88
Tabla 16. Propiedades del acero AISI	93
Tabla 17. Masa de los eslabones	116
Tabla 18. Rodamiento de bolas	128
Tabla 19. Posibles fallas de la máquina	132
Tabla 20. Costos	134

RESUMEN

Este documento presenta como objetivo principal, diseñar una máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas exteriores críticas de tuberías de perforación, con diámetros entre 3" y 7" (inch), para la empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S., la cual a la fecha no cuenta con ningún diseño oficial o extraoficial para el diseño de dicha máquina. Dicha empresa se dedica a la prestación de servicios de herramientas y equipos de exploración y/o producción en el sector de hidrocarburos. Por lo cual, este documento se ocupa de mostrar en detalle el diseño de la máquina de limpieza mecánica para inspección de tuberías de perforación. Inicialmente, se recuenta la caracterización de la empresa, a fin de dar cuenta de la problemática que surgía en el contexto de esta. Acto seguido, se presentan los diseños, los análisis matemáticos, entre otros. Finalmente, se revela el diseño final para la máquina de limpieza mecánica que satisface las necesidades de la empresa.

PALABRAS CLAVE: Limpieza mecánica, diseño de máquinas, inspección de tubería, ensayos no destructivos, sistema abrasivo.

INTRODUCCIÓN

SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S. A. S [1] es una empresa que ofrece servicios de inspección de herramientas y equipo de exploración y/o producción en el sector de hidrocarburos. Dentro de los servicios de inspección que realizan a la tubería de perforación, se encuentran diferentes tipos de ensayos no destructivos (básicos y especializados), con el fin de verificar la integridad del material para que no existan fallas en la operación de perforación.

Para realizar dicho servicio se debe preparar la tubería de perforación, iniciando con una limpieza básica (agua y desengrasantes) y posteriormente una limpieza mecánica a la superficie a inspeccionar, con la ayuda de lijas, cepillos de alambre o herramientas como pulidora con grata de copa y motortool, todo esto acompañado de disolventes.

El uso continuo de estos elementos y herramientas de limpieza generan problemáticas de carácter social, económico, HSEQ y tiempos no productivos a causa de las incapacidades en los técnicos por malas posturas, movimientos repetitivos y otros inconvenientes derivados de este trabajo. Estas incapacidades implican contratar y capacitar nuevo personal rezagando los trabajos de la empresa.

Con lo anterior, este proyecto tiene como finalidad realizar el diseño de máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas exteriores críticas de tuberías de perforación, utilizando los equipos con los que cuenta la empresa South American Inspection Services Colombia S.A.S. como pulidoras industriales, con el propósito de dar solución a las diferentes problemáticas, aportando a la empresa seguridad para los trabajadores, modernización de herramientas y mejora de tiempos en la prestación del servicio

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S. A. S [1] es una empresa que ofrece servicios de inspección de herramientas y equipo de exploración y/o producción en el sector de hidrocarburos. Dicha tarea se lleva a cabo por medio de ensayos no destructivos básicos como inspecciones visuales y calibraciones de diámetros, o especializados entre los que se encuentran líquidos penetrantes, partículas magnéticas, ultrasonido, entre otros.

Actualmente, antes de realizar estas inspecciones en tuberías de perforación, la empresa debe contratar entre 2 y 3 técnicos encargados de limpiar y pulir las roscas, donde van acoplados los elementos de perforación, y la superficie cilíndrica de la pieza; dicho proceso es elaborado de forma manual. Esta práctica ocasiona algunos problemas relacionados con la salud en los técnicos, tales como: epicondilitis, tendinitis, síndrome del túnel carpiano o compresión del nervio mediano, tenosinovitis, y, otros relacionados con lesiones osteomusculares. Este tipo de afecciones pueden ocasionar la incapacidad temporal o permanente de los prestadores de servicios.

Según J. L. Balletin López [2, pp. 91], las enfermedades profesionales por agentes físicos, suponen más del 80% de todas las declaradas, siendo aquellas producidas por posturas forzadas y movimientos repetitivos en el trabajo las más frecuentes, siendo la Epicondilitis la que ocupa la primera posición, Epitrocleitis y Epicondilitis, lo hacen en aquellos trabajos que requieran movimientos de impacto o sacudidas, supinación o pronación repetida del brazo contra resistencia, así como movimientos de flexo-extensión forzada de muñeca [2, pp. 93].

Adicionalmente, el transporte de este personal a campo es complejo y oneroso. Es necesario contratar vehículos con características 4x4 y con la capacidad de transportar al personal y las herramientas de trabajo, pues las instalaciones se encuentran generalmente alejadas de la ciudad y los caminos son de difícil acceso.

También el estudio medioambiental se basará en el PNUD (Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo) en las que se plantean 17 objetivos de desarrollo sostenible u objetivos mundiales, tomando como referencia los más acordes con el

proyecto (N°6 Agua limpia y saneamiento, N°9 Industria, innovación e infraestructura, N°12 Producción y consumo responsables). Estos objetivos son importantes ya que reconocen que las intervenciones en un área afectarán los resultados de otras y que el desarrollo debe equilibrar la sostenibilidad medio ambiental, económica y social.

Con lo anterior, las problemáticas principales que se tienen son las siguientes:

- Limpiar y pulir las roscas, donde van acoplados los elementos de perforación.
- Problemas relacionados con la salud en los técnicos, que pueden provocar la incapacidad temporal o permanente de los prestadores de servicios.
- Tiempos no productivos.
- Impacto medio ambiental

Finalmente, la pregunta que surge es: ¿Cuál es el diseño óptimo de una máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas exteriores críticas de tuberías de perforación, con diámetros entre 3" y 7" (inch), para la empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S.?

1.1. Antecedentes

En el año 2009 SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S empezó a ofrecer los servicios de inspección para el sector de hidrocarburos. Sus servicios consisten en la realización de ensayos no destructivos, para lo cual, realizan una limpieza mecánica a la superficie a inspeccionar. Para entonces, se contrataban más de 3 técnicos, que de forma manual llevaban a cabo el proceso de lijar todas las uniones roscadas y aproximadamente un metro después de estas, hasta remover la totalidad de las partículas sueltas y la corrosión superficial en las tuberías de perforación. Este trabajo requería de varias horas, podía variar entre tres y cuatro horas, para inspecciones pequeñas, y, más de cuatro horas para tramos más largos e inspecciones que requerían realizarse en poco tiempo. En últimas, el tiempo variaba de conformidad con variables tales como: el tamaño del tramo que estuvieran lijando, la cantidad de técnicos y del tiempo disponible para realizar la inspección.

Más adelante, en el año 2013 la empresa implementó la ayuda de herramientas un poco más avanzadas, como una pulidora con grata de copa para obtener un lijado más

rápido y preciso. Esto permitió que el número de técnicos necesarios se redujera en un cincuenta por ciento; en verbigracia, si en un tramo largo se necesitaban 4 o 5 técnicos, con la implementación de la herramienta sólo se necesitaron 2 o 3 técnicos para la realización de la limpieza. Sumado a esto, la implementación de estas herramientas mitigó los efectos sociales y económicos producto de las incapacidades en los técnicos (como resultado de las malas posturas y el movimiento repetitivo del lijado) para la empresa; teniendo en cuenta que, las incapacidades traían consigo la exigencia de contratar y capacitar nuevo personal retrasando los trabajos de la entidad.

Con el tiempo, la experiencia empírica de la empresa y los informes de accidentes laborales que fueron llegando a la coordinación de *Quality, Health, Safety & Environment* (-por sus siglas- HSEQ), mostraron que los índices de accidentalidad disminuyeron con respecto a los primeros años laborales de la empresa. No obstante, los accidentes por tareas repetitivas y malas posturas continúan presentes. Para esta problemática, una de las soluciones que planteó la coordinación de HSEQ fue realizar pausas activas 15 minutos cada 2 horas, así lograron disminuir un poco más los problemas de salud causados por dichas labores.

En cuanto a tecnología, SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S. ha querido agregar entre sus equipos, una máquina capaz de limpiar la superficie roscada de tubos para perforación; dicha maquinaria actualmente solo la comercializa una empresa estadounidense llamada Power Brush Machines Inc. [5], esta empresa “es una división de BEGNEAUD, un taller de chapa de precisión e instalación de fabricación por contrato en Lafayette, Louisiana, que se especializa en soldadura láser, corte por láser, punzonado y conformado de chapa metálica” [6]. Sin embargo, se optó por no adquirir esta máquina, ya que, tenía un costo elevado y su utilidad era limitada; solo podía realizar la limpieza mecánica en las roscas del tubo, quedando el trabajo de pulir la superficie sobrante del tubo. En síntesis, la compra de la máquina representaba una inversión demasiado grande para la empresa, ya que solo resultaba útil para la limpieza de una pequeña parte del área a inspeccionar.

En cuanto al apartado medioambiental la empresa se rige bajo la norma NTC ISO 14001 que es conjunto de normas sobre medio ambiente y aunque su

implementación es favorable, SAIS S.A.S. quiere adoptar el PNUD “Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo” como apoyo a la norma anteriormente mencionada. El PNUD plantea 17 objetivos de desarrollo sostenible u objetivos mundiales. Estos objetivos son importantes ya que reconocen que las intervenciones en un área afectarán los resultados de otras y que el desarrollo debe equilibrar la sostenibilidad medio ambiental, económica y social.

Respecto a la problemática anterior, se sugirió una solución mecánica, ya que, con el diseño de una máquina capaz de hacer la limpieza mecánica por toda la superficie de la tubería, que pueda ser manipulada por un solo operador, se disminuiría: (i) el tiempo de limpieza, (ii) los accidentes laborales, (iii) el personal requerido para la labor, y, (iv) Mejora de impacto ambiental. En resumen, se mejora la eficiencia y la productividad de la empresa y se reducen los costos.

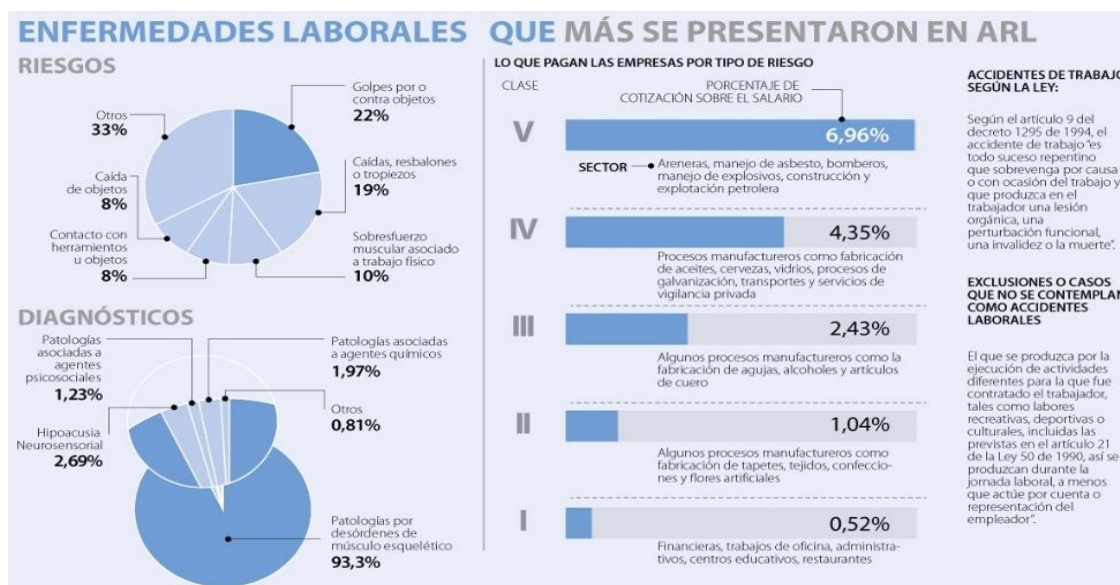
1.2. Justificación

Actualmente, existe un alto índice de accidentes laborales y enfermedades con consecuencias a largo plazo, derivados del uso repetitivo de pulidoras y malas posturas involucradas en la ejecución del sistema de limpieza mecánica que maneja la empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S., lo cual se traduce en problemas para los trabajadores y altos costos para la misma.

Según el diario La República, las causas más frecuentes por las que los empleados solicitaron protección de su seguro de las ARL en el año 2017 fueron: golpes contra objetos, caídas, resbalones, sobreesfuerzo muscular, caída de objetos y el contacto con herramientas [7].

Figura 1.

Enfermedades laborales



Nota. Los accidentes laborales más comunes. Tomada de: J. Giraldo López, Golpes y caídas son los accidentes laborales más comunes. En: La República. Colombia, junio 13 de 2018. [Consultado en: 05 de julio de 2020]. Disponible en: <https://www.larepublica.co/alta-gerencia/golpes-y-caidas-son-los-accidentes-laborales-mas-comunes-2737266>

El Consejo Colombiano de Seguridad (CCS) reportó que los sectores económicos con mayor enfermedad laboral en 2018 fueron, minas y canteras, agricultura, caza y silvicultura, la industria manufacturera seguida de otras, como se ilustra a continuación [8]:

Figura 2.

Accidentalidad, enfermedad y muerte laboral en 2018.



Nota. Estadísticas de accidentalidad, enfermedad y muerte laboral en 2018 . Tomada de: Consejo Colombiano de Seguridad. *Cómo le fue a Colombia en accidentalidad, enfermedad y muerte laboral en 2018.* En: Boletín CCS Al día, Colombia, marzo 06 de 2019. Disponible en: <https://ccs.org.co/como-le-fue-a-colombia-en-accidentalidad-enfermedad-y-muerte-laboral-en-2018/>

Adicionalmente, el sistema implementado permite la existencia de tiempos no productivos como resultado de las múltiples pausas activas que deben realizar los técnicos durante la jornada, y, la presencia de altos riesgos ocasionados por el uso de varias pulidoras.

De modo complementario se pretende reducir la huella ecológica mediante un cambio en los métodos de producción y consumo de bienes y recursos. Al realizar las tareas de limpieza mecánica que se vienen haciendo en la empresa SAIS S.A.S. se lleva un control de residuos y consumo responsable, pero a pesar de la favorabilidad que tienen las normas usadas actualmente, desea apoyarse en el PNUD “Programa de las Naciones

Unidas para el Desarrollo “para lograr una gestión eficiente de los recursos naturales compartidos.

Por estas razones, se pretende el diseño de una máquina que permita realizar la limpieza mecánica en menor tiempo y con una cantidad menor de operarios requeridos para realizar la tarea (un técnico por máquina), trayendo como resultado mayor productividad para la empresa, disminución de riesgos en la salud de los técnicos y operarios encargados de dicha labor y una eventual reducción de costos de la empresa, como resultado de la disminución del personal contratado. Ergo, se estaría beneficiando directamente a la empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S.

Por el contrario, si el diseño no se realiza, SAIS S.A.S seguirá con tiempos no productivos ya que la máquina podría realizar el proceso de limpieza mecánica en menor tiempo; los operarios seguirán expuestos a altos riesgos laborales como problemas ergonómicos por posturas inadecuadas o biomecánicos por lesiones como atrapamientos, golpes o cortes. Abarcando todas estas problemáticas los gastos de la empresa seguirán incrementando, siendo un factor negativo para el desarrollo y crecimiento de ella.

Teniendo en cuenta lo anterior, se propone la implementación de una máquina liviana; la cual contará con un sistema de transmisión de potencia por engranajes rectos: uno grande (aproximadamente del tamaño del tubo) y otro pequeño por donde entrará la potencia al sistema. Al tener un engranaje de diámetro interior mucho mayor al del diámetro exterior del tubo, este tendrá la capacidad de pasar por medio de él, donde estarán alojados los cepillos de alambre los cuales estarán encargados de realizar la limpieza mecánica.

1.3. Hipótesis

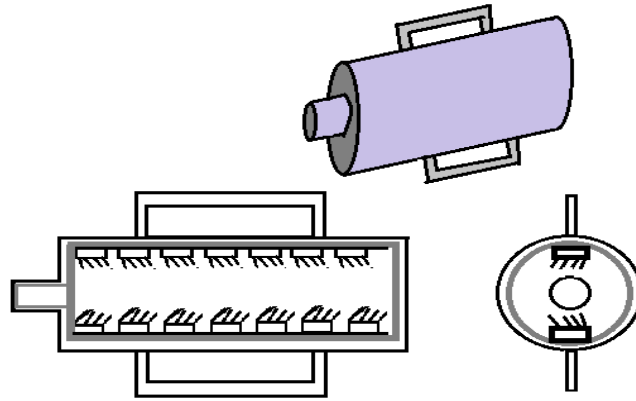
Conociendo el problema: ¿Cuál es el diseño óptimo de una máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas exteriores críticas de tuberías de perforación, para la empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S.? y teniendo en cuenta la situación actual de la empresa, en relación con la ejecución de su tarea de limpieza mecánica de las tuberías de perforación, podemos plantear dos posibles soluciones.

Primera opción: se sugiere la implementación de un dispositivo de forma cilíndrica que actúe como carcasa, de aproximadamente un metro de longitud, ya que esta es la distancia mínima que debe estar limpia mecánicamente para que SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S pueda realizar las diferentes inspecciones de las tuberías de perforación. Dentro de esta carcasa se encontrará otro cilindro con la capacidad de girar y limpiar la superficie exterior del tubo de perforación. Esto es posible gracias al torque que se le aplica por medio del acoplamiento ya sea de una pulidora o una pistola neumática, además, dentro de este cilindro giratorio existirán unos cepillos de alambre que serán los encargados de limpiar la superficie.

Algunas problemáticas de este diseño podrían ser que, al estar soportado el cilindro giratorio en solo un punto, este seguramente fallaría por las fuerzas axiales a las que estaría sometido, sin hablar de que dicho cilindro podría llegar a deformarse por su extensa longitud. Sumado a ello, solo tendría una medida estándar para un tipo de tubería, ya que el cambio de los cepillos de alambre sería una tarea compleja de realizar.

Figura 3.

Boceto de la opción uno



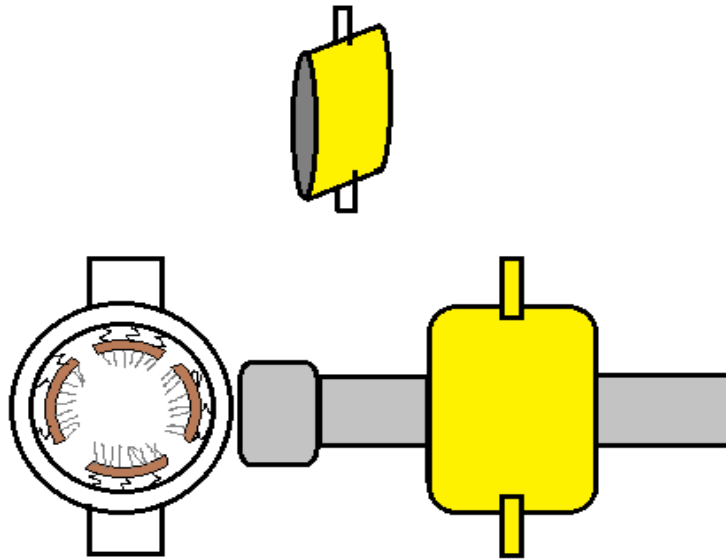
Nota. Diseño de máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas externas críticas de tuberías de perforación.

Segunda opción: es plausible la implementación de una máquina liviana, la cual contará con un sistema de transmisión de potencia por engranajes rectos: uno grande (aproximadamente del tamaño del tubo) y otro pequeño por donde entrará la potencia al sistema. Al tener un engranaje de diámetro interior mucho mayor al del diámetro exterior del tubo, este tendrá la capacidad de pasar por medio de él, donde estarán alojados los cepillos de alambre quienes estarán encargados de realizar la limpieza mecánica.

Sumado a esto, dicha máquina contará con la posibilidad de acoplar una pulidora rotatoria convencional con la función de transmitir la potencia al sistema. En cuando al sistema de cepillos de alambre hay dos posibilidades: (i) por un lado, es posible cambiar los cepillos dependiendo del diámetro del tubo al que se le hará la limpieza mecánica, y, (ii) por otro lado, un sistema capaz de acoplarse a diferentes diámetros de tubos utilizando resortes en la parte superior del alojamiento de los cepillos de alambre, es decir, existirá una guía para que los cepillos puedan desplazarse hacia arriba y hacia abajo dependiendo del diámetro requerido, que generalmente para estos tubos varía entre las 3" y 7" (in). Es preciso destacar que, solo será necesario hacer uso de rodamiento de bolas comunes, dado que, al estar los cepillos encargados de la limpieza soportados en dos puntos, la carga axial será poca o nula.

Figura 4.

Boceto de la opción dos



Nota. Máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas externas críticas de tuberías de perforación.

Tercera opción: basándose en el funcionamiento de un “autolavado”, se plantea un sistema de tipo banco, donde se alojarán 4 rodillos con cepillos que harán el trabajo de pulir la superficie de la tubería de perforación, tendría un armazón de acero que será el cargado de sostener los 4 cuatro rodillos, una mesa con una banda transportadora de rodillos para ayudar a pasar la tubería sin realizar esfuerzos excesivos.

Las problemáticas de este sistema en primer lugar serían las dimensiones, ya que se debe recordar que las inspecciones que realiza SAIS. S.A.S son en campo y trasladar este tipo de equipo sería una tarea difícil, sin hablar del ensamblaje que no lo podría realizar una sola persona y tomaría mucho tiempo realizarlo, tiempo que se traduce en pérdidas económicas para la compañía y retrasos en la producción.

Figura 5.

Boceto de la opción tres



Nota. Máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas externas críticas de tuberías de perforación.

1.4. Objetivo general

Diseñar una máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas exteriores críticas de tuberías de perforación, con diámetros entre 3" y 7" (inch), para la empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S.

1.5. Objetivos Específicos

- Caracterizar los procesos de limpieza mecánica e inspección a realizar, el tipo de tubería de perforación a inspeccionar, y, el resultado a obtener con la máquina.
- Determinar variables de entrada y salida, el modo funcional, el diseño conceptual y alternativas de diseño para el modelo de máquina, que permita llevar a cabo la limpieza mecánica en áreas exteriores de tuberías de perforación.

- Diseñar en detalle la máquina que responda a las necesidades presentes en la empresa.
- Evaluar el costo e impacto ambiental del diseño de la máquina para SAIS S.A.S COLOMBIA.

2. GENERALIDADES

2.1. Ensayos no destructivos

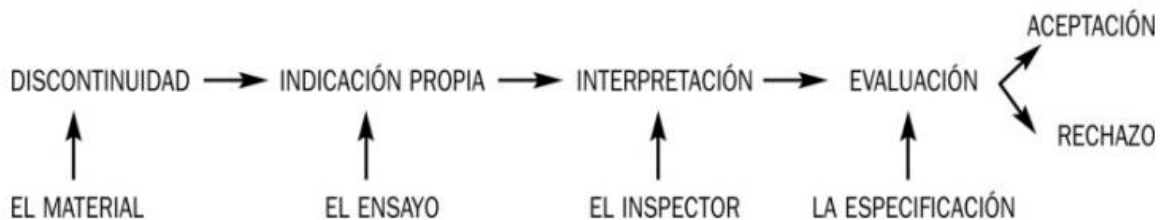
Los ensayos no destructivos son métodos físicos y se basan en verificar variaciones de alguna propiedad física en el objeto ensayado a la que el método es sensible. Si tal propiedad es relacionable con una característica tecnológica significativa del objeto, del seguimiento de aquélla se podrá inferir la eventual idoneidad de este.

Una variación local de la propiedad física que sirve de fundamento al método de ensayo de que se trate constituye una discontinuidad. Si la discontinuidad implica un cambio o alteración local de la naturaleza o estado en un material, se dice que constituye una heterogeneidad. Es fácil imaginar que los propios límites físicos de los objetos se comportan, de hecho, como discontinuidades.

Cada método de ensayo no destructivo se expresa en un lenguaje propio que debe conocerse perfectamente. En ocasiones, dicho lenguaje tendrá una apariencia visual, también podrá consistir en un oscilograma u otra representación abstracta semejante, o, inclusive, en una medida. Saber relacionar las indicaciones propias del método con las discontinuidades o heterogeneidades que las producen para, partiendo de aquellas, deducir éstas, es lo que se llama interpretar.

Figura 6 .

Diagrama de inspección.



Nota. Diagrama de inspección para la tubería de perforación. Tomado de: G. Delojo Morcillo y AEND., Asociación Española De Ensayos No Destructivos, Inspección visual: niveles II y III. Madrid: Editorial Fundación Confemetal, 2016.

La multitud de ensayos no destructivos existentes (hay casi un centenar que han superado su fase experimental) se puede agrupar por sus utilidades en tres campos:

- Para medir parámetros físicos o geométricos (metrología).
- Para caracterizar la naturaleza y estado de los materiales (caracterización).
- Para localizar y evaluar discontinuidades físicas que, eventualmente, pudieran ser defectos o fallos (defectología o patología tecnológica).

2.2. Servicios de inspección

Los servicios de inspección tienen el fin de examinar y medir las características de un producto, en este caso la tubería de perforación, así como los componentes y materiales del cual está elaborado, o de un servicio o proceso determinado. Lo anterior, mediante la implementación de instrumentos de medición, herramientas, patrones de comparación o equipos de pruebas y ensayos. Con el fin de verificar si cumple o no con los requisitos especificados.

Estos servicios ayudan a reducir el riesgo y garantizan la calidad y precisión del producto trabajado, teniendo así la reglamentación necesaria para su posterior uso en las diferentes áreas industriales.

2.3. Inspección visual

Se define como el examen de un material, pieza o producto para evaluar su conformidad usando el sentido de la vista, solo o por medio de una herramienta; en ocasiones se podrían usar otros sentidos como el oído e incluso el olfato [10]. El proceso de inspección consta de dos apartados:

- Fase de búsqueda
- Fase de identificación de defecto, combinando conocimientos, experiencia y la agudeza visual para llegar a la anomalía.

La calidad de la inspección depende de cuatro factores básicos:

- Calidad del detector (ojo o cámara)
- Condiciones de iluminación.
- Capacidad de procesar datos obtenidos.
- Nivel de entrenamiento y atención a los detalles.

Existen dos tipos de inspección visual, la directa e indirecta:

- Inspección Visual Directa: Se efectúa usualmente cuando el acceso es suficiente para colocar el ojo humano de la superficie que está siendo examinada y a un ángulo no menor de 30°.
- Inspección Visual Indirecta: Se efectúa usualmente cuando el acceso es complejo para el ojo humano de la superficie examinada; se emplean instrumentos auxiliares como espejos, telescopios, microscopios, entre otros.

Figura 7.

Secuencia de actos de inspección visual.

La secuencia de actos que componen una inspección visual es:

VER → MIRAR → RECONOCER → APRECIAR → INTERPRETAR → EVALUAR → JUZGAR

Nota. Toda la serie de pasos que se deben realizar para una inspección visual. Tomada de: G. Delojo Morcillo y AEND., Asociación Española De Ensayos No Destructivos, Inspección visual: niveles II y III. Madrid: Editorial Fundación Confemetal, 2016.

2.3.1. Líquidos penetrantes

El ensayo por líquidos penetrantes es un método de ensayo no destructivo que permite la detección de discontinuidades en materiales sólidos no porosos y siempre que las discontinuidades se encuentren abiertas a la superficie.

En comparación con otros métodos de ensayo no destructivo (Radiografía, Ultrasonidos, Corrientes Inducidas...), la aplicación práctica del ensayo por líquidos penetrantes, en general, es menos compleja y no requiere el empleo de equipos complicados o costosos. Pero no hay que cometer el error de pensar por esto que su ejecución se pueda realizar de forma menos cuidadosa. El método de ensayo por líquidos penetrantes permite detectar los defectos abiertos a la superficie, que, en ciertos

casos, como en recipientes a presión o en piezas sometidas a esfuerzos, pueden ser los más peligrosos y llegar a ser causa de rotura.

Tabla 1.

Líquidos penetrantes.

Año	Composición penetrante	Color	Método de aplicación	Emulsificante	Eliminación exceso de penetrante	Revelador
Post. a 1915	Aceites minerales	Sin color	Inmersión		Chorro de arena	Lechada de cal (acuoso)
Post. a 1942	Aceites minerales	Azul, y después rojo	Brocha, Inmersión		Chorro de arena, disolvente	
Post. a 1944	Aceites minerales	Fluorescente	Inmersión	Autoemulsionante	Agua	Polvo mineral
Post. a 1950				Lipofílico		
Post. a 1950			Pulverización			
Post. a 1962				Hidrofílico		
Post. a 1963			Automatizado			
Post. a 1965			Pistola electrostática			
Post. a 1975	Penetrante degradable biológicamente	Fluorescente	Inmersión	Autoemulsionante	Agua	
Post. a 1978						Polvo sintético

Nota. Tabla de revelador de líquidos penetrantes para materiales desde 1915 y posteriores al año 1978. Tomada de: AEND., Asociación Española De Ensayos No Destructivos, Líquidos penetrantes: Nivel II. Madrid: Editorial Fundación Confemetal, 2009.

En función de los productos penetrantes disponibles en el mercado actualmente, existen 7 procesos penetrantes recomendados:

- Penetrante fluorescente lavable con agua directamente.
- Penetrante fluorescente postemulsionable (Emulsionante lipofílico).
- Penetrante fluorescente postemulsionable (Emulsionante hidrofílico).
- Penetrante fluorescente eliminable con disolvente.

- Penetrante coloreado lavable directamente con agua.
- Penetrante coloreado postemulsionable (Emulsionante lipofílico).
- Penetrante coloreado eliminable con disolvente.

Tabla 2.

Tiempos críticos de penetración.

Tiempos críticos de penetración para un penetrante coloreado		
Superficie bajo examen	Tipo de defecto	Tiempo de penetración (min)
Tubos	Grietas de tratamiento térmico	2
	Rectificado	10
	Grietas	10
Cerámicos	Grietas	2 a 5
	Porosidad	2 a 5
Soldaduras en aluminio	Grietas y poros	10 a 20
Soldaduras en acero	Grietas y poros	10 a 20
Piezas forjadas	Grietas	20
	Pliegues	20
Laminas metálicas	Costuras	10 a 20
Fundiciones a presión	Porosidad superficial	3 a 10
	Pliegues fríos	10 a 20
Fundiciones en molde permanente	Porosidad por rechupe	3 a 10
Piezas de carburo para corte de metal	Bronce pobre	2 a 10
Herramientas de corte	Grietas en acero	2 a 10
	Grietas en la punta	2 a 10

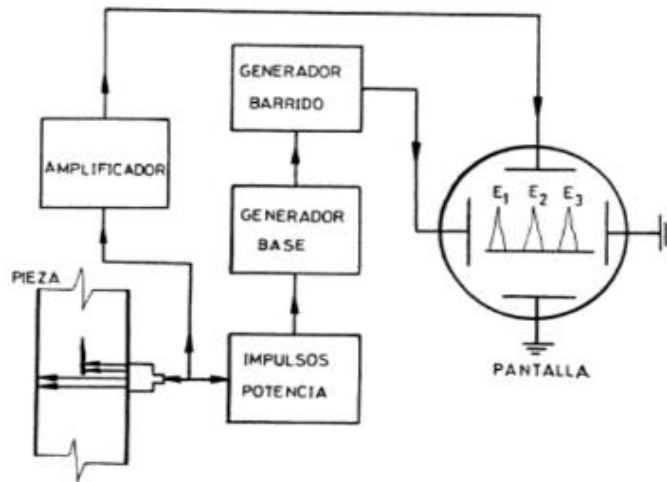
Nota. *Diferentes materiales con el tiempo del penetrante.* Tomada de: G. Tovar Sánchez, Fundamentos del análisis de falla. Bogotá: Escuela Colombiana de Ingeniería, 2006.

Los tiempos críticos de penetración para un líquido penetrante tiene diferentes variables dependiendo de la superficie bajo examen y el tipo de defecto, como se observa en la tabla 2.

Este método hace uso de vibraciones elásticas de una frecuencia muy alta que sobrepasa el umbral de percepción acústica humana [13, pp. 50]. Estas vibraciones se propagan a través del material y cuando su camino es interrumpido por una interfase, sufren reflexión, refracción o distorsión [13, pp. 50]. Este procedimiento se realiza con mediciones ultrasónicas cerca del centro del tubo y donde el desgaste sea evidente [13, pp. 50].

Figura 8.

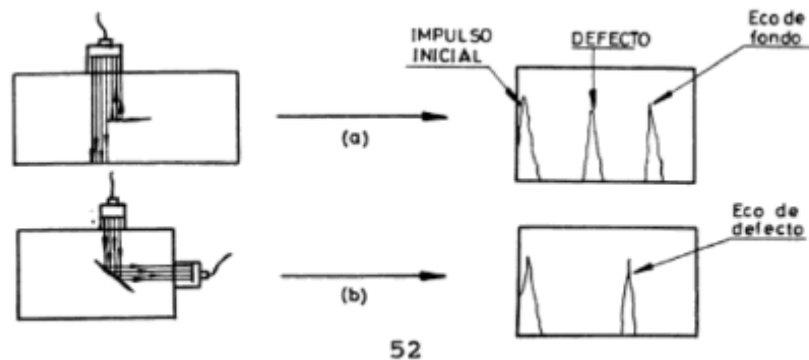
Prácticas de ciencia de materiales.



Nota. Medidor de ondas magnéticas. Tomada de: M. Bermúdez, F. Faura, G. Martínez y J. Ojados, *Prácticas de ciencia de materiales: fundamento y desarrollo*. Murcia: Universidad, Secretariado de Publicaciones, 1992.

Figura 9.

Impulso inicial



52

Nota. Medidor de impulsos iniciales en el material. Tomada de: M. Bermúdez, F. Faura, G. Martínez y J. Ojados, *Prácticas de ciencia de materiales: fundamento y desarrollo*. Ibid.

Los ensayos por ultrasonido permiten la localización y medida de defectos internos en el material como micro fisuras, inclusiones, poros, entre otros. Por otro lado, estos ensayos revelan la medida de espesores reales en servicio, espesores de películas protectoras, espesores de pintura y de recubrimientos similares [14].

La naturaleza de los ultrasonidos son ondas del mismo tipo que los sonidos audibles, con la única diferencia en la frecuencia de operación y forma de propagación [14]. La clasificación de los ultrasonidos se puede dar mediante una gama de frecuencias [14], que son:

- Frecuencias entre 30 y 100KHz: Utilizadas en procesos industriales tales como mecanizados, soldadura, biología, química, comunicaciones, entre otros.
- Frecuencias entre 100KHz y 100 MHz: Utilizadas en ensayos como defectología, metrología, control de calidad, etc.
- En la industria metalúrgica: Utilizadas para el control de productos fundidos, laminados y forjado.
- En construcciones navales y metálicas: Utilizadas para el control de productos semielaborados y de uniones.

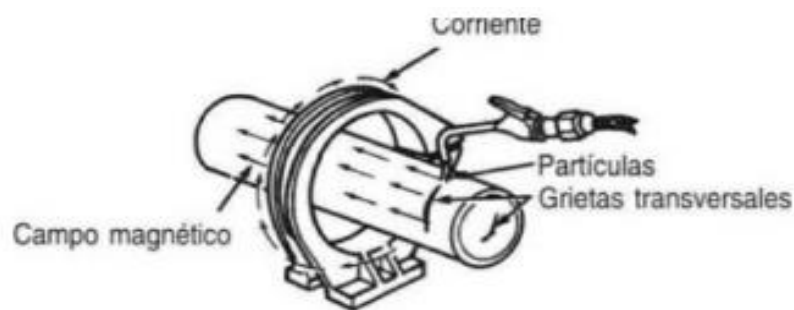
2.3.2. Partículas Magnéticas

El ensayo por partículas magnéticas “es un método de detección de discontinuidades superficiales y subsuperficiales en materiales magnetizables tales como el hierro, níquel, cobalto, etc. Puede aplicarse a materias primas tales como palanquillas, barras, perfiles; durante procesos de conformación, mecanizan, tratamientos térmicos y electroerosión y en componentes terminados, para detectar discontinuidades relativas a materiales, procesos de fabricación y al servicio. Los procedimientos de partículas magnéticas no puedan emplearse en materiales no magnetizables, tales como el aluminio o el cobre” [15, pp. 9-10]. “Uno de los objetivos del ensayo por partículas magnéticas es la detección, lo antes posible, de discontinuidades dentro de las distintas secuencias de los procesos de fabricación, ello permite que no se realicen trabajos sobre piezas que posteriormente serian rechazadas”. [15, pp. 9-10].

Atendiendo al grado de distorsión y cambio de las características magnéticas que sufren los materiales cuando están sujetos a un campo magnético externo, los materiales se clasifican en tres grupos: diamagnéticos (permeabilidad magnética ligeramente inferior a la del vacío), paramagnéticos (permeabilidad magnética mayor a la del aire o 1) y ferromagnéticos (dominios magnéticos y cada uno de estos se convierte en un pequeño imán).

Figura 10.

Partículas magnéticas máquina.



Nota. Campo magnético generado por la corriente eléctrica.

Tomada de: AEND., Asociación Española De Ensayos No Destructivos, Partículas magnéticas Nivel II. Madrid: Editorial Fundación Confemetal, 2016.

Este tipo de ensayos se realiza únicamente en superficies ferromagnéticas en las que no se puede utilizar un campo activo; su propósito es detectar defectos transversales, longitudinales y oblicuos usando la técnica de partículas magnéticas residuales fluorescentes húmedas o la técnica de partículas magnéticas residual visibles secas [15, pp. 10]. Para realizar este procedimiento:

- Se necesita una fuente y un conductor de corriente directa para magnetizar las superficies a inspeccionar.
- Los indicadores de campo de partículas magnéticas requeridos incluyen un magnetómetro de bolsillo (figura 10) y una tira indicadora de flujo magnético.

Figura 11

Magnetómetro.



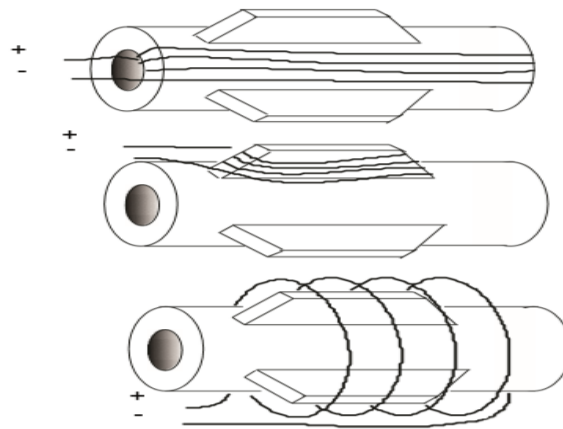
Nota. Herramienta de bolsillo útil en inspecciones especializadas. Tomado de: T. Hill; T. Wadsworth, Standard DS-1, Drill Stem Inspection, Fourth Edition, Ed. Bureau veritas, 2012.

- Se necesita un espejo para examinar las superficies ocultas.
- Se utiliza un fotómetro calibrado para verificar la iluminación y tener mejor precepción de la superficie inspeccionada.

Absolutamente todas las superficies que van a ser intervenidas por este método de ensayo deben estar limpias hasta el punto en que las superficies metálicas sean visibles y libres de cualquier contaminante, en verbigracia, grasa, aceite, suciedad, óxido, arena, etc.

Figura 12.

Campos magnéticos.



Nota. Tipos de campo magnéticos generados en diferentes superficies. Tomado de: T. Hill; T. Wadsworth, Standard DS-1, Drill Stem Inspection, Fourth Edition, Ed. Bureau veritas, 2012.

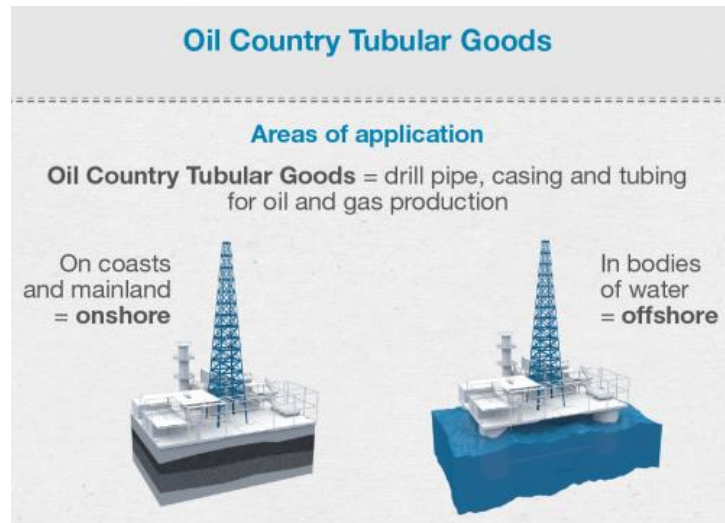
Algunos campos para inducir campos magnéticos: Campo circular en una herramienta (superior), campo transversal en un ejemplo de herramienta que sobresale (centro), campo longitudinal (inferior).

2.4. Tubos OCTG

Los tubos OCTG son un producto tubular laminado sin cordón de soldadura empleados en el área de perforación petrolífera. Algunos tienen revestimientos en materiales que extienden su vida útil; dichos revestimientos pueden tener una composición en porcentaje de peso de 55% a 95% de sulfuro de polifenileno, 3% a 30% de potenciador de adherencia y 1% a 20% de potenciador resistente a la abrasión. A algunos de dichos tubos se le puede agregar un agente convertidor de humectabilidad superficial para prevenir o reducir las altas temperaturas, la sobrepresión y otras posibles sustancias corrosivas, ya que están sujetos a diferentes condiciones climáticas y condiciones de carga [9].

Figura 13.

Oil country tubular goods

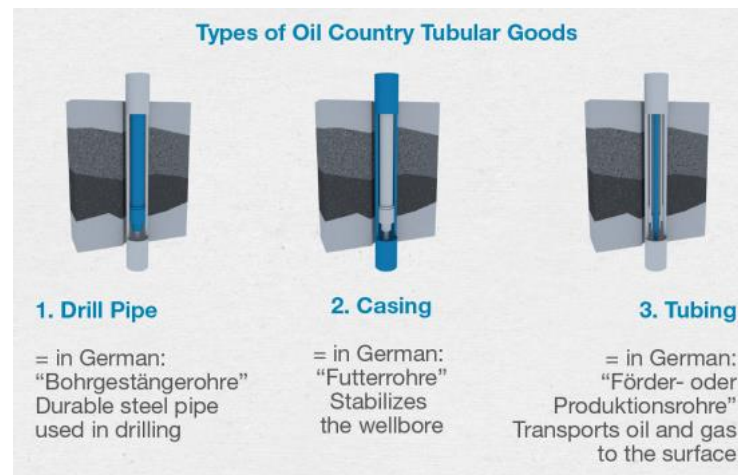


Nota. Productos tubulares para campos petroleros. Tomada de: UNITED STEEL INDUSTRY, member of USI Group [sitio web], China. Oil Country Tubular Goods (OCTD). (16 de septiembre de 2019). [Consultado en: 26 de junio de 2020]. Disponible en: <http://www.united-steel.com/newsshow/1112.html>

En la figura 13 se presentan las diferentes áreas de aplicación de los productos tubulares para campos petrolíferos, ya sea en costas y tierra firme o en costa afuera.

Figura 14 .

Types of oil country tubular



Nota. Tipos de productos tubulares para campos petrolíferos. Tomada de: UNITED STEEL INDUSTRY, member of USI Group [sitio web], Oil Country Tubular Goods (OCTD). Ibid.

En la figura 14 se muestran los tipos de productos tubulares para los campos petrolíferos, como lo son la tubería de perforación, las carcasas y los tubos internos.

2.4.1. Componentes de la tubería de perforación

- Tubo de perforación: "envolvente cilíndrica con longitud determinada, diámetro exterior, diámetro interior, recalcados, conexión de caja piñón, diámetro exterior de junta, espesor de pared y marca de identificación" [18, pp. 11].
 - Longitud de tubería: "abarca desde el sello de la caja hasta el sello del piñón. No se debe de incluir el piñón para determinar el largo, ya que, al unirse con la caja del otro tubo, este se pierde al quedar dentro de la caja" [18, pp.11].
- Rango 1 de [7,5 a 8,5 metros]
 - Rango 2 de [8,5 a 9,5 metros]
 - Rango 3 de [9,5 a 10,5 metros]

- Diámetro exterior: “es la medida que tiene el cuerpo del tubo en su parte externa” [18, pp. 11]
- Diámetro interior: “es la medida interna de un tubo de perforación” [18, pp. 11].
- Recalcado: “es el cambio gradual de espesores. Este recalcado permite un factor de seguridad adecuado el área soldada para proveer resistencia mecánica y otras consideraciones metalúrgicas” [18, pp. 11].
- Conexión caja-pin: “es el punto donde se realiza la unión de la caja de un tubo con el pin de otro tubo” [18, pp.11].
- Diámetro exterior de la junta: “medida que resulta de la unión de la caja con el piñón de otro tubo de perforación” [18, pp. 11].
- Espesor de Pared: “es el grosor (Área transversal) que tiene la pared de un tubo de perforación” [18, pp. 11].

2.5. Inspección de los componentes del vástago de perforación

La inspección de este elemento comienza con una preparación adecuada, para la cual se debe llevar a cabo una limpieza básica en la cual se retire toda materia extraña de los componentes que puedan afectar el marcado de la tubería. El marcado se debe aplicar en todo tipo de tubería, ya sea, tubería de peso normal, pared gruesa o tubo de perforación de peso. El responsable de todo el proceso es un inspector, quien marcará los componentes que cumplan con los requisitos aplicables y ratificará que tiene todos los criterios requeridos para la aceptación. Cualquier miembro de la operación también puede recibir instrucciones, descripciones, plantillas y bandas de pintura apropiadas, si los componentes se inspeccionan y cumplen con todos requisitos aplicables.

El marcado de la tubería sigue dos esquemas que pueden aplicarse para denotar la condición del componente de la barra de perforación. Si el esquema- A de marcado no es específico, el Esquema-B será aplicable por defecto.

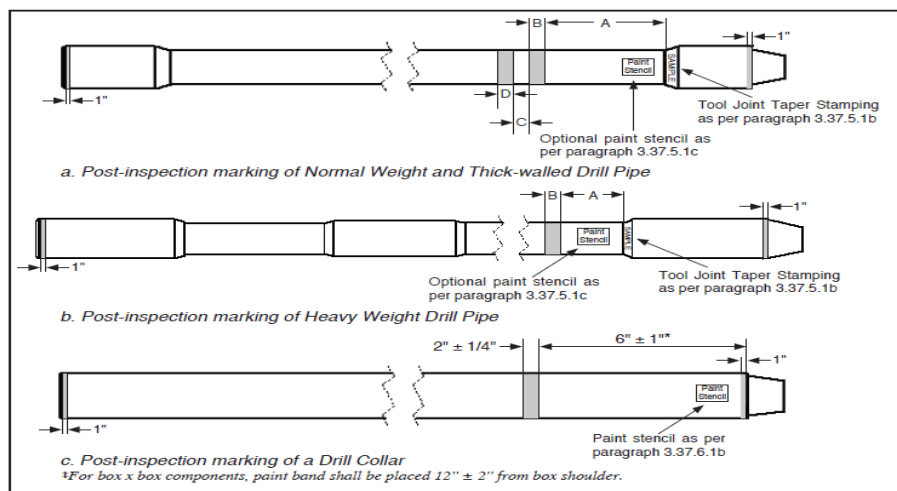
- **Esquema-A:** “Este esquema solo se aplica a componentes totalmente aceptables y significa que todas las partes del componente cumplen con los requisitos aplicables. Es el esquema normal cuando la empresa ordena la inspección y no es propietaria

de la tubería de perforación o BHA. No se requiere marcado si el tubo es rechazado”. [14. pp. 120]

- **Esquema-B:** “Este esquema se utiliza cuando la inspección es de un orden específico y requiere que la inspección continúe hasta que se completen todas las inspecciones especificadas. Este esquema denota la condición de cada parte del BHA (juntas de tubo y herramientas para tubería de perforación; o cuerpo de componente y conexiones para BHA) e individualmente y es el esquema normal cuando el propietario de la tubería o el componente BHA ordena la inspección” [14, pp. 120].

Figura 15 .

Geometría de la tubería.



Nota. Geometría de los diferentes tipos de tubería que se maneja en el sector de extracción de hidrocarburos. Tomado de: T. Hill; T. Wadsworth, Standard DS-1, Drill Stem Inspection, Fourth Edition, Ed. Bureau veritas, 2012.

2.6. Daños en la superficie exterior de la tubería de perforación

Al iniciar la operación de perforación la tubería puede golpearse, rallarse o sufrir otros daños que pueden ocasionar un deterioro en los hilos de la rosca. Con el uso continuo, el desgaste de la rosca y del tubo se incrementa. Adicionalmente, el ejercer el torque

necesario para empalmar tubo con tubo también genera desgaste de este, y si la unión no se realiza con la medida de torquímetro necesaria esto podría causar daños en los hilos de la rosca.

Además, cuando la tubería está en operación se mantiene bombeando lodo, a fin de que la perforación no se haga más densa, sino que se lubrique la broca, para reducir la fricción directa con la tierra. Empero, al lubricar con lodo, la presencia de agua genera corrosión que eventualmente oxida la carcasa y la tubería; otra de las causas de dicha corrosión son el crudo, el H₂O, el CO₂ y otros gases. Al dejar secar el lodo, este se transforma en un componente similar a la arcilla, que al procurar retirarlo de la superficie de la tubería puede ocasionar rallones y otro tipo de daños en la parte exterior de la misma.

Todavía más, al momento de realizar un workover o servicio de pozo, se reemplaza el lodo por agua de formación para lubricar la broca, lo cual provoca corrosión en el material de la tubería que posteriormente va a generar oxidación en la misma.

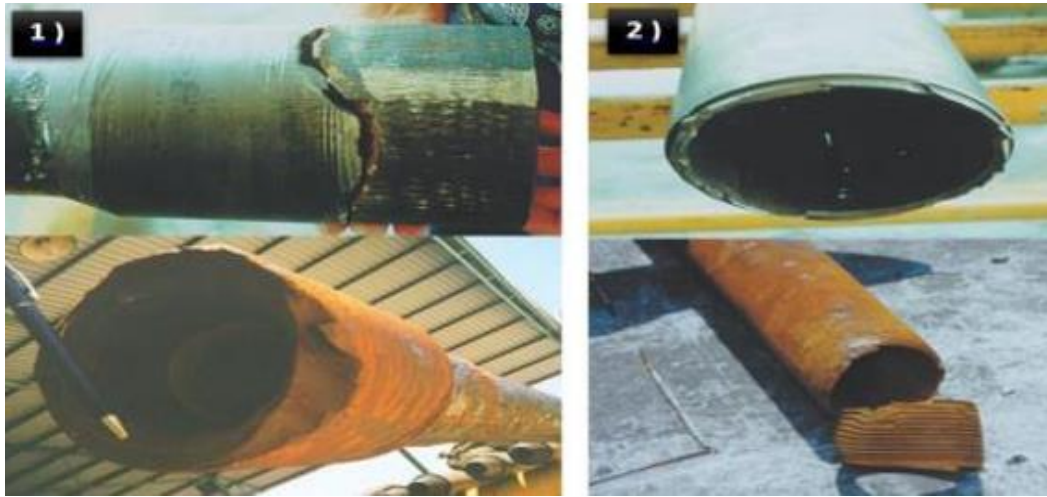
Finalmente, cuando el pozo a perforar no está alineado directamente con la horizontal, sino que está desviado la tubería suele golpearse con las paredes del yacimiento generando desgaste.

2.7. Fallas por carga axial

Este tipo de falla tiene dos variantes principales, falla por cargas a tensión y fallas por cargas a compresión. La tubería soporta las cargas a tensión en la rosca de conexión, mientras que las cargas a compresión son soportadas por el cambio de sección que hay entre la rosca y el diámetro exterior del tubo. Las fallas más comunes en tubos son [21, pp. 81]:

Figura 16 .

Daños en la tubería



Nota. Algunos ejemplos de daños causados por esfuerzos cortantes o a flexión. Tomada de: K. Gómez Herrera, Tipos y características de tuberías para elaboración de pozos petroleros. Tesis para obtener el título de ingeniero petrolero. Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de ingeniería. México, 2017. Ibid.

- Jump out (Salto de rosca): La falla se genera por la carga a tensión a la que está sometida la rosca.
- Fractura: La falla se genera por la carga a tensión alta, donde la rosca no cede y termina fisurándose del tubo.
- Corte de rosca: Cuando el tubo es sometido a altas cargas la rosca se separa totalmente del tubo.

2.8. Métodos de limpieza mecánica

En los métodos de limpieza estandarizados se describe la técnica, los productos, las herramientas y equipos que se utilizan para remover óxido, grasa, lodo, restos de suciedad que se encuentran adheridos a la superficie exterior de los tubos [12, pp. 81]. También, para realizar esta limpieza se utilizan productos como: emulsiones jabonosas, detergentes y soluciones alcalinas, para ayudar a la remoción de materiales corrosivos,

mediante equipos mecánicos a presión o manualmente mediante brochas. En la figura 16, se pueden observar algunos de los métodos más comúnmente utilizados.

Tabla 3.

Métodos de limpieza mecánica.

MÉTODO	USO
Granallado en tambor	Remueve costra ligera, rebabas, fundente de soldadura. Óxido, material de fusión y de corazones. No debe utilizarse en metales suaves como aluminio, magnesio y titanio.
Chorro abrasivo de metal	Remoción de costra gruesa y ligera, fundente, óxido, material de moldeo y de corazones, pintura y depósitos de carbono, en general cualquier depósito desmenuzable. Puede trabajar en portátil o en fijo.
Abrasivo de chorro húmedo	Lo mismo que para el seco, excepto cuando los depósitos son ligeros, se requiere mejor control de dimensiones.
Cepillo de alambre	Remoción de costras ligeras, fundente.
Alta presión de agua y vapor	Se usa normalmente con detergente alcalino o limpiador. Remoción de contaminantes de taller como aceite de corte, compuesto de pulido, grasa, viruta y depósitos de maquinaria de descarga eléctrica. Se utiliza cuando se deben mantener las dimensiones. Barato.
Limpieza ultrasónica	Se usa normalmente con detergente y agua o con un solvente. Remoción de contaminantes de taller para grandes cantidades de piezas pequeñas.

Nota. Métodos de limpiezas mecánica para tuberías. Tomada de: G. Tovar Sánchez, Fundamentos del análisis de falla. Ibid.

2.9. Puesta a punto

Esta es la operación inicial necesaria para el desarrollo de cualquier método de inspección o ensayo no destructivo que realiza SAIS S.A.S COLOMBIA. La tubería debe estar libre de material que pueda afectar cualquier inspección, el D.I. del tubo debe estar libre de lodo o material contaminante que no permita identificar la condición del revestimiento.

La limpieza se realiza sobre las conexiones, el cuerpo y las áreas críticas de la tubería o de las herramientas, o, en equipos y accesorios. El método utilizado es manual usando desengrasante o solventes, cepillo y estopa. El Inspector debe verificar que se

removieron todas las partículas de óxido y grasa, dejando el metal libre de material extraño o contaminación.

- **Protectores:** Ejecutada con desengrasante o solvente y cepillos de aseo. Verificar que queden libres de grasa.
- **Roscas:** El procedimiento consiste en:
 - Pulir el fondo de roscas quitando el óxido, o cualquier material extraño con piedras blandas o duras según se requiera (No aplica para Casing y Tubing nuevo o usado). Para el caso de tubería nueva o de reparación que tenga template o fosfatación se debe aclarar con el cliente si se realiza remoción de este.
 - Quitar grasa con desengrasante, solvente o limpiador autorizado y cepillo de aseo. En ningún caso se permite el uso de gasolina o de ACPM para quitar la grasa del material.
 - Pulir roscas, aliviadores de esfuerzo, ID para válvulas y superficies a inspeccionar quitando el óxido, o cualquier material extraño con pulidora (cepillo de alambre de 4" de copa) o motortool (cepillo de 1" de copa o 3" de disco). En caso de utilizar removedor de pintura se debe tener cuidado de que no toque las roscas.
- **Diámetro interno:** Verificar el estado del diámetro interno, en lo referente a corrosión y material suelto; en caso de ser necesario se realizará limpieza, según DS-1 VOL 3 4TH EDITION parágrafo 3.4.3.c "si se utiliza agua a presión tener en cuenta que la presión no sea mayor a 15.000 psi y no debe tener un Angulo con el revestimiento de 90°, la boquilla de punta de lápiz no se debe usar es recomendable utilizar una boquilla 360°" [22], de no ser posible la limpieza, se le informa al cliente.
- **Áreas de espacio de llave, cuello de pesca, áreas de cuña:** Se removerá el material que sobresalga en la superficie utilizando pulidora (tener cuidado a no desgastar el diámetro externo de la herramienta)
- **Áreas críticas:**
 - Áreas ultrasonido: Pulir áreas donde se realiza lecturas de ultrasonido (Drill pipe en el centro de la tubería, Heavy Weight cerca a los tool joint)
 - Recesos de elevador y cuña en el drill collar: pulir las áreas de los recesos de cuña y elevador en el drill collar.

- Área de cuña drill pipe: pulir 36” por el lado del pin desde la intersección de los 18° o 35° según aplique y 48” por el lado de la caja desde la intersección de los 18°.
- Center pad: Pulir los centers pad del heavy Weight.
- **Materiales:**
 - Desengrasantes o solvente.
 - Cepillos de Alambre de 5”, 3”, 1”
 - Cepillos de aseo
 - Piedras duras y blandas
 - Baldes
 - Estopa.
 - Tela Oleofílica.
- **Elementos de protección personal:**
 - Casco
 - Careta
 - Capuchón
 - Protector auditivo
 - Gafas de seguridad
 - Protección respiratoria vapores y partículas
 - Overol
 - Peto de plástico y carnaza
 - Botas de cuero
 - Botas de dieléctrica
 - Mangas de carnaza

2.10. Preparación de superficies - NORMA SSPC

Los trabajos de preparación de superficies están establecidos por asociaciones internacionales, entre las cuales se destaca la norma americana SSPC “*Steel Structures Painting Council*”. Dicha normal define en el contenido de sus subnormas, los distintos procedimientos que se requieren para realizar una limpieza correcta a diferentes tipos de metales. A su vez, la norma contiene múltiples categorías de preparación de superficies. Las más acordes para uso de este proyecto son: SSPC-SP-1 (limpieza con solventes), SSPC-SP-2 (limpieza con herramientas manuales), SSPC-SP-3 (limpieza con

herramientas manuales mecánicas), SSPC-SP-11 (limpieza con herramientas manuales mecánicas - metal desnudo), SSPC-SP-15 (limpieza manual con herramientas mecánicas – grado comercial), todas estas siendo muy importantes para la eliminación de aceites, grasas, pinturas viejas, incrustaciones y/o contaminantes de la superficie [23].

2.10.1. SSPC-SP-1 limpieza con solventes

Preparación de superficie o limpieza utilizando solventes, vapor de agua, soluciones alcalinas, emulsiones jabonosas, detergentes y solventes orgánicos que remueven del sustrato contaminantes como: grasa, aceite, polvo y sales solubles en el agente limpiador [23]. La limpieza con solventes puede utilizarse antes de la aplicación de la pintura y en conjunto con otros métodos de preparación de superficie mecánicos para la eliminación de óxido, cascarilla de laminación, o pinturas [23].

2.10.2. SSPC-SP-2 limpieza con herramientas manuales

Preparación de superficie o limpieza manual utilizando herramientas manuales (cepillos manuales, lijas, etc.) para eliminar impurezas, tales como: residuos de soldaduras, oxidación, pintura envejecida y otras incrustantes [23]. Es importante tener en cuenta que este método puede no desprender completamente todas las incrustaciones que estén adheridas a la superficie [23].

2.10.3. SSPC-SP-3 limpieza con herramientas manuales mecánicas

Preparación de superficie o limpieza manual utilizando herramientas eléctricas o neumáticas, para eliminar impurezas, tales como: residuos de soldaduras, oxidación, pintura envejecida y otras incrustantes [23]. A su vez, este método puede que tampoco desprenda completamente todas las incrustaciones que estén adheridas a la superficie [23].

2.10.4. SSPC-SP-11 limpieza manual con herramientas mecánicas - metal desnudo

Preparación de superficie o limpieza manual utilizando herramientas eléctricas o neumáticas, para producir una superficie de metal desnudo eliminando impurezas, tales

como: residuos de soldaduras, oxidación, pintura envejecida y otras incrustantes produciendo una rugosidad mínima de 25 micrones (1 mil) [23].

Esta norma es adecuada cuando se requiere una superficie limpia y rugosa, pero donde el proceso de granallado / arenado no es factible o permitido usar. Esta norma difiere de la SSPC-SP 3, que solo exige la eliminación de materiales de baja adherencia y no requiere producir o conservar un perfil de rugosidad. Esta norma difiere de SSPC-SP 15, que permite que un porcentaje de manchas de óxido, pintura, o cascarilla de laminación permanezcan en la superficie, mientras que en la norma SSPC-SP 11 sólo se permite que estos contaminantes permanezcan en el fondo de los cráteres [23].

2.10.5. SSPC-SP-15 limpieza manual con herramientas mecánicas - grado comercial

Preparación de superficie o limpieza manual utilizando herramientas eléctricas o neumáticas, en un grado comercial, eliminando impurezas, tales como: residuos de soldaduras, oxidación, pintura envejecida y otras incrustantes produciendo una rugosidad mínima de 25 micrones (1 mil). Un grado de limpieza comercial, cuando se ve sin aumento, deberá estar libre de aceite visible, grasa, suciedad, óxido, recubrimientos viejos, cascarillas de laminación, productos de corrosión, y otras materias extrañas, excepto como se indica a continuación [23].

Esta norma permite manchas aleatorias limitadas a no más de un 33% de cada área de superficie a limpiar. La mancha puede consistir en sombras de luz, rayas o decoloraciones leves causadas por manchas de óxido, manchas de cascarilla de laminación, o manchas de revestimiento aplicado previamente [23].

Leves residuos de óxido y pintura también se pueden dejar en el fondo de los cráteres de la superficie. Esta norma difiere de las normas SSPC SP 3 y SSPC SP 11 [23].

2.11. Norma AGMA 2101-D04

“La Asociación Americana de Fabricantes de Equipos (American Gear Manufacturers Association) es una asociación voluntaria de empresas, consultores y académicos con un interés directo en el diseño, la fabricación, y la aplicación de los engranajes, acoplamientos y órganos de transmisión de potencia y equipos relacionados” [24].

“AGMA está acreditada por la American National Standards Institute para escribir todos los estándares de Estados Unidos en el engranaje. Es también la Secretaría (presidente) para el Comité Técnico 60 de la Organización Internacional de Normalización (ISO). TC 60 es el comité responsable del desarrollo de todas las normas internacionales de engranajes” [24].

Figura 17.

Símbolo norma AGMA



Nota. Símbolo de la asociación AGMA quien es la encargada de normalizar los engranajes. Tomado de: AGMA [sitio web], About. [Consultado: 10 de diciembre de 2020].

La norma AGMA muestra un procedimiento en el cual se pueden comparar y clasificar diferentes diseños de engranajes teóricamente; aunque este no asegura el rendimiento total de los sistemas de transmisión por engranajes [25]. Las fórmulas del procedimiento son aplicables para clasificar la resistencia a la flexión de los dientes de engranajes rectos externos e internos cuyos ejes de funcionamiento sean paralelos a la resistencia a las picaduras [25]. Dichas fórmulas estiman la capacidad de los dientes del engranaje bajo la influencia de los factores principales que afectan las picaduras y la fractura del diente en el radio del filete del engranaje [25].

Las fórmulas de esta norma no son aplicables cuando existe alguna de las siguientes condiciones:

- Dientes del engranaje dañados

- Engranajes rectos con relación de contacto transversal, ϵ_a , menos de 1.0.
- Engranajes rectos o helicoidales con relación de contacto transversal, ϵ_a , mayor que 2.0.
- Existe interferencia entre las puntas de los dientes y los filetes de las raíces.
- Los dientes son puntiagudos.
- La reacción es cero.
- Cuando la raíz de los dientes de los engranajes se produce mediante un proceso distinto al de generación.
- El ángulo de la hélice en el diámetro estándar es superior a 50 grados.

2.12. Cepillos trenzados

Los cepillos trenzados son herramientas para limpieza superficial utilizadas en remoción de pintura, óxidos, corrosión, soldaduras, rebabas e incrustaciones. Este tipo de cepillo al ser retorcido confiere mayor duración y gran capacidad de arranque para el tipo de acabado el cual se desea. Por otro lado, también son utilizadas para acabados de superficie en alteración de rugosidad, pulido o desbarbado. La selección del tipo de cepillo que se quiere utilizar depende del acabado requerido, ya sea fino o rústico y del tipo del material el cual va a ser tratado.

Figura 18.

Cepillos de acero trenzado



Nota. Cepillo convencional de acero trenzado con frente de ataque reforzado. Tomado de. Cepillos curvos con frente de ataque reforzado, tomado de <https://www.cepilloscalabro.com.ar/informacion-tecnica.html>

También es necesario conocer el tipo de máquina con el cual se va a trabajar para poder determinar factores importantes a la hora de realizar la operación, estos factores son el material para limpiar y el material de las cerdas del cepillo. Este segundo, el material que se requiere para las cerdas trenzadas, es acero al carbono gris, con un calibre de alambre de 0,020" con alrededor de 10 a 20 hilos por nudo, que será capaz de remover óxido, corrosión, soldaduras, incrustaciones, lodo, entre otros. Este acero tiene una resistencia mínima a la tracción de 393 MPa, una resistencia a la compresión de 965 MPa, un coeficiente elástico de 124 GPa, alta resistencia al desgaste y una dureza de 170 a 229 HB. Las salientes trenzadas más cortas proporcionan un tipo de cepillado más agresivo o rústico, mientras que unas salientes largas ofrecen mayor flexibilidad obteniendo un acabado mejor puesto que tiene una mejor adaptabilidad a la superficie la cual se quiere limpiar.

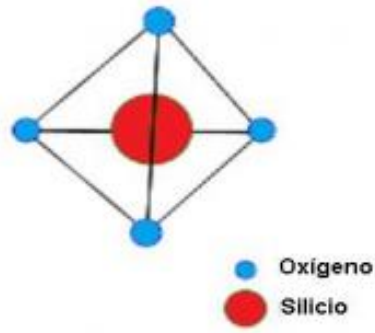
2.13. Fibra de vidrio

La fibra de vidrio conocida como Man-Made Mineral Fibres (MMVFs) en inglés, es un compuesto de estructura amorfa, dicho de otro modo, sus átomos no están orientados en un orden definido, a esto se le conoce como carácter vítreo. La fibra de vidrio está constituida por sílice, alúmina, cal y magnesita, igual que el vidrio convencional; su

diferencia radica en que a la fibra de vidrio se le añaden diferentes tipos de óxidos, concentraciones y otras sustancias para obtener las fibras que se desean [27].

Figura 19.

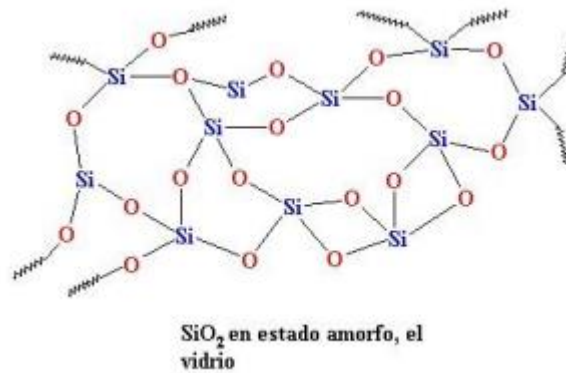
Tetraedro



Nota. Estructura molecular tetraédrica oxígeno y silicio. Tomado de: L. Suresh, “fibra de vidrio”, Trabajo fin de grado, Facultad de Farmacia, Universidad Complutense, 2019.

Figura 20

Estructura fibra de vidrio



Nota. Estructura amorfa de la fibra de vidrio. Tomado de L. Suresh, “fibra de vidrio”, Ibid.

2.13.1. Refuerzos de fibra de vidrio

2.13.1.i. Colchoneta de fibra de vidrio. La colchoneta de fibra de vidrio es una tela no tejida, que se compone de hilos cortados y distribuidos al azar, junto con una emulsión o

aglutinante en polvo. Su uso principal tiene lugar en procesos de moldeo mediante compresión, moldeo por vacío y pultrusión. Gracias a este tipo de refuerzo se pueden fabricar tanques, bridas, tubería, piezas automotrices, piscinas, entre otros productos [27].

- Características:

- Excelente flexibilidad que refuerza el moldeo con ajustes puntuales en los bordes y uniones.
- El arreglo uniforme de sus estructuras garantiza la integridad de la tela, pues la pérdida de fibras es mínima.
- Idóneo para la fabricación de piezas de resistente, con propiedades mecánicas buenas ya que tiene densidad uniforme.

2.13.1.ii. Roving de aspersion de fibra de vidrio. Se produce con vidrio tipo E, el cual es tratado con componentes de Silano, es decir, es compatible con resinas viniléster y resinas de poliéster no saturado. Este material se aplica mediante equipo de aspersion (Pistola). La aplicación de este roving se da en piezas con resistencia al agua como embarcaciones, cabinas sanitarias, tuberías, torres de enfriamiento, entre otros [27].

- Características:

- Alta impregnación, como compatibilidad de resinas.
- Baja estática y dispersión óptima.
- Operatividad excepcional.

2.13.1.iii. Petatillo de fibra de vidrio. Es un refuerzo de alto rendimiento, que tiene mucha demanda en procesos automatizados para la construcción de embarcaciones, buques, aviones, muebles e instalaciones deportivas [27].

- Características:

- Piezas plásticas elaboradas con este material tienen buena resistencia mecánica.
- Moldeo preciso para garantizar alta productividad.
- Al tener disposición alineada, el tejido presenta estabilidad dimensional para las piezas.

- Al tener superficies planas por su tejido bidireccional cuenta con resistencia a la tensión uniforme.

En la máquina diseñada en este presente proyecto la carcasa será elaborada en fibra de vidrio tipo C, debido a que, esta garantiza dureza y alta resistencia a la corrosión. Esta se llevará a cabo por molde en cartón -con un espesor no menor a 1.5 cm- u otro tipo de material que se encuentre dentro del género de fibra de vidrio. Al mismo tiempo, se realizará en 4 capas con resina epóxica o polimérica, catalizador, peróxido, cobalto -que es un curador- con relación de 200 gramos y aproximadamente el 1% del catalizador; esto se disuelve al molde del cartón previo al colocamiento de la fibra de vidrio.

3. CARACTERIZACION DE LA EMPRESA

La empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S al ser una compañía encargada de inspeccionar herramientas y equipos del sector de hidrocarburos, tiene el deber de encontrar las fallas o posibles defectos en el material. Dichos procesos se llevan a cabo mediante la realización de ensayos no destructivos, entre los cuales se encuentran:

- Inspección visual
- Líquidos penetrantes
- Partículas magnéticas
- Ultrasonido

3.1. Inspecciones

3.1.1. *Inspección visual*

La empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S antes de llevar a cabo los ensayos no destructivos, realiza una inspección visual. Para empezar, se hace un lavado básico de las tuberías de perforación, en el cual son retiradas las partículas sueltas, en verbigracia, polvo o lodo. Esta inspección puede realizarse a simple vista o con la ayuda de instrumentos, tales como, baroscopios o sistemas de magnificación (calibración de perfiles y contornos). Después, si se requiere una inspección especializada se procede a realizar una limpieza mecánica [28].

Figura 21.

Inspección visual SAIS.



Nota. Técnico revisando la tolerancia de la superficie roscada. Tomado de: SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES [sitio web], Colombia. Ensayos no destructivos básicos. [Consultado en: 26 de junio de 2020].

3.1.2. *Líquidos penetrantes*

La empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S realiza una limpieza mecánica antes de aplicar la tinta penetrante, se deja un tiempo dependiendo la superficie, luego se elimina el exceso de dicha tinta para darle paso al revelador y finalmente realizar la inspección visual de cómo se comportó el penetrante. Una vez terminada esta inspección se debe lavar la pieza con agua, pues dichas tintas normalmente están diseñadas para que la remoción de esta sea fácil [19].

Figura 22.

Tintas penetrantes.



Nota. Técnico aplicando y diagnosticando tubería por método de líquidos penetrantes. Tomado de: SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES [sitio web], Colombia. Ensayos no destructivos especializados. [Consultado en: 26 de junio de 2020].

3.1.3. **Ultrasonido**

El método de ultrasonido se basa en la generación o propagación de ondas sonoras a través del material. Un sensor que contiene un elemento piezoeléctrico convierte los pulsos eléctricos en pequeños movimientos o vibraciones con frecuencia imperceptible al oído humano. Estas vibraciones se propagan a través del material y cuando su camino es interrumpido por una interfaz sufren reflexión, refracción o distorsión. Este procedimiento cubre las mediciones ultrasónicas de espesor de pared de barras de perforación de acero cerca del centro del tubo y donde el desgaste sea obvio [19].

Figura 23.

Ultrasonido



Nota. Método de ultrasonido realizado en campo.

Tomado de: SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES [sitio web], Colombia. Ensayos no destructivos especializados. Ibid.

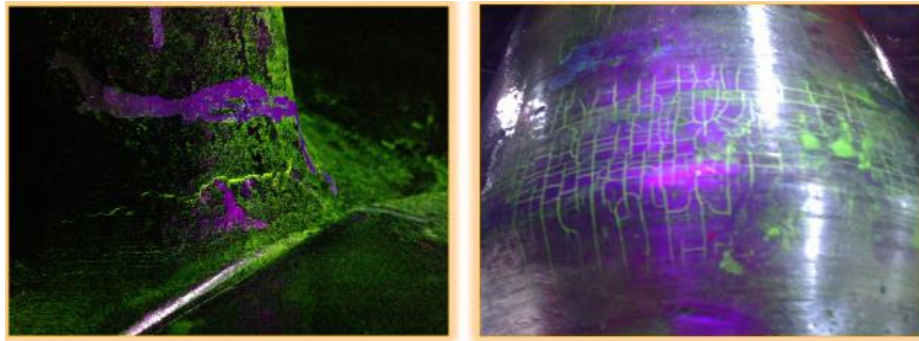
3.1.4. Partículas magnéticas

Este método de prueba no destructiva se basa en el principio físico conocido como magnetismo, el cual exhibe principalmente los materiales ferrosos como el acero, y consiste en la capacidad de atracción entre materiales. De acuerdo con lo anterior, si un material presenta alguna discontinuidad en su superficie, ésta actuará formando polos magnéticos, atrayendo cualquier material magnético o ferromagnético que esté cercano a la misma. Para ello, son utilizados pequeños trozos o diminutas partículas magnéticas, los cuales revelarán la presencia de discontinuidades superficiales y/o superficiales en el metal.

Este procedimiento cubre la evaluación de las conexiones ferromagnéticas para detectar imperfecciones transversales en la superficie utilizando la técnica de partículas magnéticas fluorescentes líquidas (Luz Negra). Este procedimiento también cubre la evaluación de las fisuras causadas por el calentamiento en la conexión caja, utilizando la técnica de luz negra o partículas magnéticas.

Figura 24.

Partículas magnéticas



Nota. Ensayo especializado de partículas magnéticas fluorescentes, revelados por luz negra. Tomado de: SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES [sitio web], Colombia. Ensayos no destructivos especializados. Ibid.

3.2. Flujo de proceso SAIS S.A.S.

Figura 25 .

Flujo de proceso SAIS S.A.S.



Nota. Flujo de proceso realizados en la empresa SAIS S.A.S.

SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S. A. S [1] es una empresa que ofrece servicios de inspección de herramientas y equipo de exploración y/o

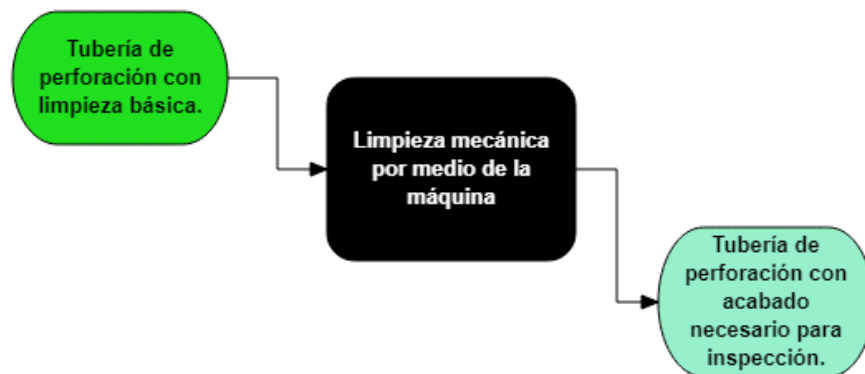
producción en el sector de hidrocarburos a diferentes entidades en Colombia. Todas las tareas se llevan a cabo en campo por medio de ensayos no destructivos básicos como inspecciones visuales, calibraciones de diámetros y tolerancia de roscas, o especializados entre los que se encuentran líquidos penetrantes, partículas magnéticas y ultrasonido.

Una vez el equipo de SAIS S.A.S se encuentra en campo, reciben la tubería de perforación luego de realizar su trabajo en el pozo, es decir con diferentes tipos de sedimentos, se realiza una limpieza básica con hidrolavadora y jabón para hacer una inspección básica y así determinar si se le debe aplicar un ensayo no destructivo especializado. Es ahí donde entrará a funcionar la máquina diseñada, puesto que independientemente del ensayo no destructivo que se vaya a realizar (especializado), SAIS S.A.S debe realizar una limpieza mecánica para así garantizar que la prueba a la que será sometida la tubería de perforación será fidedigna y poder dar resultados certeros ya que de esto depende el cambio de la tubería o si solo se necesita refrentar para que siga su trabajo.

3.2.1. Flujo proceso de limpieza exterior de tubería

Figura 26.

Diagrama de flujo.



Nota. Variables de entrada y salida en flujo de proceso de limpieza exterior de tubería.

Se recibe la tubería posteriormente de haber sido utilizada en perforación durante un tiempo determinado, se almacenan en grupos para realizar la limpieza que consta de agua a presión, solventes y/o jabones y cepillo plástico donde el objetivo es quitar el exceso de lodo, grasa y partículas que tenga adherida la tubería. Esta limpieza es básica puesto que no requiere grandes herramientas ni esfuerzos de los operarios.

Es en ese momento donde se lleva la tubería a limpieza mecánica para que posteriormente se remita a realizarle la inspección adecuada empleando los ensayos especializados.

3.3. Limpieza mecánica por medio de la máquina

Luego de realizarle la limpieza básica a la tubería, se lleva a cabo la limpieza mecánica que se hace por medio de la máquina la cual consta de una pulidora de 9", el acople a la pulidora y el dispositivo de limpieza. Dicha limpieza se efectúa haciendo pasar la tubería de perforación por el medio de la máquina y esta al tener unos cepillos especiales va limpiando la parte exterior de la tubería quitando toda clase de partículas, incrustaciones y restos de material que hayan quedado de la limpieza básica.

Esta limpieza se hace con el fin de tener la superficie lo más limpia posible para que ninguna partícula o suciedad interfiera en el resultado a la hora de realizar los ensayos especializados.

3.4. Tubería de perforación con acabado necesario para inspección

Después de haber realizado las limpiezas necesarias y tener la tubería completamente limpia, esta se lleva al lugar donde se realiza los ensayos especializados que realiza SAIS S.A.S, dependiendo del ensayo se le realiza la inspección adecuada con las respectivas herramientas y dispositivos necesarios puesto que cada uno de los ensayos se hacen de manera diferente bajo unas normas y estándares diferentes. Luego de haber realizado la correcta inspección de la tubería se emite un reporte por parte de la empresa a los dueños de la tubería, donde se informa todos los datos de la misma, pero sobre todo el más importante si está operativa o no. Esto depende de cuán desgastada esté la tubería; las operativas se certifican y salen a perforación mientras que las no operativas se evalúan si son reparables o salen definitivamente de servicio.

4. DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO

El mecanismo que se utiliza para el diseño de maquina requerido, es una conexión de engranajes rectos donde el piñón es el encargado de entregar la potencia y velocidad gracias al eje que va por dentro de este. Dicho eje viene de la pulidora con la que cuenta SAIS S.A.S. de referencia “DeWalt D28496M de 9 in” la cual es la que entrega la potencia al mecanismo.

Figura 27

Pulidora DeWalt 9 inch



D28496M Pulidora de 9" (230mm)

- Motor de 5,5 HP de gran potencia con protección a sobrecarga, para aplicaciones más rápidas de corte y desbaste
- 6,500 rpm, provee una remoción de material óptima
- Cobertura de Epoxy en el motor, protege contra abrasiones del material desbastado y maximiza la vida de la herramienta
- Mango lateral de 5 posiciones, minimiza fatiga en cada aplicación
- Guarda ajustable sin herramientas de gran comodidad
- Engranajes helicoidales de acero que ofrecen mínima vibración y mayor vida



Nota. Pulidora DeWalt que tiene actualmente la empresa SAIS S.A.S.
Tomado de: DeWALT, Catalogo, D28496M Pulidora de 9" (230 mm).

El piñón va conectado con el engranaje el cual está solidario por un costado a un aro guía por el cual pasaría la tubería de perforación, el cual está soportado por un rodamiento con un diámetro interno mayor al de la tubería para que esta pueda ser insertada dentro de la máquina.

Frente a la pulidora se encuentra un aro volante concéntrico al engranaje, el cual tiene una serie de mecanismos de biela manivela que al girar hacen que unas levas giren en sentido horario o antihorario dependiendo del diámetro de la tubería a la que se le realiza la limpieza. Estas levas tendrán acoplados, en una de sus caras, cepillos de madera con cerdas de acero trenzado, los cuales se encargarán de realizar la limpieza abrasiva de la tubería.

La unión de los cepillos con las levas se dará por medio de pasadores. Este tipo de ajuste se hace para que las piezas o elementos no puedan salirse ni moverse.

El giro horario o antihorario que realiza la leva está limitado por un resorte a transacción, que sin carga hace que los cepillos se encuentren en el punto más bajo, capaces de limpiar la tubería en el menor diámetro.

Al girar el volante tendrá la capacidad de limpiar un tubo de mayor diámetro manteniendo una presión adecuada entre el tubo y el cepillo, para que este último cumpla su propósito.

La carcasa tiene la capacidad de soportar todo el mecanismo. Está compuesta por tres partes: la principal (carcasa A), se acopla a la pulidora y aloja el rodamiento del aro soporte; la segunda carcasa (carcasa B), posee un segundo rodamiento que soporta el volante y mantiene concéntrico este aro con el engranaje; una última carcasa (carcasa C), que además de fijar el rodamiento A se encarga de cerrar la estructura.

5. CALCULOS Y DISEÑO

5.1. Diseño de transmisión de potencia

Se considera la potencia transmitida P , la velocidad del piñón n_P y la aplicación, y procedimiento se debe consultar la figura 9-27 para determinar un valor tentativo del paso diametral, P_d . El factor general de diseño de sobrecarga K_o se puede determinar con la tabla 9-5, si considera la fuente de potencia y la máquina impulsada.

Para el presente proyecto, $P = 3.62$ HP y $n_P = 6500$ rpm, $K_o = 1$ (motor uniforme, máquina impulsada con choques intensos).

Tabla 4.

Factores de sobrecarga sugeridos, K_o .

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o

		Máquina impulsada		
		Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Fuente de potencia	Uniforme	1.25	1.50	1.75
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Nota. Factores de sobrecarga según el uso de maquina requerida. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Cuarta Edición. México: Pearson Education, 2006, pp. 389.

$$P_{dis} = k_o * P$$

$$P_{dis} = 1 * 3.62hp$$

$$P_{dis} = 3.62hp$$

Se especifica el número de dientes del piñón. Para este proyecto se especifica que **$N_P = 38$ dientes**

Se calcula la relación de velocidades nominal, con $Vr = n_P/n_G$. Para este proyecto, se empleará $n_G = 1625$ rpm.

$$V_r = \frac{n_P}{n_G}$$

$$V_r = \frac{6500 \text{ rpm}}{1625 \text{ rpm}}$$

$$V_r = 4$$

Se calcula el número de dientes aproximado en el engrane, con $N_G = N_P(V_r)$.

$$N_G = N_P(V_r)$$

$$N_G = 38(4)$$

$$N_G = 152 \text{ dientes}$$

Se calcula la velocidad de salida real, con $n_g = n_p(N_P/N_G)$.

$$n_g = n_p \frac{N_P}{N_G}$$

$$n_g = 6500 \text{ rpm} \times \frac{38}{152}$$

$$n_g = 1625 \text{ rpm}$$

Se calculan los diámetros de paso, distancia entre centros, velocidad de la línea de paso y la carga transmitida.

Diámetros de paso:

$$D_p = \frac{N_P}{P_d}$$

$$D_{pP} = \frac{38}{16}$$

$$D_{pP} = 2.375 \text{ in}$$

$$D_{pG} = \frac{152}{16}$$

$$D_{pG} = 9.5 \text{ in}$$

Distancia entre centros:

$$C = \frac{N_P + N_G}{2(P_d)}$$

$$C = \frac{38 + 152}{2(16)}$$

$$C = 5.9375 \text{ in}$$

Velocidad de la línea de paso:

$$V_t = \frac{\pi * D_p * n_p}{2 P_d}$$

$$V_t = \frac{\pi * 2.375 * 6500}{2 * 16}$$

$$V_t = 1515.573 \text{ pies/min}$$

Carga transmitida:

$$Wt = \frac{33000(P)}{V_t}$$

$$Wt = \frac{33000(3.62hp)}{1515.573 \text{ pies/min}}$$

$$Wt = 78.82 \text{ lb}$$

Se especifica el ancho de cara del piñón y el engrane, con la ecuación (9-28) como guía.

$$8/P_d < F < 16/P_d$$

$$\text{Valor nominal de } F = 12/P_d \quad (9-28)$$

$$\text{Límite inferior} = \frac{8}{P_d} = \frac{8}{16} = 0.5 \text{ in}$$

$$\text{Límite superior} = \frac{16}{P_d} = \frac{16}{16} = 1 \text{ in}$$

Se toma el ancho de cara mínimo, garantizando que el piñón entre en el eje.

Entrando a la tabla con el material para los engranes, se determina el C_p .

Tabla 5.

Coficiente elástico, C_p

TABLA 9-9 Coficiente elástico, C_p

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Nota. Tabla de módulos de elasticidad para diferentes materiales. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibd.

Se especifican que los engranajes para este proyecto son en acero, por lo tanto, el $C_p = 2300$.

Se especifica el número de calidad, Q_v , con la tabla 9-2 como guía. Y se determinó el factor dinámico con la figura 9-21.

Tabla 6.*Números de calidad AGMA recomendados.***TABLA 9-2** Números de calidad AGMA recomendados

Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14
Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso	
0-800	6-8	0-4	
800-2000	8-10	4-11	
2000-4000	10-12	11-22	
Más de 4000	12-14	Más de 22	

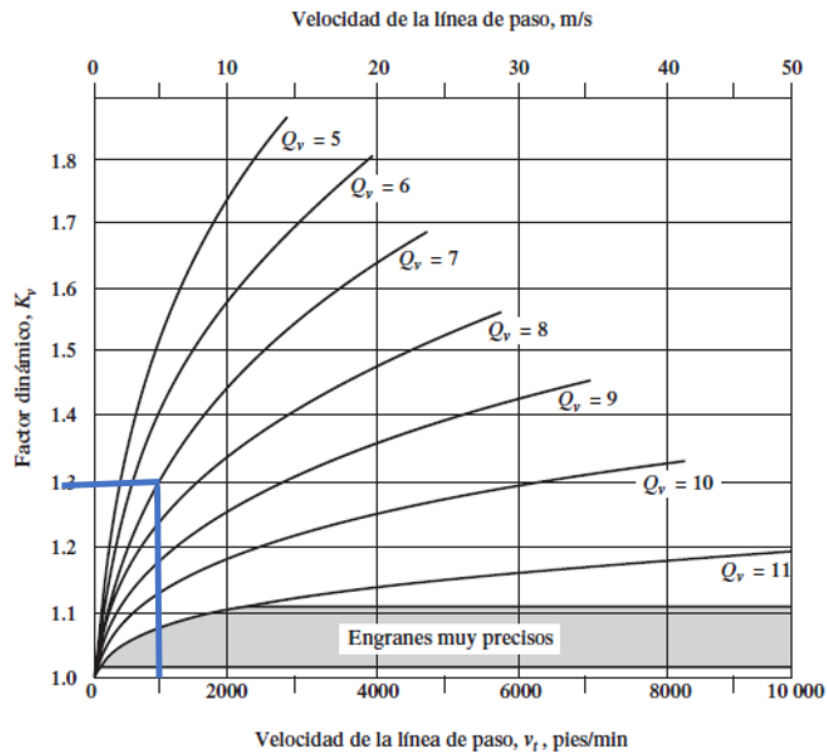
Nota. Numero de calidad determinado por la velocidad de la línea de paso. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

Para el proyecto se toma un número de calidad de 8

Figura 28.

Factor dinámico

FIGURA 9-21
Factor dinámico, K_v
(Tomado de la norma
AGMA 2001-C95:
*Fundamental Rating
Factors and
Calculation Methods
for Involute Spur and
Helical Gear Teeth*,
con autorización del
editor, American Gear
Manufacturers
Association, 1500
King Street, Suite 201,
Alexandria, VA 22314)



Nota. El factor dinámico determinado por la velocidad de paso y # de calidad.
Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

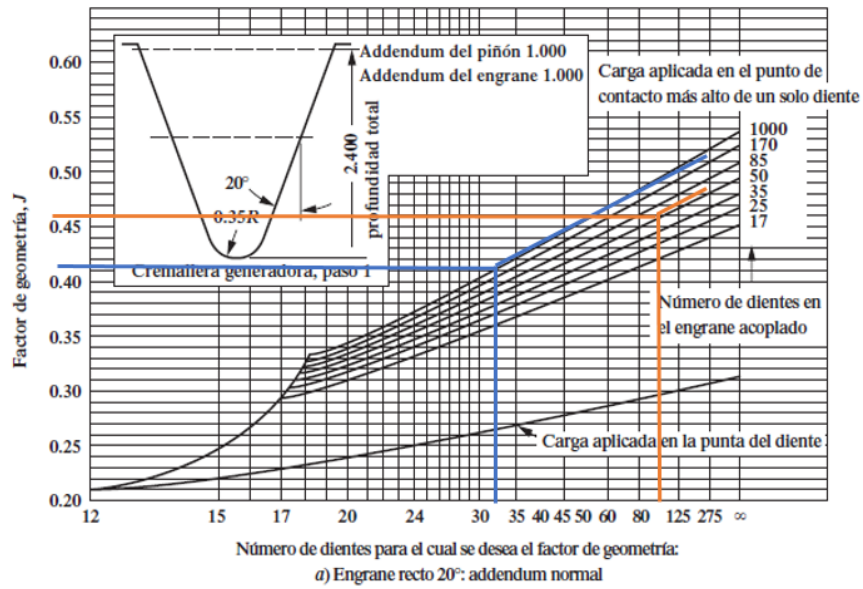
Se elige un factor dinámico K_v de 1.3 por tablas.

Se especifica la forma de dientes, los factores geométricos para flexión del piñón y del engrane con la figura 9-17, y el factor de geometría para picadura con la figura 9-23.

Figura 29.

Factor J de geometría

FIGURA 9-17 Factor J de geometría (Tomado de la norma AGMA 218.01, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Nota. Factor de geometría determinado por los dientes tanto del piñón como del engranaje. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibid.

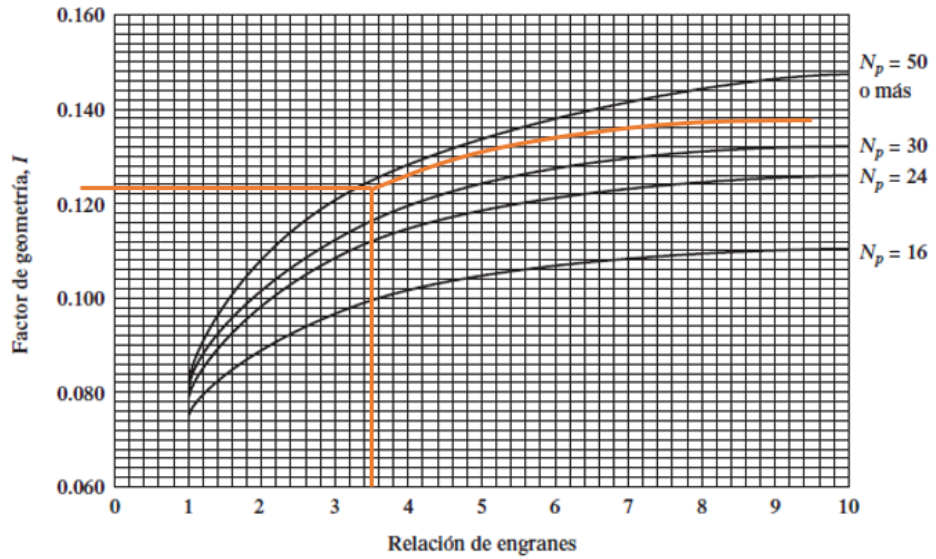
$J_P = 0.41$

$J_G = 0.45$

Figura 30.

Factor de geometría I

FIGURA 9-23 Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar. Todas las curvas son para el punto inferior de contacto de un solo diente sobre el piñón (Tomado de la norma AGMA 218.01, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



a) Ángulo de presión 20° , profundidad completa (addendum normal = $1/P_d$)

Nota. Factor de geometría relacionando el # de dientes del piñón y la r de velocidades. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

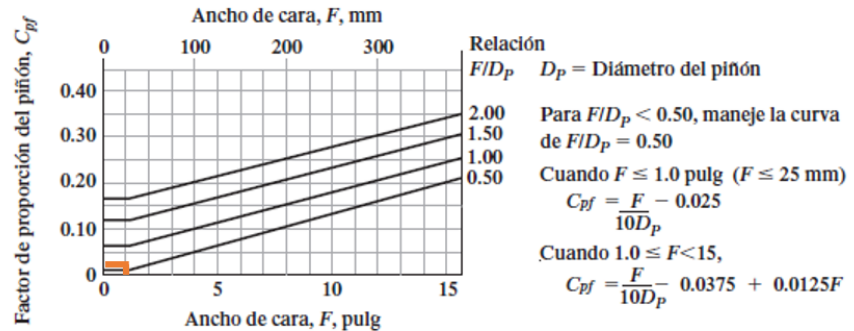
Para el proyecto por tabla 9-23 se elige un factor de geometría, I de 0.122

Se determina el factor de distribución de carga, K_m , con la ecuación (9-16), y las figuras 9-18 y 9-19. Se especifica la clase de precisión en el diseño del sistema de engranes. Se podrán calcular los valores con las ecuaciones de las figuras, o leerlos en las gráficas.

Figura 31.

Factor de proporción del piñón

FIGURA 9-18 Factor de proporción del piñón, C_{pf} (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Nota. Factor de proporción del piñón determinado por el ancho de cara. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

Con el ancho de cara de $\frac{1}{2}$ pulgada y con la relación F/D_p de 0.50 se elige un $C_{pf} = 0.02$

Figura 32.

Factor de alineamiento

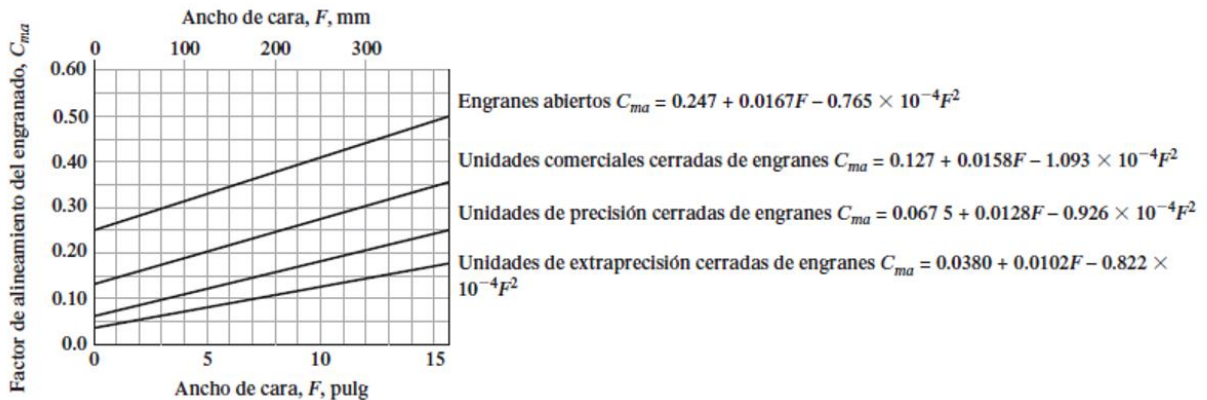


FIGURA 9-19 Factor de alineamiento del engranado, C_{ma} (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Nota. Factor de alineamiento del engranado según la precisión del diseño. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158F - 0.926 * 10^{-4}F^2$$

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158(0.5) - 0.926 * 10^{-4}(0.5)^2$$

$$C_{ma} = 0.1348$$

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma} \quad (9-16)$$

$$K_m = 1 + 0.02 + 0.1348$$

$$K_m = 1.1548$$

Se especifica el factor de tamaño, K_s , con la tabla 9-6.

Tabla 7.

Factores de tamaño sugeridos, K_s .

TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Nota. Factores de tamaño sugerido por el libro. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

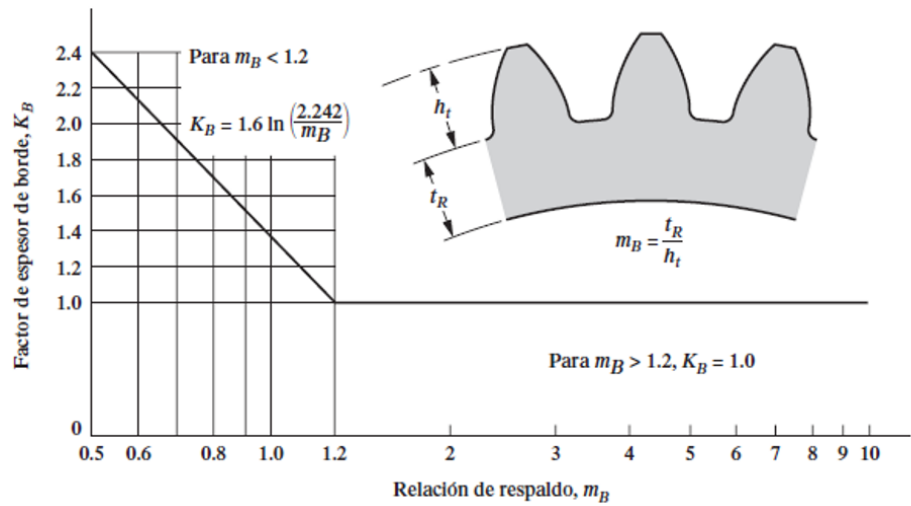
Se especifica por norma se indica suponer un K_s de 1.

Se especifica el factor de espesor de borde, K_B , desde la figura 9-20.

Figura 33.

Factor de espesor de borde.

FIGURA 9-20 Actor de espesor de borde, K_B (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Nota. Este factor se determina con la relación de respaldo que se halló en el punto anterior. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibd.

Dedendum:

$$b = \frac{1.25}{P_d} = \frac{1.25}{16} = 0.078 \text{ in}$$

Addendum:

$$a = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{16} = 0.062 \text{ in}$$

Diámetro de raíz:

$$D_{rP} = D_p - 2b = 2.375 \text{ in} - 2(0.078 \text{ in}) = 2.22 \text{ in}$$

$$D_{rG} = D_p - 2b = 9.5 \text{ in} - 2(0.078 \text{ in}) = 9.34 \text{ in}$$

Profundidad total del diente:

$$h_t = a + b = 0.062 \text{ in} + 0.078 \text{ in} = 0.14 \text{ in}$$

Espesor de orilla:

$$t_r = D_r - 1.25$$

$$t_{rP} = 2.22 \text{ in} - 1.25 = 0.97 \text{ in}$$

$$t_{rG} = 9.34 \text{ in} - 1.25 = 8.09 \text{ in}$$

Relación de respaldo:

$$m_B = \frac{t_r}{h_t}$$

$$m_{BP} = \frac{0.97 \text{ in}}{0.14 \text{ in}} = 6.93$$

$$m_{BP} = \frac{8.09 \text{ in}}{0.14 \text{ in}} = 57.78$$

Como $m_B > 1.2$, $K_B = 1$

Se especifica un factor de servicio SF y se recomienda que sea entre 1 y 1.5, para este proyecto va a ser $SF=1.5$

Se especifica un factor de relación de durezas, CH , para el engrane. Se recomienda usar $CH=1$. en los primeros intentos, hasta haber especificado los materiales.

Se especifica un factor de confiabilidad K_R , mediante el lineamiento de la tabla 9-8.

Tabla 8.

Factor de confiabilidad, K_R .

TABLA 9-8 Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

Nota. El número de fallas que se espera en el diseño. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibd.

Para el proyecto se elige un factor de confiabilidad $K_R = 1$.

Especifique una vida de diseño. Calcule el número de ciclos de carga para el piñón y el engrane. Determine los factores de esfuerzo por número de ciclos de flexión (Y_N) y de picadura (Z_N), del piñón y del engrane.

Tabla 9.*Vida de diseño recomendada.***TABLA 9-7** Vida de diseño recomendada

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Nota. Vida de diseño mínima que se recomienda dependiendo la aplicación. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

Se elige una vida de diseño de 8000 h ya que la máquina se considera de transmisión de uso múltiple.

El cálculo del número de ciclos de carga esperado se puede efectuar mediante:

$$N_c = (60)(L)(n)(q) \quad (9-18)$$

donde N_c = número de ciclos de carga esperado

L = Vida de diseño, en horas

n = velocidad de giro del engrane, en rpm

q = número de aplicaciones de carga por revolución

$$N_{cP} = (60)(8000 \text{ h})(6500 \text{ rpm})(1) = 3.12 \times 10^9 \text{ ciclos}$$

$$N_{cG} = (60)(8000 \text{ h})(1625 \text{ rpm})(1) = 0.78 \times 10^9 \text{ ciclos}$$

Figura 34.

Factor de resistencia por ciclos de esfuerzo

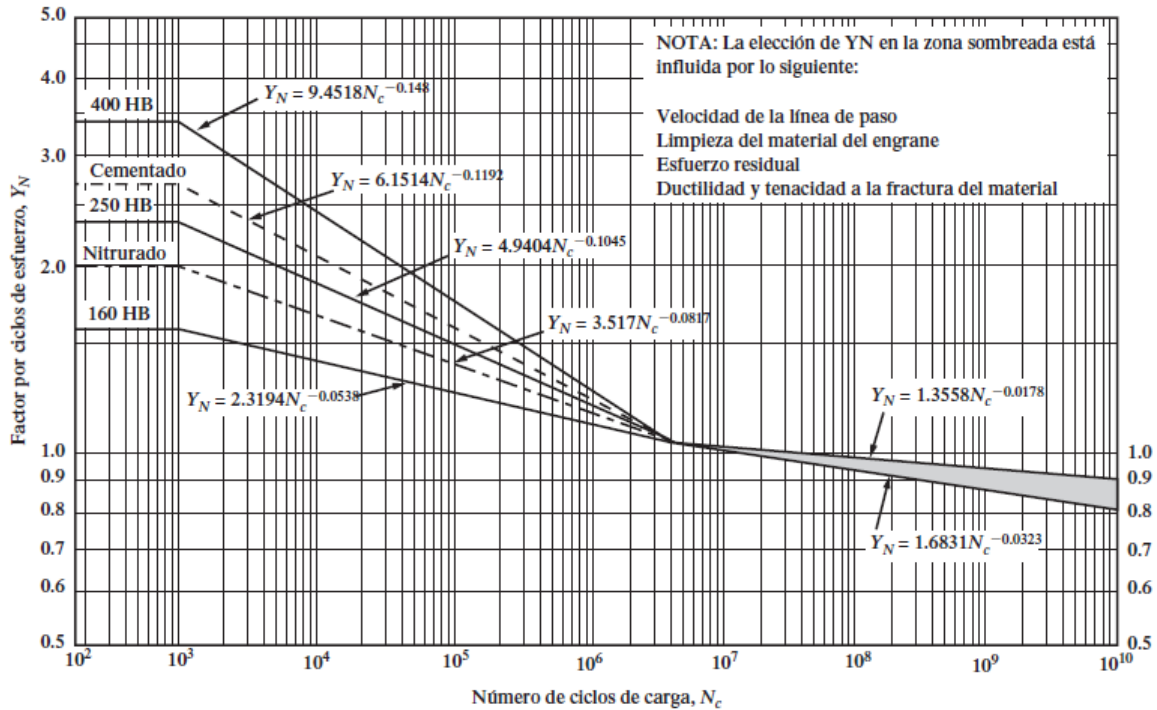


FIGURA 9-22 Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo, Y_N (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Nota. Factor de resistencia por ciclos determinado por la velocidad de paso, material del engranaje o esfuerzos. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibid.

$$Y_N = 1.3558(N_c)^{-0.0178}$$

$$Y_{NP} = 1.3558(3.12 \times 10^9 \text{ ciclos})^{-0.0178} = 0.918$$

$$Y_{NG} = 1.3558(0.78 \times 10^9 \text{ ciclos})^{-0.0178} = 0.941$$

Figura 35.

Factor de resistencia a la picadura

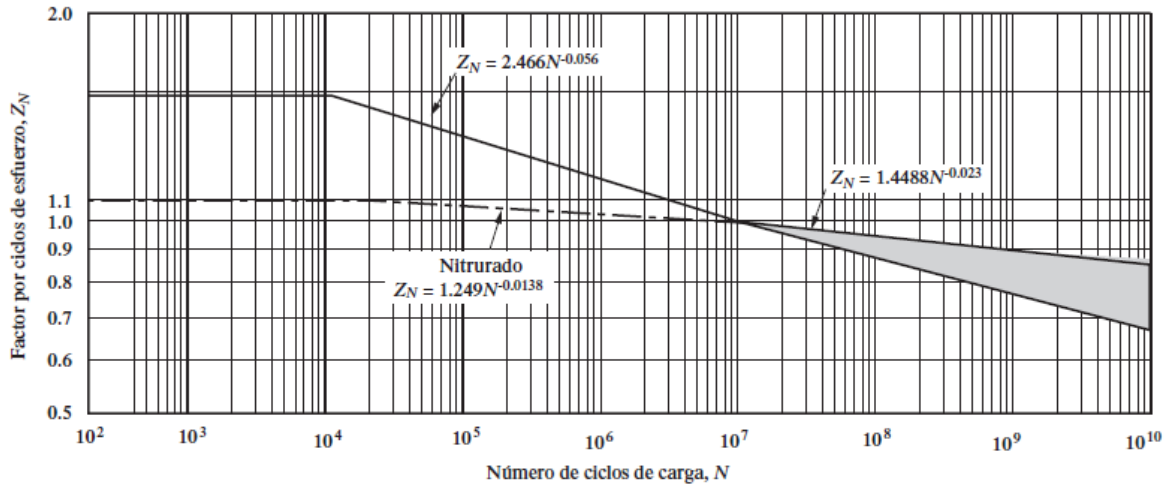


FIGURA 9-24 Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo, Z_N (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Nota. Basado en la norma AGMA para el factor de resistencia a la picadura. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibid.

$$Z_N = 14488(N_c)^{-0.023}$$

$$Z_{NP} = 1.4488(3.12 \times 10^9 \text{ ciclos})^{-0.023} = 0.876$$

$$Z_{NG} = 1.4488(0.78 \times 10^9 \text{ ciclos})^{-0.023} = 0.904$$

Se calculan los esfuerzos flexionante esperados en el piñón y en el engrane, con la ecuación (9-15).

$$s_t = \frac{W_t P_d}{FJ} K_o K_s K_m K_B K_v \quad (9-15)$$

$$S_{tP} = \frac{78.82 \text{ lb} \cdot 16}{0.5 \text{ in} \cdot 0.41} (1)(1)(1.1548)(1)(1.3) = 9235.45 \text{ psi}$$

$$S_{tG} = S_{tP} \frac{J_P}{J_G} = 9235.45 \text{ psi} \frac{0.41}{0.45} = 8414.42 \text{ psi}$$

Se realiza el ajuste a los esfuerzos flexionantes, mediante la ecuación 9-20.

$$\frac{K_R (SF)}{Y_N} s_t < s_{at} \quad (9-20)$$

$$S_{atP} > S_{tP} \frac{K_r * SF}{Y_{NP}}$$

$$S_{atP} > 9235.45 \text{ psi} * \frac{1 * 1.5}{0.918}$$

$$S_{atP} > 15090.60 \text{ psi}$$

$$S_{atG} > S_{tG} \frac{K_r * SF}{Y_{NG}}$$

$$S_{atG} > 8414.42 \text{ psi} * \frac{1 * 1.5}{0.941}$$

$$S_{atG} > 13412.99 \text{ psi}$$

Se calcula el esfuerzo de contacto esperado en el piñón y en el engrane, con la ecuación (9-25).

$$s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t K_o K_s K_m K_v}{FD_p I}} \quad (9-25)$$

$$S_{cP} = 2300 \sqrt{\frac{78.82 \text{ lb} * 1 * 1 * 1.1548 * 1.3}{0.5 * 2.375 * 0.122}} = 65731.63 \text{ psi}$$

$$S_{cG} = 2300 \sqrt{\frac{78.82 \text{ lb} * 1 * 1 * 1.1548 * 1.3}{0.5 * 9.5 * 0.122}} = 32865.81 \text{ psi}$$

Se realiza el ajuste a los esfuerzos de contacto en el piñón y en el engrane, mediante la ecuación (9-27).

$$\frac{K_R (SF)}{Z_N C_H} s_c < s_{ac} \quad (9-27)$$

$$S_{acP} = 65731.63 \text{ psi} \frac{1 * 1.5}{0.876 * 1} = 112554.16 \text{ psi}$$

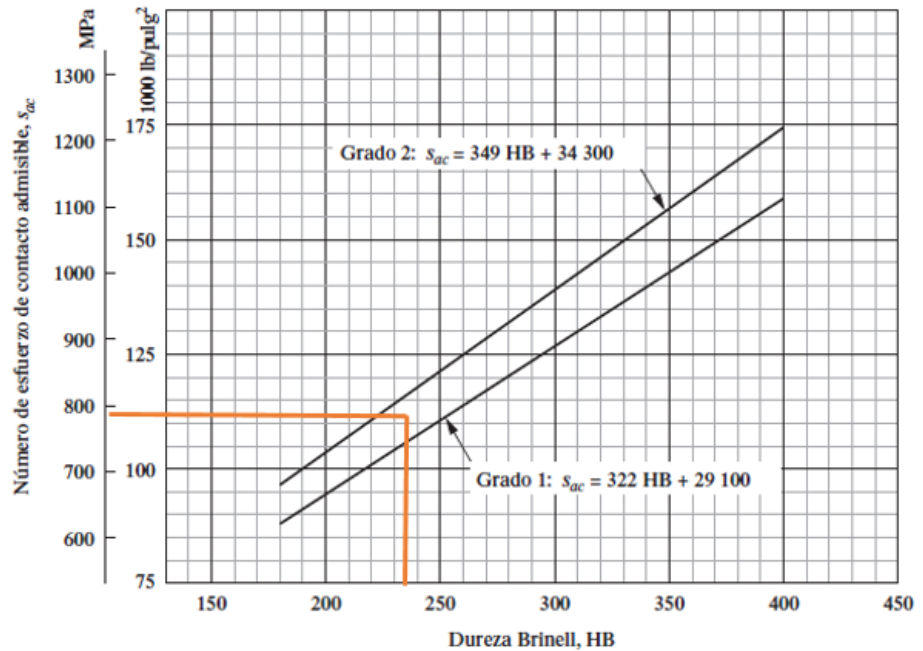
$$S_{acG} = 32865.81 \text{ psi} \frac{1 * 1.5}{0.904 * 1} = 54533.98 \text{ psi}$$

Se especifica los materiales adecuados para el piñón y para el engrane, con el templado total o el templado superficial adecuados, para obtener esfuerzos flexionante y de contacto admisibles mayores que los necesarios, de acuerdo con los pasos 20 y 22.

Figura 36.

Numero de esfuerzo de contacto admisible

FIGURA 9-11
Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} , para engranes de acero templado total (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Nota. Numero de esfuerzo de contacto admisible para engranajes de acero templado total. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

La figura 39 indica que se requiere acero templado totalmente de HB 260 para el piñón y el engrane. De acuerdo con la figura A4-4, se puede especificar acero AISI 8620 DOQT 300, cuya dureza es HB 269, dado un valor de S_{acP} 112554.16 psi.

Tabla 10.*Propiedades del acero AISI.*

Designación del material (Número AISI)	Condición	Propiedades del interior						
		Resistencia de tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)	Dureza superficial (HRC)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)			
1015	SWQT 350	106	731	60	414	15	217	62
1020	SWQT 350	129	889	72	496	11	255	62
1022	SWQT 350	135	931	75	517	14	262	62
1117	SWQT 350	125	862	66	455	10	235	65
1118	SWQT 350	144	993	90	621	13	285	61
4118	SOQT 300	143	986	93	641	17	293	62
4118	DOQT 300	126	869	63	434	21	241	62
4118	SOQT 450	138	952	89	614	17	277	56
4118	DOQT 450	120	827	63	434	22	229	56
4320	SOQT 300	218	1500	178	1230	13	429	62
4320	DOQT 300	151	1040	97	669	19	302	62
4320	SOQT 450	211	1450	173	1190	12	415	59
4320	DOQT 450	145	1000	94	648	21	293	59
4620	SOQT 300	119	820	83	572	19	277	62
4620	DOQT 300	122	841	77	531	22	248	62
4620	SOQT 450	115	793	80	552	20	248	59
4620	DOQT 450	115	793	77	531	22	235	59
4820	SOQT 300	207	1430	167	1150	13	415	61
4820	DOQT 300	204	1405	165	1140	13	415	60
4820	SOQT 450	205	1410	184	1270	13	415	57
4820	DOQT 450	196	1350	171	1180	13	401	56
8620	SOQT 300	188	1300	149	1030	11	388	64
8620	DOQT 300	133	917	83	572	20	269	64
8620	SOQT 450	167	1150	120	827	14	341	61
8620	DOQT 450	130	896	77	531	22	262	61

Nota. Elección del tipo de acero y el tratamiento térmico. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

El libro “Diseño de Elementos de Máquinas 4ª edición” de Robert Mott aconseja realizar algunas variaciones, dependiendo de los requerimientos que se tenga como diseñador. Para este proyecto se hicieron unas variaciones en el número de dientes, pero manteniendo el paso diametral y el ancho de cara, ya que se encontró que con el primer cálculo los cepillos chocan con la pulidora por lo que sería un error y no funcionaría. Algunos consejos que brinda el libro son:

- La disminución del valor numérico del paso diametral trae como consecuencia dientes mayores y en general esfuerzos menores. También, usualmente el valor menor del paso equivale a un ancho de cara mayor, lo que disminuye el esfuerzo y aumenta la durabilidad superficial.
- Al aumentar el diámetro del piñón disminuye la carga aplicada, decrecen los esfuerzos en general y mejora la durabilidad superficial. Al aumentar el ancho de cara disminuye el esfuerzo y mejora la durabilidad superficial, pero generalmente en menor grado que cuando se cambian el paso o el diámetro de paso, como se describió antes.

- Los engranes con dientes más numerosos y pequeños tienden a trabajar con más uniformidad y menor ruido que los engranes de menos dientes y dientes mayores.

5.2. Rediseño de transmisión de potencia

En este rediseño se considera la potencia transmitida P , la velocidad del piñón n_p y la aplicación, y procedimiento se debe consultar la figura 9-27 para determinar un valor tentativo del paso diametral, P_d . El factor general de diseño de sobrecarga K_o se puede determinar con la tabla 9-5, si considera la fuente de potencia y la máquina impulsada.

Para el presente proyecto, $P = 3.62$ HP y $n_p = 6500$ rpm, $K_o = 1$ (motor uniforme, máquina impulsada con choques intensos).

Tabla 11.

Factores de sobrecarga sugeridos, K_o .

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o

		Máquina impulsada		
		Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Fuente de potencia	Uniforme			
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Nota. Factor de sobrecarga sugeridos para diferentes fuentes de potencia. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Cuarta Edición. México: Pearson Education, 2006, pp. 389.

$$P_{dis} = k_o * P$$

$$P_{dis} = 1 * 3.62 hp$$

$$P_{dis} = 3.62 hp$$

Se especifica el número de dientes del piñón. Para este rediseño se especifica que **$N_p = 45$ dientes**

Se calcula el número de dientes aproximado en el engrane, con $N_G = N_P(V_r)$.

$$N_G = N_P(V_r)$$

$$N_G = 45(4)$$

$$N_G = 180 \text{ dientes}$$

Se calculan los diámetros de paso, distancia entre centros, velocidad de la línea de paso y la carga transmitida.

Diámetros de paso:

$$D_p = \frac{N_P}{P_d}$$

$$D_{pP} = \frac{45}{16}$$

$$D_{pP} = 2.8125 \text{ in}$$

$$D_{pG} = \frac{180}{16}$$

$$D_{pG} = 11.25 \text{ in}$$

Distancia entre centros:

$$C = \frac{N_P + N_G}{2(P_d)}$$

$$C = \frac{45 + 180}{2(16)}$$

$$C = 7.03 \text{ in}$$

Velocidad de la línea de paso:

$$V_t = \frac{\pi * D_p * n_p}{2 P_d}$$

$$V_t = \frac{\pi * 2.8125 * 6500}{2 * 16}$$

$$V_t = 1794.78 \text{ pies/min}$$

Carga transmitida:

$$W_t = \frac{33000(P)}{V_t}$$

$$W_t = \frac{33000(3.62hp)}{1794.78 \text{ pies/min}}$$

$$W_t = 66.56 \text{ lb}$$

Entrando a la tabla con el material para los engranes, se determina el C_p .

Tabla 12.

Coficiente elástico, C_p

TABLA 9-9 Coeficiente elástico, C_p

Material del piñón	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane						
	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Nota. Tabla de módulos de elasticidad para diferentes materiales. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

Se especifican que los engranajes para este proyecto son en acero, por lo tanto, el $C_p = 2300$.

Se especifica el número de calidad, Q_v , con la tabla 9-2 como guía. Y se determinó el factor dinámico con la figura 9-21.

Para el proyecto se toma un número de calidad de 8.

Tabla 13.

Números de calidad AGMA recomendados.

TABLA 9-2 Números de calidad AGMA recomendados

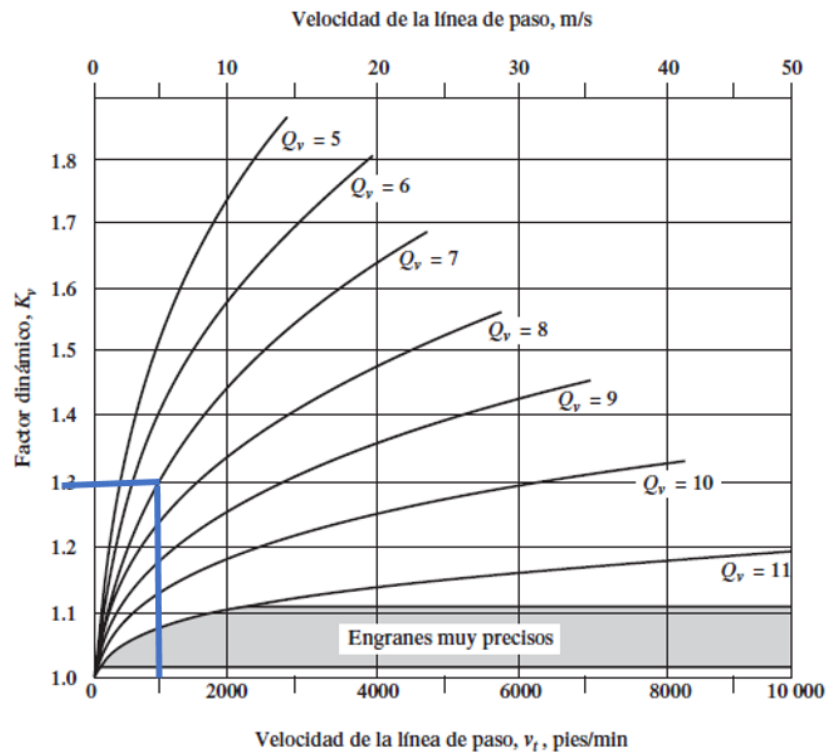
Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor			
mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14
Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso	
0-800	6-8	0-4	
800-2000	8-10	4-11	
2000-4000	10-12	11-22	
Más de 4000	12-14	Más de 22	

Nota. Número de calidad determinado por la velocidad de línea de paso. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

Figura 37.

Factor dinámico

FIGURA 9-21
Factor dinámico, K_v
(Tomado de la norma
AGMA 2001-C95:
*Fundamental Rating
Factors and
Calculation Methods
for Involute Spur and
Helical Gear Teeth*,
con autorización del
editor, American Gear
Manufacturers
Association, 1500
King Street, Suite 201,
Alexandria, VA 22314)



Nota. El factor dinámico determinado por la velocidad de paso y # de calidad. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibd.

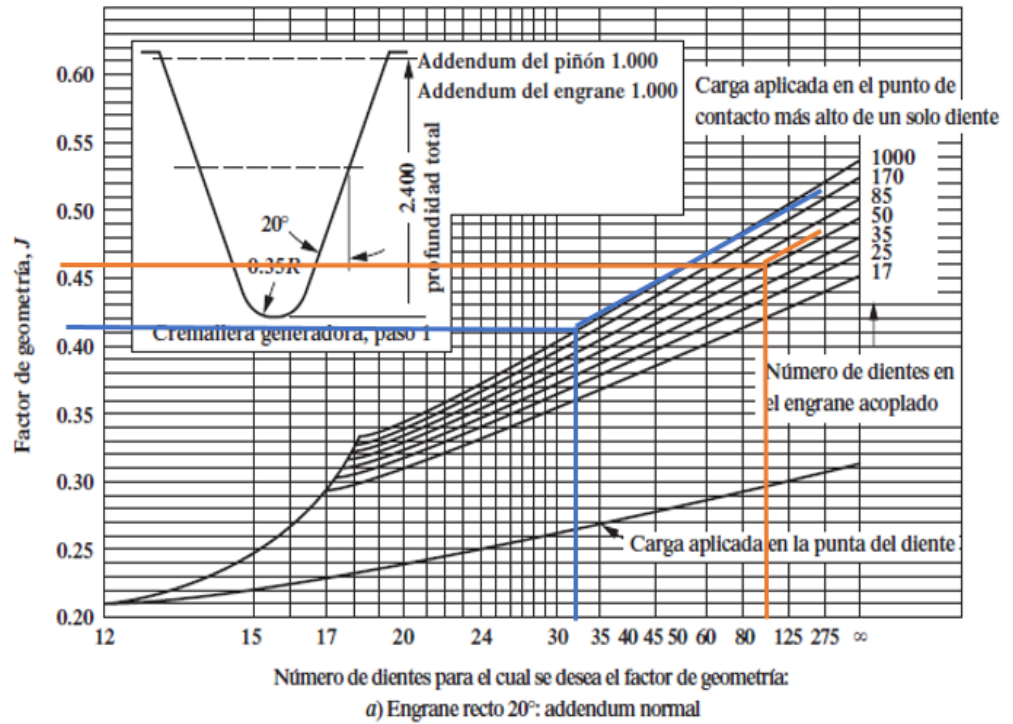
Se elige un factor dinámico K_v de 1.3 por tablas.

Se especifica la forma de dientes, los factores geométricos para flexión del piñón y del engrane con la figura 9-17, y el factor de geometría para picadura con la figura 9-23.

Figura 38.

Factor J de geometría

FIGURA 9-17 Factor *J* de geometría (Tomado de la norma AGMA 218.01, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Nota. Factor de geometría determinado por los dientes tanto del piñón como del engranaje. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibid.

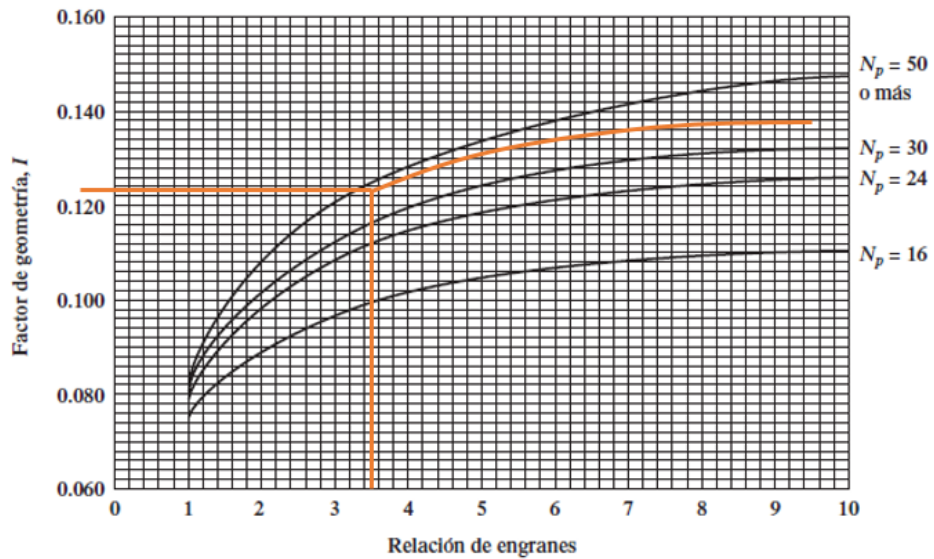
$$J_P = 0.44$$

$$J_G = 0.47$$

Figura 39.

Factor de geometría I

FIGURA 9-23 Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar. Todas las curvas son para el punto inferior de contacto de un solo diente sobre el piñón (Tomado de la norma AGMA 218.01, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



a) Ángulo de presión 20° , profundidad completa (addendum normal = $1/P_d$)

Nota. Factor de geometría relacionando el número de dientes del piñón y la r de velocidades. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

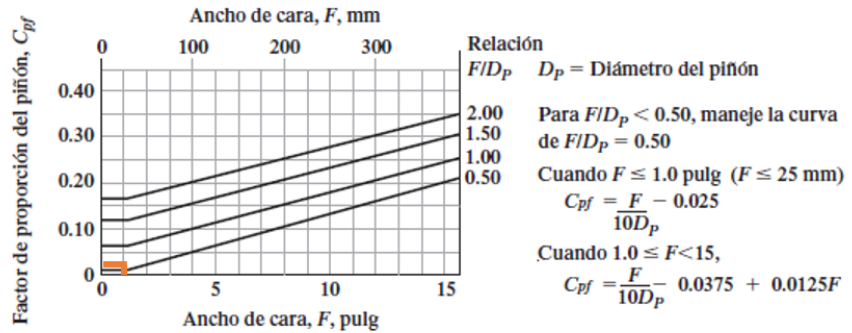
Para el proyecto por tabla 9-23 se elige un factor de geometría, I de 0.128.

Se determina el factor de distribución de carga, K_m , con la ecuación (9-16), y las figuras 9-18 y 9-19. Se especifica la clase de precisión en el diseño del sistema de engranes. Se podrán calcular los valores con las ecuaciones de las figuras, o leerlos en las gráficas.

Figura 40.

Factor de proporción del piñón

FIGURA 9-18 Factor de proporción del piñón, C_{pf} (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Nota. Factor de proporción del piñón determinado por el ancho de cara. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibid.

Con el ancho de cara de $\frac{1}{2}$ pulgada y con la relación F/D_p de 0.50 se elige un $C_{pf} = 0.02$

Figura 41.

Factor de alineamiento

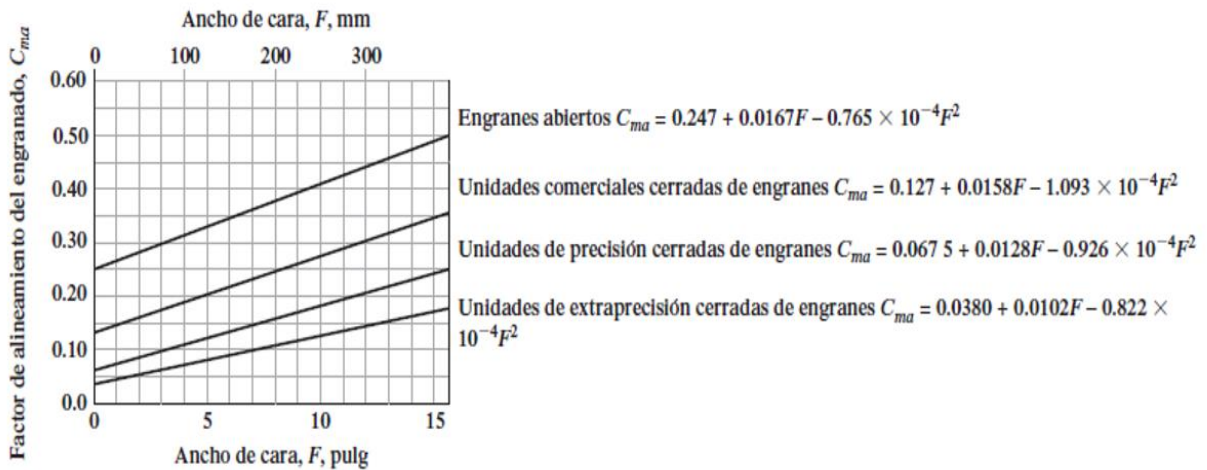


FIGURA 9-19 Factor de alineamiento del engranado, C_{ma} (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Nota. Factor de lineamiento del engranado según la precisión del diseño. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibid.

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158F - 0.926 * 10^{-4}F^2$$

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158(0.5) - 0.926 * 10^{-4}(0.5)^2$$

$$C_{ma} = 0.1348$$

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma} \quad (9-16)$$

$$K_m = 1 + 0.02 + 0.1348$$

$$K_m = 1.1548$$

Se especifica el factor de tamaño, K_s , con la tabla 9-6.

Tabla 14.

Factores de tamaño sugeridos, K_s .

TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Nota. Factores de tamaño sugeridos por el autor. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibd.

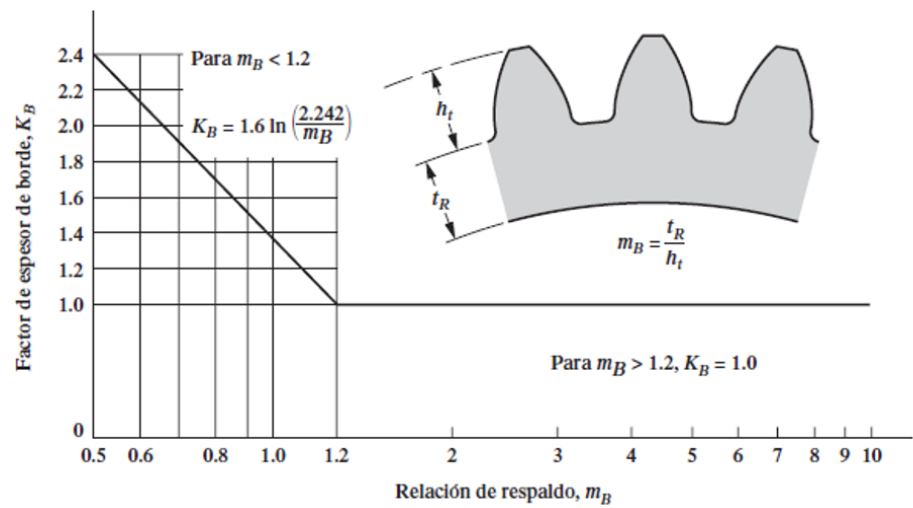
Se indica por norma suponer un K_s de 1.

Se especifica el factor de espesor de borde, K_B , con la figura 9-20.

Figura 42.

Factor de espesor de borde.

FIGURA 9-20 Actor de espesor de borde, K_B (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Nota. Este factor se determina con la relación de respaldo que se halló anteriormente. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibid.

Dedendum:

$$b = \frac{1.25}{P_d} = \frac{1.25}{16} = 0.078 \text{ in}$$

Adendum:

$$a = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{16} = 0.062 \text{ in}$$

Diámetro de raíz:

$$D_{rP} = D_p - 2b = 2.8125 \text{ in} - 2(0.078 \text{ in}) = 2.65 \text{ in}$$

$$D_{rG} = D_p - 2b = 11.25 \text{ in} - 2(0.078 \text{ in}) = 11.09 \text{ in}$$

Profundidad total del diente:

$$h_t = a + b = 0.062 \text{ in} + 0.078 \text{ in} = 0.14 \text{ in}$$

Espesor de orilla:

$$t_r = D_r - 1.25$$

$$t_{rP} = 2.65 \text{ in} - 1.25 = 1.4 \text{ in}$$

$$t_{rG} = 11.09 \text{ in} - 1.25 = 9.84 \text{ in}$$

Relación de respaldo:

$$m_B = \frac{t_r}{h_t}$$

$$m_{BP} = \frac{1.4 \text{ in}}{0.14 \text{ in}} = 10$$

$$m_{BP} = \frac{9.84 \text{ in}}{0.14 \text{ in}} = 70.28$$

Como $m_B < 1.2$, $K_B = 1$

Se especifica un factor de servicio SF y se recomienda que sea entre 1 y 1.5, para este proyecto va a ser $SF=1.5$

Se especifica un factor de relación de durezas, CH , para el engrane. Se recomienda usar $CH=1$. en los primeros intentos, hasta haber especificado los materiales.

Se especifica un factor de confiabilidad K_R , mediante el lineamiento de la tabla 9-8.

Tabla 15.

Factor de confiabilidad, K_R .

TABLA 9-8 Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

Nota. El número de fallas que se espera en el año. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

Para el proyecto se elige un factor de confiabilidad $K_R = 1$.

Especifique una vida de diseño. Calcule el número de ciclos de carga para el piñón y el engrane. Determine los factores de esfuerzo por número de ciclos de flexión (Y_N) y de picadura (Z_N), del piñón y del engrane.

Tabla 16.*Vida de diseño recomendada.***TABLA 9-7** Vida de diseño recomendada

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Nota. Vida de diseño mínima que se recomienda dependiendo la aplicación. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

Se elige una vida de diseño de 8000 h ya que la máquina se considera de transmisión de uso múltiple.

El cálculo del número de ciclos de carga esperado se puede efectuar mediante:

$$N_c = (60)(L)(n)(q) \quad (9-18)$$

donde N_c = número de ciclos de carga esperado

L = Vida de diseño, en horas

n = velocidad de giro del engrane, en rpm

q = número de aplicaciones de carga por revolución

$$N_{cP} = (60)(8000 \text{ h})(6500 \text{ rpm})(1) = 3.12 \times 10^9 \text{ ciclos}$$

$$N_{cG} = (60)(8000 \text{ h})(1625 \text{ rpm})(1) = 0.78 \times 10^9 \text{ ciclos}$$

Gráfica 1. Tomado de: [30] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

$$Y_N = 1.3558(N_c)^{-0.0178}$$

$$Y_{NP} = 1.3558(3.12 \times 10^9 \text{ ciclos})^{-0.0178} = 0.918$$

$$Y_{NG} = 1.3558(0.78 \times 10^9 \text{ ciclos})^{-0.0178} = 0.941$$

Figura 43.

Factor de resistencia por ciclos de esfuerzo

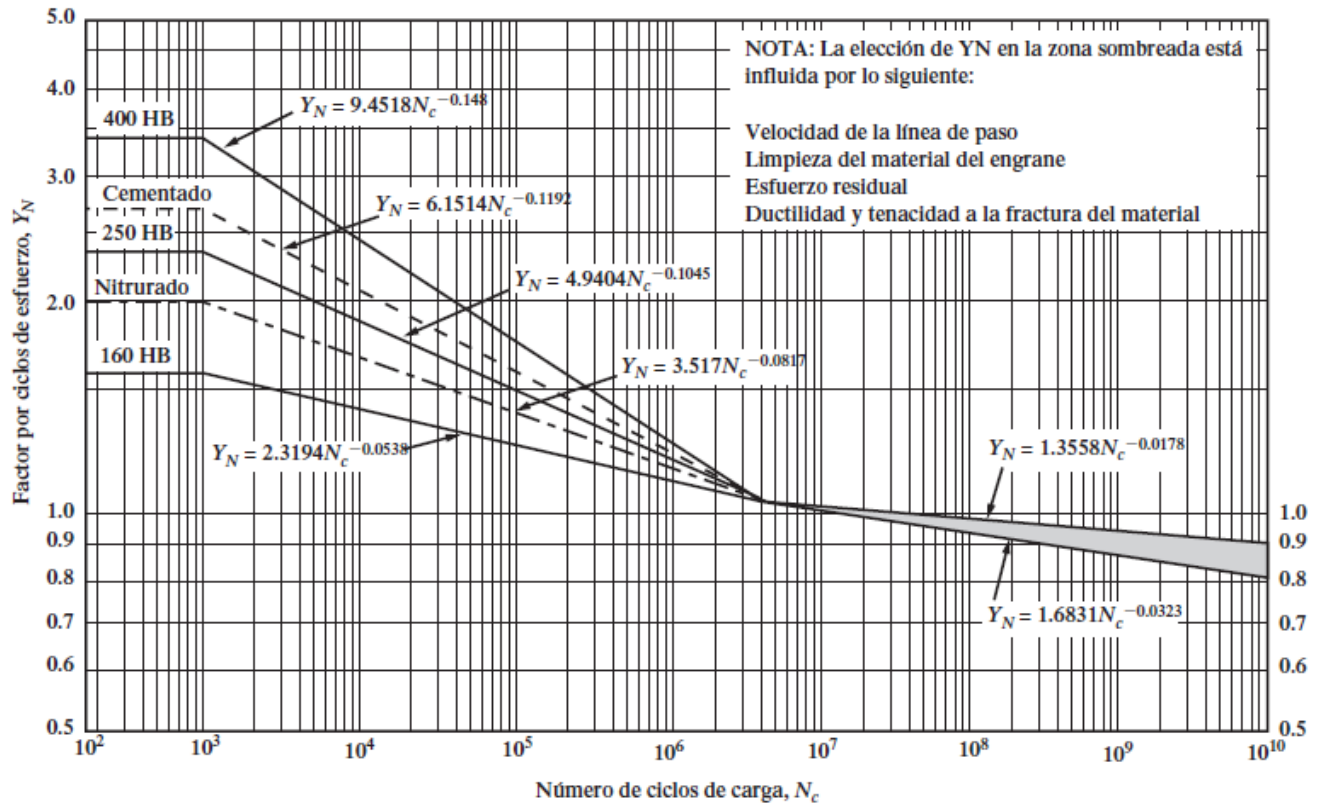


FIGURA 9-22 Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo, Y_N (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Nota. Factor de resistencia por ciclos, determinado por la velocidad de paso, material del engranaje o esfuerzos. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibd.

Figura 44.

Factor de resistencia a la picadura

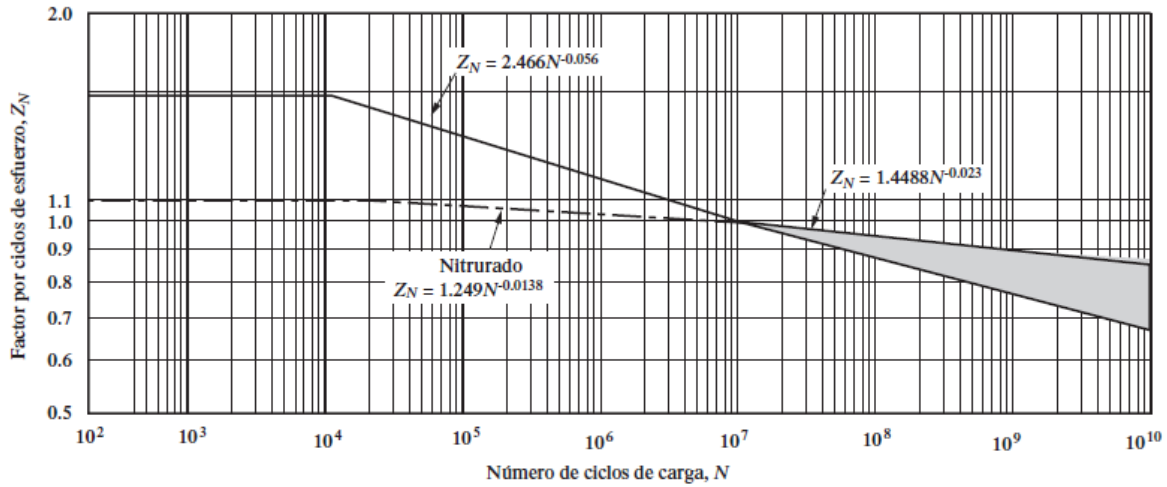


FIGURA 9-24 Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo, Z_N (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Nota. Basado en la norma AGMA para el factor de resistencia a la picadura. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibd.

$$Z_N = 14488(N_c)^{-0.023}$$

$$Z_{NP} = 1.4488(3.12 \times 10^9 \text{ ciclos})^{-0.023} = 0.876$$

$$Z_{NG} = 1.4488(0.78 \times 10^9 \text{ ciclos})^{-0.023} = 0.904$$

Se calculan los esfuerzos flexionantes esperados en el piñón y en el engrane, con la ecuación (9-15).

$$s_t = \frac{W P_d}{F J} K_o K_s K_m K_B K_v \quad (9-15)$$

$$S_{tP} = \frac{66.56 \text{ lb} \cdot 16}{0.5 \text{ in} \cdot 0.44} (1)(1)(1.1548)(1)(1.3) = 7267.09 \text{ psi}$$

$$S_{tG} = S_{tP} \frac{J_P}{J_G} = 7267.09 \text{ psi} \frac{0.44}{0.47} = 6803.23 \text{ psi}$$

Se realiza el ajuste a los esfuerzos flexionantes, mediante la ecuación 9-20.

$$\frac{K_R (SF)}{Y_N} s_t < s_{at} \quad (9-20)$$

$$S_{atP} > S_{tP} \frac{K_r * SF}{Y_{NP}}$$

$$S_{atP} > 7267.09 \text{ psi} * \frac{1 * 1.5}{0.918}$$

$$S_{atP} > 11874.33 \text{ psi}$$

$$S_{atG} > S_{tG} \frac{K_r * SF}{Y_{NG}}$$

$$S_{atG} > 6803.23 \text{ psi} * \frac{1 * 1.5}{0.941}$$

$$S_{atG} > 10844.68 \text{ psi}$$

Se calcula el esfuerzo de contacto esperado en el piñón y en el engrane, con la ecuación (9-25).

$$s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t K_o K_s K_m K_v}{FD_p I}} \quad (9-25)$$

$$S_{cP} = 2300 \sqrt{\frac{66.56 \text{ lb} * 1 * 1 * 1.1548 * 1.3}{0.5 * 2.8125 * 0.128}} = 54190.52 \text{ psi}$$

$$S_{cG} = 2300 \sqrt{\frac{66.56 \text{ lb} * 1 * 1 * 1.1548 * 1.3}{0.5 * 11.25 * 0.128}} = 27095.26 \text{ psi}$$

Se realiza el ajuste a los esfuerzos de contacto en el piñón y en el engrane, mediante la ecuación (9-27).

$$\frac{K_R (SF)}{Z_N C_H} s_c < s_{ac} \quad (9-27)$$

$$S_{acP} = 54190.52 \text{ psi} \frac{1 * 1.5}{0.876 * 1} = 92791.99 \text{ psi}$$

$$S_{acG} = 27095.26 \text{ psi} \frac{1 * 1.5}{0.904 * 1} = 44958.95 \text{ psi}$$

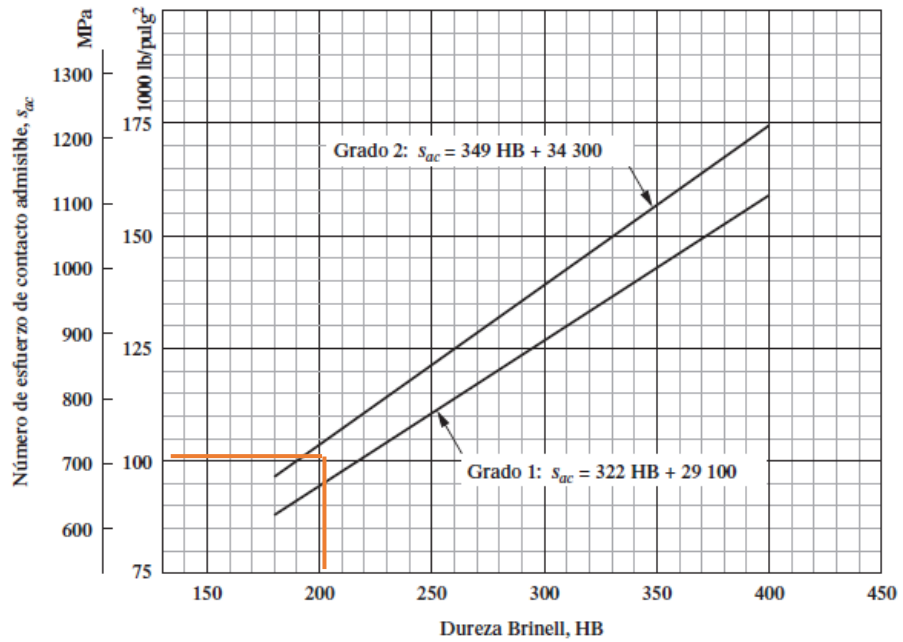
Se especifica los materiales adecuados para el piñón y para el engrane, con el templado total o el templado superficial adecuados, para obtener esfuerzos flexionante y de contacto admisibles mayores que los necesarios, de acuerdo con los pasos 20 y 22.

Figura 45

Numero de esfuerzo de contacto admisible

FIGURA 9-11

Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} , para engranes de acero templado total (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Nota. Numero de esfuerzo de contacto admisible para engranaje de acero templado total. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

La figura 9-11 indica que se requiere acero templado totalmente de HB 198 para el piñón y el engrane. De acuerdo con la figura A4-4, se puede especificar acero AISI 8620 DOQT 300, cuya dureza es HB 269, dado un valor de S_{acP} 92791.99 psi.

Tabla 17.

Propiedades del acero AISI.

Designación del material (Número AISI)	Condición	Propiedades del interior						
		Resistencia de tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)	Dureza superficial (HRC)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)			
1015	SWQT 350	106	731	60	414	15	217	62
1020	SWQT 350	129	889	72	496	11	255	62
1022	SWQT 350	135	931	75	517	14	262	62
1117	SWQT 350	125	862	66	455	10	235	65
1118	SWQT 350	144	993	90	621	13	285	61
4118	SOQT 300	143	986	93	641	17	293	62
4118	DOQT 300	126	869	63	434	21	241	62
4118	SOQT 450	138	952	89	614	17	277	56
4118	DOQT 450	120	827	63	434	22	229	56
4320	SOQT 300	218	1500	178	1230	13	429	62
4320	DOQT 300	151	1040	97	669	19	302	62
4320	SOQT 450	211	1450	173	1190	12	415	59
4320	DOQT 450	145	1000	94	648	21	293	59
4620	SOQT 300	119	820	83	572	19	277	62
4620	DOQT 300	122	841	77	531	22	248	62
4620	SOQT 450	115	793	80	552	20	248	59
4620	DOQT 450	115	793	77	531	22	235	59
4820	SOQT 300	207	1430	167	1150	13	415	61
4820	DOQT 300	204	1405	165	1140	13	415	60
4820	SOQT 450	205	1410	184	1270	13	415	57
4820	DOQT 450	196	1350	171	1180	13	401	56
8620	SOQT 300	188	1300	149	1030	11	388	64
8620	DOQT 300	133	917	83	572	20	269	64
8620	SOQT 450	167	1150	120	827	14	341	61
8620	DOQT 450	130	896	77	531	22	262	61

Nota. Elección del tipo de acero y el tratamiento térmico. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibid.

5.3. Fuerza en engranaje conductor

Para realizar estos cálculos se inicia hallando la potencia de diseño, multiplicando el factor K_o por la potencia real.

$$P_{dis} = k_o * P$$

$$P_{dis} = 1 * 3.62 hp$$

$$P_{dis} = 3.62 hp = 2700 w$$

Seguido se halla la velocidad angular, teniendo las rpm del engranaje conductor.

$$W = \frac{n * 2\pi}{60}$$

$$W = \frac{6500 rpm * 2\pi}{60} = 680.68 rad/s$$

Teniendo la velocidad angular se procede a hallar el torque del piñón ya que anteriormente se halló la potencia de diseño.

$$T_p = \frac{P_{dis}}{W} = \frac{2700 \text{ w}}{680.68 \text{ rad/s}} = 3.97 \text{ Nm}$$

Con el torque del piñón y teniendo el radio interno del mismo se halla la fuerza del piñón.

$$F_p = \frac{T_p}{r} = \frac{23.97 \text{ Nm}}{7.94 \times 10^{-3} \text{ m}} = 500 \text{ N}$$

Con el ángulo de presión de 20° y teniendo la fuerza del piñón se hallan las resultantes.

$$Fr = \tan\theta * F_p$$

$$Fr = \tan(20^\circ) * 500 \text{ N} = 181.98 \text{ N}$$

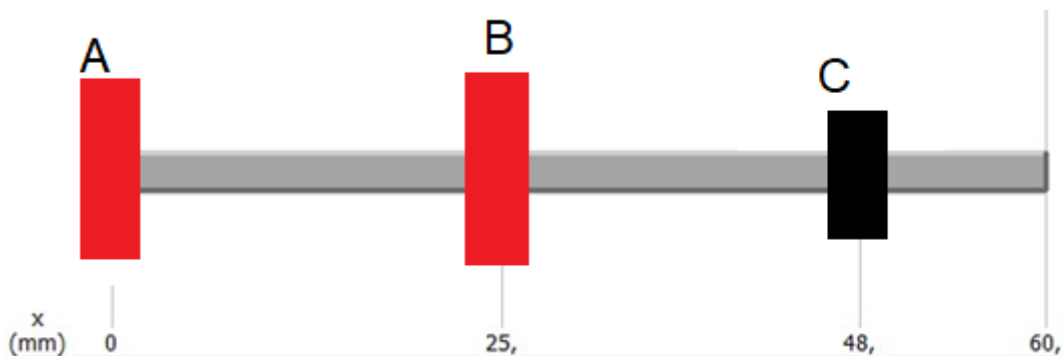
$$Fry = -500 \text{ N}$$

$$Frz = -181.98 \text{ N}$$

Para un eje de 60mm de longitud se tiene el diagrama de cuerpo libre de la siguiente manera.

Figura 46.

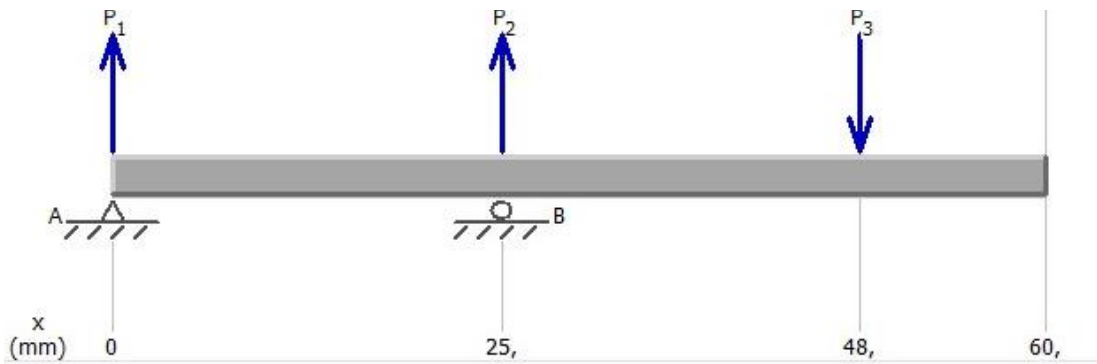
DCL



Nota. Diagrama de eje y apoyos para viga de la pulidora.

Figura 47

DCL XY



Nota. Diagrama de cuerpo libre xy en viga de la pulidora.

LVF

$$F_{A_y} = F_{A_y j}$$

$$F_{B_y} = F_{B_y j}$$

$$F_{C_y} = F_{C_y j} = -500 \text{ N}$$

LVD

$$\overline{AB} = 25 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\overline{AC} = 48 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(\overline{CB} * F_{B_y}) + (\overline{CA} * F_{A_y}) = 0$$

$$(25 \times 10^{-3} \text{ m} * F_{B_y}) + (48 \times 10^{-3} \text{ m} * -500 \text{ N}) = 0$$

$$(25 \times 10^{-3} \text{ m} * F_{B_y}) - (24 \text{ Nm}) = 0$$

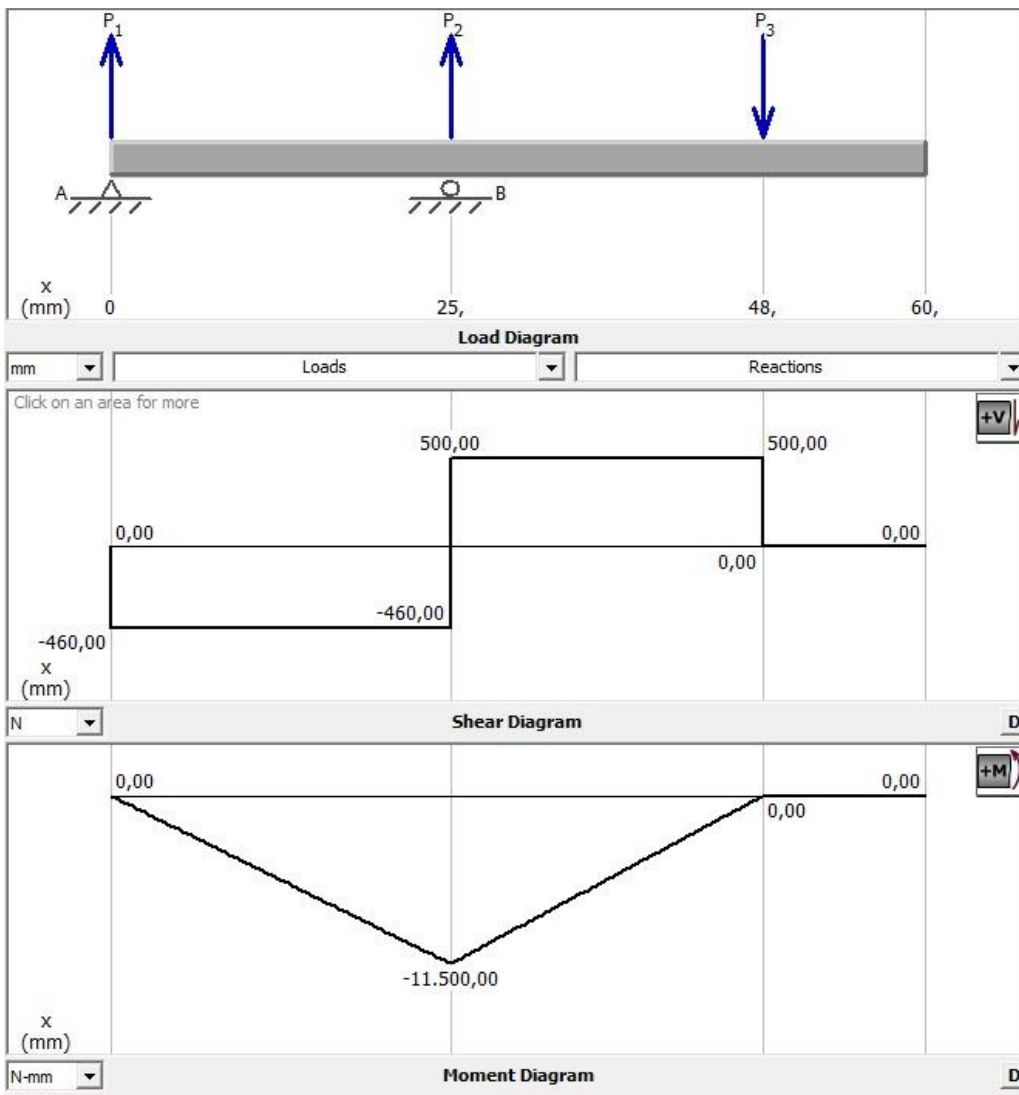
$$F_{B_y} = 960 \text{ N}$$

$$F_{A_y} + F_{B_y} - F_{C_y} = 0$$

$$F_{A_y} = -460 \text{ N}$$

Figura 48.

Diagramas xy



Nota. DCL, gráficas de esfuerzo cortante y momento flector.

$$A_1 = b_1 * h_1$$

$$A_1 = (0.025m) * (460 N)$$

$$A_1 = 11.5 Nm$$

Funciones de singularidad xy

$$V_{(z)} = -460 N + 960 N < X - 0,025m >^0 - 500 N < X - 0.048m >^0$$

$$M_{(z)} = -460 \text{ N} \langle X - 0\text{m} \rangle^1 + 960 \text{ N} \langle X - 0,025\text{m} \rangle^1 - 500 \text{ N} \langle X - 0.048\text{m} \rangle^1$$

$$EI\theta = -230 \text{ N} \langle X - 0\text{m} \rangle^2 + 480\text{N} \langle X - 0,025\text{m} \rangle^2 - 250\text{N} \langle X - 0.048\text{m} \rangle^2 + C_1$$

$$EIY = -76.66 \text{ N} \langle X - 0\text{m} \rangle^3 + 160 \text{ N} \langle X - 0,4\text{m} \rangle^3 - 83.33\text{N} \langle X - 0.048\text{m} \rangle^3 + C_1X + C_2$$

$$Y_{(0\text{m})} = -76.66 \text{ N} \langle 0\text{m} - 0\text{m} \rangle^3 + 160 \text{ N} \langle 0\text{m} - 0,4\text{m} \rangle^3 - 83.33\text{N} \langle 0\text{m} - 0.048\text{m} \rangle^3 + C_1X + C_2$$

$$C_2 = 0$$

$$Y_{(0.048\text{m})} = -76.66 \text{ N} \langle 0.048 - 0\text{m} \rangle^3 + 160 \text{ N} \langle 0.048 - 0,4\text{m} \rangle^3 - 83.33\text{N} \langle 0.048 - 0.048\text{m} \rangle^3 + C_1 \cdot 0.048$$

$$-8.47 \times 10^{-3} \text{Nm}^3 + 1.94 \times 10^{-3} \text{Nm}^3 + C_1(0.048\text{m}) = 0$$

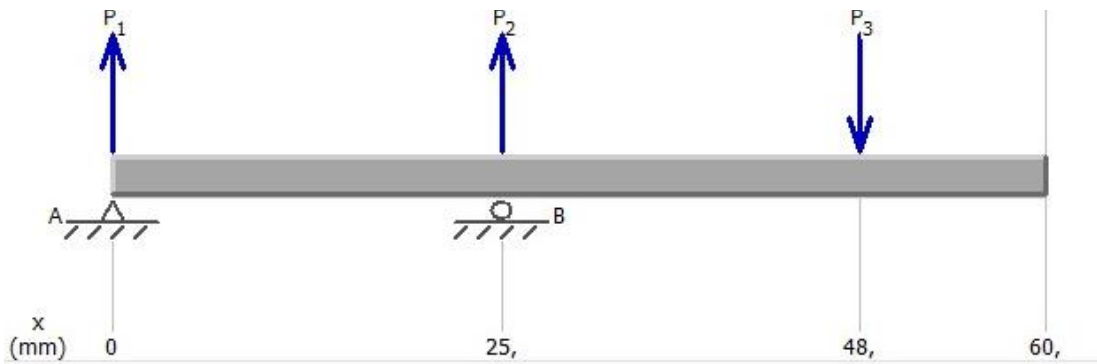
$$C_1 = 0.136 \text{ Nm}^2$$

$$EI\theta = -230 \text{ N} \langle X - 0\text{m} \rangle^2 + 480\text{N} \langle X - 0,025\text{m} \rangle^2 - 250\text{N} \langle X - 0.048\text{m} \rangle^2 + 0.136 \text{ Nm}^2$$

$$EIY = -76.66 \text{ N} \langle X - 0\text{m} \rangle^3 + 160 \text{ N} \langle X - 0,4\text{m} \rangle^3 - 83.33\text{N} \langle X - 0.048\text{m} \rangle^3 + 0.136 \text{ Nm}^2 X$$

Figura 49.

DCL XZ



Nota. Diagrama de cuerpo libre xz para viga de la pulidora.

LVF

$$FA_z = FA_z$$

$$FB_z = FB_z$$

$$FC_z = FC_z = -181.98 \text{ N}$$

LVD

$$\overline{AB} = 25 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\overline{AC} = 48 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(\overline{AB} * FB_z) + (\overline{AC} * FA_z) = 0$$

$$(25 \times 10^{-3} \text{ m} * FB_z) + (48 \times 10^{-3} \text{ m} * -181.98 \text{ N}) = 0$$

$$(25 \times 10^{-3} \text{ m} * FB_z) - (8.735 \text{ Nm}) = 0$$

$$FB_z = 349.4 \text{ N}$$

$$FA_z + FB_z - FC_z = 0$$

$$FA_z = -167.42 \text{ N}$$

$$A_1 = b_1 * h_1$$

$$A_1 = (0.025m) * (167.42 N)$$

$$A_1 = 4.18 Nm$$

Funciones de singularidad xz

$$V_{(Y)} = -167.42N \langle X - 0m \rangle^1 + 349.4N \langle X - 0.025m \rangle^0 - 181.98N \langle X - 0.048m \rangle^0$$

$$M_{(Y)} = -167.42N \langle X - 0m \rangle^1 + 349.4N \langle X - 0.025m \rangle^1 - 181.98N \langle X - 0.048m \rangle^1$$

$$EI\theta = -83.71 N \langle X - 0m \rangle^2 + 174.7N \langle X - 0,025m \rangle^2 - 90.99N \langle X - 0.048m \rangle^2 + C_1$$

$$EIY = -27.9N \langle X - 0m \rangle^3 + 58.23 N \langle X - 0,25m \rangle^3 - 30.33N \langle X - 0.048m \rangle^3 + C_1X + C_2$$

$$Y_{(0m)} = -27.9 N \langle 0m - 0m \rangle^3$$

$$C_2 = 0$$

$$Y_{(0.048m)} = -27.9 \langle 0.048 - 0m \rangle^3 + 58.23N \langle 0.048 - 0,025m \rangle^3 + C_1(0.048)$$

$$Y_{(0.048m)} = -3.08 \times 10^{-3} Nm^3 + 7.08 \times 10^{-4} Nm^3 + C_1(0.048m) = 0$$

$$C_1 = 0.049 Nm^2$$

$$EI\theta = -83.71 N \langle X - 0m \rangle^2 + 174.7N \langle X - 0,025m \rangle^2 - 90.99N \langle X - 0.048m \rangle^2 + 0.049$$

$$EIY = -27.9N \langle X - 0m \rangle^3 + 58.23 N \langle X - 0,25m \rangle^3 - 30.33N \langle X - 0.048m \rangle^3 + 0.049Nm^2X$$

5.4. Análisis comparativo entre diseño de resorte y resorte comercial.

En el libro de Robert Mott, se encuentra un apartado sobre el diseño de resortes a tracción, junto a un procedimiento sugerido numerado paso a paso para llegar a un diseño apropiado.

Paso 1.

Se deben suponer datos de entrada como la fuerza inicial a la que se someterá el resorte y el esfuerzo admisible del material en el que será fabricado:

$$F_o = 43 \text{ lb}$$

$$\tau_d = 110000 \text{ psi}$$

Paso 2.

Se calcula un diámetro tentativo de alambre con la ecuación (19-4), para la fuerza máxima de operación, el diámetro medio y el esfuerzo de diseño supuestos, y con un valor de K sugerido por el libro de 1.20.

$$D_w = \left[\frac{8kF_o D_m}{\pi \tau_d} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{8 * 1,20 * 43 * 0,78}{\pi * 110000} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,098 \text{ in}$$

Paso 3.

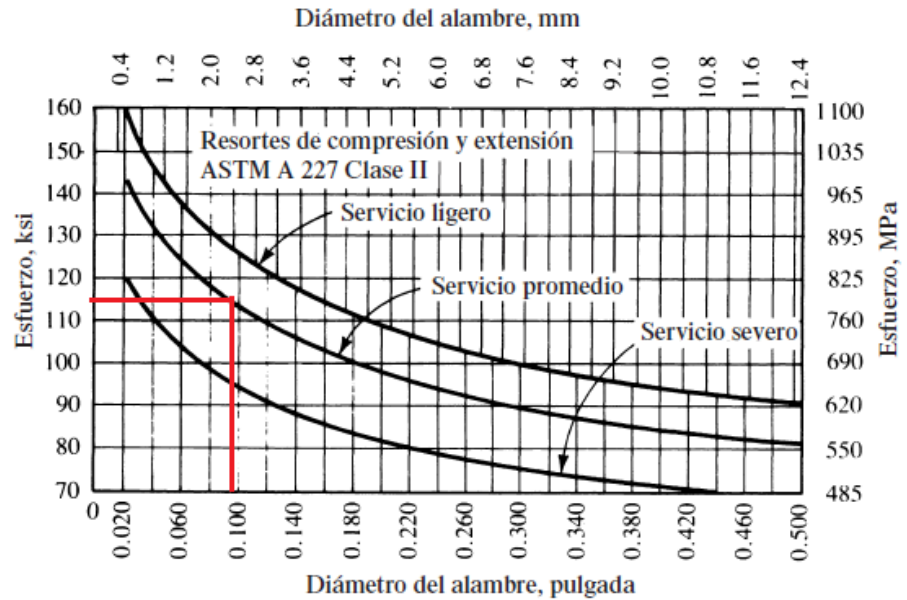
Se determina el esfuerzo real de diseño para el tamaño seleccionado de alambre Según la figura 19-8

Figura 50.

Esfuerzos cortantes de diseño

FIGURA 19-8

Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227, estirado en frío (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 144, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)



Nota. Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227. Tomado de: R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Ibid.

Se observa que para el diámetro de alambre de 0.098 inch, el esfuerzo cortante de diseño para el acero ASTM A227 es de aproximadamente 114 ksi.

Paso 4.

Se calculan los valores reales del diámetro exterior, diámetro medio, diámetro interior, índice de resorte y factor Wahl K.

$$D_m = DE - D_w = 0,88 - 0,098 = 0,78 \text{ in}$$

$$D_i = DE - 2D_w = 0,88 - 2(0,098) = 0,68 \text{ in}$$

Índice de Resorte

$$C = \frac{D_m}{D_w} = \frac{0,78}{0,098} = 7,95$$

$$k = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4(7,95)-1}{4(7,95)-4} + \frac{0,615}{7,95} = 1,1$$

Paso 5.

En este paso se calcula el esfuerzo real esperado en el alambre del resorte, bajo la carga de operación, con la ecuación:

$$\tau_0 = \frac{8kF_0 D_m}{\pi D_w^3} = \frac{8 \cdot 1,20 \cdot 43 \cdot 0,78}{\pi \cdot 0,098^3} = 107079 \text{ psi} \quad (\text{Aceptable})$$

Paso 6.

Se calcula el número de espiras necesario para producir la deflexión deseada:

$$K = \frac{43-33}{1,67-1,23} = 22,73 \text{ lb/in}$$

Número de espiras

$$N_a = \frac{G D_w}{8 C^3 K} = \frac{(11,5 \times 10^6) (0,098)_1}{8 (7,95)^3 (22,73)} = 12$$

Paso 7.

Para calcular la longitud del cuerpo del resorte se propone un diseño tentativo para los extremos.

Longitud del cuerpo

$$L_c = D_w (N_a + 1) = 0,78(12 + 1) = 1,27 \text{ in}$$

El autor sugiere usar una espira completa en cada extremo del resorte, la cual añade una longitud igual al DI del resorte en cada extremo. Entonces, la longitud libre total es:

Longitud total

$$L_t = L_c + 2D_i = 1,27 + 2(0,68) = 2,63 \text{ in}$$

Paso 8.

Se debe calcular la deflexión, desde la longitud libre hasta la longitud de operación:

Deflexión

$$f_o = 1,67 - 1,23 = 0,44 \text{ in}$$

Paso 9.

Se realiza el cálculo de la fuerza inicial en el resorte, por la cual las espiras apenas comienzan a separarse. Esto se hace al restar el valor de la fuerza debido a la deflexión, f_o :

$$F_i = F_o - K f_o = 43 - (22,73 * 0,44) = 33 \text{ kg f}$$

Paso 10.

Después de hallar los valores anteriores se procede a calcular el esfuerzo en el resorte, bajo tensión inicial.

$$\tau_i = \tau_o (F_i / F_o) = 107079 * (33/43) = 82177 \text{ psi}$$

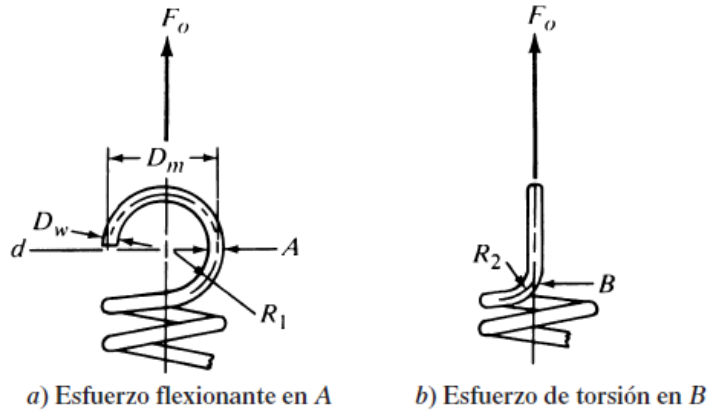
Con regularidad, las partes más débiles de un resorte a tracción son sus extremos, en especial en casos de carga de fatiga.

Figura 51

Esfuerzos en los extremos de los resortes

FIGURA 19-22

Esfuerzos en los extremos de los resortes de extensión



Nota. Esfuerzos en los extremos de los resortes a tracción, flexionante en A y de torsión en B. Tomado de: R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Ibdid.

Esfuerzo Flexionante en A

$$C = \frac{2R_1}{D_w} = \frac{2(0,4)}{0,098} = 8,16$$

$$k = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C - 1)} = \frac{4(8,16)^2 - (8,16) - 1}{4(8,16)(8,16 - 1)} = 1,1$$

$$G_A = \frac{16kF_oD_m}{\pi D_w^3} + \frac{4F_o}{\pi D_w^2} = \frac{16 * 0,78 * 43 * 1,1}{\pi * 0,098^3} + \frac{4 * 43}{\pi * 0,098^2} = 205340 \text{ psi}$$

Esfuerzo Torsor en B

$$C = \frac{2R_2}{D_w} = \frac{2(0,11)}{0,098} = 2,24$$

$$k = \frac{4C^1 - 1}{4C - 4} = \frac{4(8,16)^1 - 1}{4(8,16) - 4} = 1,6$$

$$\tau_B = \frac{8kF_o D_m}{\pi D_w^3} = \frac{8 * 0,78 * 43 * 1,6}{\pi * 0,098^3} = 145192,75 \text{ psi}$$

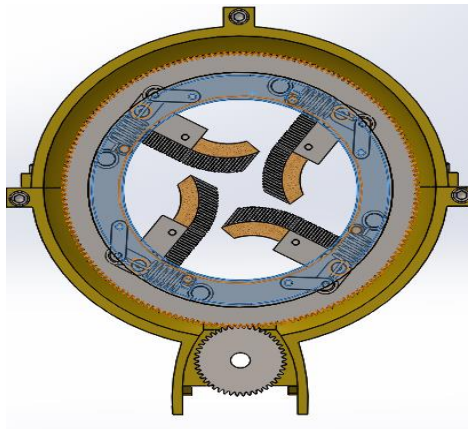
Con los resultados obtenidos anteriormente, se puede llegar a diseñar un resorte en cualquier software CAD ya que se tienen los parámetros necesarios. Ahora bien, es importante aterrizar estos valores a los resortes estandarizados vendidos o fabricados en Colombia; anteriormente se tuvo contacto con la empresa BECAMEL INGENIERIA S.A.S la cual brindo información sobre resortes normalizados que podrían acoplarse a la máquina, pero por cuestiones de dimensión sugirieron que la mejor opción era fabricar el resorte bajo pedido, con las medidas y dimensiones que se requieren para el acero que se tiene. Es así como se inició este diseño de resorte, bajo los parámetros del acero disponible en la empresa BECAMEL INGENIERIA S.A.S.

5.5. Análisis del mecanismo abrasivo

Para comenzar, desmontamos la carcasa B y el rodamiento A, se utiliza la herramienta “transparente” del software SolidWorks para que el mecanismo que realiza el cierre y apertura de los cepillos sea visible.

Figura 52.

Mecanismo abrasivo



Nota. Maquina sin carcasa B para visualizar el mecanismo abrasivo

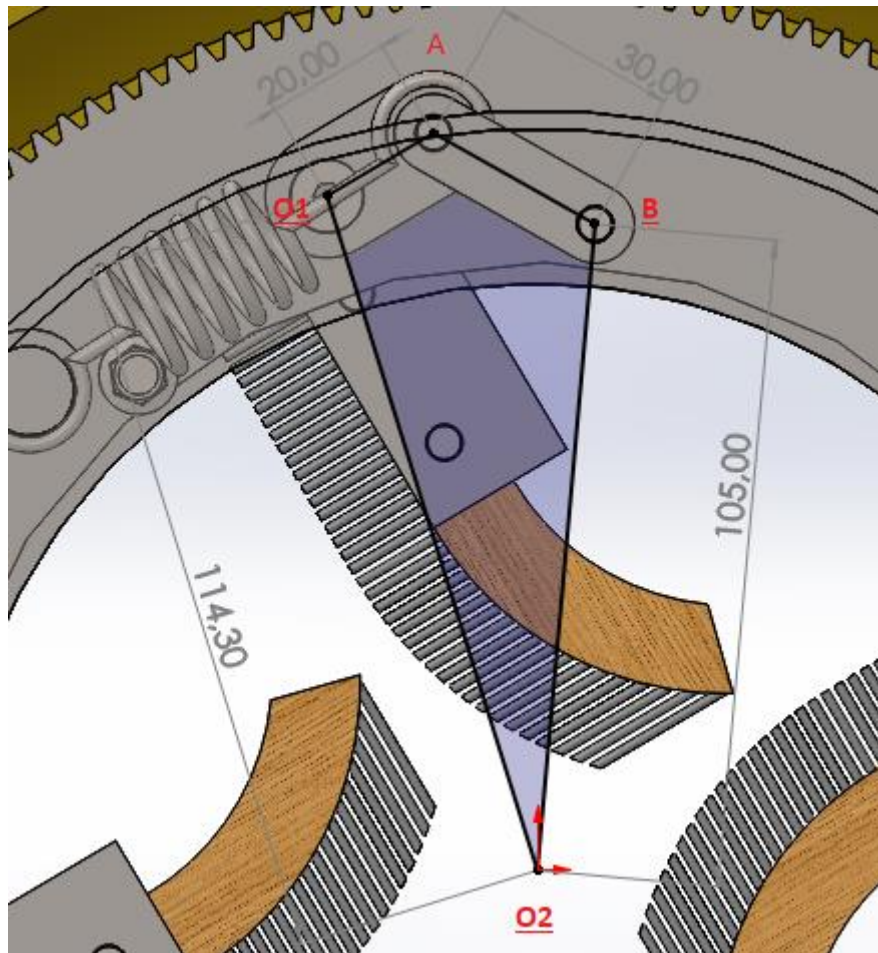
El mecanismo se asemeja a un mecanismo de cuatro barras, ya que, al ajustar los cepillos para el diámetro deseado el engranaje quedará fijo con respecto a la biela y la

manivela (se detiene la transmisión con el botón de tratamiento de eje de la pulidora) y el movimiento lo realizará el volante en sentido antihorario.

Con los cepillos de la máquina cerrados, se construye la geometría del tipo de mecanismo al que se asociará, definiendo todos sus lados y ángulos.

Figura 53.

Mecanismo 4 barras

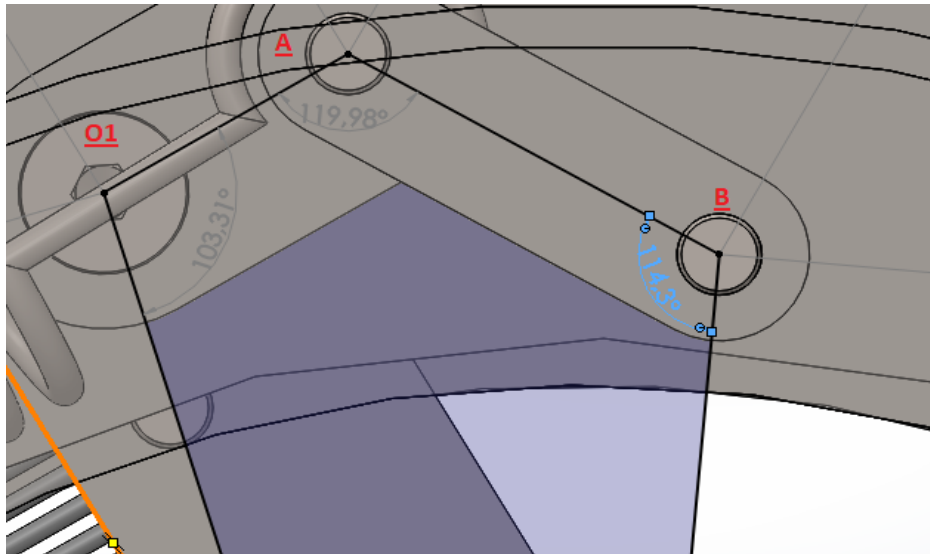


Nota. Mecanismo inicial de cuatro barras con sus puntos y cotas iniciales.

Además de los ángulos internos, se definen los externos para posicionar todo el mecanismo.

Figura 54.

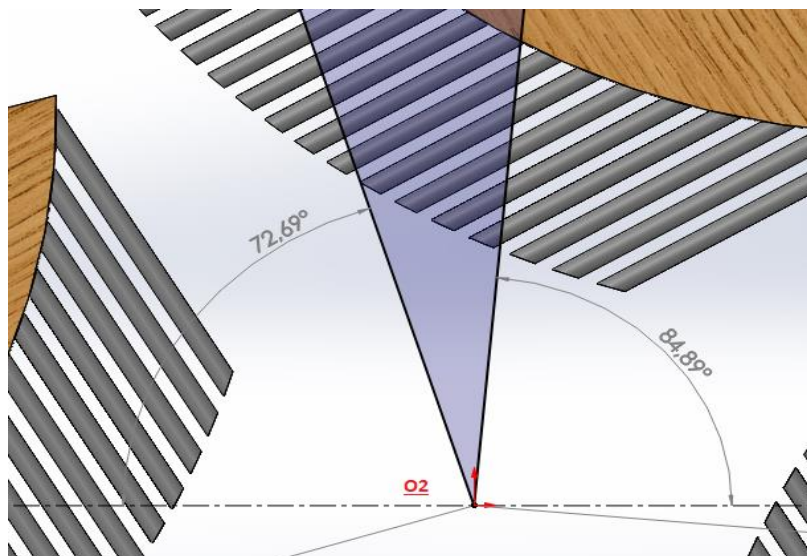
Entrada del movimiento



Nota. Eslabones del mecanismo de cuatro barras por donde entra el movimiento

Figura 55.

Ángulos iniciales del mecanismo

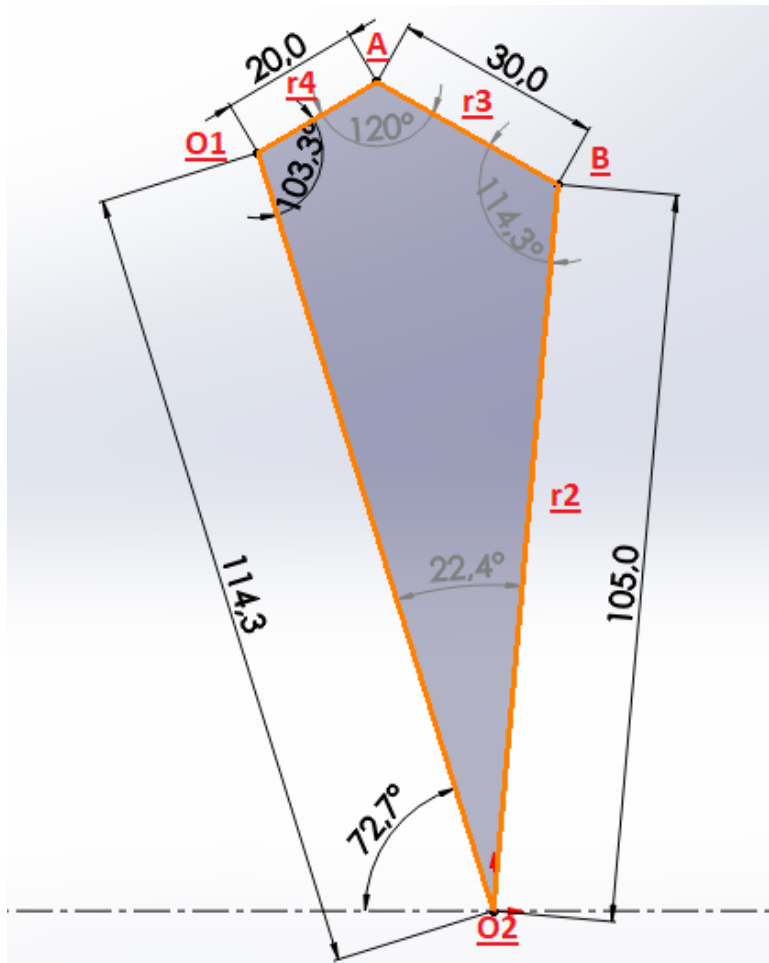


Nota. Determinación de los ángulos iniciales del mecanismo abrasivo en el punto inferior.

Para realizar el método gráfico del mecanismo de cuatro barras, se realiza un croquis con las cotas realizadas sobre el mecanismo completo.

Figura 56

Cotas del mecanismo 4 barras



Nota. Acotación total del mecanismo de referencia para estudio de velocidades.

Se parte desde el ángulo al que trabaja el mecanismo, sabiendo que el ángulo máximo (cepillos afuera) será de 120° y un mínimo (cepillos dentro) de 40° , la diferencia entre el máximo y mínimo de posición será el recorrido que realiza el mecanismo (80°). También se tiene en cuenta que la apertura del mecanismo será rápida, de aproximadamente 3 segundos, por lo tanto, la velocidad angular estará dada por:

$$w = \frac{\theta}{t} = \frac{80^\circ}{3s} = 26.67 \frac{rad}{s}$$

Para realizar el triángulo de velocidades, se analiza el primer eslabón B (será el primero puesto que por ahí entra la velocidad angular) de este sabemos la velocidad del punto:

$$v_B = w * \underline{OB}$$

$$v_b = 26.67 \frac{rad}{s} * 105mm$$

$$v_b = 2800.35 \frac{mm}{s}$$

Dado que al graficar esta velocidad la línea se aleja del mecanismo, se opta por escalar las medidas a una que facilite el dibujo.

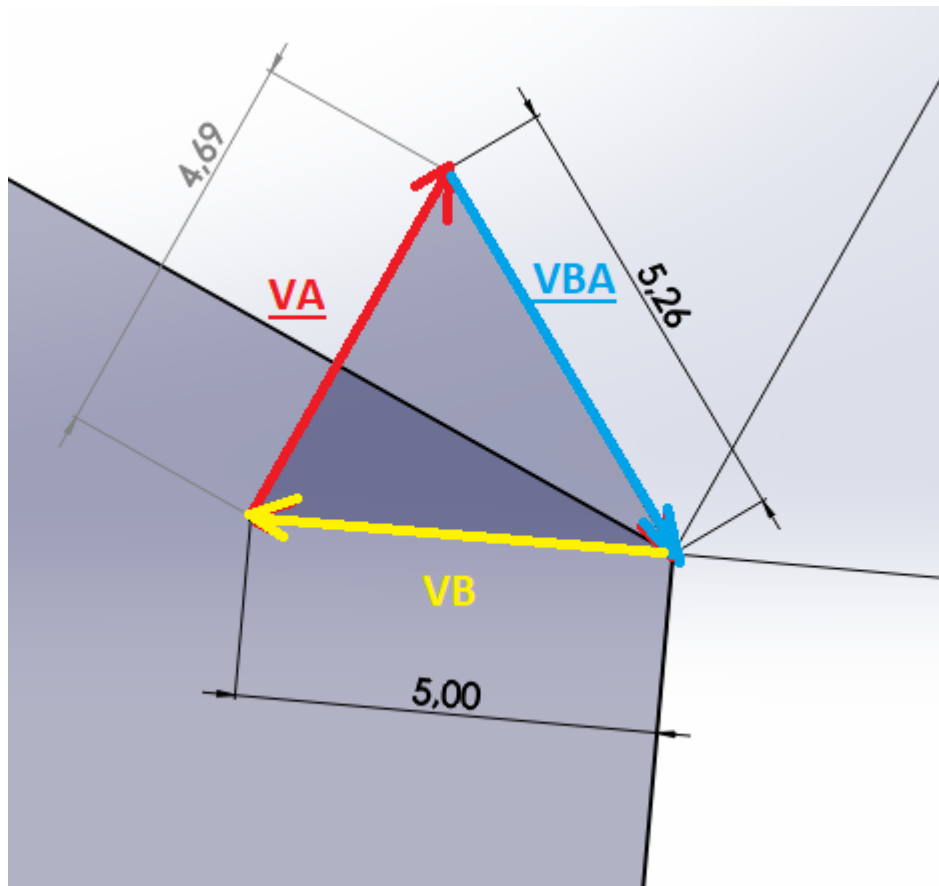
Escala de velocidad 1:5

Para el método gráfico $V_B = 5mm$

$$Ev = \frac{2800mm/s}{5} = 560.07mm/s$$

Figura 57.

Triangulo de velocidades



Nota. Triangulo de velocidades en el punto B donde inicia el movimiento

Los valores de las cotas que resultaron del triángulo de velocidades deben ser multiplicado con el valor de la escala de velocidades E_v para así saber cuál es el valor real.

$$|v_{AB}| = 5.26mm * 560.07mm/s$$

$$|v_{AB}| = 2945.97mm/s$$

$$|v_A| = 4.69mm * 560.07mm/s$$

$$|v_A| = 2626.73mm/s$$

Ya con estos datos se pueden hallar las velocidades angulares en cada eslabón:

$$w_3 = \frac{|v_{AB}|}{r_3}$$

$$w_3 = \frac{2945.97 \text{ mm/s}}{30 \text{ mm}}$$

$$w_3 = 98.1020 \text{ rad/s}$$

$$w_4 = \frac{|v_A|}{r_4}$$

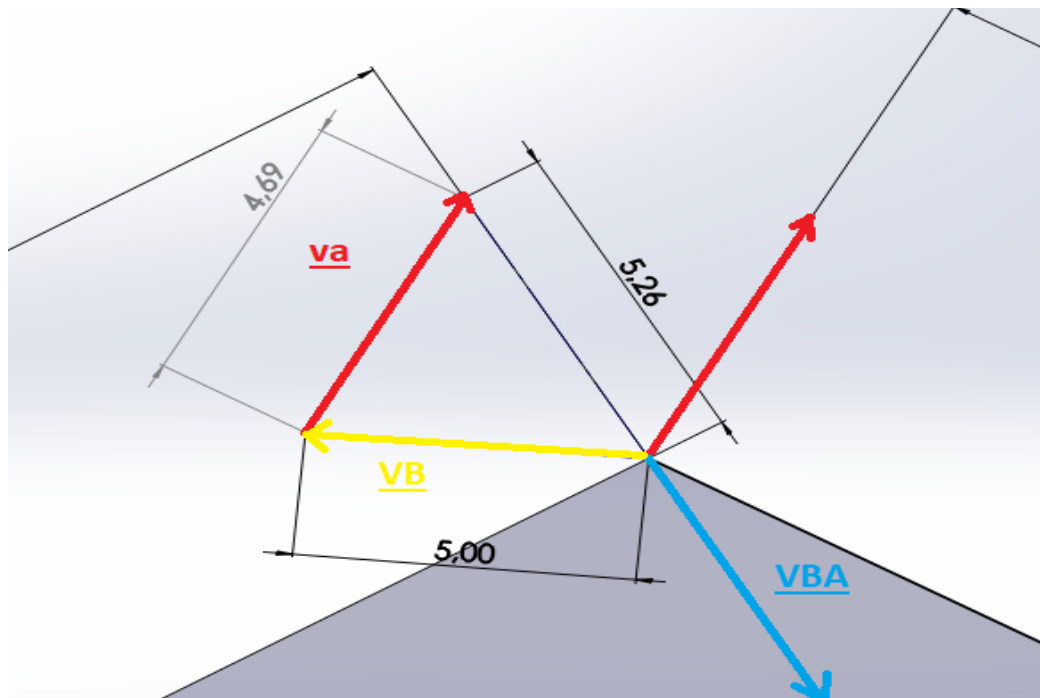
$$w_4 = \frac{2626.73 \text{ mm/s}}{20 \text{ mm}}$$

$$w_4 = 131.34 \text{ rad/s}$$

Al transportar el triángulo al otro eslabón que se debe analizar (eslabón A) se hallan las direcciones de los vectores velocidad y las velocidades angulares en este punto. de acuerdo con la orientación de los vectores, w_3 y w_4 giran en sentido horario, por lo tanto, son negativas.

Figura 58.

Segundo triangulo de velocidades



Nota. Triangulo de velocidades en el segundo eslabón de estudio, el punto A. Con este análisis gráfico finaliza el apartado de velocidades.

Una vez se tiene el módulo de los vectores velocidad, se pueden empezar a analizar las aceleraciones que actúan sobre el mecanismo. Como en el caso de las velocidades, se comienza determinando los datos conocidos, en este caso la aceleración normal de B.

$$|A^N_B| = \omega^2 * r_2$$

$$|A^N_B| = (26.67^2 \text{ rad/s}) * 105 \text{ mm}$$

$$|A^N_B| = 74685.33 \text{ mm/s}^2$$

Como el valor es grande como para graficarlo, se hace una escala de este valor de 1:5

$$E_v = \frac{74685.33mm/s^2}{5}$$

$$E_v = 14937.06mm/s^2$$

Se necesita conocer la aceleración angular α que está dada por la velocidad angular sobre el tiempo.

$$\alpha = \frac{w}{3}$$

$$\alpha = \frac{26.67rad/s}{3s}$$

$$\alpha = 8.89 rad/s^2$$

Con la aceleración angular se pueden calcular aceleraciones como la tangencial del primer eslabón.

$$|A^T_B| = \alpha * r_2$$

$$|A^T_B| = 8.89 mm/s^2 * 105mm$$

$$|A^T_B| = 933.45mm/s^2$$

Para graficar la aceleración A_t se deben tomar los valores escalados, es decir:

$$\left| \frac{A^T_B}{E_v} \right| = \frac{933.45mm/s^2}{14937.06mm/s^2} = 0.062$$

La aceleración normal a lo largo del eslabón AB.

$$A^N_{AB} = w_3^2 * r_3$$

$$A^N_{AB} = 98.1020^2 mm/s * 30mm$$

$$A^N_{AB} = 288720.07mm/s^2$$

Escalado

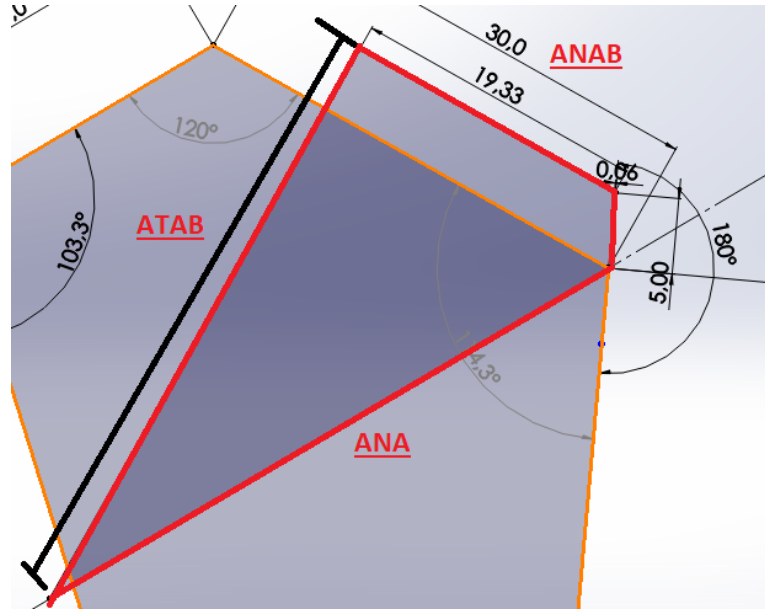
$$A^N_{AB} = \frac{288720.07mm/s^2}{14937.06mm/s^2}$$

$$A^N_{AB} = 19.33$$

Con lo anterior ya podemos empezar a hacer un análisis gráfico de aceleraciones.

Figura 59.

Triangulo de aceleraciones.



Nota. Triangulo de aceleraciones en el punto B del sistema abrasivo.

Del método gráfico se puede decir que:

$$ATA = A_B^t + A_{A/B}^t$$

$$A_{A/B}^t = 41.7 * 14937,06 \text{ mm/s}^2$$

$$A_{A/B}^t = 622875.402 \text{ mm/s}^2$$

$$A^t = 933.45 \text{ mm/s}^2 + 622875.402 \text{ mm/s}^2$$

$$A^t = 623808.852 \text{ mm/s}^2$$

$$A_B = A_B^t + A_B^n$$

$$A_B = 933.45 \text{ mm/s}^2 + 74685.33 \text{ mm/s}^2$$

$$A_B = 75618.78 \text{ mm/s}^2$$

Cuando ya se han analizado los eslabones que interesan para la aplicación, se procede a analizar las fuerzas que actúan en el sistema. se realiza un método citostático del mecanismo.

Se requieren las aceleraciones angulares en cada eslabón, pero estas se pueden hallan dividiendo la velocidad angular en el tiempo, para luego ser multiplicadas por la aceleración tangencial.

$$\alpha_2 = \frac{w_2}{t} = \frac{26.67rad/s}{3s} = 8.89rad/s^2$$

$$\alpha_3 = \frac{w_3}{t} = \frac{98.1020rad/s}{3s} = 32.7rad/s^2$$

$$\alpha_4 = \frac{w_4}{t} = \frac{131.34rad/s}{3s} = 43.78rad/s^2$$

El software SolidWorks nos entrega las características de las piezas, donde se encuentra el centro de masa de los eslabones en cuestión. podemos calcular la aceleración tangencial multiplicando la aceleración angular por la distancia donde se encuentra el centro de masa.

Para el eslabón 2 (r2)

$$a_{tcg}y = \alpha_2 * r_{2cg}$$

$$a_{tcg}y = 8.89rad/s^2 * 9.28mm$$

$$a_{tcg}y = 82.499 mm/s^2$$

Para el eslabón 3 (r3)

$$a_{tcg}x = \alpha_3 * r_{3cg}x$$

$$a_{tcg}x = 32.7rad/s^2 * 15.4mm$$

$$a_{tcg}x = 503.58 mm/s^2$$

$$a_{tcg}y = \alpha_3 * r_{3cg}y$$

$$a_{tcg}y = 32.7rad/s^2 * 5mm$$

$$a_{tcg}y = 163.5mm/s^2$$

Para el eslabón 4 (r4)

$$a_{tcg}x = \alpha_4 * r_{4cg}x$$

$$a_{tcg}x = 43.78rad/s^2 * 7.69mm$$

$$a_{tcg}x = 336.77 mm/s^2$$

$$a_{tcg}y = \alpha_4 * r_{4cg}y$$

$$a_{tcg}y = 43.78rad/s^2 * 7.58mm$$

$$a_{tcg}y = 331.85mm/s^2$$

Para finalmente definir la magnitud de las fuerzas que actúan en el sistema, se determinan las masas de cada uno de los eslabones.

Tabla 18.

Masa de los eslabones.

<u>Eslabón / Pieza</u>	<u>masa en Kg</u>
Eslabón 2 / volante	0.688125
Eslabón 3 / manivela	0.03344
Eslabón 4 / biela	0.0671

Nota. Masa de las piezas que componen el mecanismo cuatro barras.

Eslabón 2

$$F_x = m * a_{tcg}x$$

$$F_x = 0.688125kg * 0.082499m/s^2$$

$$F_x = 56.769 * 10^{-3} N$$

Eslabón 3

$$F_x = m * a_{tcg} x$$

$$F_x = 0.03344 k_g * 0.50358 m/s^2$$

$$F_x = 16.839 * 10^{-3} N$$

$$F_y = m * a_{tcg} y$$

$$F_y = 0.03344 k_g * 0.50358 m/s^2$$

$$F_y = 16.839 * 10^{-3} N$$

Eslabón 4

$$F_x = m * a_{tcg} x$$

$$F_x = 0.0671 k_g * 0.33677 m/s^2$$

$$F_x = 22.59 * 10^{-3} N$$

$$F_y = m * a_{tcg} y$$

$$F_y = 0.0671 k_g * 0.33185 m/s^2$$

$$F_y = 22.26 * 10^{-3} N$$

Se evidencia que la fuerza necesaria para hacer girar el mecanismo es mínima, por lo que la única resistencia será la del resorte quién es el encargado de mantener los cepillos cerrados, ajustando el tubo del menor diámetro, pero garantizando una buena presión de limpieza al más grande.

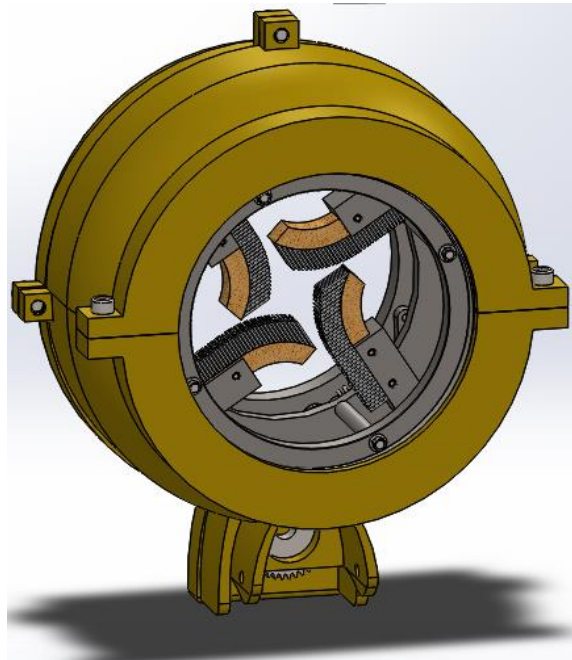
6. MANUALES

6.1. Manual de ensamble

El presente manual se realiza con el fin de enseñar e ilustrar el ensamble de la máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas exteriores críticas de tuberías de perforación, con diámetros entre 3" y 7" (inch). En cada ilustración se va a señalar cada número de parte de cada pieza con su respectivo nombre. Para ensamblar la máquina se requiere de un solo técnico u operario que debe tener todas las normas de seguridad para poder trabajar con la máquina, este debe tener un conocimiento de limpieza de tubería de perforación básico, conocimiento de pulidoras de 9" DeWalt D28496M y adicionalmente la herramienta que se debe utilizar será, llave para pulidora DeWalt, llave Allen número 6 y llave para abrir el aro guía.

Figura 60.

Vista frontal de máquina de limpieza mecánica.



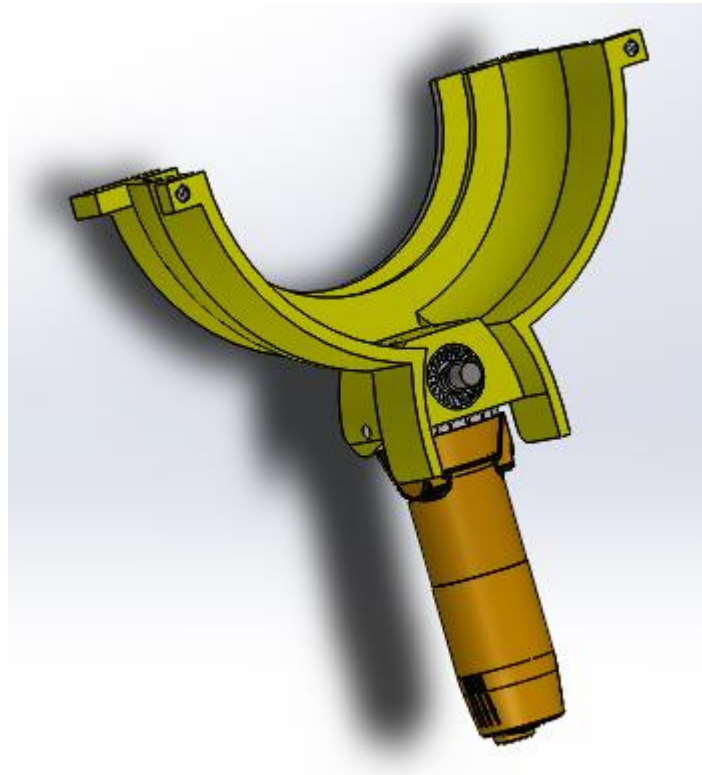
Nota. Vista frontal de la máquina de limpieza mecánica con todos sus componentes ensamblados.

El ensamble da inicio manipulando la pulidora que debe estar totalmente desconectada para evitar accidentes, se procede a quitar la rosca de sujeción del eje

utilizando la llave de la pulidora para empezar con el montaje de cada pieza de la máquina, se inicia montando la carcasa anterior:

Figura 61.

Vista interior de carcasa A.

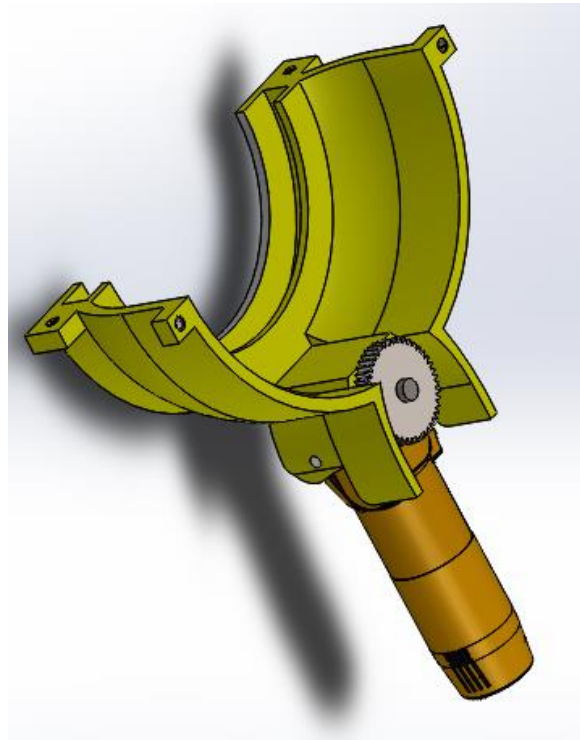


Nota. Carcasa A donde se aloja la pulidora con su mango y tornillo de seguridad

Posteriormente se monta el piñón conductor (EP) en el eje de la pulidora que irá acoplado con el engranaje conducido (EG), donde tendrán una relación de velocidad de 4:1 puesto que es una transmisión de potencia reductora. El engranaje al tener un alto grado de dificultad de ensamble con los componentes adicionales que tiene la máquina es engorroso para el técnico u operario debido a la cantidad de piezas pequeñas e incomodidad que genera el apriete y ajuste de las mismas, estas van a estar ensambladas de fábrica con los aros guías, bielas, manivelas, resortes y cepillos trenzados, además de su respectiva tornillería y pasadores.

Figura 62.

Vista interior de carcasa A con piñón.

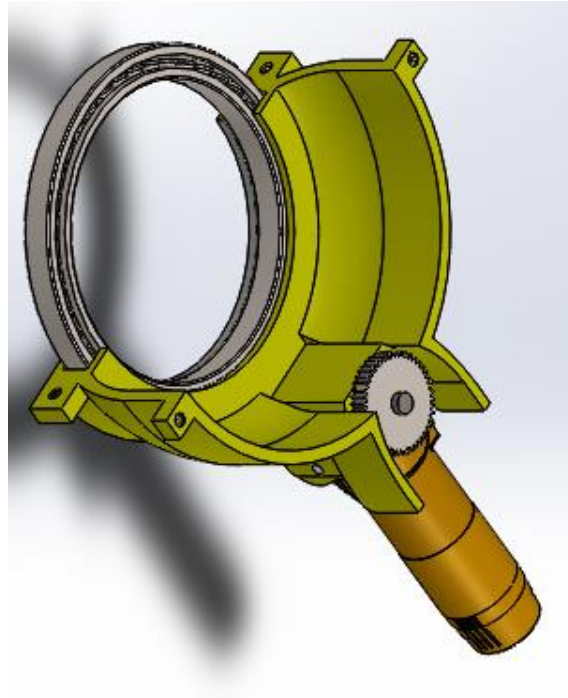


Nota. Carcasa A con el piñón acoplado a la pulidora

Seguido de ello, se procede a colocar la tuerca de apriete (5/8 de pulgada) en el eje de la pulidora para ajustar el piñón conductor y tener total apriete, este ajuste debe realizarse por medio de la llave de la pulidora; ulterior a esto se coloca la parte delantera de la carcasa y se acomoda de manera que se pueda atornillar y apretar fácilmente mediante llave Allen número 6.

Figura 63.

Carcasa A con piñón y rodamiento A ensamblados

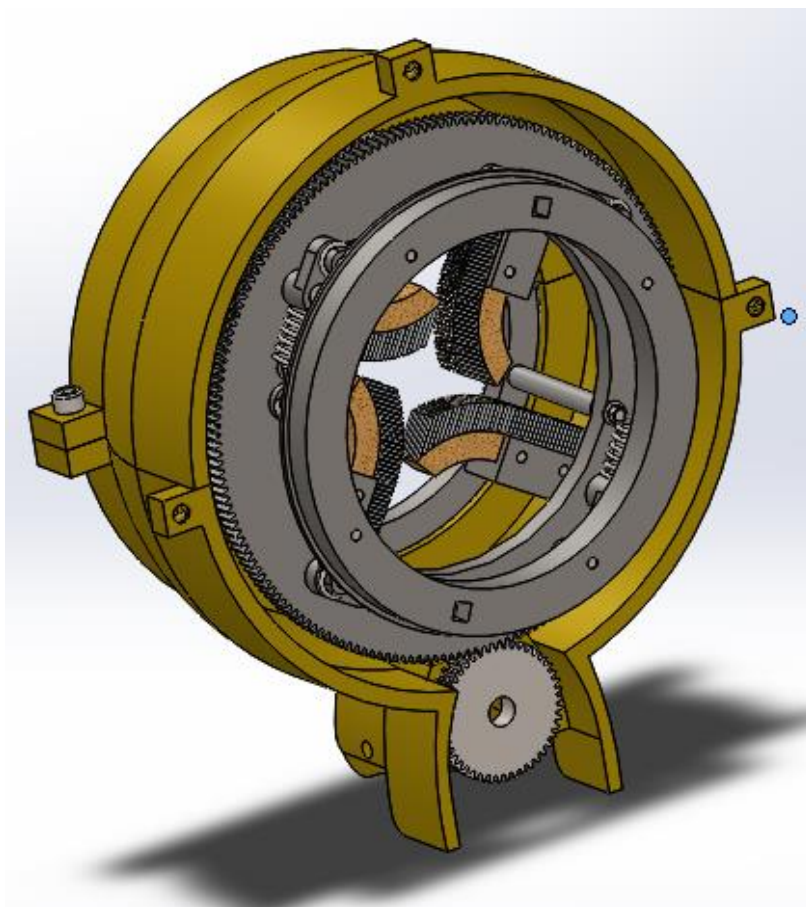


Nota. Vista interna de la carcasa A, piñón rodamiento y pulidora.

Finalizando todo esto se procede a abrir el aro guía dependiendo del diámetro de tubería que se requiera limpiar y luego de esto se suelta el aro guía para que por medio de los resortes que tiene la máquina ajusten a la medida deseada. Por último, sólo resta conectar el cable de poder para poder iniciar con la limpieza mecánica para la inspección de áreas exteriores críticas de tuberías de perforación.

Figura 64.

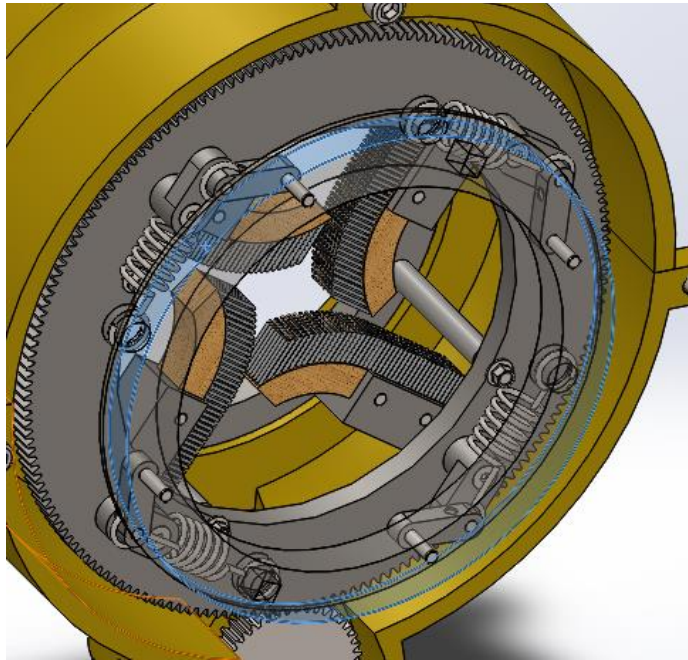
Mecanismo abrasivo



Nota. Mecanismo abrasivo y de transmisión de potencia completamente ensamblado y soportado en el rodamiento A

Figura 65.

Vista interna del mecanismo abrasivo



Nota. Componentes responsables del cierre y apertura de los cepillos de acero trenzado

6.2. Manual de operación

Para iniciar con la marcha de la máquina, primero debe estar completamente armada, además el técnico u operario debe tener todas las normas de seguridad para poder trabajar con la máquina. Lo único que se debe ajustar mecánicamente, es el diámetro al cual van a trabajar los cepillos dependiendo del diámetro de tubería a limpiar. Esto lo puede realizar un solo técnico u operario; se hace por medio de la llave del aro guía. Se requiere de llave Allen de número 6 para desmontar y montar la carcasa.

Para esto se debe meter la llave del aro guía en su respectivo cuadrante generando un torque en sentido antihorario dependiendo del diámetro de tubería que se desee limpiar; se mete el tubo en primera instancia para limpiar el cabezal, posterior a esto se deja que por medio de los resortes a tracción de la máquina se devuelva en sentido horario ajustando los cepillos contra el cabezal y por último restaría sacar la llave del

cuadrante para posteriormente conectar el cable de poder de la máquina e iniciar la limpieza.

Como la tubería de perforación viene de fábrica con un cabezal y cuerpo, donde el cabezal siempre va a tener un diámetro mayor que el del cuerpo puesto que el "**Tool Joint**" tiene por un costado una conexión pin y en el otro costado conexión box para poder realizar la unión de la tubería y así extenderla cuán larga sea necesaria. En este punto es donde los cepillos se deben abrir dependiendo del diámetro del cabezal que se vaya a limpiar.

Finalizada la limpieza del cabezal se debe apagar y desconectar la máquina para hacer girar el aro guía en sentido antihorario utilizando la llave en el cuadrante del aro y así abrir los cepillos para seguido de ello mover la máquina hacia el cuerpo del tubo donde va a tener un diámetro menor, es decir, que los resortes de la máquina van a volver a actuar haciendo girar el aro guía en sentido horario para poder ajustar los cepillos contra el cuerpo del tubo. Teniendo total ajuste contra el tubo se vuelve a conectar el cable de poder y se inicia la limpieza del cuerpo del tubo. Al haber concluido la limpieza del cuerpo, se debe apagar y desconectar nuevamente la máquina para hacer girar el aro guía en sentido antihorario utilizando la llave en el cuadrante del aro y así abrir los cepillos dejando desplazar la máquina para su posterior extracción de la tubería y así finalizar la limpieza de un tubo.

6.3. Manual de mantenimiento

- Nombre técnico:

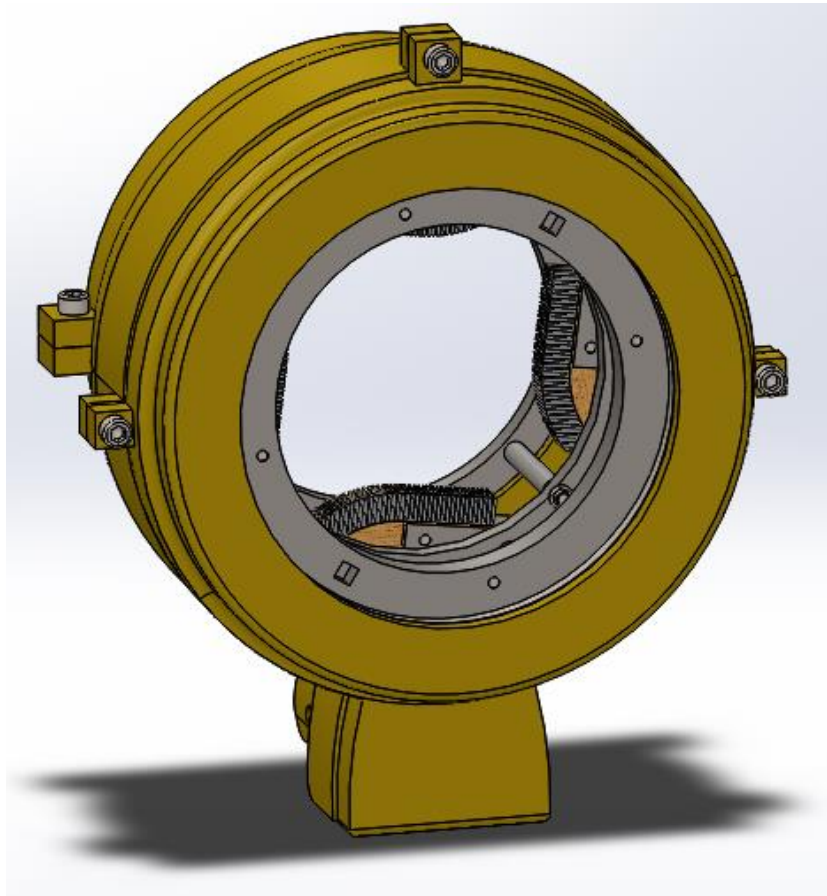
Máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas exteriores críticas de tuberías de perforación, con diámetros entre 3" y 7" (inch).

- Nombre común:

Máquina de limpieza mecánica para tubería de perforación.

Figura 66.

Vista dimétrica de la máquina de limpieza mecánica



Nota. Vista dimétrica del mecanismo con los cepillos totalmente abiertos dando espacio para introducir la tubería.

- Descripción del equipo:

La máquina de limpieza mecánica se utiliza para el proceso de limpieza mecánica exterior de la tubería de perforación para posteriormente ser llevada al área de inspección. Esta máquina garantiza eficiencia a la hora de realizar la limpieza puesto que lo hace en menor tiempo que una limpieza regular con grata de copa y lijas.

- ¿Qué hace la máquina de limpieza mecánica?

La máquina de limpieza mecánica realiza un proceso continuo de limpieza, dependiendo del diámetro que se requiera intervenir; comenzando por la conexión pin,

seguido de un segmento del cuerpo dividido en dos sesiones y finalizando con la conexión box.

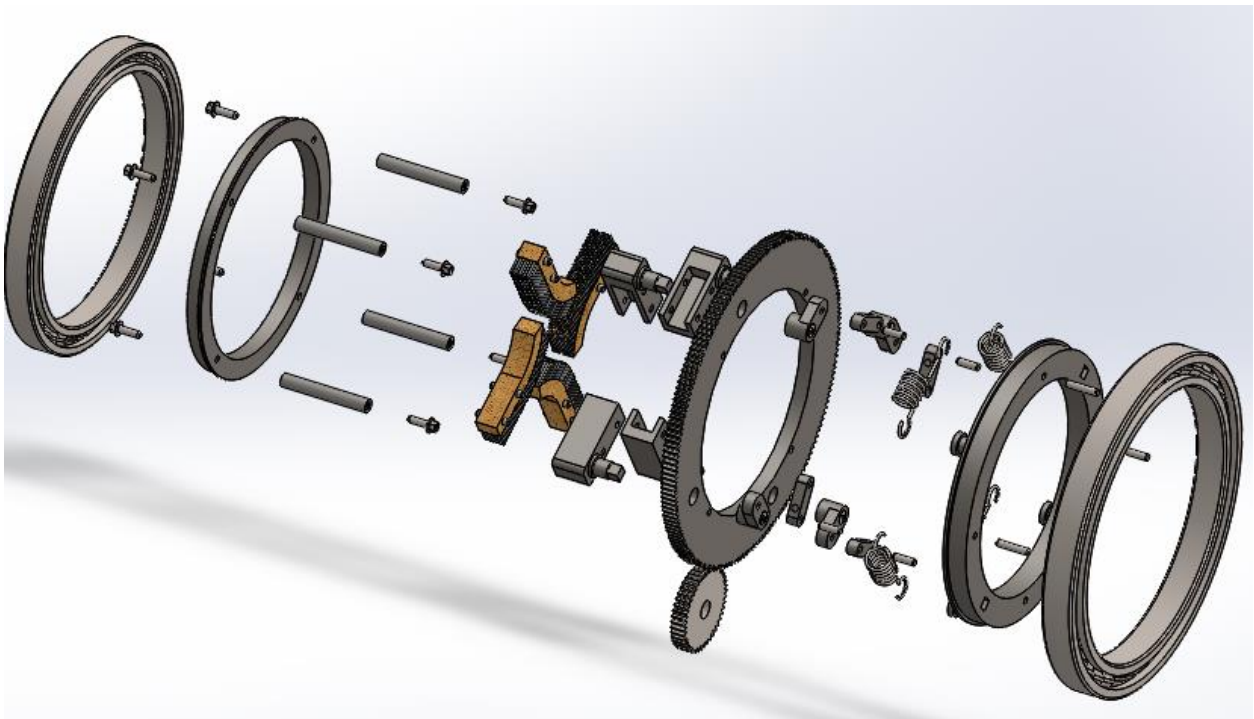
- ¿Cómo opera la máquina de limpieza mecánica?

La limpieza mecánica para tubería de perforación se da por medio de los cepillos que tiene la máquina los cuales ejercen la fuerza necesaria hacia el tubo gracias a los resortes a tracción que tiene el aro volante. A medida que los cepillos van girando y haciendo la limpieza, toca ir moviendo la máquina de forma paralela al tubo para tener una limpieza uniforme a lo largo del tubo, dependiendo la zona que se esté limpiando ya que se tiene los cabezales con conexión pin y conexión box y el cuerpo del tubo, donde el cabezal siempre va a ser de mayor diámetro que el cuerpo.

- Partes básicas:

Figura 67.

Vista explosionada del mecanismo



Nota. El mecanismo con su vista explosionada sin carcasas ni pulidora.

- Engranajes:

Son los encargados de transmitir la potencia mecánica al sistema, los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, las cuales se denominan piñón al de diámetro pequeño y engranaje al de diámetro mayor; en este caso es un sistema reductor ya que se tiene una velocidad de entrada de 6500 rpm procedente de la pulidora DeWalt y una velocidad de salida de 1625 rpm.

- Aros:

En la máquina tienen dos funciones, primero por medio del aro volante se genera el movimiento del mecanismo biela manivela que a su vez produce la apertura o cierre de los cepillos para generar el ajuste al tubo y su posterior limpieza. Como segunda función tanto el aro guía como el aro volante se encargan de sostener al mecanismo, además de esto los aros están ubicados dentro de los rodamientos.

- Rodamientos:

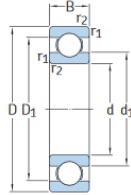
Es un elemento rotativo, capaz de soportar cargas radiales y axiales. En la máquina se utilizan rodamientos rígidos de bolas puesto que se requiere garantizar la velocidad de giro y no se utilizan cargas elevadas. Las funciones principales de los rodamientos son soportar cargas, reducir la fricción y permite el posicionamiento de las partes móviles de la máquina.

Se eligen por catálogo los rodamientos necesarios para nuestra aplicación.

Tabla 19.

Rodamiento de bolas

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 200 – 260 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica			Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾	
mm			kN			kN	r. p. m.	kg	-		
220	270	24	78	110	3	4 500	2 800	2,55	▶ 61844	-	
	300	38	151	180	4,75	4 300	2 600	6,8	▶ 61944	-	
	300	38	151	180	4,75	4 300	3 600	7,95	▶ 61944 MA	-	
	340	37	174	204	5,2	4 000	2 400	11,5	▶ 6044	-	
	340	56	247	290	7,35	4 000	2 400	16	▶ 6044 M	-	
	340	56	247	290	7,35	4 000	3 200	18,5	▶ 6044 M	-	
	400	65	296	365	8,8	3 200	2 000	33,5	▶ 6244	-	
	400	65	296	365	8,8	3 200	3 000	36,5	▶ 6244 M	-	
	460	88	410	520	12	3 000	2 600	73	▶ 6344 M	-	
	240	300	28	108	150	3,8	4 000	2 600	3,9	▶ 61848	-
320		38	159	200	5,1	4 000	2 400	7,3	▶ 61948	-	
320		38	159	200	5,1	4 000	3 200	8,55	▶ 61948 MA	-	
360		37	203	255	6,3	3 600	2 200	12,5	▶ 6048	-	
360		37	203	255	6,3	3 600	3 000	14	▶ 6048 MA	-	
360		56	255	315	7,8	3 600	2 200	17	▶ 6048	-	
360		56	255	315	7,8	3 600	3 000	19,5	▶ 6048 M	-	
440		72	358	465	10,8	3 000	2 600	51	▶ 6248 M	-	
500		95	442	585	12,9	2 600	2 400	97	▶ 6348 M	-	

Nota. Rodamientos de una sola hilera de bolas. Tomado de: SKF., Catalogo de rodamientos, 2019.

Para el rodamiento B se necesita un rodamiento de tapa, ya que, al estar expuesto a toda la corrosión, soldaduras, incrustaciones, lodo, entre otros, de la limpieza es más fácil que se corra, oxide o se trabe, que es todo lo contrario al rodamiento A, ya que este tiene su propio alojamiento que lo cubre totalmente de los sedimentos que deja la limpieza mecánica.

La tapa que se requiere para el rodamiento B es una tapa de metal que se fija al anillo exterior; el anillo interior incorpora una ranura en v y una holgura para que antes de sellarse pueda ser lubricado totalmente con facilidad.

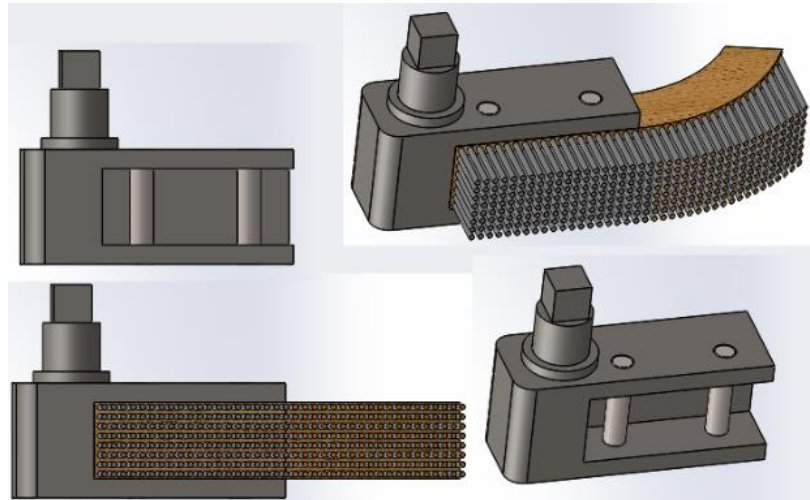
- Pasadores:

Las piezas más pequeñas e importantes de todo el diseño son los pasadores, ya que estos elementos de sujeción son diseñados para trabajar con fuerzas a torsión y cortante. Su óptima operación depende directamente del diseño y funcionamiento; en el caso de la máquina de limpieza mecánica para tubería de perforación, la principal característica que tienen los pasadores son montar, alinear y emparejar dos piezas de trabajo -en este caso, la leva y el cepillo o la biela y la manivela- con dos orificios en común para que puedan ser atravesadas por el pasador y poder trabajar de la mejor manera posible. Cabe resaltar que las fuerzas a las que serán sometidos los pasadores son mínimas ya que la leva tiene la forma del cepillo y así soporta la mayor parte de las fuerzas.

Los pasadores están hechos de diferentes materiales, para el presente proyecto se eligieron pasadores rectos en acero AISI 303 con propiedades mecánicas muy buenas ya que tiene una resistencia a la tracción de entre 500 y 1000 MPa, un coeficiente elástico de 193 GPa y una dureza de 58 a 62 HRC.

Figura 68.

Pasadores de las levas y cepillos



Nota. Los pasadores encargados de sostener los cepillos.

- Cepillos:

Son los encargados de limpiar la superficie del tubo gracias a las cerdas trenzadas que están incrustadas en el cepillo, dado que su extremo es semicircular esto hace que tenga un mejor contacto con el tubo y realiza una limpieza uniforme conforme se vaya

moviendo la máquina paralelamente al tubo. El ajuste se realiza gracias a los resortes que están conectados del aro volante a la manivela y como es a tracción cuando se abran los resortes para que, entre el tubo, se van a devolver y ajustan conforme al diámetro de tubería que se requiera limpiar.

- **Resortes:**

Se ocupan de mantener en tensión la biela y la manivela, y, asegurar que los cepillos permanezcan cerrados hasta que se les aplique una tensión al girar el volante. Para el presente proyecto el resorte se hace sobre diseño. Con esta finalidad, se acudiría a Becamel Ingeniería S.A.S.

6.3.1. Sistema abrasivo

- Cepillos trenzados
- Leva

Posibles fallas:

- Desgaste en los cepillos
- Pandeo de levas
- Desajuste de cepillos

Inspección para realizar:

- Revisar estado de los cepillos
- Verificar la horizontalidad correcta de las levas por medio de nivel de burbuja
- Revisar que la superficie de la leva esté en óptimas condiciones, sin rayaduras ni picaduras.
- Chequear que no haya juego de ajuste entre los pasadores y los agujeros.

6.3.2. Sistema mecánico

- Engranajes
- Rodamientos
- Biela
- Manivela

- Resortes
- Aro volante

Posibles fallas

- Desgaste en dientes de los engranajes
- Fricción interna de elementos rodantes y los caminos de rodadura en los rodamientos
- Fricción interna en las jaulas en los rodamientos
- Fractura de biela y/o manivela
- Deformación del cuadrante en el aro volante
- Desgaste del aro volante
- Trabamiento de la biela y/o manivela
- Extralimitación de resortes
- Fractura de resortes

Inspección para realizar:

- Verificar estado de los engranajes
- Comprobar que los elementos internos de los rodamientos funcionan de manera óptima.
- Revisar estado de biela y/o manivela.
- Comprobar que el cuadrante del aro volante no tenga deformaciones ni picaduras.
- Verificar que el aro volante no tenga desgaste por rozamiento.
- Asegurarse que el resorte no tenga ninguna anomalía y trabaje de manera correcta.

6.3.3. Sistema estructural

- Aro guía
- Carcasa
- Rodamientos

Posibles de fallas

Tabla 20.

Posibles fallas de la máquina

FALLA	CAUSA	SOLUCIÓN	SISTEMA ABRASIVO	SISTEMA MECÁNICO	SISTEMA ESTRUCTURAL
Desgaste de cuerpo de alambre trenzado	Cepillado agresivo, dureza inadecuada	Cambio de cuerpo de alambre trenzado	x		
Pandeo de levas	Choque agresivo contra tubería, exceso de presión hacia el tubo	Cambio de levas	x		
Fractura de levas	Exceso de presión hacia el tubo, corrosión		x		
Desajuste de cepillos	Pandeo de pasadores, juego de ajuste entre pasadores y cepillo	Cambio de pasadores y/o de cepillos	x		
Desgaste en dientes de engranajes	Desgaste abrasivo, adhesivo, desgaste por pulido, por erosión, rayado	Cambio del engranaje y/o piñón		x	
Fricción interna de elementos rodantes y los caminos de rodura en los rodamientos	Falta de lubricación, sellos defectuosos, vibración	Lubricar rodamientos nuevamente y si se mantiene la falla se considera reemplazar el rodamiento		x	x
Fricción interna de jaulas en los rodamientos	Falta de lubricación, sellos defectuosos, corrosión			x	x
Fractura de biela y/o manivela	Corrosión, exceso fuerza del resorte, fatiga	Cambio de biela y/o manivela		x	
Deformación del cuadrante en el aro volante	Tensión, torsión	Rectificar cuadrante, pero si la deformación es muy grande se recomienda reemplazar el aro		x	
Desgaste del aro volante	Rosamiento excesivo contra las manivelas	Rectificar aro volante		x	
Trabamiento de la biela y/o manivela	Acumulación de material particulado mezclado con lubricante	Limpieza frecuente de estos elementos		x	
Extralimitación de resortes	Alargamiento excesivo	Cambio de resortes		x	
Fractura de resortes	Corrosión, alargamiento excesivo			x	
Desgaste de aro guía	Juego de ajuste con el rodamiento	Cambio del aro guía			x
Fractura de la carcasa	Sobrecarga, golpes externos	Cambio de las piezas afectadas en la carcasa			x

Nota. Tabla de las posibles fallas y sus respectivas causas y soluciones.

- Desgaste de aro guía
- Fractura de la carcasa
- Fricción interna de elementos rodantes y los caminos de rodadura en los rodamientos.
- Fricción interna en las jaulas en los rodamientos.

Inspección para realizar:

- Revisar ajuste adecuado entre el aro guía y el rodamiento sea el correcto para evitar desgaste y ralladuras.
- Verificar que la carcasa esté en buen estado para garantizar la seguridad y el acople adecuado.
- Comprobar que los elementos internos de los rodamientos funcionan de manera óptima.

7. COSTOS

Para la estimación de los costos del proyecto, se parte del costo que tendrían los materiales a implementar en la futura elaboración de la máquina de limpieza mecánica (véase la tabla 18). Al respecto, cabe anotar que los costos están dados para la fabricación de una máquina.

Tabla 21.

Costos

<i>HOJA DE COSTOS ESTANDAR</i>	TIPO	CANT.	U	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
MATERIALES	ACERO 8620 RECOCIDO	1,5	Kg	30.350	45.525,00
	ACERO 1020 RECOCIDO	1	Kg	29.500	29.500,00
	ACERO 1070	0,5	Kg	28.600	14.300,00
	FIBRA DE VIDRIO TIPO C	2	Kg	65.000	130.000,00
	ACERO 4042 (TORNILLERIA)	100	Unid	26.300	2.630.000,00
	CEPILLOS	4	Unid	15.000	60.000,00
MANO DE OBRA DIRECTA	CORTE	5	Unid	45.000	225.000,00
	FRESADO	2	Unid	63.000	126.000,00
	MECANIZADO	3	Unid	33.000	99.000,00
	ACABADO	33	Unid	15.000	495.000,00
OTROS VARIABLES					-
					-
OTROS COSTOS DE PRODUCCION					-
					-
					3.854.325,00

Nota. Tabla de los costos de materiales y mano de obra de la máquina de limpieza mecánica.

Ahora bien, se debe recordar el planteamiento del problema de este proyecto; según el cual, los procesos de limpieza de las tuberías de perforación son realizados por 2 o 3 operarios de SAIS S.A.S. Lo anterior, representa en términos de costos económicos para la empresa el pago de entre 2 o 3 salarios mínimos legales mensuales vigentes (\$877.802 pesos colombianos), lo cual, es igual a un aproximado de \$2'633.406 pesos colombianos mensuales. Esto sin tener en cuenta los aportes a salud y seguridad social de estos empleados, que, en promedio, representan un adicional del 35% de sus salarios.

Esto es importante, ya que, como se observa en la tabla el costo estimado de producción de la máquina de limpieza mecánica es de \$3'8540.325 con una expectativa

de vida útil mayor a 5 años. Para el manejo de dicha máquina se requiere de un solo operario, lo que significa que, en términos de nómina laboral, se reduce un total de 2 nominas laborales requeridas para el proceso de limpieza mecánica; que se traduce en un ahorro de: \$1'755.604 pesos colombianos al mes (por concepto de salarios).

Así las cosas, para SAIS S.A.S. resultaría ser más rentable, en el tiempo, realizar la inversión en la producción de la máquina de limpieza, en comparación con seguir costeadando la nómina de trabajadores actual. Sumado a esto, se debe recordar que los empleados de SAIS S.A.S. que llevan a cabo estas labores de limpieza, tienden a sufrir múltiples enfermedades, que los pueden tener repercusiones temporales o permanentes sobre su salud. Las cuales, con la implementación de este proyecto se verían sustancialmente disminuidas.

8. ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL

Figura 69.

Objetivos de desarrollo sostenible



Producido en colaboración con TROLLBÄCK + COMPANY | TheGlobalGoals@trollback.com | +1.212.529.1010
Para cualquier duda sobre la utilización, por favor comuníquese con: dpicampa@trollun.org

Nota. 17 objetivos de desarrollo sostenible adjudicados por la ONU Tomado de: United Nations [sitio web], La asamblea general adopta la agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible.

Llegado a este punto, se evaluará el impacto que tuvo nuestro proyecto de cara a los objetivos de desarrollo sostenible, que han sido impulsados por la Organización de las Naciones Unidas (ONU). Al respecto, consideramos relevantes los objetivos 9 y 12, a saber: industria, innovación e infraestructura, y, producción y consumo responsables.

Respecto al primero, consideramos que nuestro proyecto forma parte del espectro de actividades que contribuyen a alcanzar a nuestro país un mejor desarrollo del sector.

Toda vez que, la implementación del diseño permite la innovación y el progreso tecnológico, que son claves para descubrir soluciones duraderas para los desafíos económicos y medioambientales.

Ahora bien, en relación con el segundo es menester tener en cuenta que el consumo y la producción responsable -ambos como fuerzas impulsadoras de la economía- dependen del uso del medio ambiente natural y de los recursos de una manera responsables.

Al respecto, con lo estudiado en el proyecto se considera que el diseño es una forma fiable de atender las necesidades de la empresa -que tienen un alto costo social y económico; como fue descrito en el aparte del planteamiento del problema- sin que represente un impacto ambiental significado. Toda vez que, el diseño de la máquina se llevó a cabo con materiales que son amigables con el medio ambiente, tales como: la fibra de vidrio, metales, entre otros. Los cuales podrán atravesar un proceso que les permita ser reciclados y/o reutilizados, cuando la máquina pierda su periodo de funcionamiento. Todavía más, se evitó el uso de materiales con alto nivel de contaminación, como plásticos o baterías.

Ahora bien, se estima que la vida útil de la máquina sea de 7 años aproximadamente, con el debido mantenimiento, lo cual quiere decir que los costos ambientales asociados a la producción de esta deben ser evaluados de cara al tiempo que esta será útil.

9. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se diseñó una máquina de limpieza mecánica para la inspección de áreas exteriores críticas de tuberías de perforación, con diámetros entre 3" y 7" (inch), para la empresa SOUTH AMERICAN INSPECTION SERVICES COLOMBIA S.A.S.

Siguiendo esta línea se caracterizaron los procesos de limpieza mecánica e inspección a realizar, el tipo de tubería de perforación a inspeccionar, y, el resultado esperado con la máquina. Obteniendo como resultado que la implementación de la máquina, por la empresa, tendría beneficios en relación con los costos económicos a largo plazo, tiempo y eficacia.

Asimismo, se determinaron las variables de entrada y salida, el modo funcional, el diseño conceptual y alternativas de diseño para el modelo de la máquina, que permite llevar a cabo la limpieza mecánica en áreas exteriores de tuberías de perforación. Permitiendo la elaboración del diseño más adecuado con atención a los requerimientos generales y especiales de la empresa.

En relación con el software de diseño CAD 3D SolidWorks, nos ha permitido tener un diseño de muy buena calidad, obteniendo una mejor presentación con menor esfuerzo a la hora de realizar el diseño y planos del proyecto.

Así, se diseñó en detalle la máquina que responde a las necesidades de la empresa SAIS S.A.S., presentando una maquina con un diseño compacto, portátil, capaz de acoplarse a las herramientas existentes -en este caso la pulidora que maneja la empresa-, segura, ergonómica y que puede ser usada por un solo operario -lo cual, como se evaluó previamente representa ventajas en los costos económicos de la empresa.

Culminado el análisis del diseño, se evidencia que el esfuerzo para hacer girar el aro volante es mínimo, con esto cualquier operario tendrá la capacidad de realizar este movimiento y logrará abrir los cepillos para que ingrese la máquina a la tubería y se realice su posterior limpieza mecánica.

Finalmente, se evaluaron el costo y el impacto ambiental del diseño de la máquina para SAIS S.A.S.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] South american inspection services S.A.S. [sitio web], Colombia. *Nuestra empresa*. [Consultado: 26 de junio de 2020]. Disponible en: <http://www.saiscolombia.com/NuestraEmpresa.html>
- [2] Ciencia Forense, *Revista Aragonesa de medicina legal*. N° 1, Zaragoza: Institución “Fernando el Católico”, 1999.
- [3] J. U. Rengifo, Ejecutivo representante de la empresa South american inspection services Colombia S.A.S. Bogotá, Colombia, observación inédita, 2020.
- [4] J. E. Rengifo, Ingeniero de petróleos especialista en gerencia de empresas. Bogotá, Colombia, observación inédita, 2020.
- [5] Power Brush Machines Inc. [sitio web], Louisiana. *Your Power Brush System*. [Consultado: 26 de junio de 2020]. Disponible en: <http://powerbrushmachine.com/your-power-brush-system/>
- [6] Power Brush Machines Inc. [sitio web], Louisiana. *About Us*. [Consultado: 26 de junio de 2020]. Disponible en: <http://powerbrushmachine.com/about-us/>
- [7] J. Giraldo López, «Golpes y caídas son los accidentes laborales más comunes», En: *La República*. Colombia, junio 13 de 2018. [Consultado en: 05 de julio de 2020]. Disponible en: <https://www.larepublica.co/alta-gerencia/golpes-y-caidas-son-los-accidentes-laborales-mas-comunes-2737266>
- [8] Consejo Colombiano de Seguridad. «Cómo le fue a Colombia en accidentalidad, enfermedad y muerte laboral en 2018». En: *Boletín CCS Al día*, Colombia, marzo 06 de 2019. Disponible en: <https://ccs.org.co/como-le-fue-a-colombia-en-accidentalidad-enfermedad-y-muerte-laboral-en-2018/>
- [9] G. Delojo Morcillo y AEND., Asociación Española De Ensayos No Destructivos, *Inspección visual: niveles II y III*. Madrid: Editorial Fundación Confemetal, 2011. [ProQuest E-book Central], <https://ebookcentral-proquest-com.loginbiblio.poligran.edu.co/lib/bibliopoligransp/detail.action?docID=4849805>.
- [10] F. C. Gómez de León; A. González Carpena, Inspección de materiales, curso de resistencia de materiales y cálculo de estructuras [Presentación de Power Point]. Disponible en:

<https://www.um.es/documents/4874468/16219625/tema07.pdf/ab17030e-33aa-4fc5-8787-4b85789c74e5>

- [11] Aend., Asociación Española De Ensayos No Destructivos, *Líquidos penetrantes: Nivel II*. Madrid: Editorial Fundación Confemetal, 2009. [ProQuest E-book Central]. Disponible en: <https://ebookcentral-proquest-com.loginbiblio.poligran.edu.co/lib/bibliopoligransp/detail.action?docID=4849806>.
- [12] G. Tovar Sánchez, *Fundamentos del análisis de falla*. Bogotá: Escuela Colombiana de Ingeniería, 2006.
- [13] M. Bermúdez, F. Faura, G. Martínez y J. Ojados, *Prácticas de ciencia de materiales: fundamento y desarrollo*. Murcia: Universidad, Secretariado de Publicaciones, 1992.
- [14] T. Hill; T. Wadsworth, Standard DS-1, Drill Stem Inspection, Fourth Edition, Ed. Bureau veritas, 2012.
- [15] Aend., Asociación Española De Ensayos No Destructivos, *Partículas magnéticas Nivel II*. Madrid: Editorial Fundación Confemetal, 2016. [ProQuest E-book Central]. Disponible en: <https://ebookcentral-proquest-com.loginbiblio.poligran.edu.co/lib/bibliopoligransp/detail.action?docID=4824525>.
- [16] United steel industry, member of USI Group [sitio web], China. Blog & news. [Consultado en: 26 de junio de 2020]. Disponible en: <http://www.united-steel.com/news.html>
- [17] United steel industry, member of USI Group [sitio web], China. Oil Country Tubular Goods (OCTD). (16 de septiembre de 2019). [Consultado en: 26 de junio de 2020]. Disponible en: <http://www.united-steel.com/newsshow/1112.html>
- [18] N. Galvin, “Inspección tubular: complementos de una buena perforación de pozos en la industria petrolera”, tesis, universidad nacional autónoma de México, 2010. <https://es.slideshare.net/magnusgabrielhuertafernandez/inspeccion-de-tuberia-de-perforacion>.
- [19] South american inspection services [sitio web], Colombia. Ensayos no destructivos especializados. [Consultado en: 26 de junio de 2020]. Disponible en: http://www.saiscolombia.com/Ensayos_No_Destructivos_Especializados.html
- [20] South american inspection services [sitio web], Colombia. Equipos. [Consultado en: 26 de junio de 2020]. Disponible en: <http://www.saiscolombia.com/Equipos.html>

- [21] K. Gómez Herrera, *Tipos y características de tuberías para elaboración de pozos petroleros*. Tesis para obtener el título de ingeniero petrolero. Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de ingeniería. México, 2017. Disponible en: <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100/14078/TESIS%20Tipos%20y%20caracter%20C3%ADsticas%20de%20tuber%20C3%ADas%20para%20elaboraci%20C3%B3n%20de%20%20pozos%20petroleros.pdf?sequence=1>
- [22] *Procedimiento de inspección de Drill Pipe*, versión 10, South american inspection services, Colombia, SAIS-OP-P-12R, pp. 1-15.
- [23] Informes técnicos, Preparación de superficie – Norma SSPC, 2015. Disponible en: <https://cym.com.ar/intranet/Preparacion-de-superficies-norma-SSPC-granallado-cymmateriales-shotblasting.pdf>
- [24] Metal mecánica internacional [sitio web], Asociaciones, [Consultado. 10 de diciembre de 2020]. Disponible en: <https://www.metalmecanica.com/asociaciones/AGMA+96000>
- [25] Agma [sitio web], About. [Consultado: 10 de diciembre de 2020]. Disponible en: <https://www.agma.org/>
- [26] L. Suresh, “fibra de vidrio”, Trabajo fin de grado, Facultad de Farmacia, Universidad Complutense, 2019. Disponible en: <http://147.96.70.122/Web/TFG/TFG/Memoria/LAKSHA%20SURESH%20SADHWA%20NI.pdf>
- [27] Plaremesa [sitio web], México. ¿Qué es la fibra de vidrio? [Consultado: 10 de diciembre de 2020]. Disponible en: <https://www.plaremesa.net/que-es-la-fibra-de-vidrio/>
- [28] South american inspection services [sitio web], Colombia. Ensayos no destructivos básicos. [Consultado en: 26 de junio de 2020]. Disponible en: http://www.saiscolombia.com/Ensayos_No_Destructivos_Basicos.html
- [29] DeWalt, Catalogo, D28496M Pulidora de 9” (230 mm).
- [30] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Cuarta Edición. México: Pearson Education, 2006.

- [31] SKF., Catálogo de rodamientos, 2019. Disponible en: https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf
- [32] United Nations [sitio web], La asamblea general adopta la agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible. Disponible en: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/2015/09/la-asamblea-general-adopta-la-agenda-2030-para-el-desarrollo-sostenible/>
- [33] Aend., Asociación Española De Ensayos No Destructivos, *Partículas magnéticas Nivel II*. Madrid: Editorial Fundación Confemetal, 2016. [ProQuest E-book Central]. Disponible en: <https://ebookcentral-proquest-com.loginbiblio.poligran.edu.co/lib/bibliopoligransp/detail.action?docID=4824525>.
- [34] S. Boslaugh, Bloom's Taxonomy. Salem Press Encyclopedia, 2019.
- [35] M. Groover, *Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas*. Tr. Carlos M. de la Peña Gómez y Miguel Ángel Martínez. 1.^a ed. México: Prentice Hall Hispanoamérica S.A., 1997.
- [36] W. Hufnagel, *Manual del aluminio*. Tr. Pedro Coca y José Company. Vol. II. Barcelona: Editorial Reverté, S.A., 1992.
- [37] B. Jiménez Padilla, *Armado de tuberías. FMEE0108*. 1.^a ed. Málaga: IC Editorial, 2014.
- [38] F. Luque Romera, *Operaciones básicas y procesos automáticos de fabricación mecánica. FMEE0108*. 1.^a ed. Málaga: IC Editorial, 2014.
- [39] L. A. Pérez Gómez, *Recomendaciones para procesos constructivos en revestimientos pétreos de fachadas*. 1.^a ed. Bogotá: Universidad Nacional de Colombia, 2006.
- [40] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Cuarta Edición. México: Pearson Education, 2006.
- [41] R. L. Norton, *Diseño de máquinas, un enfoque integrado*, Cuarta Edición. México: Pearson Education, 2011.
- [42] R. G. Budynas; J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Novena Edición. México: Mc Graw Hill Education, 2012.

- [43] J. L. Abia. Elementos de dibujo mecánico y diseño. Colombia: Universidad Nacional de Colombia, s.f.
- [44] G. M. Maitra. Handbook of gear design. Second Edition. New Dehli: McGraw Hill, 2001.
- [45] E. Oberg; F. Jones; H. Horton y H. Ryffel. Machinery's Handbook. New york: Industrial Press, 2012.
- [46] A. Stokes. Manual Gerabox Design. London: Oxford, 1992.
- [47] Begneaud [sitio web], Louisiana. About. [Consultado: 26 de junio de 2020]. Disponible en: <https://www.begno.com/about>
- [48] C. A. García, «En el 2017, cada día se accidentaron 1.800 personas en su trabajo». En: *El Tiempo*. Colombia, marzo 03 de 2018. [Consultado en: 26 de junio de 2020]. Disponible en: <https://www.eltiempo.com/economia/sectores/panorama-de-los-accidentes-de-trabajo-en-colombia-en-2017-189464>
- [49] J. Arciniegas Villamizar, L. A. Quintero y J. Meneses Fonseca, *Análisis de técnicas de inspección no destructiva en tubería flexible con refuerzo no metálico para el transporte de hidrocarburos*. En: Revista Colombiana de Materiales N5. pp. 78-85. Disponible en: <https://revistas.udea.edu.co/index.php/materiales/article/view/19097/164>
- [50] N. Galvin, “Inspección tubular: complementos de una buena perforación de pozos en la industria petrolera”, tesis, universidad nacional autónoma de México, 2010. <https://es.slideshare.net/magnusgabrielhuertafernandez/inspeccion-de-tuberia-de-perforacion>

ANEXOS