

	GESTIÓN DE SERVICIOS ACADÉMICOS Y BIBLIOTECARIOS		CÓDIGO	FO-GS-15
			VERSIÓN	02
	ESQUEMA HOJA DE RESUMEN		FECHA	03/04/2017
			PÁGINA	1 de 1
ELABORO		REVISO	APROBÓ	
Jefe División de Biblioteca		Equipo Operativo de Calidad	Líder de Calidad	

RESUMEN TRABAJO DE GRADO

AUTOR(ES): NOMBRES Y APELLIDOS COMPLETOS

NOMBRE(S): MIGUEL ÁNGEL APELLIDOS: DAZA BUITRAGO

NOMBRE(S): JAVIER ANTONIO APELLIDOS: MENDOZA CORREDOR

FACULTAD: INGENIERIA

PLAN DE ESTUDIOS: INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR:

NOMBRE(S): CARLOS HUMBERTO APELLIDOS: ACEVEDO PEÑALOZA

TÍTULO DEL TRABAJO (TESIS): DISEÑO Y SIMULACION DE UNA MAQUINA PEGADORA DE GRES PORCELANICO TIPO MÉCANICA

En este documento se presenta el diseño de una máquina tipo mecánica para pegar o instalar gres porcelánico. El diseño cuenta con una ventosa que se encarga de sostener la baldosa y es accionada mediante una bomba de vacío manual. Para poder transportar la baldosa, se realiza dicho movimiento con sistemas mecánicos en la máquina de rotación y traslación de movimientos verticales. Los cálculos de algunas piezas se realizaron manualmente para aplicar la sistematización del conocimiento adquirido en la carrera de ingeniería mecánica y otras piezas se realizaron en el software Solidworks. Esta máquina se diseña con el fin de facilitar la instalación y minimizar esfuerzos de fatigas o accidentes laborales en los trabajadores del sector de la construcción.

PALABRAS CLAVES: Diseño, simulación, ventosa, gres porcelánico.

CARACTERÍSTICAS:

PÁGINAS: 111 PLANOS: ILUSTRACIONES: CD ROOM:

DISEÑO Y SIMULACION DE UNA MAQUINA PEGADORA DE GRES
PORCELANICO TIPO MECANICA

Javier Antonio Mendoza Corredor

Miguel Ángel Daza Buitrago

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERIA

INGENIERIA MECANICA

SAN JOSE DE CUCUTA

2020

DISEÑO Y SIMULACION DE UNA MAQUINA PEGADORA DE GRES
PORCELANICO TIPO MECANICA

Presentado a la Facultad de Ingeniería en cumplimiento parcial de los requisitos para el
título de Ingeniero Mecánico

Director:

PhD Carlos Humberto Acevedo Peñaloza

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERIA

INGENIERIA MECANICA

SAN JOSE DE CUCUTA

2020



ACTA DE SUSTENTACIÓN DE UN TRABAJO DE GRADO

FECHA: CÚCUTA, 20 DE MAYO DE 2020

HORA: 4:00 PM

LUGAR: CONFERENCIA VIRTUAL

PLAN DE ESTUDIOS: INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO DEL PROYECTO: "DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MAQUINA PEGADORA DE GRES PORCELANICO TIPO MECÁNICA"

JURADOS: ING. MEIMER PEÑARANDA CARRILLO
ING. MARTHA SOFÍA ORJUELA ABRIL

DIRECTOR: ING. CARLOS HUMBERTO ACEVEDO PEÑALOZA

Nombre del estudiante	Código	Calificación	
		Letra	Número
JAVIER ANTONIO MENDOZA CORREDOR	1120881	CUATRO, SEIS	4,6
MIGUEL ÁNGEL DAZA BUITRAGO	1120948	CUATRO, SEIS	4,6

MERITORIA

FIRMA DE LOS JURADOS

ING. MEIMER PEÑARANDA

ING. SOFÍA ORJUELA ABRIL

Vo.Bo
GONZALO DE LA CRUZ ROMERO GARCÍA
Coordinador Comité
Curricular



**CARTA DE AUTORIZACIÓN DE LOS AUTORES PARA
LA CONSULTA, LA REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y LA PUBLICACIÓN
ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO**

Cúcuta,

Señores
BIBLIOTECA EDUARDO COTE LAMUS
Ciudad

Cordial saludo:

Miguel Ángel Daza Buitrago, Javier Antonio Mendoza Corredor, identificado(s) con la C.C. N° 1093771984, 1090442629, autor(es) de la tesis y/o trabajo de grado titulado Diseño y simulación de una maquina pegadora de gres porcelanico tipo mecánica presentado y aprobado en el año 2020 como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico; autorizo(amos) a la biblioteca de la Universidad Francisco de Paula Santander, Eduardo Cote Lamus, para que con fines académicos, muestre a la comunidad en general a la producción intelectual de esta institución educativa, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera:

- los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo de grado en la página web de la Biblioteca Eduardo Cote Lamus y en las redes de información del país y el exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad Francisco de Paula Santander.
- Permita la consulta, la reproducción, a los usuarios interesados en el contenido de este trabajo, para todos los usos que tengan finalidad académica, ya sea en formato CD-ROM o digital desde Internet, Intranet etc.; y en general para cualquier formato conocido o por conocer.

Lo anterior, de conformidad con lo establecido en el artículo 30 de la ley 1982 y el artículo 11 de la decisión andina 351 de 1993, que establece que "**los derechos morales del trabajo son propiedad de los autores**", los cuales son irrenunciables, imprescriptibles, inembargables e inalienables.

Miguel Ángel Daza Buitrago
CC.1093771984

Javier Antonio Mendoza Corredor
CC. 1090442629

Abstract

This document presents the design of a mechanical type machine for gluing or installing porcelain tile. This design has a suction cup which is responsible for holding the tile and is operated by a manual vacuum pump. In order to transport the tile, this movement is carried out with mechanical systems in the rotation and translation machine of vertical movements. The calculations of some pieces were made manually in order to apply the systematization of the knowledge acquired in the mechanical engineering career and other pieces were made in the Solidworks software. This machine is designed to facilitate installation and minimise fatigue efforts or accidents at work in the construction sector.

Resumen

En este documento se presenta el diseño de una máquina tipo mecánica para pegar o instalar gres porcelánico. El diseño cuenta con una ventosa quien es la encargada de sostener la baldosa y es accionada mediante una bomba de vacío manual. Para poder transportar la baldosa, se realiza dicho movimiento con sistemas mecánicos en la máquina de rotación y traslación de movimientos verticales. Los cálculos de algunas piezas se realizaron manualmente para aplicar la sistematización del conocimiento adquirido en la carrera de ingeniería mecánica y otras piezas se realizaron en el software Solidworks. Esta máquina se diseñó con el fin de facilitar la instalación y minimizar esfuerzos de fatigas o accidentes laborales en los trabajadores del sector de la construcción.

Tabla de contenido

Introducción	19
1. Presentación general del proyecto.	21
1.1 Título	21
1.2 Planteamiento del problema	21
1.3 Justificación	22
1.4 Formulación del problema	23
1.5 Objetivos	23
1.5.1 Objetivo general	23
1.5.2 Objetivos específicos	23
1.6 Alcances y delimitaciones	24
1.6.1 Alcances.	24
1.6.2 Delimitaciones.	24
2. Marco de referencia	25
2.1 Antecedentes.	25
2.1.1 Antecedentes internacionales.	25
2.1.2 Antecedentes nacionales	26
2.2 Marco teórico	27
2.2.1 Método de instalación tradicionales para el pegado de una baldosa	27
2.2.2 Baldosas	28
2.2.3 Diseño de máquinas	29
2.2.4 Esfuerzos y tipos de esfuerzo.	29
2.2.5 Deformación	30
2.2.6 Solidworks	31

2.2.7 Engranés	32
2.2.8 Mecanismo piñón cremallera	35
2.2.9 Ventosas	35
2.2.10 Acero 1020	38
2.2.11 Bomba de vacío manual	38
2.2.12 Fallas por fatiga	39
2.2.13 Columnas	46
2.2.14 Cuñas	47
2.2.15 Soldadura	48
2.3 Marco conceptual	50
2.4 Marco contextual	51
2.4.1 Reseña histórica	52
2.4.2 Misión	52
2.4.3 Visión	52
2.5 Marco legal	52
3. Metodología	53
3.1 Diseño general	54
3.2 Partes de la máquina	55
3.2.1 mecanismo de deslizamiento y sujeción de la baldosa	55
3.2.2 Sistema de rotación de la baldosa	61
3.2.3 Soporte principal	66
3.2.4 Base Principal	68
3.2.5 Accesorio	70
3.2.6 Manual de funcionamiento	70
4. Resultados	70

4.1 Mecanismo de deslizamiento y sujeción de la baldosa.	70
4.1.1 Eje motriz	70
4.1.2 Piñón y cremallera	82
4.2 Sistema de rotación de la baldosa.	86
4.2.1 Tubería ubicada con un ángulo de 45°.	86
4.2.2 Rodamientos	88
4.3 Soporte principal	89
4.3.1 Soldadura	89
4.4 Simulación en Solidworks	91
4.4.1 Reacciones en las ruedas	91
4.4.2 Análisis de la estructura completa	92
4.4.2 Análisis para los pernos	94
4.4.3 Análisis de la lámina base	95
4.4.4 Eje motriz	96
5 Análisis de costos	98
6. Conclusiones	100
7. Recomendaciones	101
8. Referencias bibliográficas	102
Anexos	101

Lista de tablas

Tabla 1 Cálculo de la fuerza ejercida sobre el engrane recto.	71
Tabla 2. Cálculo de la fuerza ejercida sobre el engrane recto.	71
Tabla 3. Cálculo de factores de modificación de la ecuación de Marin.	79
Tabla 4. Cálculo de factores de modificación de la ecuación de Marin.	82

Lista de figuras

Figura 1. Método tradicional de pegado de baldosa (Cordilleras diseños del mundo, 2004).	
-	28
Figura 2. Diferentes tipos de baldosas (Alfa, 2016).	28
Figura 3. Esfuerzo normal a carga axial (Beer, Johnston,Jr, DeWolf, & Mazurek, 2009).	30
Figura 4. Fuerzas cortantes (Beer, Johnston,Jr, DeWolf, & Mazurek, 2009).	30
Figura 5. Área de trabajo de Solidworks (Solidworks,2019).	32
Figura 6. Engrane recto (Norton, 2000).	33
Figura 7. Engranés helicoidales (Norton, 2000).	33
Figura 8. Engranés cónicos. (Budynas & Nisbett, 2008).	34
Figura 9. Tornillo sin fin (Norton, 2000).	34
Figura 10. Mecanismo piñón y cremallera (Norton, 2000).	35
Figura 11. Ventosa tipo neumático (Festo, 2010)..	36
Figura 12. Ventosas en proceso de sujeción. a. Ventosa en estado normal, b. ventosa deformada en el proceso de succión (Jihong Liu, 2005).	37
Figura 13. Sección transversal y vista de techo de ventosa accionada manualmente (Abraham L. Cohen H. B., 1944)..	38
Figura 14. Propiedades mecánicas del acero 1020 (Cia. General de aceros S.A, 2007).	38
Figura 15. Bomba manual de vacío (Mityvac, 2009).	39
Figura 16. Registros de esfuerzo-tiempo a) Esfuerzo fluctuante b) y c) Esfuerzo fluctuante no senoidal (Budynas & Nisbett, 2008)..	40
Figura 17. Factores a y b para el factor de modificación k_a . Fuente. (Budynas & Nisbett, 2008)	42
Figura 18. Factor de confiabilidad (Budynas & Nisbett, 2008).	43
Figura 19 Factor de forma de Lewis (Budynas & Nisbett, 2008).	44

Figura 20. Factores de concentración de esfuerzos. (Deutshman, Michels, & Wilson, 1987)	45
Figura 21. Valores K teóricos y prácticos de acuerdo al tipo de fijación de una columna (Mott, 2006).	47
Figura 22. Fuerzas sobre una cuña (Mott, 2006).	48
Figura 23. Propiedades torsionales de las soldaduras de filete (Budynas & Nisbett, 2008).	49
Figura 24. Propiedades mínimas del metal de aporte (Budynas & Nisbett, 2008)..	49
Figura 25. Factores de concentración del esfuerzos K_f (Budynas & Nisbett, 2008).	50
Figura 26. Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete (Budynas & Nisbett, 2008).	50
Figura 27. Localización de la Universidad Francisco de Paula Santander sede Cúcuta (Google maps,2020)..	51
Figura 28. Alternativas de diseño de máquinas. a) alternativa 1, b) alternativa 2.	55
Figura 29. Carcasa ventosa.	59
Figura 30. Eje motriz.	59
Figura 31. Cuña..	60
Figura 32. Anillo de retención.	60
Figura 33. Volante con manivela. .	61
Figura 34. Tuberías cuadradas. a) Tubería en posición horizontal, b) Tubería ubicada con un ángulo de 45°.	62
Figura 35. Unión cilíndrica..	63
Figura 36. Perfil Z. .	63
Figura 37. Pasador..	64
Figura 38. Rodamientos.	64
Figura 39. Soporte de rodamientos. .	65

Figura 40. Tornillos de la máquina. (a)Tornillo M5-0.8X10 CL8.8, (b)Tornillo M5-0.8X40 CL8.8.	65
Figura 41. Tubo cuadrado..	66
Figura 42. Platina base con tornillos. .	67
Figura 43. Topes de resbalón.	67
Figura 44. Soporte para topes.	68
Figura 45. Depósito para baldosas.	69
Figura 46. Estructura de tuberías cuadrada.	69
Figura 47. Ruedas giratorias. (Elesa y Ganter, 2019).	70
Figura 48. Eje en 3 dimensiones..	72
Figura 49. Diagrama de cuerpo libre para el plano XY.	72
Figura 50. Diagrama de cuerpo libre para el plano XZ.	73
Figura 51. (a) Diagrama de fuerza cortante en el plano XY. (b) Diagrama de momento flector en el plano XY.	74
Figura 52. (a) Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ. (b) Diagrama de momento flector en el plano XZ.	75
Figura 53. Diagrama de cuerpo libre para torques..	77
Figura 54. Factor K_t (Budynas & Nisbett, 2008)..	81
Figura 55. Sensibilidad de la muesca q (Budynas & Nisbett, 2008).	81
Figura 56. Factor teórico de concentración de esfuerzos para barra rectangular con filetes en flexión (Budynas & Nisbett, 2008)..	84
Figura 57. Diagrama de cuerpo libre en el eje..	88
Figura 58. Soldadura. a) Tubería cuadrada con cordón de soldadura, b) Cordón de soldadura y sus dimensiones .	90
Figura 59. Reacciones en las ruedas.	91

Figura 60. Esquema de la fuerza aplicada.	92
Figura 61. Esfuerzos con escala de deformación 10:1 .	93
Figura 62. Zona más tensionada.	93
Figura 63. Factor mínimo de seguridad.	94
Figura 64. Análisis para los tornillos.	95
Figura 65. Esfuerzos en lamina porta tableta a escala de deformación 50:1.	96
Figura 66. Desplazamientos a escala real.	96
Figura 67. Factor de seguridad del eje.	97
Figura 68. Esfuerzo en la ranura del eje.	97
Figura 69. Deformación en el eje..	98

Lista de simbología

ϕ : ángulo de presión

σ'_a : esfuerzo alternante de von mises

σ'_m : esfuerzo medio de von mises

A : área

a : adendo

Cc : relación de esbeltez de transición

D : diámetro de paso

d_e : diámetro equivalente

E : módulo de elasticidad

F : ancho de cara

H : altura de la cuña

I : momento de inercia

K : constante sobre el tipo de fijación de una columna

k : constante para el sistema de profundidad total

k_a : factor de modificación de la condición superficial

k_b : factor de modificación del tamaño

k_c : factor de modificación de la carga

k_d : factor de modificación de la temperatura

k_e : factor de confiabilidad

k_f : factor de modificación de efectos varios

K_f : factor de concentración de esfuerzos a flexión

K_{fS} : factor de concentración de esfuerzos cortantes

L : longitud de la cuña

l : suma de la cabeza y de la raíz del diente

L_c : longitud de la columna

L_e : longitud efectiva

m : módulo

M_a : momento alternante

M_m : momento medio

m_p : relación de contacto

N : número de dientes

n : factor de seguridad

P_b : paso base

P_{cr} : carga crítica

P_a : carga admisible

R : radio de paso

r : radio de giro

R_b : radio base

R_o : radio exterior del piñón

S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_{ut} : esfuerzo último a la tensión

S_y : resistencia a la fluencia

T : torque

t : espesor del diente

T_a : torque alternante

T_m : torque medio

T_p : torque producido por el volante

T_v : torque producido por el volante

W : ancho de la cuña

W_v : peso del volante

Y : factor de Lewis

Z : la longitud de acción

Z_{min} : número de dientes mínimos

Introducción

El diseño de modelos de maquinaria tuvo su auge en la primera década del siglo XIX, esto permitió que las industrias tuvieran un incremento en la producción y eficiencia, así por tanto la economía pasó del trabajo manual a ser dominado por la industria; por tanto a partir de la época de la revolución industrial, se ha observado un interés especial de parte del ser humano en el diseño y fabricación de maquinarias que contribuyan a auxiliar los procesos industriales que previamente se caracterizaba por la mano de obra.

Ahora bien, en la actualidad se ha visualizado como los trabajadores que aún continúan realizando sus labores con mano de obra en la industria de la construcción, presentan mayores lesiones incapacitantes a nivel ergonómico (Helander, 1991), lo cual disminuye el desempeño y genera accidentes y enfermedades laborales. Por tanto, se toma como problemática el uso del método tradicional de pegado de baldosas en donde los trabajadores adoptan y mantienen posturas prolongadas y forzadas para desarrollar la función anteriormente mencionada.

Por lo anterior se desarrolló un proyecto fundamentado en la sistematización del conocimiento, donde el objetivo principal es el de producir nuevas ideas entorno a contribuir desde la ingeniería mecánica las actividades que comúnmente son realizadas en la industria. De acuerdo a ello se plantea el diseño y simulación de una máquina pegadora de Gres Porcelánico de tipo mecánica, para la cual se realizó inicialmente en el software Solidworks, la modelación mecánica de la máquina, seguido de esto se determinó el sistema de agarre para la sujeción de la baldosa con un tipo de ventosa neumática, pudiendo simular la máquina y sus principales partes en el software Solidworks y finalmente se determinó el costo de la fabricación de la máquina.

El documento se encontrará seccionado por capítulos, siendo el capítulo uno la presentación general del proyecto, donde se determinó el planteamiento del problema,

justificación y objetivos a trabajar; en el capítulo dos se evidencia los antecedentes investigativos, bases teóricas, marco conceptual, legal y contextual, seguido en el capítulo tres se encuentra la metodología del diseño y simulación de la máquina; posteriormente en los capítulos cuatro y cinco se muestra los resultados y el análisis de costos respectivamente.

1. Presentación general del proyecto

1.1 Título

Diseño y simulación de una máquina pegadora de gres porcelánico tipo mecánica.

1.2 Planteamiento del problema

El hombre siempre ha buscado la forma más fácil de realizar sus trabajos, por eso, el hombre inventaba herramientas con dicho fin y que al mismo tiempo sean dominadas por él, así estas llegasen a ser más fuertes que el mismo hombre (Boering, 1950). No solamente el hombre ha creado herramientas de fuerza, también ha creado máquinas, como por ejemplo máquinas de enseñanza (Benjamin, 1988), herramientas para golpear, como el martillo, para cortar, para lanzar, para levantar, transportar, entre otras (Boering, 1950). Además el bienestar material de los seres humanos habría sido imposible sin la ayuda de las máquinas y herramientas (Boering, 1950).

Aparte de que las máquinas han sido de gran ayuda para la humanidad, aún existe riesgo en la salud de los trabajadores, como lo demuestra un estudio realizado en los Estados Unidos, donde se demostró que en la industria de la construcción, tiene aproximadamente seis veces más muertes por hora trabajada y el doble de lesiones incapacitantes en comparación de la industria manufacturera (Helander, 1991). Como se sabe, la ergonomía, como una rama de la salud ocupacional, la cual aporta prevención de lesiones y enfermedades y en el sector de la construcción, existe tareas que requieren de fuerza y posturas incómodas para los trabajadores (José R. Sánchez, 2008). Según en la investigación de (Helander, 1991) en la industria de la construcción, se genera un alto índice de lesiones de espalda, como lo demuestra las investigaciones del Departamento de Trabajo de los Estados Unidos (1982), que encontró que el 15% de todas las lesiones de espalda, se generaban por la acción de levantamiento. En los países bajos y en Francia, según (Helander, 1991), los trabajadores en

el sector de la construcción, un gran porcentaje de estos, sufren de dolores de espalda. Otros estudios realizados, demuestran que la industria de la construcción, tiene casos elevados en accidentes de trabajo como lo demuestra el Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo de España (INSHT., 1999), en 1998, los trabajadores asegurados en el país, el 23% de estos, demostraban que sufrieron accidentes de trabajo, y el 25% accidentes mortales (José R. Sánchez, 2008). En estudios nacionales se analizaron 1175 historias clínicas ocupacionales de ingreso de trabajadores del sector de la construcción, donde el 9% de estos trabajadores han sufrido accidentes laborales y el 4% de estos sufrían de hernias.

Todo lo mencionado anteriormente, apunta que las máquinas han ayudado de una manera positiva al hombre, pero aún existe problemas de lesiones en los trabajadores, esto indica la necesidad de crear maquinaria la cual sea de gran ayuda al hombre en algunas de sus actividades, tales como la instalación de baldosas, debido a que los trabajadores se deben transportar las baldosas y agacharse para poder instalarlas. Realizando los trabajadores estas actividades, se pueden generar molestias en la espalda debido a sus posturas.

1.3 Justificación

Con el fin de optimizar el trabajo de instalación de gres porcelánico se plantea el diseño de una máquina que permita ayudar al operario o el trabajador a reducir esfuerzos fatigas y malas posturas evitando de esta manera lesiones musculares, dicha máquina se acciona de manera manual. Adicionalmente ayuda a mejorar el proceso de instalación de las baldosas independientemente de la experiencia del operario ya que es de fácil manejo. Adicionalmente el desarrollo del proyecto también contribuye al desarrollo de la región en cuanto a la innovación de máquina dando visibilidad en esta área.

A nivel académico el proyecto se justifica, puesto que se aplica los conocimientos adquiridos en el transcurso de la carrera de ingeniería mecánica en sus diferentes áreas

explotando de esta manera ideas innovadoras y llevándolos a un ámbito más real que puedan dar soluciones a problemas actuales en este caso al sector de la construcción.

Por otra parte, el proyecto tiene la capacidad de inspirar y ser tomado como base para futuras innovaciones o futuras creaciones ya sea en el mejoramiento del mismo o en la nueva creación de máquinas que de igual manera contribuya al sector de la construcción a facilitar sus procesos, puesto en la región aún se realiza de manera tradicional

A nivel personal para los autores del presente proyecto la importancia radica en el acercamiento del ámbito laboral en el área de diseños de máquinas y simulación de la misma ya que al aplicar la teoría en la práctica, se obtiene una visión más amplia de lo que se puede lograr con el conocimiento adquirido en las aulas de clase.

1.4 Formulación del problema

¿Cómo diseñar y simular una máquina pegadora de gres porcelánico tipo mecánica?

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Diseñar y simular una máquina pegadora de gres porcelánico de tipo mecánica.

1.5.2 Objetivos específicos

- Modelar mecánicamente la máquina mediante el software Solidworks.
- Determinar el sistema de agarre para la sujeción de la baldosa mediante el análisis bibliográfico de los diferentes tipos de ventosas.
- Simular la máquina pegadora de gres porcelánico y sus principales partes haciendo uso de Solidworks.
- Determinar el costo de la fabricación mediante un análisis de costos.

1.6 Alcances y delimitaciones

1.6.1 Alcances

El trabajo muestra la simulación de una máquina pegadora de gres porcelánico. La metodología usada inicia especificando el diseño y geometría de la pieza y a partir del análisis de esfuerzos que se calcularon con base a las teorías adquiridas en la materias de cálculo de diseño de máquina uno y cálculo de diseño de máquinas dos, basados especialmente en el libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley, cuyos autores son Budynas y Nisbett, con el uso del software Solidworks se calculó factores de seguridad, probando que estos fueran adecuados, ya que el diseño fue un proceso interactivo se tuvo que cambiar ciertos valores de geometría llegando a los finales mostrados en este trabajo. En la simulación se diseñó cada una de las piezas, se hizo también un estudio de movimiento y una simulación estructural.

1.6.2 Delimitaciones

- Una de las limitaciones que se tuvo en cuenta en el diseño fue el uso de materiales metálicos para el mismo y no se tuvieron en cuenta el uso de materiales poliméricos este se dejará escrito en recomendaciones para futuras mejoras y proyectos basados en esta máquina.
- La máquina fue diseñada para pegar baldosas en pisos horizontales ya que su diseño no permite que sea puesta en superficies inclinadas o sobre paredes.
- La máquina está diseñada para agarre de cerámica porcelánica por lo tanto no se recomienda usarla para baldosas porosas debidos a su sistema de sujeción realizada.
- Debido a que la máquina no cuenta con un sistema automático, una limitación es que el usuario deberá accionar manualmente la misma, igualmente la automatización de la máquina es una recomendación para futuros proyectos.

2. Marco de referencia

2.1 Antecedentes

2.1.1 Antecedentes internacionales

En el 2005 en Estados Unidos, se patentó una máquina llamada “Bone cement mixingapparatus” por Timothy G. Vendrely, Samuel G. Sacket y Leslie J. “Un aparato para mezclar cemento óseo incluye un tazón, una tapa desmontable y un asa que se extiende desde el tazón. El bol incorpora un sistema de extracción de vapores de cemento óseo que permite la extracción de vapores o humos de cemento óseo incluso después de que la tapa se haya desprendido del bol. Dicha extracción de vapores puede ser continua” (Timothy G., 2005).

En el 2018 en Chiclayo, Perú, se diseñó una máquina denominada “Construcción de mezcladora de concreto tipo cilindro para laboratorio de control y automatización – UCV Chiclayo”. Esta máquina se hizo con el fin de optimizar la fabricación de viviendas en la ciudad de Chiclayo, en Perú. Los autores de este proyecto fueron Julio Cesar Tafur Gutiérrez Y Wilson Alejandro Rojas Dávila. “En esta Tesina se realiza la Construcción de una Mezcladora de Cemento tipo cilindro, para satisfacer así la necesidad de poblador, campesino, comunero y el mercado en el nivel de la construcción de viviendas en Chiclayo, para ello se ha utilizado materiales de la zona y la capacidad de mezcla se ha calculado de acuerdo a los trabajos de albañilería que comúnmente se realizan en la ciudad de Chiclayo.”

Future Cities Laboratory con sus siglas FCL fue creado por ETH-Zürich y National Research Foundation NRF de Singapur, funcionado bajo los auspicios del Centro Singapore-ETH. Ellos con su socio ROB Technologies AG, realizaron un diseño de “Mobile robotic tiling”, es un brazo robótico el cual ofrece destrezas y flexibilidad para realizar tareas de pegar baldosas. Este brazo robótico es capaz de nivelar y realizar una separación adecuada en cada una de las baldosas y además aplica el pegamento al suelo mediante una boquilla. ETH-Zürich tienen a ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE, NANYANG

TECHNOLOGICAL UNIVERSITY SINGAPORE, NATIONAL UNIVERSITY OF SINGAPORE y SINGAPORE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY AND DESIGN, como socios académicos realizando este diseño en Singapur para dar más rendimiento en tiempo en tareas de la construcción en este país, (Bärtschi., 2014), (Zürich, 2014).

Un artículo denominado, *Robotic tile placement: Tools, techniques and feasibility*, es un estudio en el cual se diseñó un sistema para colocar baldosas de diferentes tamaños y además utilizaron una imagen de Marilyn Monroe en escala de grises y la máquina fue capaz de instalar baldosas las cuales realizaron el rostro de Marilyn Monroe, (King, 2014).

Una máquina semiautomática llamada “Mobile Robot for Automatic Installation of Floor Tiles” fue creada por Dimitrios Apostolopoulos, Hagen Schempf y Jay West, en los Estados Unidos. “Este artículo describe la conjugación de un azulejo de suelo robot de instalación para edificios comerciales. La investigación está motivada por la necesidad de reducir el tiempo de instalación y costo mientras se garantiza una calidad constante. Con el fin de competir con la instalación humana, un tiempo de 24 segundos por las baldosas instaladas tienen que coincidir. La solución técnica que se considera factible y capaz de reducir este tiempo a unos 10 segundos, es un sistema autónomo, alimentado eléctricamente (Dimitrios A., 1996)

2.1.2 Antecedentes nacionales

Iván Camilo Cely Cuenca y Julieth Geraldine Urrego García, diseñaron en Colombia, un sistema para instalar baldosas llamado “Sistema de anclaje para la instalación de pisos en baldosa cerámica”. Este proyecto pudo optimizar el ciclo de vida y mejoró el rendimiento en la obra. “El proyecto tiene como objetivo desarrollar un anclaje de tipo perfil, para suelos en baldosas de cerámica. Con el fin de mejorar aspectos importantes en el ciclo de vida de la baldosa, recogiendo la información existente de los fabricantes tradicionales de baldosas y colas”.

En Quito, Colombia, se diseñó una máquina llamada “Diseño y construcción de una máquina semiautomática para la fabricación de bloques para la industria de la construcción, de 3000 unidades diarias de capacidad” por Diego Paúl Mise Cruz. Esta máquina obtuvo buenos resultados al momento del funcionamiento y mejoró la producción de bloques. “En vista de que el proceso de fabricación se viene desarrollando de forma manual, lo cual implica una baja producción. Se busca automatizar el proceso de fabricación, de manera que se satisfaga a la creciente demanda de los bloques, debido al desarrollo de la industria de la construcción. Se decide diseñar y construir una máquina semiautomática para la fabricación de los bloques, con una capacidad de 3000 unidades por jornada de trabajo (Mise, 2014)”

2.2 Marco teórico

2.2.1 Método de instalación tradicionales para el pegado de una baldosa

El método tradicional de pegado de tableta se ha realizado de manera manual como se observa en el video publicado por Homecenter (SODIMAC, 2012), primeramente se deben realizar unos pasos de nivelación del adhesivo y se observa que el trabajo debe llevar las tabletas hasta el lugar y manualmente hacer la instalación de las mismas tanto en la pared como en el suelo, esto hace que el trabajador deba estar en posición de agachado constantemente, ocasionando problemas de salud.

Como se observa en la figura 1 el trabajador respetivamente debe de tomar la posición de arrodillado con flexión de tronco mayor de noventa grados y apoyo en zona palmar de la mano izquierda, luego debe colocarse de pie, esto hace que allá un esfuerzo en sus rodillas y columna, por tanto, se pueden derivar enfermedad laboral.



Figura 1. Método tradicional de pegado de baldosa (Cordilleras diseños del mundo, 2004).

2.2.2 Baldosas

Las baldosas cerámicas o gres porcelánico son láminas, que se utilizan para cubrir tanto paredes como pisos. La mayoría de las cerámicas tradicionales son fabricadas compactando la arcilla y posteriormente calentándolas a temperaturas suficientes para que las partículas de la arcilla se unan entre sí. (Restrepo Baena, 2011).

El avance en los sistemas productivos de cerámicas ha permitido incrementar la oferta de este producto dando variedades tanto de diseños, calidad y tamaños. Entre los principales tamaños del gres porcelánico se muestran en la Figura 2 que fue obtenido de la ficha técnica de tabletas corona.



Figura 2. Diferentes tipos de baldosas (Alfa, 2016).

2.2.3 Diseño de máquinas

El diseño mecánico es un trabajo que requiere de muchas capacidades, es indispensable dividir el procedimiento en varias etapas para transformarlo en un trabajo sencillo a la hora de realizarlo. Inicialmente se debe tener una idea general de la máquina que se desea construir, y de allí desprender ideas más particulares apoyadas en la teoría y herramientas de diseño, donde se destaca los programas de diseño asistido por computadora (Budynas & Nisbett, 2008)

En la elaboración del diseño de una máquina se debe considerar las dimensiones, tolerancias y realizar los cálculos correspondientes, entre estos, se debe tener en cuenta también: las propiedades del material, la temperatura a la que va a operar la máquina y las cargas aplicadas. Un estudio fundamental que se debe realizar es la determinación de los esfuerzos a los que va a estar sometida debido a las cargas soportadas. La importancia del cálculo de esfuerzos radica principalmente en la selección del material más adecuado en el que se podría construir el mecanismo. Otro factor relacionado a lo anterior es la tolerancia y la incertidumbre, el cual se aborda mediante el uso de un factor de seguridad que provee un sobredimensionamiento en el elemento con el fin de garantizar la vida útil de la máquina y la seguridad de los posibles usuarios y/o del operario.

2.2.4 Esfuerzos y tipos de esfuerzo

2.2.4.1 Esfuerzo normal

Es la relación que hay entre la fuerza aplicada perpendicularmente del área transversal de un elemento y el valor de dicha área como se muestran en la Ecuación 1.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$



Figura 3. Esfuerzo normal a carga axial (Beer, Johnston,Jr, DeWolf, & Mazurek, 2009).

2.2.4.2 Esfuerzo cortante

Un esfuerzo cortante se basa en aplicar dos fuerzas en las que estas están paralelamente al objeto y hace que los elementos tiendan a resbalarse uno con el otro, para el cálculo de esta debemos de tener en cuenta la Ecuación 2.

$$\tau_{prom} = \frac{P}{A} \quad (2)$$

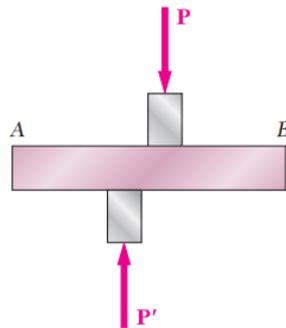


Figura 4. Fuerzas cortantes (Beer, Johnston,Jr, DeWolf, & Mazurek, 2009).

2.2.5 Deformación

A la hora de diseñar la deformación cumple un rol importante, pues al aplicar una fuerza a un objeto este va a sufrir cambios tanto internos como externos que deben ser considerados al momento de realizar el análisis de esfuerzos. (Beer, Johnston,Jr, DeWolf, & Mazurek, 2009)

Existen diferentes tipos de deformaciones como: la deformación axial (Ecuación 3), que es la que mide que tanto un objeto se estira o se contrae; la deformación cortante (Ecuación 4), es el cambio en el ángulo entre dos segmentos de línea de un material; la deformación térmica (Ecuación 5), son las contracciones o dilataciones debidos a los cambios de temperatura (Singer & Pytel , 1994)

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad (3)$$

$$\delta_s = \frac{VL}{A_S G} \quad (4)$$

$$\delta_T = \alpha L(\Delta T) \quad (5)$$

2.2.6 Solidworks

Solidworks es un software de diseño asistido por computadora (CAD) creado para moldear diferentes tipos de piezas, partes de máquinas, realizar ensambles, hacer análisis y realizar simulaciones y/o estudios de la mismas. (Dessault Systemes, 2020). Con el transcurso del tiempo ha venido incluyendo un amplio rango de operaciones de gran utilidad al momento de diseñar una pieza, entre estas operaciones se encuentra: el cálculo de deformaciones, esfuerzos, factores de seguridad, entre otros.

Por otra parte, Solidworks ofrece a sus usuarios la herramienta como Toolbox (Figura 5). Esta ofrece diferentes tipos componentes estándar prediseñados, tales como: tornillos, arandelas, rodamientos, engranes y muchas más opciones (Solidworks, 2019).

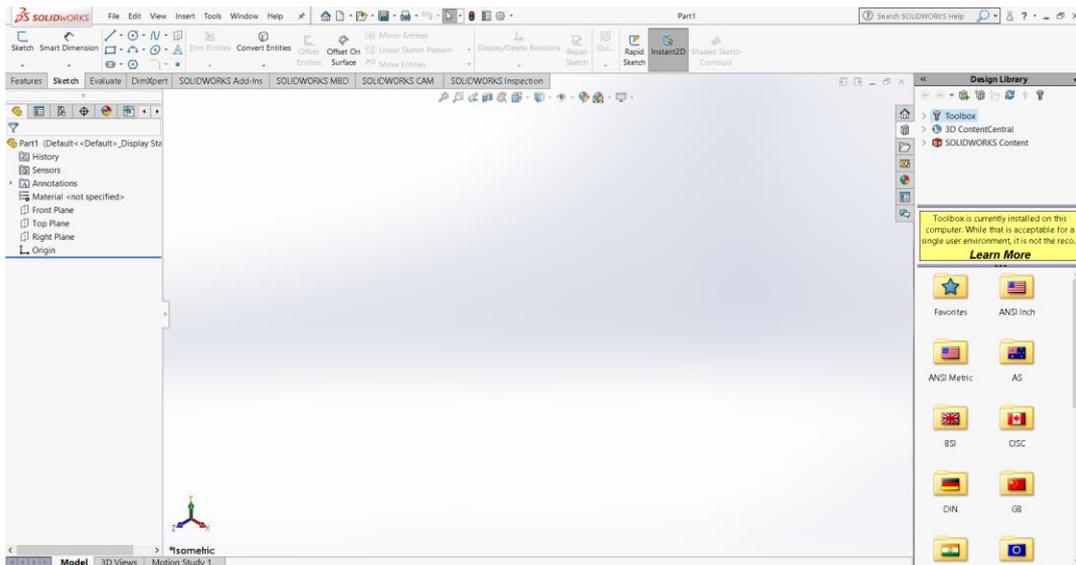


Figura 5. Área de trabajo de Solidworks (Solidworks,2019).

2.2.7 Engranés

Un engrane es un mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica, se fabrica con forma de rueda dentada y transmiten un movimiento circular al poner dos o más en contacto (Norton, 2000).

2.2.7.1 Engrane recto.

El engrane recto es aquel que posee sus dientes en la misma dirección de su eje de rotación como se muestra en la Figura 6. Estos es el tipo de engrane de fabricación más simple y de bajo costo en comparación con los demás tipos (Norton, 2000).

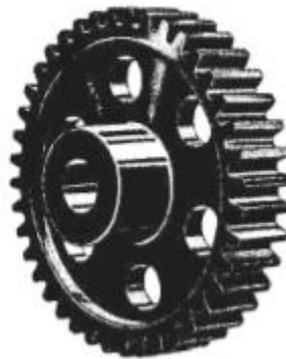


Figura 6. Engrane recto (Norton, 2000).

2.2.7.2 Engranés helicoidales

A diferencia del engrane recto los engranes helicoidales tienen sus dientes en un ángulo Ψ con el eje de rotación como se observa en la Figura 7. El costo de fabricación de estos engranes es mayor en relación al de los engranes rectos, pero poseen una ventaja sobre estos al más ser silenciosos en operación debido a que sus dientes están en mayor contacto (Norton, 2000).



Figura 7. Engranés helicoidales (Norton, 2000).

2.2.7.3 Engrane cónico

Se llaman engranes cónicos a aquellos “que presentan dientes formados en superficies cónicas”. Estos pueden ser de dientes rectos o de dientes en espiral y se usa para transmitir movimiento entre dos ejes que se intersectan, generalmente a 90° como en la Figura 8, aunque es posible a cualquier ángulo (Budynas & Nisbett, 2008).

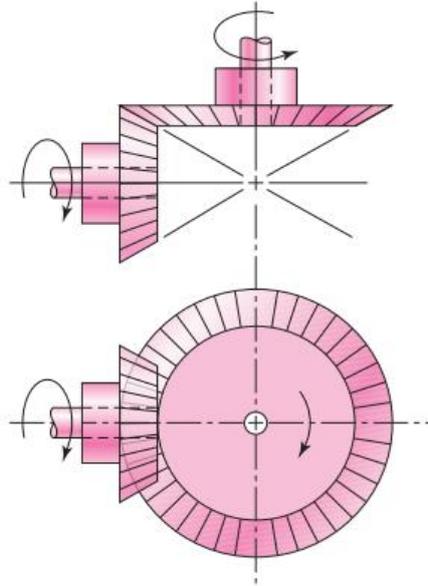


Figura 8.Engranés cónicos. (Budynas & Nisbett, 2008).

2.2.7.4 Tornillo sin fin

El tornillo sin fin se compone de un sólo diente que gira continuamente sobre una pieza cilíndrica. Este sinfín se conecta a un engrane de gusano o corona sin fin con su eje de rotación perpendicular al sin fin (Figura 9). Una característica de este mecanismo es que está diseñado para girar en un solo sentido (Norton, 2000). El sinfín y la corona deben tener el mismo sentido de hélice, pero a menudo sus ángulos de hélice son diferentes (Budynas & Nisbett, 2008).



Figura 9.Tornillo sin fin (Norton, 2000).

2.2.8 Mecanismo piñón cremallera

El mecanismo está compuesto por un engrane recto con dientes de perfil trapezoidal llamado piñón. El piñón, que posee un movimiento rotatorio, engrana en una barra dentada como se muestra en la Figura 10 y transforma el movimiento a uno rectilíneo, su mecanismo permite que pueda ser desplazado en ambos sentidos (Norton, 2000)

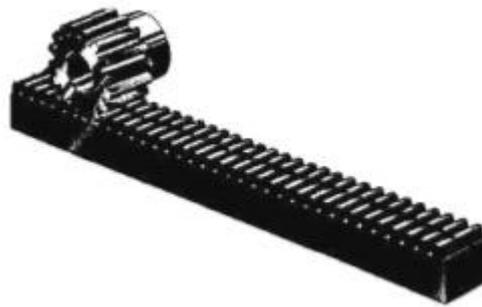


Figura 10. Mecanismo piñón y cremallera (Norton, 2000).

2.2.9 Ventosas

Un sistema de ventosas facilita la sujeción o transporte de elementos que se puedan adherir a ellas, esto sin dañar las superficies. La ventosa posee una sección esférica (Figura 11) capaz de adherirse a superficies lisas sin dañar la superficie y sin dejar residuos peligrosos (Jihong Liu, 2005), (Dingxin Ge, 2015). Durante mucho tiempo se ha realizado este sistema para sujetar y transportar fácilmente el vidrio, baldosas, parabrisas y azulejos (Kent R. Mayhugh, 2012). Existe ventosas que se pueden accionar neumáticamente y otras Manualmente.



Figura 11. Ventosa tipo neumático (Festo, 2010).

2.2.9.1 Ventosa accionada neumáticamente

Al momento de realizar la succión, la ventosa es deformada ya que el aire es extraído y de esa forma se adhiere la ventosa a la superficie para poder elevar o transportar un objeto. En la Figura 12 se detalla la reducción del volumen del aire para poder adherirse a la superficie. Para ciertas aplicaciones existe ventosas con diferentes características. Existe ventosas que están unidas entre sí para permitir que una de ellas se adhiera a la superficie y la otra se mueve articuladamente sosteniendo otra superficie y además cuenta con dos salida de aire para ejercer una adecuada y mejor succión, (Po Lin Liao, 2013). En otro tipo de ventosas, su copa es de material poliéster o similar, que conecta a una manguera de vacío que está en comunicación fluida con una bomba, (Roland Wescott Montague, 2002).

Otros tipos de ventosas, realizan una liberación rápida de la pieza a levantar o transportar, ventosas que contienen una bayoneta fijada a la ventosa con un sistema ben diseñado para que el proceso de liberación sea más rápido (Jacob Van't Land & Alfred P. Hebermann, 2001); otras con un diseño para levantar microchips (Nathan R. Smith, 1999), trabajan con electroválvulas y que a su vez utilice un sistema para determinar el tamaño de la pieza a levantar para así poner en función las ventosas de succión (Haruo Konagai, 1993); otras que son diseñadas para elevar o transportar artículos muy grandes (Edmund R. Littell, 1991).

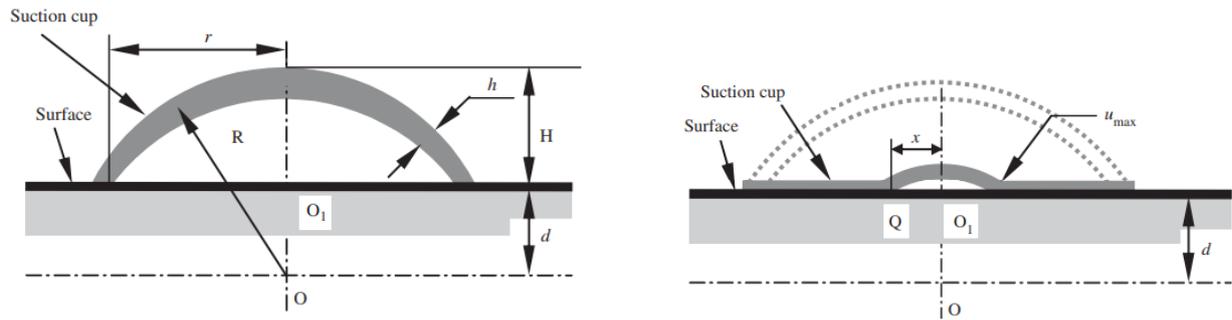


Figura 12. Ventosas en proceso de sujeción. a. Ventosa en estado normal, b. ventosa deformada en el proceso de succión (Jihong Liu, 2005).

2.2.9.2 Ventosa accionada manualmente

Son simples de utilizar ya que por medio de una palanca realiza la succión como se ve en la Figura 13 y existe variedad de diseños de ventosas de este tipo. Existe una ventosa diseñada con una válvula para controlar la succión o el vacío entre el cuerpo de la ventosa y la superficie a enganchar (Edward, 1943), también existe una ventosa que además de levantar objetos pesados también está diseñada para sacar abolladuras de los guardabarros en los carros (Max, 1959), además hay ventosas que pueden realizar la tarea de una percha (Perentin, 1989) o para colgar utensilios de cocina como cuchillos o tijeras y otras cosas (Liu, 1992). Además hay ventosas con el propósito de levantar y trasladar objetos lisos no porosos diseñados con una sola copa de succión (Abraham L. Cohen B. N., 1944) y otras también tienen la misma estructura con una sola copa, pero diseñadas con una alarma para que el trabajador pueda agarrar la pieza si la succión llegase a fallar (Mayhugh, 2012). Otras ventosas son diseñadas con dos o tres copas de succión con el objetivo de elevar más peso (Cornillier, 1990).

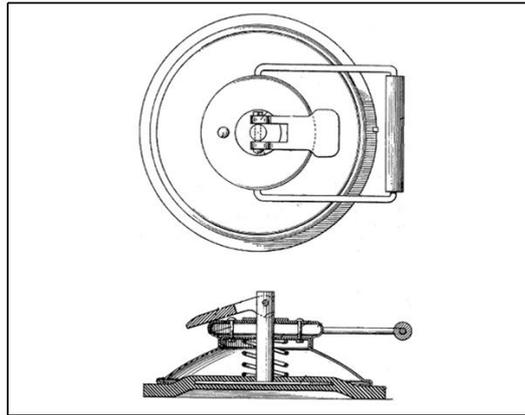


Figura 13. Sección transversal y vista de techo de ventosa accionada manualmente (Washington, DC. Patente n° No. 2,351,666. , 1944).

2.2.10 Acero 1020

Es un acero al carbón muy común al que se le aplica diferentes tratamientos térmicos como: el cementado, templado y revenido. Estos aceros son utilizados para la fabricación de maquinaria o estructuras puesto que, soporta grandes esfuerzos mecánicos (Cia. General de aceros S.A, 2007). En la Figura 14 se puede ver las propiedades del Acero 1020 según el tipo de tratamiento aplicado.

PROPIEDADES MECÁNICAS					
Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Limite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	196	25	45	140 / 180
Normalizado	490 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 539	294	35	60	130 / 150
Calibrado	539 - 686	441	10	35	180 / 220
Cementado, templado y rev.	686 - 833	441	15	45	-----

Figura 14. Propiedades mecánicas del acero 1020 (Cia. General de aceros S.A, 2007).

2.2.11 Bomba de vacío manual

Este dispositivo consta de una pistola con un cuerpo de bomba que a su vez trae un vacuómetro para observa la presión que se aplica. Su diseño en forma de pistola como se ve

en la Figura 15 facilita su manejo y posee diferentes tipos de ajustes de conexión en la boquilla (Mityvac, 2009).

Para utilizar la bomba de vacío se conecta una manguera que va directamente a la ventosa y posteriormente se acciona. (Mityvac, 2009)



Figura 15. Bomba manual de vacío (Mityvac, 2009).

2.2.12 Fallas por fatiga

Según Faires (Faires, 1999) el 80% de las fallas en piezas de maquinaria son causadas por fatiga. Por tanto, es necesario considerar este tipo de falla principalmente. La falla por fatiga se da debido a esfuerzos repetidos o fluctuantes, que generalmente causa que los esfuerzos máximos reales estén por debajo de la resistencia última y la resistencia a la fluencia del material (Budynas & Nisbett, 2008).

Los esfuerzos fluctuantes se clasifican en: esfuerzo fluctuante senoidal, esfuerzo repetido y esfuerzo sinusoidal completamente invertido. Cada uno de estos tipos de esfuerzos tiene características específicas que se observan en la Figura 16.

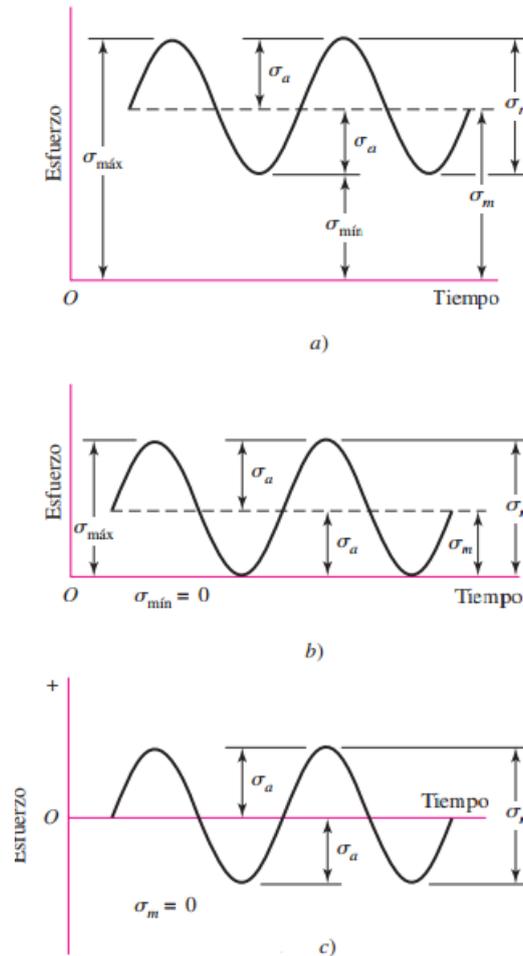


Figura 16. Registros de esfuerzo-tiempo a) Esfuerzo fluctuante b) y c) Esfuerzo fluctuante no senoidal (Budynas & Nisbett, 2008).

Por tanto, para los análisis de esfuerzos por fatiga es necesario conocer el esfuerzo alternante (σ_a) y esfuerzo medio (σ_m), que a su vez se calcula con los esfuerzos máximos y mínimos, tal como se muestra en las Ecuaciones 6 y 7 (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} \right| \quad (6)$$

$$\sigma_m = \left| \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} \right| \quad (7)$$

2.2.12.1 Límite de resistencia a la fatiga

Este valor corresponde al esfuerzo que soporta cierto material al someterse a esfuerzos por fatiga. Su cálculo se realiza mediante ensayos experimentales, desde los cuales se ha determinado la manera de estimar el valor de $S'e$ (Ver Ecuación 8), llamado resistencia a la fatiga para una muestra de viga rotativa y posteriormente S_e , límite de resistencia de un elemento de máquina particular (Budynas & Nisbett, 2008).

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} \end{cases} \quad (8)$$

Por su parte, el valor de S_e , se calcula teniendo en cuenta una serie de factores que modifican su valor, estos factores están relacionados con el material, el tipo de manufactura, el entorno y el diseño. Marin desarrolló una expresión para tener en cuenta todos los factores anteriormente nombrados como se observa en la Ecuación 9 (Budynas & Nisbett, 2008).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (9)$$

Donde:

k_a = factor de modificación de la condición superficial

k_b = factor de modificación del tamaño

k_c = factor de modificación de la carga

k_d = factor de modificación de la temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de modificación de efectos varios

$S'e$ = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

El factor de superficie depende del tipo de acabado que tenga la pieza y de la resistencia a la tensión del material, se calcula usando la Ecuación 10, donde a y b son factores

seleccionados desde la tabla observada en la Figura 17 de acuerdo al acabado superficial (Budynas & Nisbett, 2008).

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (10)$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 17. Factores a y b para el factor de modificación k_a . Fuente. (Budynas & Nisbett, 2008)

El factor de tamaño k_b , tiene en cuenta el diámetro del elemento, este factor tiene efectos con cargas a flexión y torsión y no para carga axial, para el cual tiene valor de 1. Se determina usando la Ecuación 11 (Budynas & Nisbett, 2008).

$$k_b = \begin{cases} 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (11)$$

El factor de carga k_c se determina usando la Ecuación 12.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (12)$$

El factor de temperatura k_d se tiene en cuenta, pues cuando las temperaturas de operación son menores a la del ambiente, la fractura frágil tiene mayor probabilidad de ocurrir, mientras que a temperaturas mayores a la del ambiente la fluencia se ve afectada. Este factor se calcula usando la Ecuación 13, teniendo en cuenta que la temperatura debe darse en grados Fahrenheit (Budynas & Nisbett, 2008).

$$k_d = 0,975 + 0,432 \times 10^{-3} T_F + 0,115 \times 10^{-3} T_F^2 + 0,104 \times 10^{-3} T_F^3 - 0,595 \times 10^{-3} T_F^4 \quad (13)$$

El factor de confiabilidad k_e , es calculado con la Ecuación 14. Adicionalmente, el valor de z_a se determina desde la Figura 18.

$$k_e = 1 - 0,08z_a \quad (14)$$

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 18. Factor de confiabilidad (Budynas & Nisbett, 2008).

El factor de efectos varios k_f , tiene en cuenta factores como la corrosión, el recubrimiento electrolítico, el metalizado por aspersion, la frecuencia cíclica, la corrosión por frotamiento y demás que puedan modificar el límite de la resistencia a la fatiga, generalmente al no tener datos para estos efectos, este factor es tomado como 1 (Budynas & Nisbett, 2008).

Para el caso de los engranes debemos de tener en cuenta otros factores de concentración por ejemplo el factor k_b y k_f el cálculo de factor k_b se utilizan las ecuaciones

$$k_b = 1,24d_e^{-0,107} \quad (15)$$

$$d_e = 0,808(Ft)^{1/2} \quad (16)$$

$$t = (4lx)^{1/2} \quad (17)$$

$$l = \frac{1}{P} + \frac{1,25}{P} \quad (18)$$

$$Y = \frac{2xp}{3} \quad (19)$$

En donde:

k_b : factor de modificación por tamaño

d_e : diámetro equivalente

F : ancho de cara

t : espesor del diente

l : suma de la cabeza y de la raíz del diente

Y : factor de Lewis

En la Figura 19 se encuentran algunos valores de forma de Lewis, estos valores se utilizan en engranes con un ángulo de presión de 20° de altura de diente completo.

Tabla 14-2

Valores del factor de forma de Lewis Y (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20° , dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Figura 19 Factor de forma de Lewis (Budynas & Nisbett, 2008).

2.2.12.2 Esfuerzo en ejes

“Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como en alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de von Mises alternantes y medios”. Las Ecuaciones 15 y 16, muestra los esfuerzos de von Mises alternante σ'_a y medio σ'_m para ejes giratorios, redondos y sólidos (Budynas & Nisbett, 2008):

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (15)$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (16)$$

Donde:

M_a : Momento alternante

M_m : Momento medio

T_a : Torque alternante

T_m : Torque medio

K_f : Factor de concentración de esfuerzos a flexión

K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos cortantes.

Los factores de concentración de esfuerzo K_f y K_{fs} , según Deutchsman (1987) pueden son calculados de acuerdo a la Figura 20.

Coeficiente	Valor
K_{sh}, K_{st}	1.0 para cargas estables o aplicadas gradualmente
	1.0–1.5 para choques menores
	1.5–2.0 para choques fuertes

Figura 20. Factores de concentración de esfuerzos. (Deutchsman, Michels, & Wilson, 1987)

Para evaluar dichos de esfuerzos de von Mises se usa el criterio de la curva de falla sobre el diagrama de Goodman modificada, cuya expresión se encuentra en la Ecuación 17, de allí se puede calcular el factor de seguridad del elemento (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (17)$$

2.2.13 Columnas

Las columnas son miembros estructurales sometidos a carga axial de compresión, los cuales tienden a fallar por inestabilidad elástica o pandeo por encima de la falla por aplastamiento. Esta inestabilidad elástica está relacionada con la rigidez necesario para mantenerse erguida bajo una carga aplicada (Mott, 2006).

Las columnas pueden clasificarse como cortas y largas, lo cual es determinado mediante la relación de esbeltez y determina la manera en la que debe calcularse la fuerza o carga crítica capaz de soportar (Mott, 2006).

Un factor importante en el análisis de columnas es el radio de giro (Ecuación 18), que relaciona la inercia de la sección transversal y su área, puesto la tendencia de una columna a pandearse depende de la forma y dimensiones de esta (Mott, 2006).

$$r = \sqrt{I/A} \quad (18)$$

La fijación de un extremo de la columna determina la forma en la que esta soporta la carga y a partir del tipo de fijación se determina el valor de K de acuerdo a la Figura 21. Este valor de K sirve para calcular posteriormente la longitud efectiva de la columna como se muestra en la Ecuación 19 (Mott, 2006).

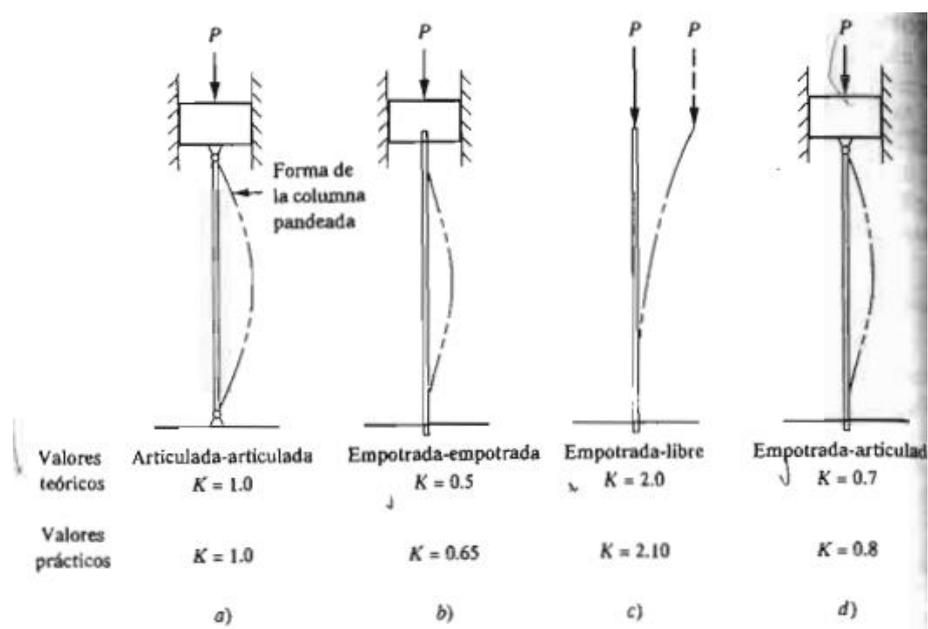


Figura 21. Valores K teóricos y prácticos de acuerdo al tipo de fijación de una columna (Mott, 2006).

$$L_e = KL_c \quad (19)$$

La relación entre la longitud efectiva y el radio de giro determina la relación de esbeltez de la columna (Ecuación 20), la cual será comparada con la relación de esbeltez de transición C_c mostrada en la Ecuación 21, con el fin de determinar el tipo de análisis a usar: columna corta o columna larga de acuerdo a la Ecuación 22 (Mott, 2006).

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{L_e}{r} \quad (20)$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} L_e/r > C_c & \text{ La columna es larga} \\ L_e/r < C_c & \text{ La columna es corta} \end{aligned} \quad (22)$$

Para columnas largas la carga crítica se calcula usando la Ecuación 23, mientras que para columnas cortas la fórmula para la carga crítica se presenta en la Ecuación 24 (Mott, 2006).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{(KL/r)^2} \quad (23)$$

$$P_{cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (24)$$

Finalmente, es importante conocer el factor de seguridad o en su defecto la carga admisible que soporta la columna mediante la Ecuación 25 (Mott, 2006).

$$n = \frac{P_{cr}}{P_a} \quad (25)$$

2.2.14 Cuñas

Una cuña es utilizada en diferentes tipos de maquinaria, en la Figura 21 vemos que esta tiene una forma cuadrada y rectangular con cierta longitud dependiendo de las fuerzas a

soportar, la cuña se soporta en una ranura que va en el eje con el fin de transmitir un par de torsión. Para calcular el esfuerzo cortante de la cuña se utiliza la Ecuación (26)

$$\tau_d = \frac{2T}{LDW} \quad (26)$$

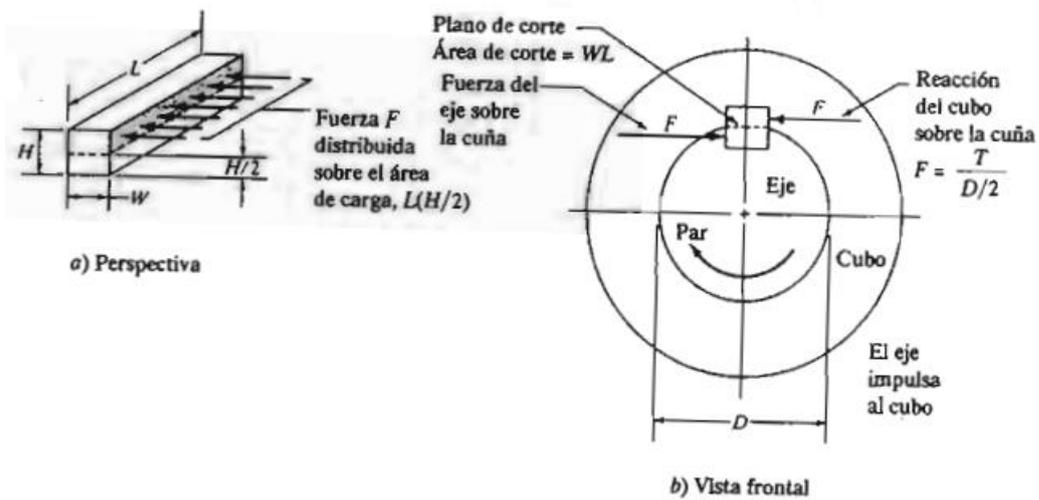


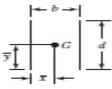
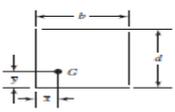
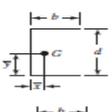
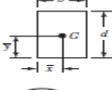
Figura 22. Fuerzas sobre una cuña (Mott, 2006).

2.2.15 Soldadura

2.2.15.1 Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a torsión

En la figura 23 encontramos algunas de las propiedades a torsión para las soldaduras de filete.

Propiedades torsionales de las soldaduras de filete*

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.70 hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.41 hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$A = 1.414 \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

*G es el centroide del grupo de soldaduras; h es el tamaño de la soldadura; el plano del par de torsión está en el plano de la página; todas las soldaduras son de ancho unitario.

Figura 23. Propiedades torsionales de las soldaduras de filete (Budynas & Nisbett, 2008)

2.2.15.2 Resistencia de las uniones soldadas

Cuando se va a diseñar elementos que tienen soldadura se selecciona una varilla de soldadura que posea las propiedades requeridas y que sea maleable en la Figura 24 vemos algunas propiedades mínimas de ciertas varillas de soldadura. Todos los aceros se pueden soldar, pero si se elige la soldadura correcta se obtendrá buenos resultados, en la Figura 26 se puede encontrar información sobre la carga constante y los tamaños mínimos de filete y en la Figura 25 se ve algunos factores de concentración.

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 [427]	50 [345]	17-25
E70xx	70 [482]	57 [393]	22
E80xx	80 [551]	67 [462]	19
E90xx	90 [620]	77 [531]	14-17
E100xx	100 [689]	87 [600]	13-16
E120xx	120 [827]	107 [737]	14

Figura 24. Propiedades mínimas del metal de aporte (Budynas & Nisbett, 2008).

Tipo de soldadura	K_{fs}
A tope reforzada	1.2
De filete transversal, en la punta	1.5
De filetes paralelos, en el extremo	2.7
A tope en T, con esquinas agudas	2.0

Figura 25. Factores de concentración del esfuerzos K_{fs} (Budynas & Nisbett, 2008).

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete								Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h																	
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)																									
	60*	70*	80	90*	100	110*	120																		
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial																									
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0																		
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal																									
$^{\dagger}f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h																		
Tamaño del cateño h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal																								
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45																		
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27																		
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09																		
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91																		
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73																		
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14																		
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54																		
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95																		
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36																		
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77																		
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18																		
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg</th> <th>Tamaño de la soldadura, pulg</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive</td> <td>$\frac{1}{8}$</td> </tr> <tr> <td>Mayor que $\frac{1}{4}$ Hasta $\frac{1}{2}$</td> <td>$\frac{3}{16}$</td> </tr> <tr> <td>Mayor que $\frac{1}{2}$ Hasta $\frac{3}{4}$</td> <td>$\frac{1}{4}$</td> </tr> <tr> <td>†Mayor que $\frac{3}{4}$ Hasta $1\frac{1}{2}$</td> <td>$\frac{5}{16}$</td> </tr> <tr> <td>Mayor que $1\frac{1}{2}$ Hasta $2\frac{1}{4}$</td> <td>$\frac{3}{8}$</td> </tr> <tr> <td>Mayor que $2\frac{1}{4}$ Hasta 6</td> <td>$\frac{1}{2}$</td> </tr> <tr> <td>Mayor que 6</td> <td>$\frac{5}{8}$</td> </tr> </tbody> </table>										Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg	*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive	$\frac{1}{8}$	Mayor que $\frac{1}{4}$ Hasta $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$	Mayor que $\frac{1}{2}$ Hasta $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	† Mayor que $\frac{3}{4}$ Hasta $1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$	Mayor que $1\frac{1}{2}$ Hasta $2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	Mayor que $2\frac{1}{4}$ Hasta 6	$\frac{1}{2}$	Mayor que 6	$\frac{5}{8}$
Esesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg																								
*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive	$\frac{1}{8}$																								
Mayor que $\frac{1}{4}$ Hasta $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$																								
Mayor que $\frac{1}{2}$ Hasta $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$																								
† Mayor que $\frac{3}{4}$ Hasta $1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$																								
Mayor que $1\frac{1}{2}$ Hasta $2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$																								
Mayor que $2\frac{1}{4}$ Hasta 6	$\frac{1}{2}$																								
Mayor que 6	$\frac{5}{8}$																								
<p>No se debe exceder el esesor de la parte más delgada.</p> <p>*El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no puede ser menor a $\frac{3}{16}$ pulg.</p> <p>†Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no puede ser mayor que la soldadura de filete de $\frac{5}{16}$ pulg por cada $\frac{1}{4}$ pulg de material.</p>																									
<p>*En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-AWS Task Committee.</p> <p>$^{\dagger}f = 0.707h\tau_{perm}$.</p>																									

Figura 26. Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete (Budynas & Nisbett, 2008).

2.3 Marco conceptual

Diseño: Es formular un plan para satisfacer alguna necesidad provocada por algún problema, si este plan resulta en la creación de algo llevado a la realidad, este producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil etc. (Budynas & Nisbett, 2008).

Diseño mecánico: Es una tarea compleja que se subdivide en tareas simples, se aborda la naturaleza al diseño en la ingeniería mecánica en particular. El diseñador debe con ayuda de herramientas de diseño por computadora para dicho fin (Budynas & Nisbett, 2008).

Ventosa: Es un elemento que se encarga de la succión y expulsión controlada del aire (Mares, 2012).

Engranajes rectos: Son cilindros que tienen dientes paralelos al eje de rotación y son utilizados para transmitir potencia y movimiento de un eje a otro eje paralelo (Budynas & Nisbett, 2008)

Gres porcelánico: Es una cerámica con nuevos esmaltes que presenta una buena resistencia química y mecánica y a su vez índices de refracción altos (J. Martinez, 2004).

Cremallera: Se puede considerar a una cremallera como un engrane recto con número de dientes infinitos que es utilizada para transmitir un movimiento rotacional a lineal (Budynas & Nisbett, 2008).

2.4 Marco contextual

El diseño y la simulación del proyecto se realizan en las instalaciones de la Universidad Francisco de Paula Santander en la sede de Cúcuta (Figura 27), Norte de Santander.

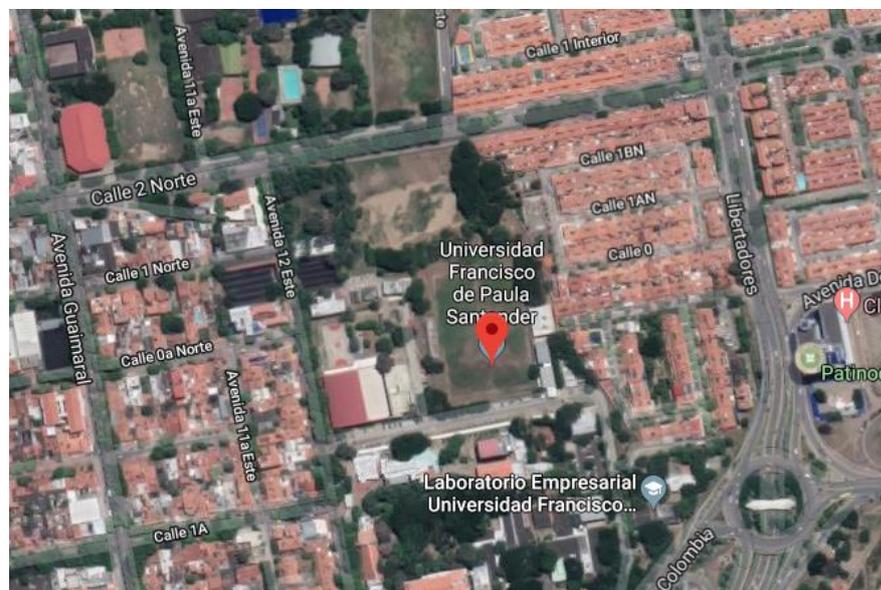


Figura 27. Localización de la Universidad Francisco de Paula Santander sede Cúcuta (Google maps,2020).

2.4.1 Reseña histórica

La Universidad Francisco de Paula Santander, ha sido fundada el 5 de Julio de 1962. Su objetivo es elevar el nivel cultural de la juventud nortesantanderana, poder solucionar el problema de numerosos bachilleres de la localidad que por diversas causas y estrechar vínculos de solidaridad. El 1 de Junio de 1970 se declara disuelta de la Fundación Universidad de Cúcuta Francisco de Paula Santander, constituida como derecho privado y para garantizar su perpetuidad se acepta sea declarada como Universidad Oficial del Departamento: quedando como establecimiento público descentralizado y con personería jurídica (UFPS, 2020).

2.4.2 Misión

“La Universidad Francisco de Paula Santander es una Institución Pública de Educación Superior, orientada al mejoramiento continuo y la calidad en los procesos de docencia, investigación y extensión, en el marco de estrategias metodológicas presenciales, a distancia y virtuales, cuyo propósito fundamental es la formación integral de profesionales comprometidos con la solución de problemas del entorno, en busca del desarrollo sostenible de la región” (UFPS, 2020).

2.4.3 Visión

“La Universidad Francisco de Paula Santander será reconocida a nivel nacional por la alta calidad, competitividad y pertinencia de sus programas académicos, la generación de conocimiento, la transferencia de ciencia y tecnología, y la formación de profesionales con sentido de responsabilidad social, utilizando estrategias metodológicas presenciales, a distancia y virtuales, que faciliten la transformación de la sociedad desde el ámbito local hacia lo global” (UFPS, 2020).

2.5 Marco legal

Del ministerio del trabajo y seguridad social, resolución 2400 DE 1979:

ARTÍCULO 267. Los órganos móviles de las máquinas, motores, transmisiones, piezas salientes y cualquier otro elemento o dispositivo mecánico que presente peligro para los trabajadores, deberán ser provistos de la adecuada protección por medio de guardas metálicas o resguardos de tela metálica que encierre estas partes expuestas a riesgos de accidente.

PARÁGRAFO. Los engranes, siempre que ofrezcan peligro, deberán estar protegidos convenientemente, y estas protecciones deberán disponerse en tal forma que, sin necesidad de levantarlas, permitan el engrasado. Las transmisiones por tornillo sin fin, cremallera o rueda dentada, y similares deberán protegerse adecuadamente.

ARTÍCULO 272. Todas las máquinas motoras, equipos mecánicos calderas de vapor y demás recipientes a presión, depósitos tuberías de conducción de agua, vapor, gas a aire a presión, deberán estar:

- a) Libres de defectos de construcción y de instalaciones o implementos que puedan ofrecer riesgos.
- b) Mantenidos en buenas condiciones de seguridad y de funcionamiento mecánico.
- c) Operados y mantenidos por personal capacitado.

ARTÍCULO 355. Las herramientas manuales que se utilicen en los establecimientos de trabajo serán de materiales de buena calidad y apropiadas al trabajo para el cual han sido fabricadas.

ARTÍCULO 357. Los mangos de las herramientas manuales serán de material de la mejor calidad, de forma y adecuadas, superficies lisas, sin estillas o bordes agudos, ajustadas a las cabezas y firmemente aseguradas a ellas.

3. Metodología

En este capítulo se describirá la metodología utilizada para el diseño de la máquina pegadora de gres porcelánico tipo mecánico y su posterior simulación. Además, se muestra el

diseño general de la máquina, las piezas que la componen y su razón de ser. Adicionalmente, se muestra el ensamble de las piezas y la simulación de la máquina en Solidworks. Los planos de la máquina se pueden consultar en los anexos A hasta H.

La metodología de diseño se ha desarrollado de la siguiente manera: se selecciona inicialmente la geometría y material de las piezas y posteriormente se analiza mediante esfuerzos el factor de seguridad, si el factor de seguridad calculado no cumple con los requerimientos de ser necesario se hace un rediseño de las piezas.

3.1 Diseño general

El proceso de diseño de una máquina, es un proceso iterativo que posee múltiples cambios y ajustes a medida que se van integrando cada una de las partes, por tanto, en el proceso de diseño de la máquina pegadora de gres porcelánico se plantearon preliminarmente dos tipos de diseños generales, en donde el más adecuado fue seleccionado para su diseño detallado y su respectiva simulación.

Se presenta las dos alternativas en la Figura 28. En la Figura 28a, se muestra la Alternativa 1, la cual contaba con dos ventosas accionadas manualmente conectadas cada una a un brazo, estos brazos estaban ensamblados a una base giratoria con un movimiento de 360°, que a su vez se deslizaba sobre un riel por rodamientos. Este diseño fue descartado debido a que el riel tenía un tamaño muy grande y el operario debía someterse a malas posturas.

En la figura 28 b, se muestra la Alternativa de diseño 2, donde se descarta el diseño del riel. Este nuevo diseño consta de un solo brazo que gira a 180° conectado a una ventosa neumática accionada por una bomba de vacío manual. El cuerpo de la máquina consta de una placa metálica en el cual se colocarán las baldosas. Finalmente, esta máquina se mueve sobre un sistema de ruedas giratorias con freno.

Teniendo en cuenta la facilidad de diseño y las ventajas de operación se concluye que el diseño de la máquina de la figura 28 b es el seleccionado para este proyecto.

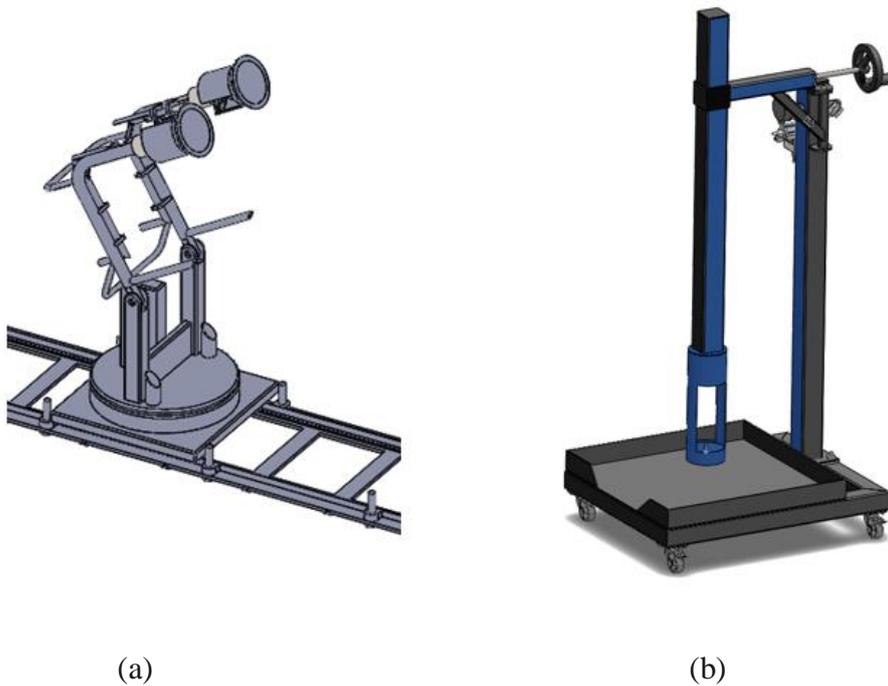


Figura 28. Alternativas de diseño de máquinas. a) alternativa 1, b) alternativa 2.

3.2 Partes de la máquina

3.2.1 mecanismo de deslizamiento y sujeción de la baldosa

Este mecanismo realiza la función de desplazamiento vertical y de sujeción para las baldosas. Consta de una ventosa, sistema piñón-cremallera, perfil cuadrado, carcasa para la ventosa, un eje, volante y tapón.

3.2.1.1 Ventosa

La ventosa seleccionada, es una ventosa accionada neumáticamente. El objetivo de la ventosa es realizar la sujeción de la baldosa mediante una succión de vacío sin dañar la superficie y esta selección se realiza mediante el catálogo SMC (SMC, 2019) este tipo de ventosa podrá levantar 81 kg y la presión que soporta es de 3Kpa (SMC, 2019).

3.2.1.2 Bomba de vacío manual

Para la selección de la bomba de vacío, se tiene en cuenta la presión a la cual debe ser accionada la ventosa, despreciando las pérdidas por fricción que tiene la manguera, ya que esta posee un área accionamiento muy mínima. Se ha seleccionado del catálogo Mityvac (Mityvac, 2004), esta bomba tiene un máximo de presión de 85 Kpa.

3.2.1.3 Piñón y cremallera

Debido a que el movimiento que se necesita es de un movimiento lineal, este mecanismo es el que mejor se adapta para subir y bajar la baldosa, puesto que convierte un movimiento rotatorio en un movimiento rectilíneo. Este movimiento rotatorio es realizado por el operario de la máquina a través de un volante. Otro beneficio de este sistema, es que puede adaptarse a espacios reducidos y acomodarse adecuadamente a la geometría de la máquina. Los cálculos de diseño son basados, mediante las teorías propuestas por los libros de diseño de elementos de máquinas y mecanismos. A continuación, se describen los cálculos teniendo en cuenta los datos iniciales como el diámetro de paso (30 mm), modulo (2.5 mm) y ángulo de presión (20°).

- Número de dientes mínimos (Z_{min})

El número de dientes mínimo se calcula mediante la Ecuación 26 (Budynas & Nisbett, 2008).

$$Z_{min} = \frac{2(k)}{(\sin \phi)^2} \quad (26)$$

Donde (k) tiene un valor de 1 para el sistema de profundidad total.

Los cálculos en la geometría del sistema piñón-cremallera, son determinados con ayuda del libro de mecanismos y dinámica de maquinaria de Mabie y Ocvirk (1988).

Los dientes de piñón se calculan con la Ecuación 27.

$$N = \frac{D}{m} \quad (27)$$

Se reemplaza en la Ecuación 27, los datos del módulo y el diámetro seleccionados para el diseño para hallar el número de dientes del piñón, en donde m es el módulo y D es el diámetro de paso.

$$N = \frac{D}{m} = \frac{30 \text{ mm}}{2,5 \text{ mm/dientes}}$$

$$N = 12 \text{ dientes}$$

Se procede a realizar los cálculos del radio de paso R , el radio base R_b , radio exterior del piñón R_o y el adendo a .

$$R = \frac{D}{2} \quad (28)$$

$$R_b = R \cos \phi \quad (29)$$

$$R_o = R + a \quad (30)$$

$$a = (k)m \quad (31)$$

Se reemplaza los datos en las Ecuaciones 28, 29, 30, y 31 mencionadas.

$$R = \frac{30 \text{ mm}}{2} = 15 \text{ mm}$$

$$R_b = 15 \text{ mm} (\cos(20)) = 14,095 \text{ mm}$$

$$a = 1(2,5 \text{ mm})$$

$$R_o = 15 \text{ mm} + 2,5 \text{ mm} = 17,5 \text{ mm}$$

Posteriormente, la longitud de acción Z , se determina con la Ecuación 32.

$$Z = \sqrt{(R_o)^2 - (R_b)^2} - R(\text{Sen} \phi) + \frac{a}{\text{Sen} \phi} \quad (32)$$

Reemplazando valores,

$$Z = \sqrt{(17,5 \text{ mm})^2 - (14,095 \text{ mm})^2} - 15 \text{ mm} (\text{Sen}(20)) + \frac{2,5}{\text{Sen}(20)}$$

$$Z = 12,551 \text{ mm}$$

Para que el piñón y la cremallera operen adecuadamente, la relación de contacto entre el piñón y la cremallera, debe estar en un rango de $1,2 < m_p < 2$ según Norton (2000) y se puede hallar con la Ecuación 33.

$$m_p = \frac{Z}{P_b} \quad (33)$$

Donde P_b es el paso base y está dado por la Ecuación 34.

$$P_b = \frac{2\pi R_b}{N} \quad (34)$$

Reemplazando datos en las Ecuaciones 33 y 34 obtenemos,

$$P_b = \frac{2\pi 14,095 \text{ mm}}{12} = 7,380 \text{ mm}$$

$$m_p = \frac{12,551 \text{ mm}}{7,380 \text{ mm}} = 1,700$$

La razón de contacto tiene un valor de 1,7, lo cual indica que el engrane y la cremallera operan adecuadamente.

3.2.1.4 Tubo cuadrado de deslizamiento

Para la construcción del mecanismo de deslizamiento y sujeción de la baldosa mostrado en el Anexo A, se seleccionó del catálogo de colmena (Colmena, 2018) con dimensiones de 60x60x2 mm y un acero A500 dicho en el catálogo, posteriormente se valida el uso de este, mediante el uso de esfuerzo y la simulación de la máquina que se verá en el capítulo de resultados.

3.2.1.4 Carcasa ventosa

La carcasa se diseña para unir la ventosa a la máquina y a su vez ayudar a la protección del material de la ventosa. Para diseñar la carcasa se selecciona un perfil circular con diámetro de 3 pulgadas y espesor de 2 mm del catálogo Colmena (2018), a este se le realiza un corte axial como se evidencia en la Figura 29. Adicionalmente, se suelda una placa o lámina de espesor

de 1/8 de pulgada en acero 1020 para cerrar el tubo circular tanto en la parte superior como inferior.



Figura 29. Carcasa ventosa.

3.2.1.5 Eje motriz

El eje motriz (Figura 30) es una parte principal de la máquina, ya que este es que trasmite el movimiento entre el volante y el engrane. Este eje es diseñado seleccionando el material acero 1020 y con diámetro de 12 mm, en el capítulo de resultado se muestra los cálculos de esfuerzo y deformación y se procede a calcular el factor de seguridad para la validación del material, el eje tiene ranuras para colocar anillos de retención y ranuras para la postura de cuñas.

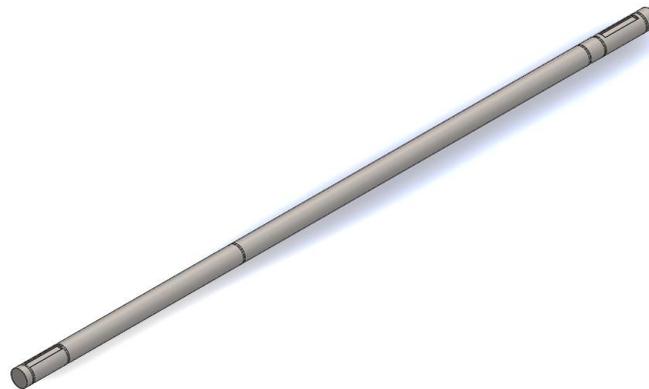


Figura 30. Eje motriz.

3.2.1.6 Cuñas

La cuña (Figura 31) es necesaria para evitar deslizamientos tangenciales del engrane y del volante con respecto al eje, el material elegido para las cuñas es un acero 1020 con dimensiones 3/16x1/8x1/2 pulgadas.

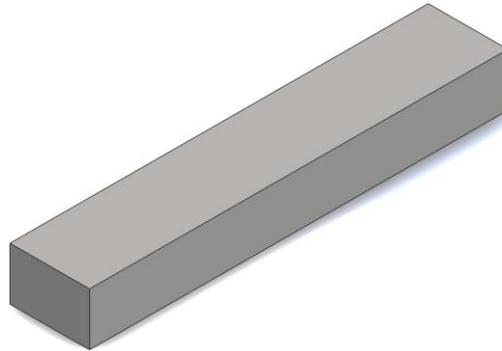


Figura 31. Cuña.

3.2.1.7 Anillo de retencion

La principal función del anillo de retención es no permitir el movimiento axial del engrane, el volante y las bases para los rodamientos sobre el eje. El anillo (Figura 32) se seleccionó del catálogo Otia (2005) ,seleccionando el numero 12 tipo A DIN 471.



Figura 32. Anillo de retención.

3.2.1.8 Volante

Se diseña el volante (Figura 33) que va unido al eje que conecta al sistema piñón cremallera para permitir el movimiento de bajada y subida de la ventosa. El volante debe tener un diámetro de conexión de 12 mm con una cuña de medidas 4,762x3,175 mm y una profundidad de cuñero de 1,587 mm para garantizar su sujeción.

El diámetro exterior del volante debe ser de 125 mm como máximo por efectos de espacio y diseño, y tener una manivela para facilitar el agarre para el operario. El volante está sujeto a cambios de diseño de acuerdo a la disponibilidad de este elemento en cuando a proveedores, pero manteniendo las medidas principales mencionadas.



Figura 33. Volante con manivela.

3.2.2 Sistema de rotación de la baldosa

Este sistema realiza la función de giro en una restricción de 180°, con el fin de que al momento de que la ventosa es accionada y sujete la baldosa, esta se pueda trasladar los grados indicados y así realizar la actividad de pegado de la baldosa. Para evidenciar las medidas en la geometría de cada una de las piezas, se puede observar el Anexo E. Este sistema de rotación de la baldosa, está compuesta por las siguientes piezas a mencionar.

3.2.2.1 Tuberías cuadrada

Un primer perfil mostrado en la Figura 34a, tiene medidas de 40mm x 40 mm y de espesor de 2,5 mm. Estas dimensiones fueron seleccionadas por comodidad del espacio interno, debido a que este espacio consta de unas bases en las cuales se acoplan unos rodamientos y un eje que pasa a lo largo del perfil. Por otra parte, posee una serie de agujeros que ayudan al acople de las bases de los rodamientos.

El segundo perfil observado en la Figura 34 b, es de sección transversal de 25x25 mm, un espesor de 2,5 mm y con una longitud de 215,5 mm. Esta tubería está soldada a la tubería mencionada anteriormente, con el fin de que ayude como soporte y evitar el pandeo de dicha tubería. Se aclara que estas tuberías son de material de acero A500 seleccionados del colmena (Colmena, 2018).

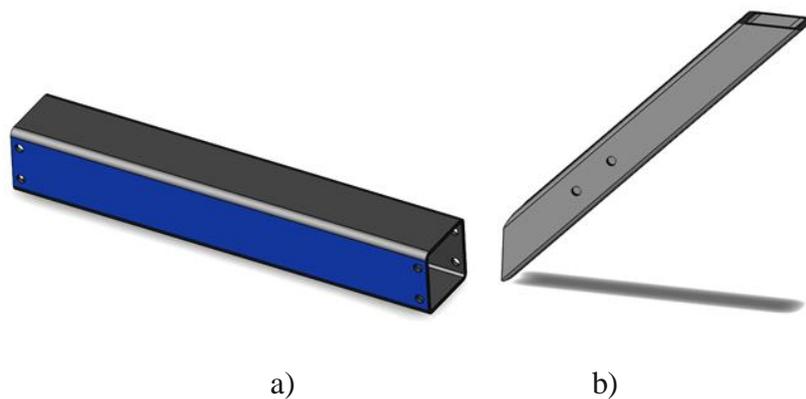


Figura 34. Tuberías cuadradas. a) Tubería en posición horizontal, b) Tubería ubicada con un ángulo de 45°.

3.2.2.2 Unión cilíndrica

La unión cilíndrica se puede observar en la Figura 35 y es seleccionada con esta característica circular, para que tenga una mayor ligereza al momento de realizar el giro de 180°. Esta tiene un material de acero 1020, la unión debe ser mecanizada en ambos extremos, debido a que en cada uno de ellos se acopla un rodamiento, además está soldado a la tubería cuadrada de la Figura 34.



Figura 35. Unión cilíndrica.

3.2.2.3 Perfil Z

El diseño de este perfil (Figura 36), formado por tres platinas metálicas de acero 1020. Estas platinas son mecanizadas y soldadas para estructurar dicho perfil y además a una de las platinas, se realiza un orificio para conectar con soldadura a la unión circular de la Figura 35 y a su vez al perfil cuadrado de la Figura 34a.

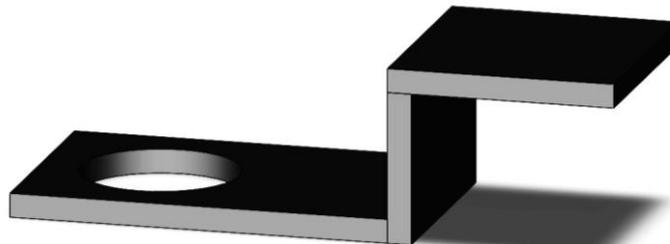


Figura 36. Perfil Z.

3.2.2.4 Pasador

Este pasador es contemplado en la Figura 37, el cual tiene una forma cilíndrica de diámetro de 12 mm y una parte superior de 16 mm y de material acero 1020. Esta pieza debe ser mecanizada realizándole una pestaña en la cual se inserta un anillo de fijación evitando el deslizamiento axial de este.



Figura 37. Pasador.

3.2.2.5 Rodamientos

En la Figura 38, se puede observar un esquema del rodamiento utilizado, obtenido de la herramienta Toolbox de solidworks. Son necesarios cuatro rodamientos que soportan el pasador mencionado en la sección 3.2.2.4 y el eje de la sección 3.2.1.5, los cuales tienen de diámetro interno 12 mm y un diámetro externo de 21 mm.

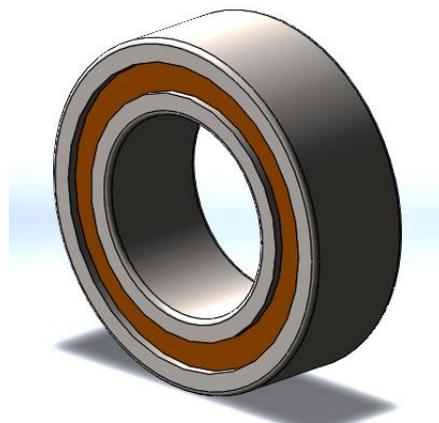


Figura 38. Rodamientos.

3.2.2.6 Soporte de rodamientos

Los soportes para los rodamientos de la Figura 38, son dos soportes con un material en Acero 1020 de dimensiones de 32x32 mm y un espesor de 10 mm. Estos soportes tienen como función servir como apoyo para los rodamientos, los cuales están ubicados en los dos extremos de la tubería cuadrada de la Figura 34a. Estas piezas se le deben mecanizar dos

orificios de las caras laterales de la pieza para introducir tornillos para su debida sujeción entre la tubería cuadrada ya mencionada y cada uno de los soportes. Seguidamente, se debe realizar otro proceso de maquinado con el diámetro externo de los rodamientos para realizar el acople respectivo de ellos.

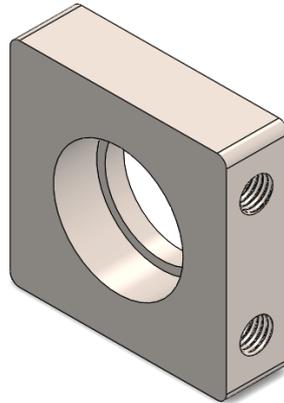


Figura 39. Soporte de rodamientos.

3.2.2.7 Tornillos de la maquina

Estos tornillos son seleccionados de la empresa Redica (Redica, 2017) con diferentes diámetros y pasos para el ajuste de las diferentes piezas de la máquina, estos tornillos son grado 8 con una resistencia mínima a la tracción de 800 N/mm². El objetivo del diseño de estos tornillos, es que puedan ser acoplados en los orificios roscados de los soportes de rodamientos, los soportes de topes y las llantas giratorias. La estructura de estos tornillos se puede ver en la Figura 40.

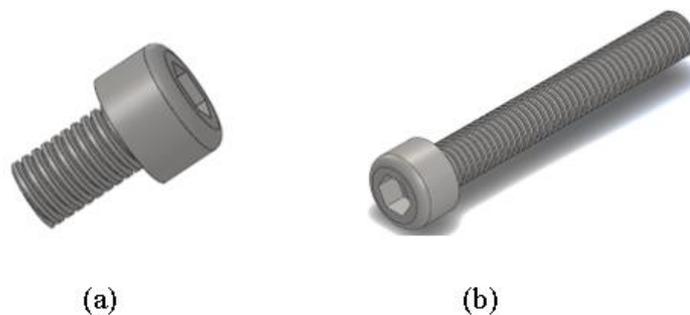


Figura 40. Tornillos de la máquina. (a)Tornillo M5-0.8X10 CL8.8, (b)Tornillo M5-0.8X40 CL8.8.

3.2.3 Soporte principal

El soporte principal tiene como función sostener el mecanismo de rotación y el mecanismo de deslizamiento y sujeción de la baldosa, este se compone de un tubo cuadrado que tiene consigo una lámina cuadrada y dos láminas en forma de “U”, en el Anexo 7 se especifican sus medidas.

3.2.3.1 Tubo cuadrado

Este tubo se selecciona con las siguientes dimensiones de 60x60x2mm en acero A500 del catálogo de Colmena (Colmena, 2018), a su vez en la parte inferior posee una lámina cuadrada con dimensiones de 120x120 mm y 3.175 mm de espesor en acero 1020 con cuatro agujeros para la conexión del tubo con la base principal como se muestra en la Figura 41, así también tiene dos pequeñas laminas en forma de “U” con dimensiones de 52x40 mm y un chaflán de radio de 20mm con un material de acero 1020, las láminas tienen un espesor de 6,35 mm y un agujero cada una, que sirven para la conexión del soporte de rotación de la baldosa a través de un pasador. Finalmente, se agrega un tapón de goma en la parte superior del tubo para sellar el tubo y por razones estéticas.

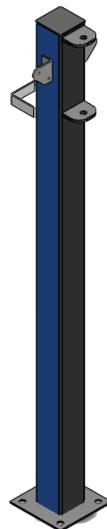


Figura 41. Tubo cuadrado.

3.2.3.2 Platina base con tornillos

Esta platina mostrada en la Figura 42 está hecha para el acople de tubo cuadrado mostrado en la Figura 41, la platina tiene dimensiones de 120mmx120mm y un ancho de 3.175mm con un material de acero 1020, a su vez tiene cuatro tornillos que van soldados a la misma.

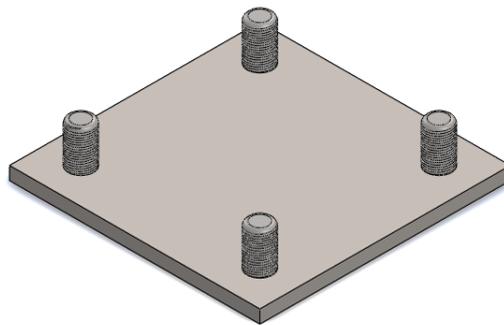


Figura 42. Platina base con tornillos.

3.2.3.2 Topes

Consta de dos partes las cuales se detallan en la Figura 43 éste mecanismo es agregado para asegurarse que cuando el Sistema de rotación de la baldosa realice el movimiento de 0° a 180° , se fije el sistema en los extremos y no se desplace. Anteriormente, se consideró un sistema de imanes de neodimio, pero no se consideraron adecuados para el diseño.



Figura 43. Topes de resbalón (2020)

3.2.3.3 Soporte de topes

Esta pieza se debe realizar un proceso de manufactura ya que se debe mecanizar para darle la respectiva geometría deseada. Este soporte debe ir soldado al tubo cuadrado principal en posición vertical de la Figura 44 y al mismo tiempo en los orificios del soporte, va anclada la los topes.

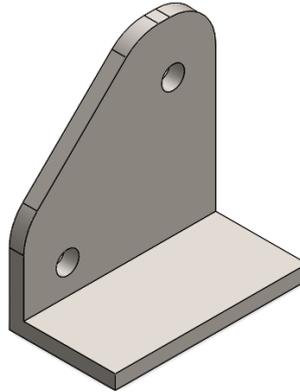


Figura 44. Soporte para topes.

3.2.4 Base Principal

Esta base principal se diseña con el objetivo de situar las baldosas en la máquina y conectar ruedas, las cuales sirven como transporte de la máquina. Las piezas que componen la base principal, se pueden detallar en el Anexo B y F con su respectiva geometría.

3.2.4.1 Depósito para baldosas

El diseño del depósito para baldosas tiene una geometría cuadrada. La parte inferior con una platina de 50x50 mm, con una tolerancia de 3mm y espesor de 3,175 mm con un material acero 1020 y al mismo tiempo se sueldan tres platinas con la misma geometría y dos de igual forma. Estas platinas se diseñan con el fin de que las baldosas no se caigan al momento de situarlas. La estructura del diseño, se detalla en la Figura 45.



Figura 45. Depósito para baldosas.

3.2.4.2 Estructura de tuberías cuadrada

Esta estructura es diseñada con el fin de que sirva como soporte en la estabilidad de la máquina. La tubería es diseñada de una sección transversal de 50x50 mm y 2 mm de espesor, con un material acero A500 seleccionado del colmena (Colmena, 2018). El diseño estructural, se puede observar en la Figura 46.

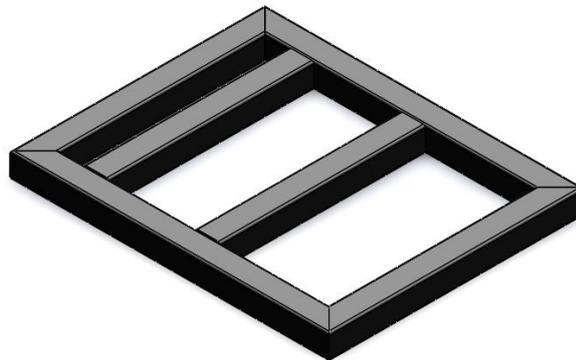


Figura 46. Estructura de tuberías cuadrada.

3.2.4.3 Ruedas giratorias.

Para que la máquina pueda ser trasladada con facilidad, se instala unas ruedas giratorias con frenos. Estas ruedas son seleccionadas del catálogo elesa con referencia RE.F8-150-SBF-H con una capacidad de carga dinámica de 5000N, en la Figura 47. se puede detallar su sistema. Estas ruedas se seleccionan teniendo en cuenta el peso total de la máquina con sus respectivas piezas.

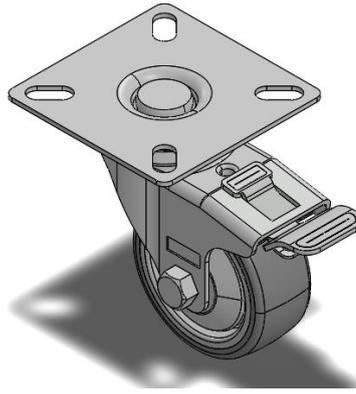


Figura 47. Ruedas giratorias. (Elesa y Ganter, 2019).

3.2.5 Accesorio

Se diseña un accesorio que permite al usuario de la maquina ajustar el nivel del gres porcelanico en el suelo, esto con el fin de evitar que el usuario se agache para realizar este ajuste. Además, este accesorio amplio la funcionalidad del diseño realizado su diseño y plano se muestra en el Anexo I.

3.2.6 Manual de funcionamiento

La máquina pegadora de gres porcelanico diseñada se proyectó para tener un uso simple e intuitivo para su operario. A continuación, en el Anexo J se muestra un manual de funcionamiento, el cual indica los pasos que debe seguir el operario con el punto de manejar de manera correcta la máquina y conseguir resultados eficientes.

4. Resultados

4.1 Mecanismo de deslizamiento y sujeción de la baldosa.

4.1.1 Eje motriz

El eje motriz está sometido a cargas cíclicas, puesto que es el que conecta el volante accionado por el operario al Sistema piñón-cremallera. Por tanto, el análisis de esfuerzo se

realizó por fatiga, y el factor de seguridad se calculó usando la teoría de Goodman modificada.

La fuerza que realiza el engrane se calcula teniendo en cuenta el peso que debe subir o bajar: peso de la cremallera, peso del tubo cuadrado, peso de la ventosa y la carcasa y el peso de la baldosa los cuales fueron tomados desde Solidworks y se muestran en la Tabla 1. El engrane fue diseñado con un ángulo de presión φ de 20° , por tanto la fuerza realizada se descompone en tangencial (F^t) y radial (F^r)

Tabla 1

Calculo de la fuerza ejercida sobre el engrane recto.

Elemento	Peso kg
1Baldosa	2.875
Ventosa	0.00797
Piñón	0,128
Cremallera	0.8577
Tubo cuadrado y carcasa	4.816
Tapón de goma	0.116
Peso total (F)	8.8

$$F^r = F^t * \tan \varphi = 8,8 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * \tan(20) \quad (35)$$

$$F^r = 31,010 \text{ N}$$

La Figura 49. muestra el eje motriz y los elementos conectados al mismo y en la Figura 50, se muestra el diagrama de cuerpo libre de este. Las fuerzas mostradas en la Figura 51. se muestran en la Tabla 2. A partir de estas, se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector sobre los planos XY y XZ.

Tabla 2.

Cálculo de la fuerza ejercida sobre el engrane recto.

Fuerza	Valor
F_t	86.33 N
F_r	31,010 N

Se analiza primero el plano XY y se realiza sumatoria de momento igual a cero en la reacción A_y para hallar B_y (mcr) negativo

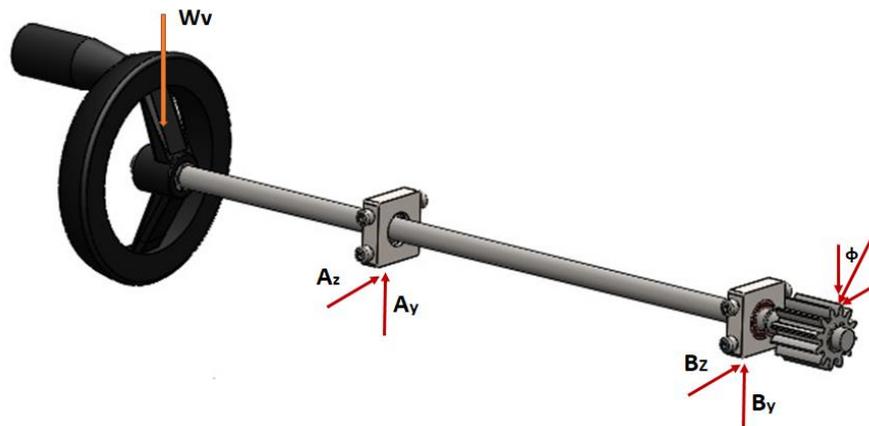


Figura 48. Eje en 3 dimensiones.

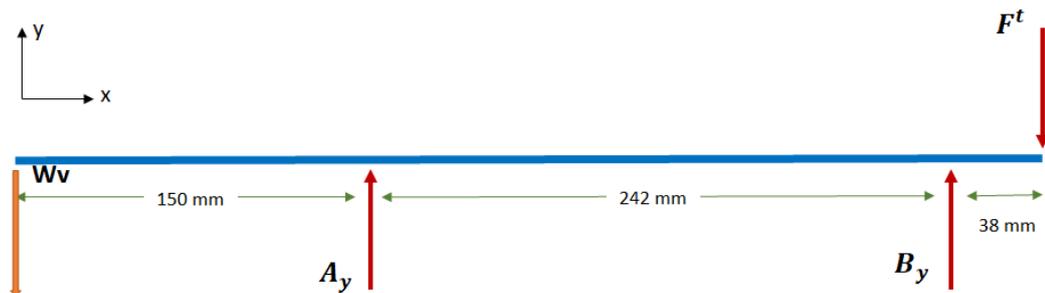


Figura 49. Diagrama de cuerpo libre para el plano XY .

$$\sum M_{A_y} = 0$$

$$W_v(0,15m) + B_y(0,242 m) - F^t(0,280 m) = 0$$

El valor del peso del volante W_v es de 240 gramos,

$$B_y = 98,426 \text{ N}$$

Se procede a realizar sumatoria de fuerzas en el eje Y para determinar el valor de A_y

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y - F^t = 0$$

Reemplazando valores se encuentra el valor de A_y

$$A_y = -10,823 \text{ N}$$

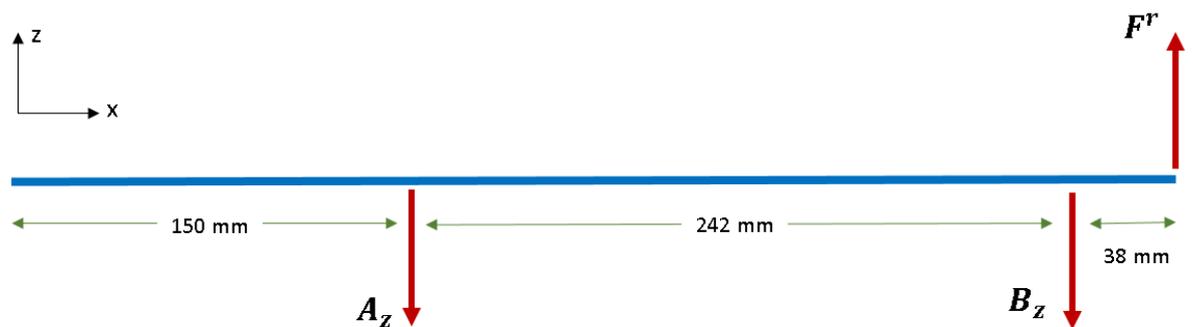


Figura 50. Diagrama de cuerpo libre para el plano XZ.

Seguidamente se analiza el plano XZ para proceder a determinar los valores de las reacciones B_z y A_z (mcr) negativo

$$\sum M_{A_z} = 0$$

$$F^r(0,280\text{m}) - B_z(0,242 \text{ m}) = 0$$

$$B_z = 35,879 \text{ N}$$

Luego se realiza sumatoria de momentos en el eje Z.

$$\sum F_y = 0$$

$$A_z - B_z - F^r = 0$$

Reemplazando valores se encuentra el valor de A_y

$$A_z = -4,870 \text{ N}$$

A partir de los diagramas de momento en los planos XY (Figura 45) y XZ (Figura 46), se calculan el momento de flexión y torque máximo.

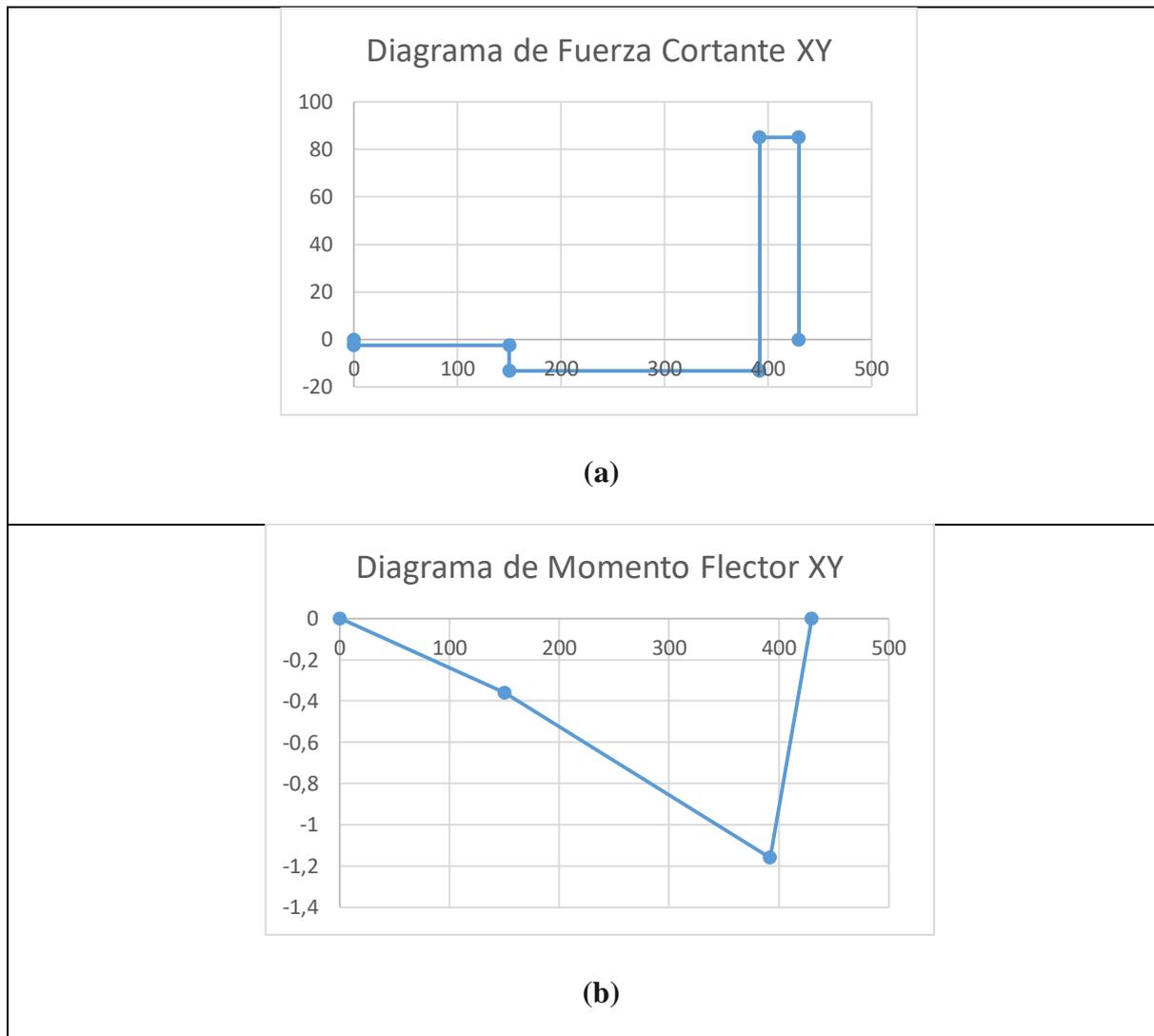


Figura 51. (a) Diagrama de fuerza cortante en el plano XY . (b) Diagrama de momento flector en el plano XY .

Analizando el plano XY , se procede a determinar el valor del momento M_{xy} hallándose como un área cuadrada tanto en el punto de la reacción A y la reacción B

Reacción en A

$$M_{xy} = (2,403 \text{ N}) * 0,150 \text{ m}$$

$$M_{xy} = 0,36 \text{ Nm}$$

Reacción en B

$$M_{xy} = (2,403 \text{ N}) * 0,150 \text{ m} + 13,226 * 0,242 \text{ m}$$

$$M_{xy} = 3,561 \text{ Nm}$$

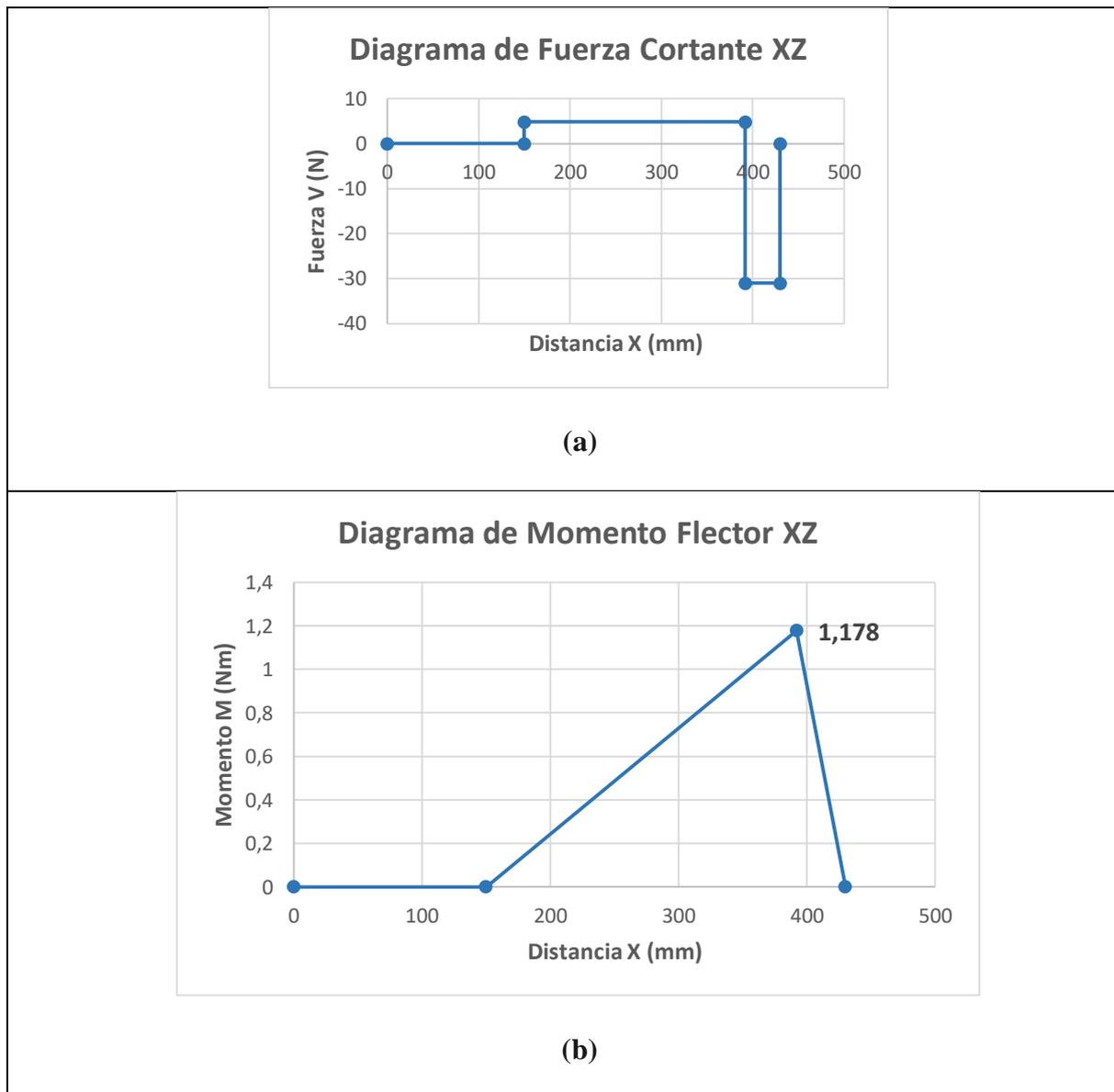


Figura 52. (a) Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ. (b) Diagrama de momento flector en el plano

XZ.

Luego se realiza el mismo procedimiento en el eje XZ en el punto de la reacción B

$$M_{xz} = 31 \text{ N} * 0,038\text{m}$$

$$M_{xz} = 1,178 \text{ Nm}$$

Se debe sacar la resultante de M_{xy} y M_{xz} para hallar M en los puntos A y B con la Ecuación 37 y Ecuación 38.

Reacción en A

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad (37)$$

$$M = 0,36 \text{ Nm}$$

Reacción en B

$$M = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad (38)$$

$$M = 3,751 \text{ Nm}$$

De la Figura 54, se determina la sumatoria de torque en la que el eje es sometido (mmr) negativo

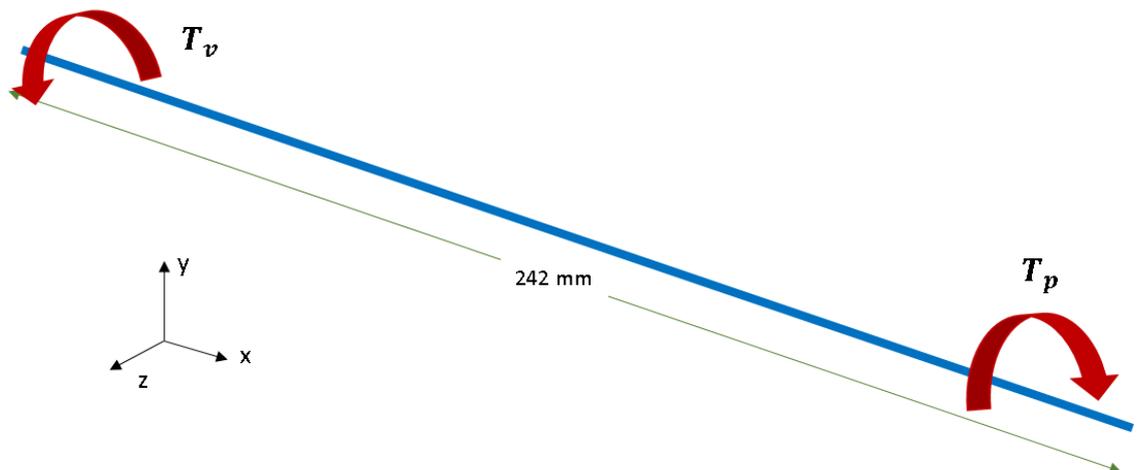


Figura 53. Diagrama de cuerpo libre para torques.

$$\sum T = 0$$

$$T_v + T_p = 0$$

$$T_v = T_p$$

$$T_p = F^t * \frac{D}{2}$$

$$T_p = 83,940 \text{ N} * \frac{0,030}{2} = 1,259 \text{ Nm}$$

Debido a la naturaleza del movimiento se toma el tipo de esfuerzo como sinusoidal completamente invertido. Este tipo de esfuerzo se caracteriza porque su esfuerzo medio es igual a cero, puesto que los esfuerzos máximos y mínimos son iguales, pero con signo contrario. Por tanto, se calcula a partir de los datos conocidos el momento y torque alternante, M_a y T_a , usando la Ecuación 39 y 40.

$$M_a = \left| \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \right| \quad (39)$$

$$M_a = \left| \frac{3,751 \text{ Nm} - (-3,751 \text{ Nm})}{2} \right|$$

$$M_a = 3,751 \text{ Nm}$$

$$T_a = \left| \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right| \quad (40)$$

$$T_a = \left| \frac{1,278 \text{ Nm} - (-1,278 \text{ Nm})}{2} \right|$$

$$T_a = 1,278 \text{ Nm}$$

$$M_m = T_m = 0$$

Luego, se calcula los esfuerzos de von Mises de acuerdo a los esfuerzos de la teoría de falla por energía de distorsión, estos se muestran en las Ecuaciones 41 y 42.

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (41)$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (42)$$

Según Deutshman (Deutshman, Michels, & Wilson, 1987) los factores de concentración de esfuerzo a la fatiga pueden ser tomados como uno (1) para cargas estables o aplicadas gradualmente, y debido a que la velocidad de aplicación de la carga depende del accionamiento del usuario el cual será a muy bajas revoluciones, se determinó que el valor de dichos factores como 1.

$$K_f = K_{fs} = 1$$

Teniendo en cuenta que el diámetro del eje es de 12 mm o 0,012 m, los valores de los esfuerzos de von Mises fueron calculados (Ver Ecuación 43)

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32(4,2)3,751 \text{ Nm}}{\pi(0,012\text{m}^3)} \right)^2 + 3 \left(\frac{16(4,2)1,278 \text{ Nm}}{\pi(0,012 \text{ m})^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_a = 96,823 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma'_m = 0$$

Para el cálculo del factor de seguridad se utiliza el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman (Ecuación 43) como se mencionó anteriormente y para ello es necesario calcular el valor de S_e mediante la ecuación de Marin (Ecuación 44). A su vez para el cálculo de S_e , son necesarios calcular los factores de modificación y de S'_e . Debido a que el material del eje es acero 1020, el valor del S_{ut} es de 420 MPa (Tabla 3).

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (43)$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (44)$$

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad (45)$$

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (46)$$

El cálculo de los factores de modificación se muestra en la Tabla 3 y el valor de S'_e y S_e , en las Ecuaciones 45 y 46, respectivamente.

El cálculo de los factores de modificación se muestra en la Tabla 3 y el valor de S'_e y S_e , en las Ecuaciones 8 y 9, respectivamente.

Tabla 3.

Calculo de factores de modificación de la ecuación de Marín.

Factor de modificación	Descripción	Fórmula	Resultado
Condición superficial	Para este factor se utiliza la figura 17 y se elige un acabado superficial de laminado en frío.	$k_a = a S_{ut}^b$	$k_a = 0,909$
Tamaño	Para la elección del valor de este factor se aclara que el eje es de 12 mm utilizando la ecuación 11.	$k_b = 1,24 d^{-0,107}$	$k_b = 0,95$
Carga	Para determinar el valor se realiza con fatiga con carga de flexión rotatoria	$k_c = 1 \text{ flexión}$	$k_c = 1$

Temperatura	<p>Se selecciona una temperatura de 87°F que es aproximada la temperatura de la ciudad de Cúcuta, Norte de Santander y se determina con la ecuación 13.</p>	$k = 0,975 + 0,432 \times 10^{-3} T_F + 0,104 \times 10^{-3} T_F^3 - 0,595 \times 10^{-3} T_F^4$	$k_d = 1$
Confiabilidad	<p>La confiabilidad seleccionada es de 99.99 para elegir este factor se utiliza la ecuación 14 y la figura 18.</p>	$k_e = 1 - 0,08z_a$	$k_e = 0,702$
Efectos varios	<p>Debido a que no se tiene información de corrosión, recubrimiento electrolítico, metalizado por aspersión, frecuencia cíclica y corrosión por frotamiento, se toma este valor.</p>	k_f	$k_f = 4,2$

De la Figura 55. se asume la línea de r/t igual a 0,03 donde a/t resulta siendo 4,4 y de esta forma se determina el valor de K_t que es igual a 7,4. Luego se reemplaza los valores en la ecuación de k_t resulta siendo igual a 4,2. Posteriormente se puede hallar q con ayuda de la figura asumiendo un valor de r igual a 0,01 y se procede al cálculo de kt con la ecuación 48.

Figura A-15-16

Eje redondo con ranura de fondo plano en flexión y/o tensión.

$$\sigma_0 = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32M}{\pi d^3}$$

Fuente: W. D. Pilkey, *Peterson's Stress Concentration Factors*, 2a. ed., John Wiley & Sons, Nueva York, 1997, p. 115.

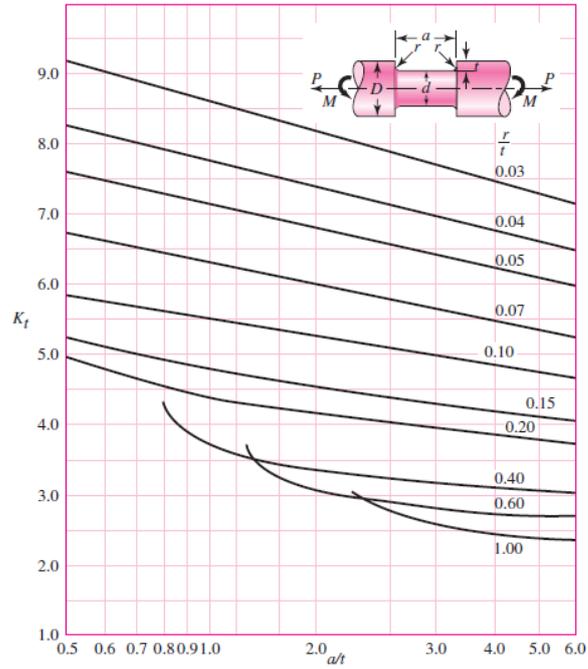


Figura 54. Factor K_t (Budynas & Nisbett, 2008).

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

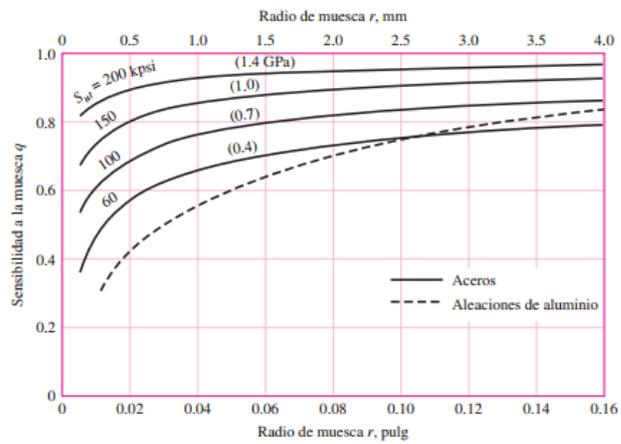


Figura 55. Sensibilidad de la muesca q (Budynas & Nisbett, 2008).

$$k_t = 1 + q(Kt - 1) \quad (48)$$

$$k_t = 4,2$$

Luego reemplazamos valores en las ecuaciones 44 y 45.

$$S'_e = 315 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 190,957 \text{ Mpa}$$

Una vez conocidos los parámetros anteriores se calcula el factor de seguridad de la Ecuación 47.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$n = 1,9$$

4.1.2 Piñón y cremallera

El análisis de esfuerzo del engrane se calcula basándose en la obtención de una vida infinita a la flexión, para esto se conoce datos previos de la geometría del engrane tales como el número de dientes, el paso diametral, el ancho de cara y la resistencia última a la tensión S_{ut} del material el cual es un acero AISI 1010 CD.

El engrane fue diseñado usando un módulo m igual a 2,5 mm, el cual mediante la ecuación $P = \pi m$, se calcula el paso diametral P , siendo de $2,5\pi$. El número de dientes N del engrane es de 12 dientes y su ancho de cara F de 30 mm. Se supone que la velocidad de giro proporcionada por el usuario es de 30 rpm como lo menciona (Niebel, 2004), que corresponde a una velocidad tangencial V de 0,047 m/s (Ecuación 49). De acuerdo al material dado del engrane se toma el valor de $S_{ut} = 320 \text{ MPa}$ de la tabla A-20 de Shigley (Budynas & Nisbett, 2008).

$$V = \frac{\pi dn}{60} \quad (49)$$

$$V = 0,236 \text{ m/s}$$

El cálculo de los factores de modificación se muestra en la Tabla 4 y el valor de S'_e y S_e , en las Ecuaciones 8 y 9, respectivamente.

Tabla 4.

Calculo de factores de modificación de la ecuación de Marín.

Factor de modificación	Descripción	Fórmula	Resultado
Condición superficial	La condición superficial es: superficie maquinada para el cual corresponde valores de a y b de 4,51 y -0,265, respectivamente.	$k_a = aS_{ut}^b$	$k_a = 0,98$
		$l = \frac{1}{P} + \frac{1,25}{P} = 0,286$	
		$Y = 0,245$	
Tamaño	Usando las Ecuaciones 15, 16, 17,18 y 19. El valor de Y se toma desde la Figura 19.	$x = \frac{3Y}{2P} = 0,0468$	$k_b = 1$
		$t = (4lx)^{1/2} = 0,231$	
		$d_e = 0,808(Ft)^{1/2} = 7,458$	
		$k_b = 1,24d^{-0,107} = 1$	
Carga	El diente del engrane está sometido a carga a flexión, por tanto su valor es la unidad.	$k_c = 1 \text{ flexión}$	$k_c = 1$
Temperatura	La temperatura en la ciudad de Cúcuta, donde se realiza el estudio es en promedio de 85 °F.	$k_d = 0,975 + 0,432 \times 10^{-3} T_F + 0,104 \times 10^{-3} T_F^3 - 0,595 \times 10^{-3} T_F^4$	$k_d = 1$
Confiabilidad	Se toma un porcentaje de confiabilidad de 99,99% y desde la Figura 18 se toma el valor del factor	$k_e = 1 - 0,08z_a$	$k_e = 0,702$
Efectos varios	Para los efectos varios se tiene en cuenta la concentración de esfuerzos.	$k_f = \text{por cocentración de esfuerzos}$	$k_f = 0,708$

La geometría de los dientes del engrane presentan una concentración de esfuerzos en la raíz el cual debe considerarse. El diente es de altura completa con un ángulo de presión de 20°, por tanto el radio de la raíz del entalle r_f se calcula con la Ecuación 50.

$$r_f = \frac{0,300}{P} \quad (50)$$

$$r_f = 0,038$$

El factor teórico de concentración de esfuerzo K_t se calcula desde la Figura 56, teniendo en cuenta la relación r/d dado con la Ecuación 51 y siendo que la relación $D/d = \infty$ se considera la curva $D/d=3$, se obtiene un $K_t = 1,6$. Adicionalmente de la Figura 55, se calcula a q , el cual es de 0,687.

$$\frac{r}{d} = \frac{r_f}{t} \quad (51)$$

$$\frac{r_f}{t} = \frac{0,038}{0,231} = 0,164$$

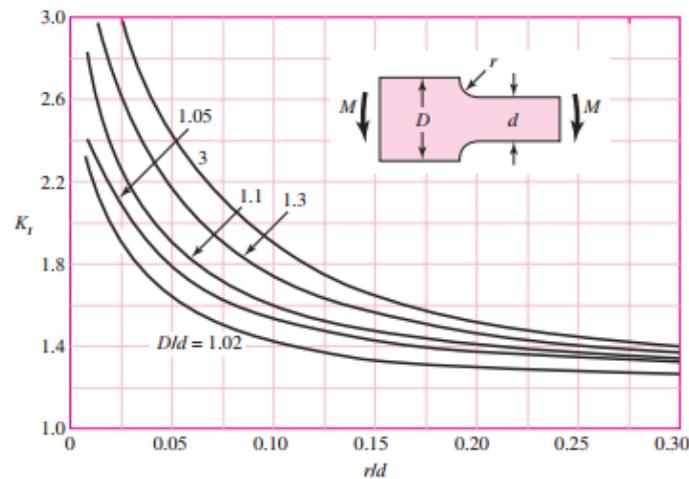


Figura 56. Factor teórico de concentración de esfuerzos para barra rectangular con filetes en flexión (*Budynas & Nisbett, 2008*)

A partir de K_t y q se calcula el factor de concentración de esfuerzo por fatiga K_f con la Ecuación 48 y posteriormente el factor de Marin de efectos diversos para concentración de esfuerzo con la Ecuación 52.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1,412$$

$$k_f = \frac{1}{K_f} \quad (52)$$

$$k_f = 0,708$$

Conociendo por tanto los valores de los factores de modificación de Marin y el S'_e , se calcula el valor del límite a la fatiga.

$$S'_e = 160 \text{ MPa}$$

$$S_e = 77.93 \text{ Mpa}$$

De acuerdo a los análisis hechos para el eje motriz, se determinó que la Fuerza tangencial F^t que soporta el engrane es de 86.33 N. Conociendo la velocidad tangencial 0,047 m/s del engrane, se calcula el factor de velocidad K_v con la ecuación 53. Haciendo uso de la Figura 19. se proporciona el factor de forma Y .

$$K_v = \frac{1200 + V}{1200} \quad (53)$$

$$K_v = 1$$

Conociendo cada uno de los variables de la Ecuación 54 se calcula el esfuerzo permisible del diente del engrane. y posteriormente con la Ecuación 55 se calcula el factor de seguridad de acuerdo al valor de S_e calculado anteriormente.

$$\sigma_{perm} = \frac{K_v P F^t}{F Y} \quad (54)$$

$$\sigma_{perm} = 92249.55 \text{ Pa}$$

$$n = \frac{S_e}{\sigma_{perm}} \quad (55)$$

$$n = 836$$

4.1.3 Diseño de cuñas

Las cuñas que transmiten potencia están sometidas a dos tipos de falla: corte a través de la interface eje/cubo y falla por compresión. Las fuerzas que actúan sobre la cuña se muestran en la Figura 22, el fuerza cortante es τ_d se determina mediante la ecuación 58.

$$\tau_d = \frac{2T}{LDW} \quad (58)$$

El valor del torque se toma de la Figura 53. El cuál es el mismo torque del piñón con un valor obtenido anteriormente de 1,259 N.m. el diámetro del eje es de 12 mm de un material 1020. como se mencionó en la sección del eje motriz. Como se había mencionado, los valores de W y L son 3/16 y 1/8 de pulgada respectivamente, estos valores de W y L se deben convertir a metros para trabajar y se reemplazan los valores y se halla el valor del esfuerzo cortante.

$$\tau_d = 13877 \text{ Kpa}$$

Al diseñar según Mott (Mott, 2006) se puede “igualar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de diseño al cortante, para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo”. Finalmente, se proporciona una ecuación final para el cálculo del factor de seguridad n (Ecuación 59).

$$n = \frac{0,5 S_y}{\tau_d} \quad (59)$$

El valor de S_y de la cuña tiene un valor de 210 Mpa y se reemplazan valores obtenidos para calcular el factor de seguridad.

$$n = 7,566$$

4.2 Sistema de rotación de la baldosa.

4.2.1 Tubería ubicada con un ángulo de 45°.

Para empezar el estudio de la determinación del factor de seguridad en cada una de las tuberías, se hace un diseño por columnas aplicando las teorías del libro (Mott, 2006).

Peso unitario de piezas del mecanismo de deslizamiento y sujeción de la baldosa.

Antes de empezar este análisis, se debe realizar el cálculo de las reacciones en los apoyos A y B añadiéndole el peso del eje.

Como los engranes están anclados a una base como se detalla en la figura **, esta base tiene un peso de 0,657 N y un rodamiento pesa 60 gr siendo en Newton es 0,590 N. La tubería cuadrada de posición horizontal, tiene un peso de 7,063 N. Lo cual indica que las reacciones B_y y A_y tienen un valor de 104,30 N y 16,890 N respectivamente.

Se realiza sumatoria de momentos en el punto de B_y (mmr) negativo

$$\sum M_{B_y} = 0$$

$$Q * \cos(45)(0,125)m - (B_y)(0,2515 m) = 0$$

$$Q = 329,750 N$$

Se procede a realizar el cálculo de la carga crítica $P_{cr, pero}$ anticipadamente se debe calcular los valores de (KL/r) como se muestra en el proceso siguiente:

Utilizando las ecuaciones 48 y 49 se jalla el área y el momento de inercia

$$I = \frac{a^4}{12} - \frac{a'^4}{12} \quad (48)$$

$$I = 1,303 \times 10^{-8} m^4$$

$$A = (a * a) - (a' * a) \quad (49)$$

$$A = 1,41 \times 10^{-4} m^2$$

Se determina el valor de r con la ecuación 50.

$$r = \sqrt{I/A} \quad (50)$$

$$r = 9,613 \times 10^{-3} m$$

El valor del K se determina mediante la figura** analizando una columna recta (empotrada-empotrada) el cual corresponde a un valor de K de 0,65 y el valor de la longitud de la columna es de 1194,44 mm.

$$\left(\frac{KL_c}{r}\right) = 13,147$$

Ahora se procede a determinar el valor de la carga crítica P_{cr} con la ecuación 52.

$$P_{cr} = AS_y \left(1 - \frac{S_y(KL_c/r)^2}{4\pi^2 E} \right) \quad (52)$$

$$P_{cr} = 48,98 \text{ KN}$$

Para calcular el valor del factor de seguridad de la columna, se utiliza la ecuación 53 y la carga admisible P_a es la carga Q de 30,985 N.

$$P_a = \frac{P_{cr}}{n} \quad (53)$$

$$n = 148,54$$

4.2.2 Rodamientos

El cálculo de los rodamientos se basa en el manual de rodamientos SKF y se procede a realizar sus respectivos cálculos.

Vida útil

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (54)$$

A continuación, se calcula la fuerza P

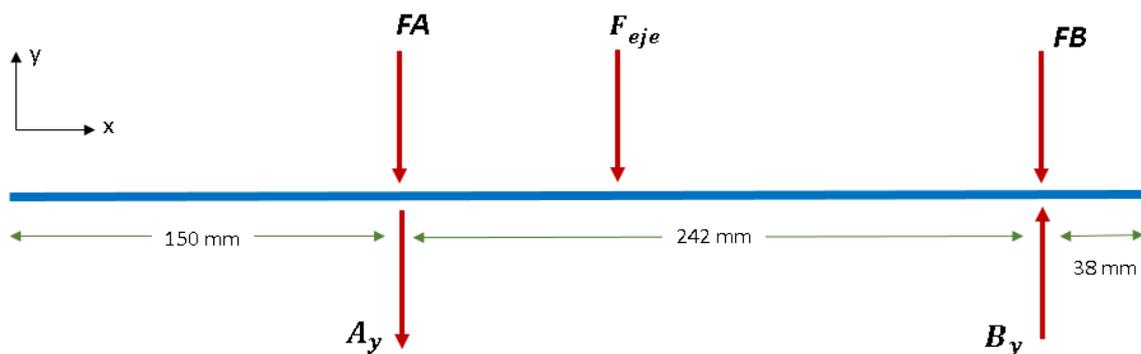


Figura 57. Diagrama de cuerpo libre en el eje.

Teniendo en cuenta las fuerzas calculadas de en la sección 4.1.1 de A_y y B_y son de 10.825N y 98.426 N. La fuerza en el eje va hacer el mismo peso multiplicado por la gravedad con un valor de 4.09N con los valores ya dados se calcula las fuerzas F_A y F_B .

$$\sum M_A = 0$$

$$-1.7585(0.065) + 98.426(0.242) - F_B(0.242) = 0$$

$$F_B = \frac{-1.7587(0.065) + 98.425(0.242)}{(0.242)}$$

$$F_B = 97.952N$$

Se realiza sumatoria de fuerzas en y

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_A - 10.825 - 1.7587 + 98.426 - 97.952 = 0$$

$$F_A = -12.109N$$

En este caso se utiliza la carga axial mayor F_B , el valor del exponente p para rodamientos de bolas es de 3 y el valor C es la carga dinámica del rodamiento es de 10.1 KN sacado del manual SKF. Ahora se reemplazan los datos en la Ecuación 54.

$$L_{10} = \left(\frac{10.1kN}{0.0973kN} \right)^3$$

$$L_{10} = 1118473.24 \text{ millones de revoluciones}$$

4.3 Soporte principal

4.3.1 Soldadura

Para realizar el cálculo de la soldadura, se utiliza el libro de Shigley. La soldadura seleccionada es una soldadura E6013 y la pieza a soldar es el tubo cuadrado para realizar la soldadura, debido a que es donde existe la unión con pernos y es donde va a soportar el peso de toda la parte superior de la máquina.

En los cálculos de tubería ubicada con un ángulo de 45° mostrados anteriormente, la reacción B_y genera un momento, pero debido a la distancia tan mínima este momento se desprecia y la fuerza Q_x genera un momento contrario al momento producido por Q_y . La distancia hasta el punto de análisis es el mismo para las dos, por lo tanto, estos dos momentos

se contrarrestan y no se tienen en cuenta en el análisis de la soldadura y solo se tiene en cuenta la fuerza cortante Q_x que en este caso se reemplaza por V como se detalla en la Figura 57.

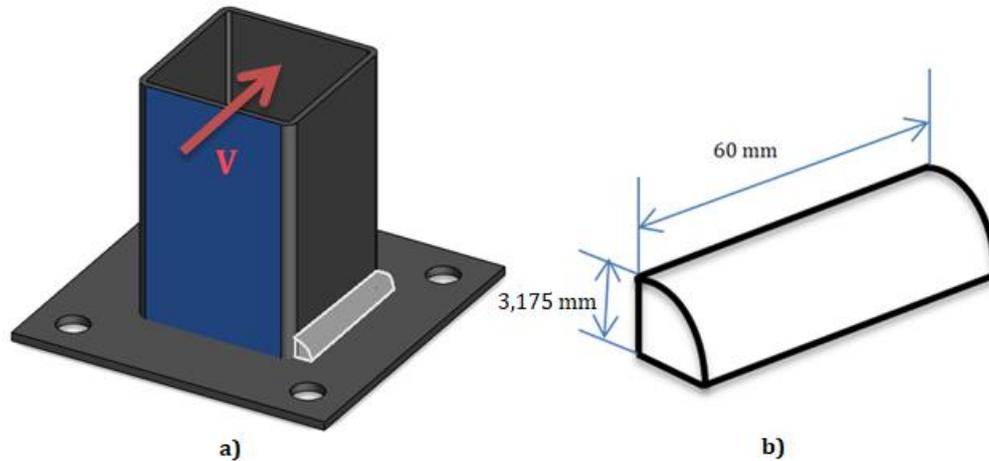


Figura 58. Soldadura. a) Tubería cuadrada con cordón de soldadura, b) Cordón de soldadura y sus dimensiones

Los cordones de soldadura se aplican en dos lados del tubo cuadrado en dirección paralela a la fuerza cortante V .

Partiendo de la ecuación 61 de un esfuerzo cortante primario τ' en donde el factor de concentración de esfuerzo K_{fs} es tomado de la Figura 26. de la opción “filetes paralelos” y el área de la soldadura A se selecciona de la Figura 27. tomando la segunda opción de soldadura. En donde el valor de h se halla mediante la Figura 25 con un valor de 1/8 de pulgada y d siendo la longitud del cordón de 60 mm que equivale a un lado de la tubería cuadrada. Se aclara una vez más que la fuerza V se calcula mediante la ecuación 61.

$$V = Q_x \cos 45 \quad (55)$$

$$\tau' = \frac{K_{fs} V}{A} \quad (56)$$

Por lo tanto, se reemplazan valores y se obtiene

$$\tau' = 17,412 \text{ MPa}$$

De la Figura 24. se selecciona el número de electrodo AWS* E60xx la resistencia a la fluencia S_y obteniéndose un valor de 345 Mpa. Reemplazando datos en la ecuación 63 obtenemos el valor del factor de seguridad de la soldadura.

$$n = \frac{0,577S_y}{\tau'} \quad (57)$$

$$n = 11,432$$

4.4 Simulación en Solidworks

Con ayuda del software Solidworks se hacen los cálculos de las reacciones de las diferentes partes de la máquina.

4.4.1 Reacciones en las ruedas

Lo que se quiere mostrar al hacer el análisis de las reacciones es buscar la fuerza que va a soportar cada rueda, como se observa en la figura 58 la mayor fuerza encontrada fue de 60.2 kg_f y la llanta soporta una carga máxima de 5000 N.

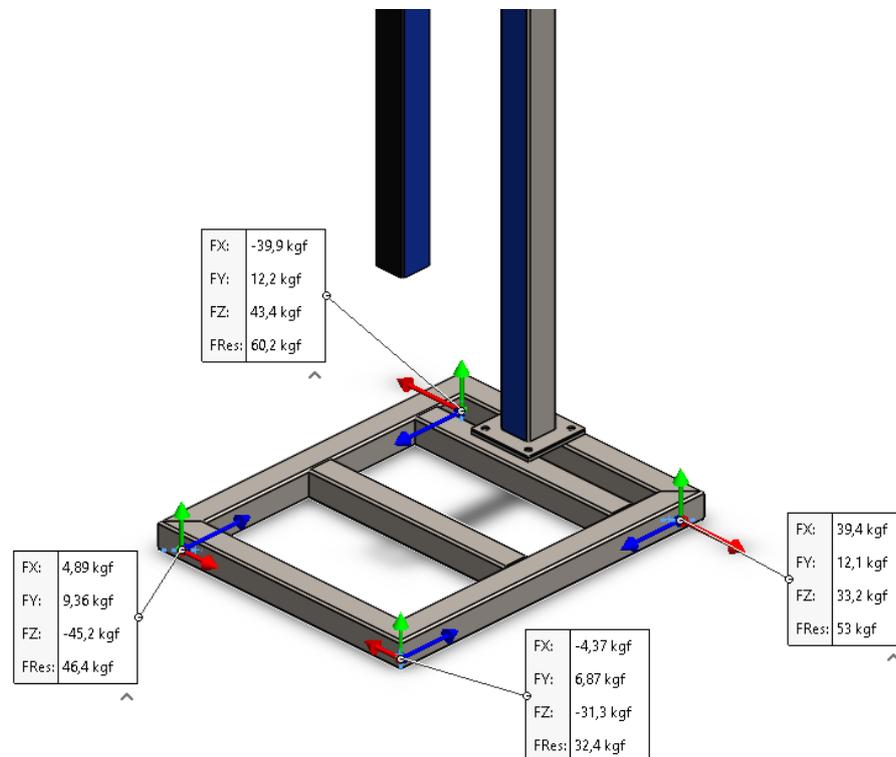


Figura 59. Reacciones en las ruedas.

4.4.2 Análisis de la estructura completa

Este análisis consiste en determinar cuál es el valor de deformación que puede presentar la estructura de la máquina completa sin tener en cuenta las láminas base y las ruedas, este análisis se realiza con un material A500 que es el que poseen los tubos proporcionado por la empresa Colmena. En la figura 56, se muestra el esquema donde fue aplicada la fuerza de 15 kg para el cálculo de la deformación, factor de seguridad de la estructura. Se observa, que en la pieza con forma de z se encuentra la zona más tensionada como se ve en la figura 58. En la figura 57 se aprecia los esfuerzos de la deformación de la estructura a una escala 10:1 y por último en la figura 59 se muestra el valor del factor de seguridad en la estructura con un valor de 2.44.

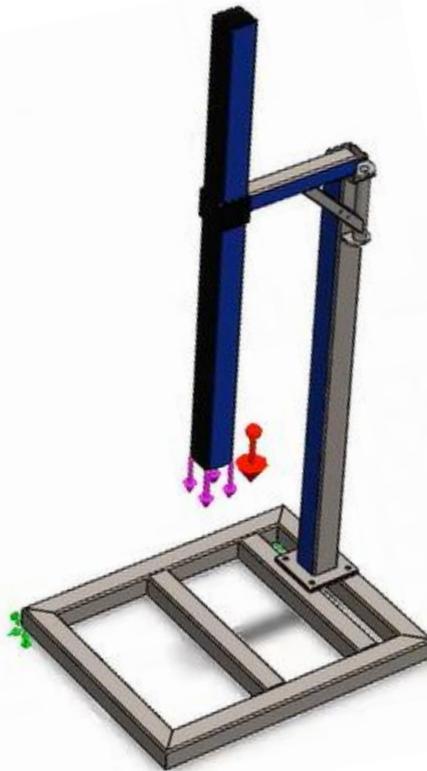


Figura 60. Esquema de la fuerza aplicada.

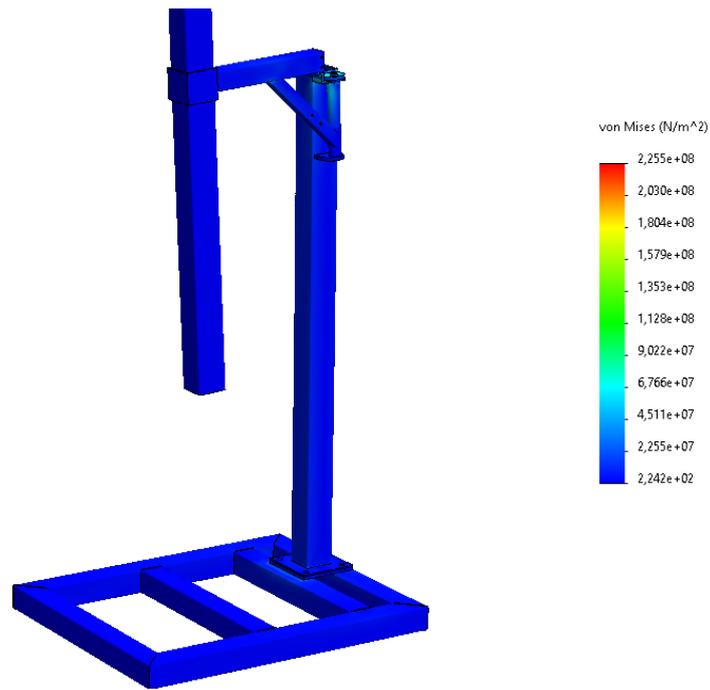


Figura 61. Esfuerzos con escala de deformación 10:1

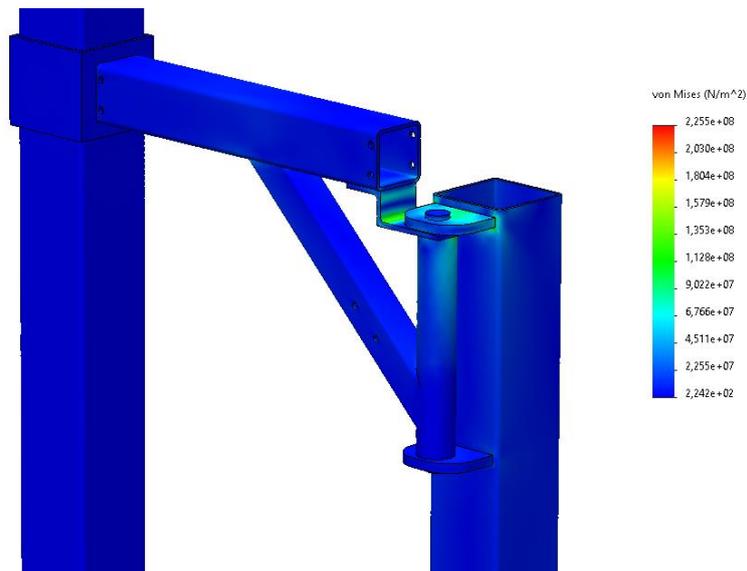


Figura 62. Zona más tensionada.

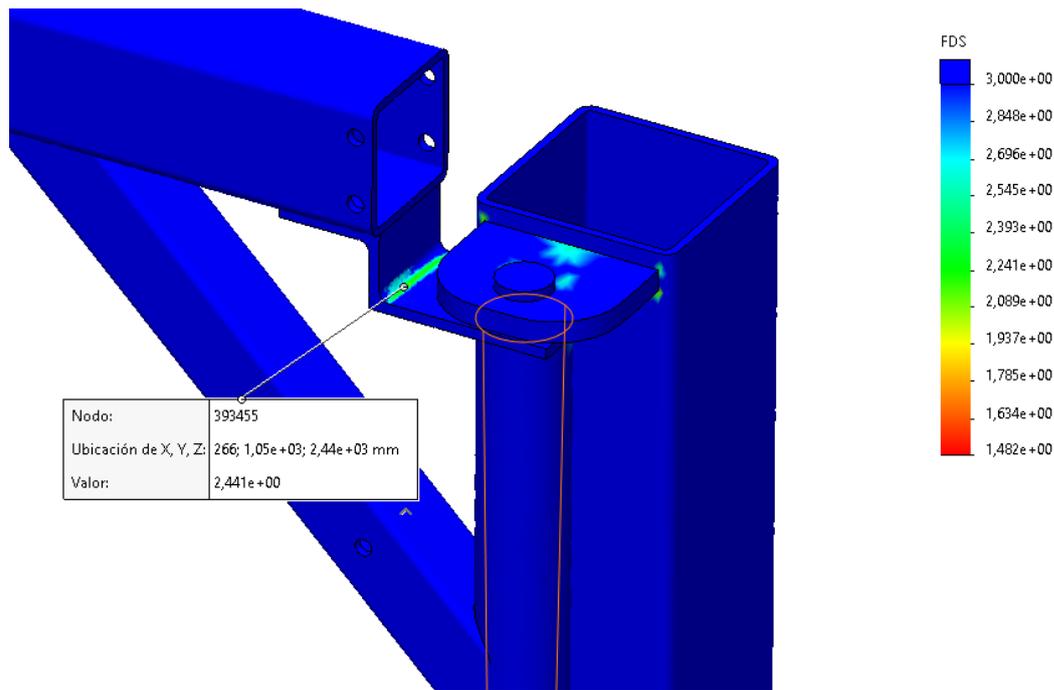


Figura 63. Factor mínimo de seguridad.

4.4.2 Análisis para los pernos

Para el análisis de pernos mediante la simulación realizada en Solidworks se calcula las reacciones sobre cada uno de los pernos tal como se muestra la Figura 60. Estas reacciones han sido calculadas mediante la aplicación de la fuerza ya mencionada que se muestra en la Figura 56. El valor máximo de las reacciones fue de 146.87 kg_f pasando a mega pascales con un valor de 1.4408×10^{-3} . Los pernos usados son de grado 8.8 con un S_y de 800 N/mm^2 tal como se ve en la Figura 61. Con la fuerza calculada se procede a calcular el esfuerzo utilizando la Ecuación 58 y con el esfuerzo dado calcularemos el factor de seguridad.

$$\sigma_{adm} = \frac{F(Mpa)}{A(m^2)} \quad (58)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{1.4408 \times 10^{-3} Mpa}{1.131 \times 10^{-4} m^2}$$

$$\sigma_{adm} = 12.74 Mpa$$

Y para el cálculo del factor de seguridad se utiliza la Ecuación 59

$$FS = \frac{\sigma_y (Mpa)}{\sigma_{adm} (Mpa)} \quad (59)$$

$$FS = \frac{800 \text{ Mpa}}{12.74 \text{ Mpa}}$$

$$FS = 62.79$$

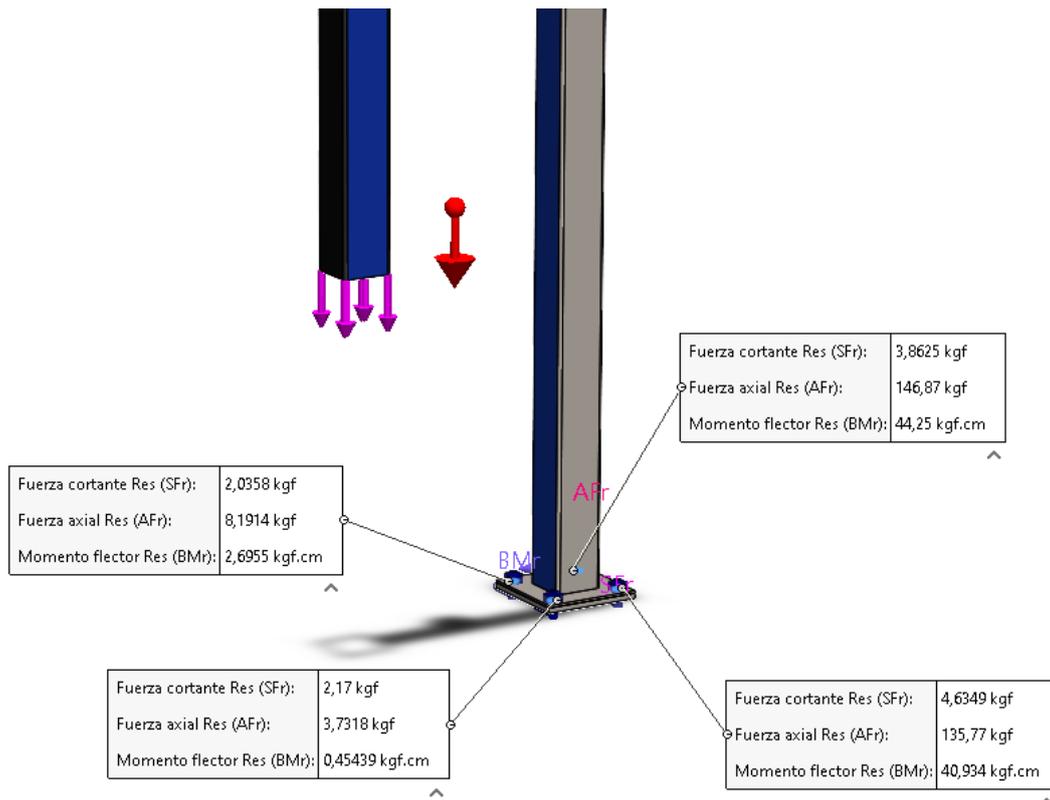


Figura 64. Análisis para los tornillos.

4.4.3 Análisis de la lámina base

Para el análisis de la base se calcula con un material AISI 1020 y se aplica una fuerza de 30 Kgf. En la Figura 63 se observa que los esfuerzos de la lámina son bajos y en la Figura 64 vemos el desplazamiento en escala real con un desplazamiento máximo de 0.01961 mm.

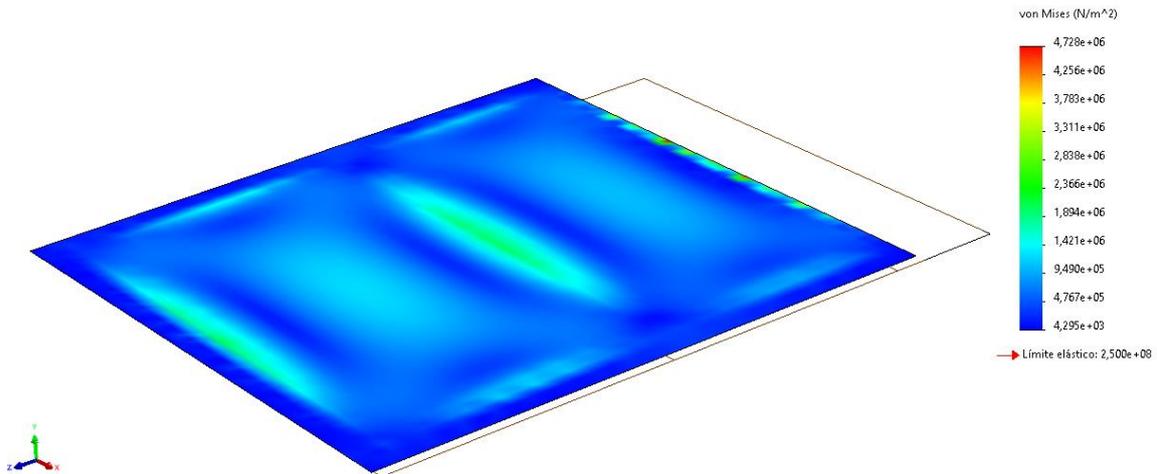


Figura 65. Esfuerzos en lamina porta tableta a escala de deformación 50:1.

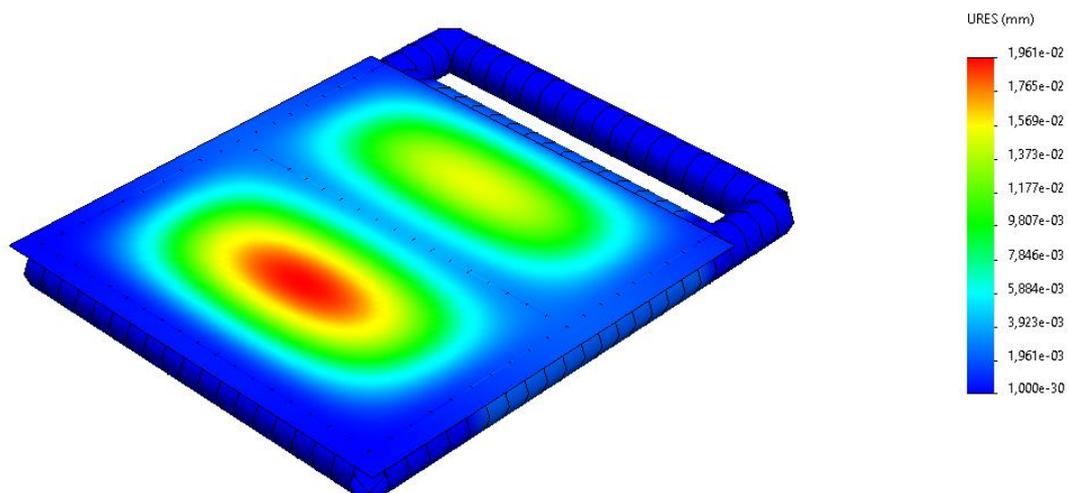


Figura 66. Desplazamientos a escala real.

4.4.4 Eje motriz

Este análisis se basa en la simulación de esfuerzos (Figura 68) y factor de seguridad como se puede ver en la Figura 67, en las ranuras del eje es donde se concentran más sus esfuerzos.

Se realiza la simulación y arroja un factor de seguridad de mínimo de 1.467, un esfuerzo

máximo de 238,5 Mpa y por último una deformación a escala 50 (Figura 69) con un valor de la deformación de 0.251 mm.

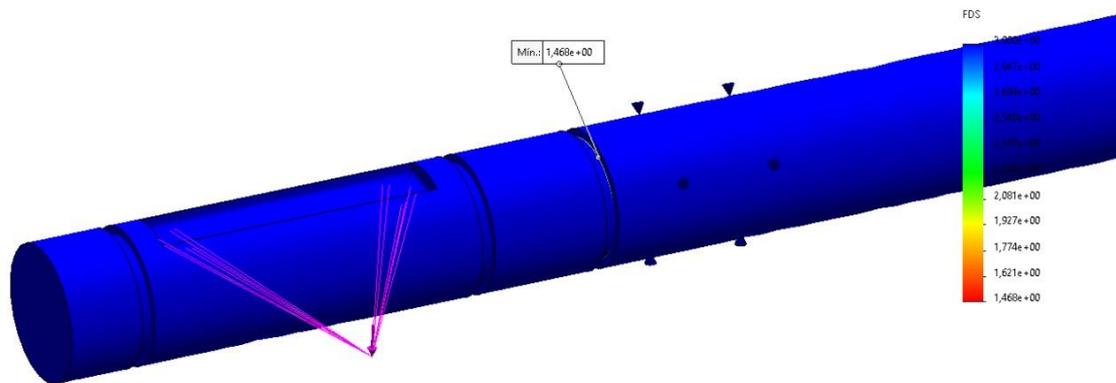


Figura 67. Factor de seguridad del eje.

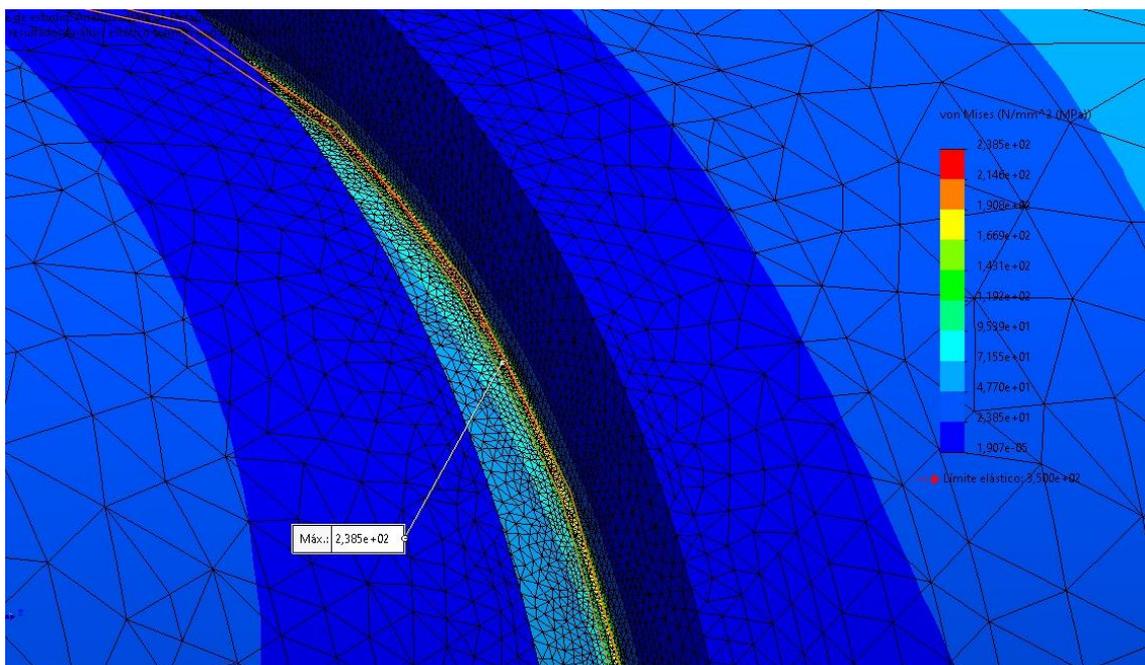


Figura 68. Esfuerzo en la ranura del eje.

Nombre del modelo: Eje d
 Nombre de estudio: Análisis estático (Default)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 50

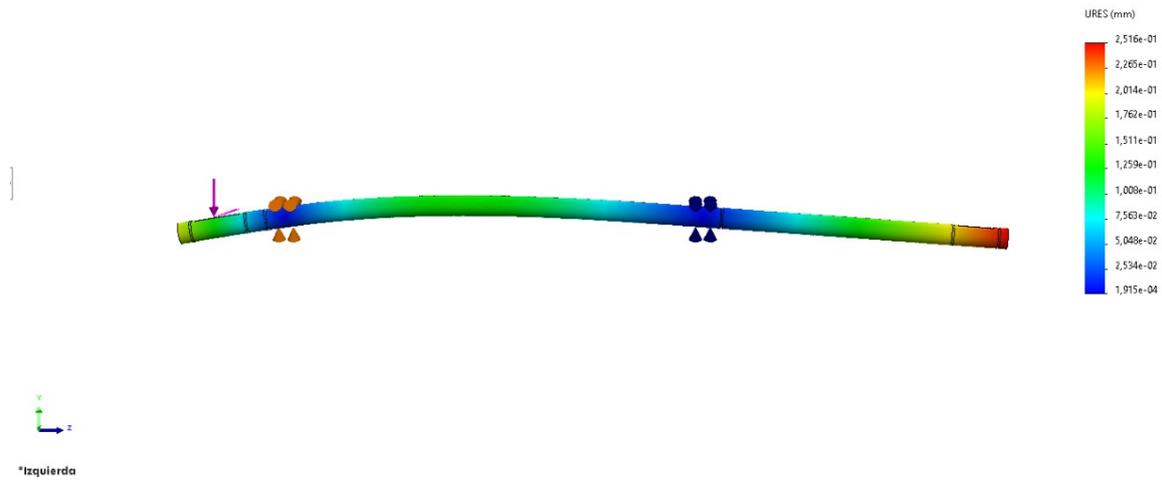


Figura 69. Deformación en el eje.

5. Análisis de costos

Para realizar la determinación de los costos de cada una de las piezas de la máquina y de la mecanización de algunas de estas, se obtuvieron datos de tiendas y catálogos en línea (internet) y otros directamente de empresas de manufactura de la ciudad. Se debe tener en cuenta que los precios pueden variar dependiendo de la oferta y demanda del producto.

Insumos	Dimensiones	Material	Cantidad	Precio unitario	Precio total (\$)	Proveedor
Anillo de seguridad	12x11 mm	acero	7	396	2.772	Sibercol S.A.S
Bomba de vacío	11x8x2 in	poli cloruro de vinilo	1	156.000	156.000	Mercado libre Colombia
Cremallera		acero 1020	1	150.000	200.000	Empresas de manufactura
Eje motriz	12 mm	acero 1020	1	20.000	20.000	Empresas de manufactura
Engrane	35 mm	acero 1020	1	100.000	100.000	Empresas de manufactura
lámina A36	Calibre 3	acero ASTM A36		232.407	232.407	Aceros mapa
llanta giratoria		polivinilo y acero	4	24.500	98.000	Ferretería San Jorge LTDA

Mecanizado de eje		Acero 1020	1	25.000	25.000	Empresas de manufactura
Mecanizado de base rodamiento		Acero 1020	1	18.000	18.000	Empresas de manufactura
Mecanizado de agujeros		Acero 1020	1	15.000	15.000	Empresas de manufactura
Mecanizado unión cilíndrica		Acero 1020	1	18.000	18.000	Empresas de manufactura
Pasador	170x12mm	acero ASTM A36	1	16.000	16.000	Empresas de manufactura
Racor	M6 x 1/8	bronce	1	4800	4800	Racores y Manguera Cúcuta
Rodamiento	6301	acero	4	5500	22000	Mercado libre Colombia
Soldadura		Soldadura 6013		80000	80000	Empresas de manufactura
Tapón de goma			2	5.000	10000	Mercado libre
Tornillo	M5-0.8X10 CL8.8	Acero Grado C	12	800	9600	Tornicar Cúcuta
Tornillo	M5-0.8X40 CL8.8	Acero Grado C	2	1200	2400	Tornicar Cúcuta
Tornillo	M6-1.0X10 CL8.8	Acero Grado C	16	1800	28800	Tornicar Cúcuta
Tornillo	M12-1.75X20 CL8.8	Acero Grado C	4	5500	22000	Tornicar Cúcuta
Tubo cuadrado	60x60x2	Acero A500	1	63.000	63.000	Colmena
Tubo cuadrado	40x40x2	Acero A500	1	45.000	45.000	Colmena
Tubo cuadrado	25x25x2	Acero A500	1	25.000	25.000	Colmena
Tubo redondo	3 pulgadas	Acero A500	1	100.000	100.000	Colmena
Tuerca	M12,M5	Acero	8	24	25000	Tornicar Cúcuta
Ventosa		Polímero	1	200.000	200.000	Mercado libre
Volante	d. 125mm	Polímero	1	22.000	22.000	Mercado libre
				Total	1.560.000	

6. Conclusiones

- El diseño formulado para la maquina pegadora de gres porcelanico cumple con la función planteada, mostrando convirtiéndose en un diseño que permite ayudar a facilitar el trabajo en el sector de la construcción a nivel regional y nacional. Además, se constituye como un proyecto de innovación que da visibilidad a nuestra universidad debido a la posibilidad de ser patentado.
- Se modeló mecánicamente cada una de las piezas que componen la máquina en el programa Solidworks, obteniendo resultados satisfactorios en el análisis de esfuerzos y deformaciones de las piezas.
- El sistema de sujeción de las baldosas es la ventosa, la cual cumple bien su función debido a que podrá elevar la baldosa sin ningún problema. La bomba de vacío manual, se puede cambiar por una bomba de vacío de corriente eléctrica para evitar cansancio en la mano del operario.
- Debido a la limitación dada del uso de materiales metálicos, los factores de seguridad son altos debido a que las cargas que van a soportar son pequeñas, esto garantiza una vida útil mucho mayor de las piezas y al mismo tiempo permite una presentación estética de la máquina, pero se abre la posibilidad para el uso de materiales polímeros en la cremallera y el eje para la minimización de costos.
- Teniendo en cuenta los cálculos de los materiales, procesos de manufactura e insumos se concluye que el precio total de la máquina es de 1.560.000 adicionalmente a este precio se le debe agregar los precios de fabricación directos e indirectos y los costos de fabricación de la máquina.
- El diseño de esta máquina y los materiales a utilizar, han sido los adecuados en tema de deformaciones, debido a que las piezas como los soportes, estructura cuadrada, y la columna, no sufren deformaciones notables

7. Recomendaciones

Buscando que la universidad Francisco de Paula Santander allá un enfoque a la innovación, creación de máquinas que facilite el trabajo en diferentes sectores de la región y en el país se realizan las siguientes recomendaciones para proyectos basados en este presente trabajo:

- Se recomienda analizar la construcción o la fabricación del presente diseño mediante el uso de materiales polímeros el cual reduce el costo de la maquina en general
- Se recomienda implementar diferentes sistemas de sujeción que permita la aplicación o el uso de la maquina a otro tipo de cerámicas tales como las porosas
- Se recomienda la implementación de un sistema automatizado para el funcionamiento de la maquina con el fin de evitar mayores esfuerzos en los trabajadores.

8. Referencias bibliográficas

- Abraham L. Cohen, B. N. (1944). *Patente n° 522,055*.
- Abraham L. Cohen, H. B. (1944). *Washington, DC. Patente n° No. 2,351,666.* .
- Alfa. (2016). *Importados. La innovacion y el estilo es para compartirlo*. Obtenido de <http://www.alfa.com.co/files/catalogos/importados.pdf>
- Bärtschi., T. B. (2014). *Mobile robotic tiling*. Recuperado el 18 de Enero de 2019, de Rob-technologies.: <https://rob-technologies.com>
- Beer, F., Johnston,Jr, E. R., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. (2009). *Mecanica de Materiales* (Quinta ed.). Mexico: Mc Graw Hill.
- Benjamin, L. T. (1988). *A history of teaching machines*. American psychologist, 43(9), 703.
- Boering, C. (1950). *Importancia de las máquinas en el progreso de la Humanidad (Vol. 7, No. 7, pp. ág-36)*. . In Anales de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingenieria mecanica de Shigley*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Cia. General de aceros S.A. (Marzo de 2007). *Aceros ingenieria al carbono* . Obtenido de <https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013Anexos.pdf?sequence=2>
- Colmena. (2018). *Perfil estructural tubular* . Obtenido de <http://tuboscolmena.com/colmena/productos-estructurales/>
- Cordilleras diseños del mundo. (2004). *Manual Practico de Ceramicas*. Obtenido de http://www.especificar.cl/registrocdt/uploads/FICHAS/CORDILLARA/CERAMICA%20ESMALTADA%20MUROS/DESCARGAS/manual_instalacion.pdf
- Cornillier, J. C. (1990). *Washington, DC: U.S. Patente n° 4,932,701*.
- Dessault Systemes. (2020). *SolidWorks*. Obtenido de https://www.solidworks.com/sw/183_ENU_HTML.htm

Deutshman, A., Michels, W., & Wilson, C. (1987). *Diseño de Máquinas*. México D.F:

Continental S.A.

Dimitrios A., H. S. (1996). Mobile Robot for Automatic Installation of Floor Tiles.

International Conference on Robotics and Automation, (pág. 1). Minneapolis, Minnesota.

Dingxin Ge, T. M. (2015). Quantitative study on the attachment and detachment of a passive.

ELSEVIER, 2.

Edmund R. Littell, 8. H. (1991). *Washington, DC: U.S. Patente n° No. 5,013,075*. .

Edward, D. J. (1943). *Washington, DC: U.S. Patente n° 2,319,727*.

Elesa y Ganter. (2019). *Ruedas*. Obtenido de <https://www.elesa-ganter.es/static/catalogues/files/Ruedas.pdf>

Faires, M. (1999). *Diseño de elementos de máquinas*. Barcelona: Montaner y Simon S.A.

Festo. (10 de 2010). *Ventosas Vas/VasB*. Obtenido de https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/VAS_ES.PDF

Haruo Konagai, 1.-3. A.-c. (1993). *Japón Patente n° No 5,207,553*.

Helander, M. G. (1991). Safety hazards and motivation for safe work in the construction industry. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 8(3), 205-223, 1.

INSHT., I. N. (1999). *Sistema simplificado de evaluación de riesgos de accidente*.

J. Martinez, M. A. (2004). Desarrollo de nuevos esmaltes para soportes de gres y gres porcelánico adaptados a los procesos de pulido y que presentan buenas prestaciones técnicas y estéticas. *Qualicer*, 1.

Jacob Van't Land, Y., & Alfred P. Hebermann, A. A. (2001). *Washington, DC: U.S Patente n° No. 6,213,521*.

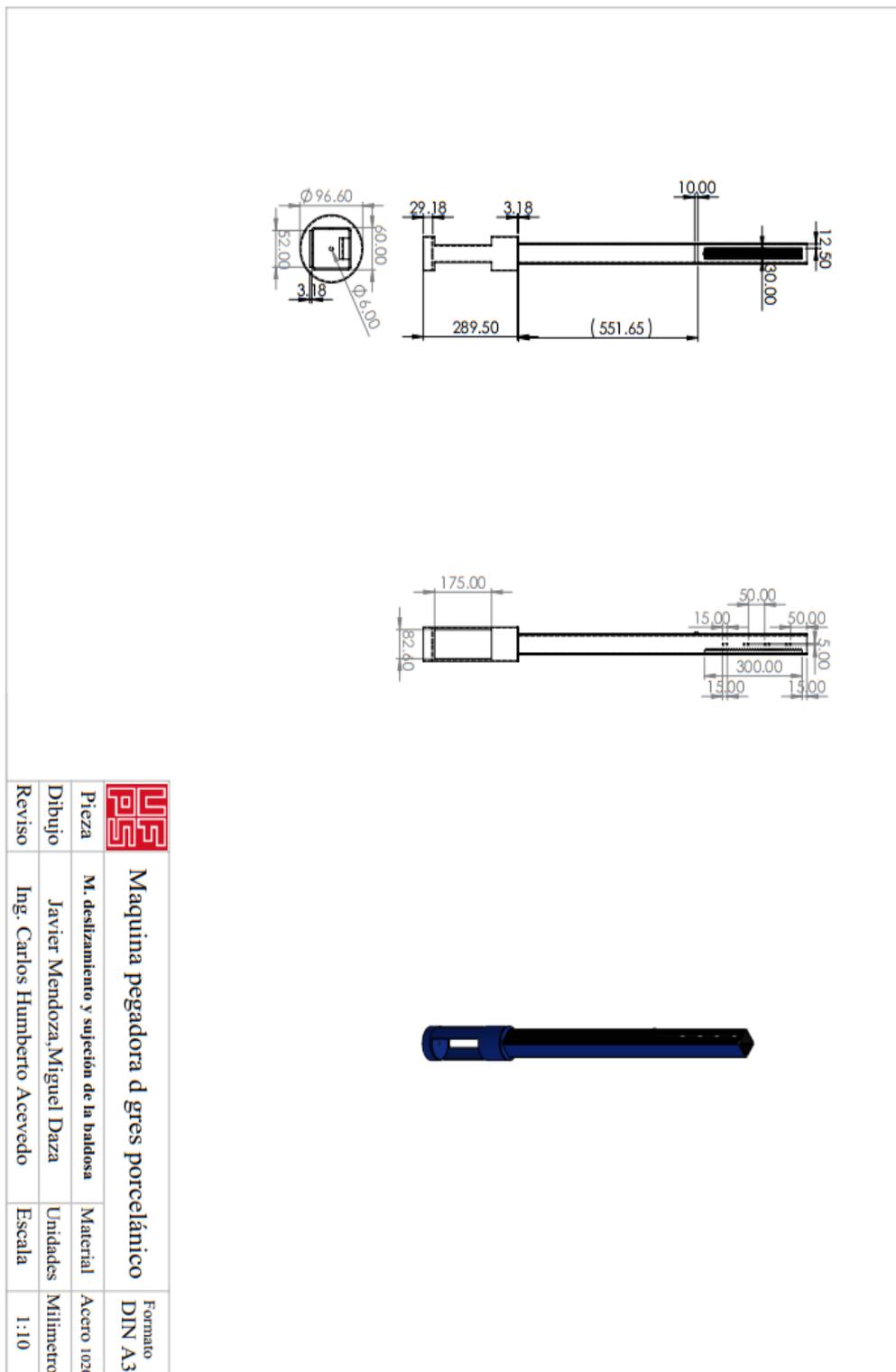
Jihong Liu, K. T. (2005). Analytical modelling of suction cups used for window-cleaning robots. *ELSEVIER*, 1-2.

- José R. Sánchez, A. A. (2008). “PROPUESTAS DE MEJORAS DE LA SALUD OCUPACIONAL DE LOS TRABAJADORES DEL SECTOR DE LA CONSTRUCCIÓN EN EL SALVADOR A TRAVÉS DE SOLUCIONES ERGONÓMICAS PRÁCTICAS”. (*Tesis de Ingeniería*). UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR. FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA. ESCUELA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL, El salvador.
- Kent R. Mayhugh, S. W. (2012). *Estados Unidos Patente n° US 8,104.809 B1*.
- King, N. B.-1. (2014). Robotic tile placement: Tools, techniques and feasibility. *ScienceDirect*, 1-2.
- Liu, B. S. (1992). *Washington, DC: U.S. Patente n° 5,104,077*.
- Mabie, H., & Ocvirk, F. (1988). *Mecanismos y dinámica de maquinaria*. México D.F: Limusa Wiley.
- Mares, F. J. (2012). *Caracterización de ventosas mediante técnicas CFD*. Universidad Politecnica de Valencia, Valencia.
- Max, Z. E. (1959). *Washington, DC: U.S. Patente n° 2,871,054*.
- Mayhugh, K. R. (2012). *Washington, DC: U.S. Patente n° 8,104,809*.
- Mise, D. P. (2014). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA*. ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, Quito.
- Mityvac. (2004). *AUTOMOTIVE TEST & BLEED KIT MODEL MV8000*. Obtenido de http://www.lincolnindustrial.com/Catalogs/Uploaded/Catalog_87/Selectline_Flyer.pdf
- Mityvac. (Febrero de 2009). *Automotive test y bleed kit model mv8000*.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México D.F: Pearson Educación.
- Nathan R. Smith, S. M. (1999). *Washington, DC: U.S. Patente n° No. 5,882,055*.
- Niebel, B. y. (2004). *Ingeniería industrial. métodos, estándares y diseño del trabajo*. 11 edición . Alfaomega.

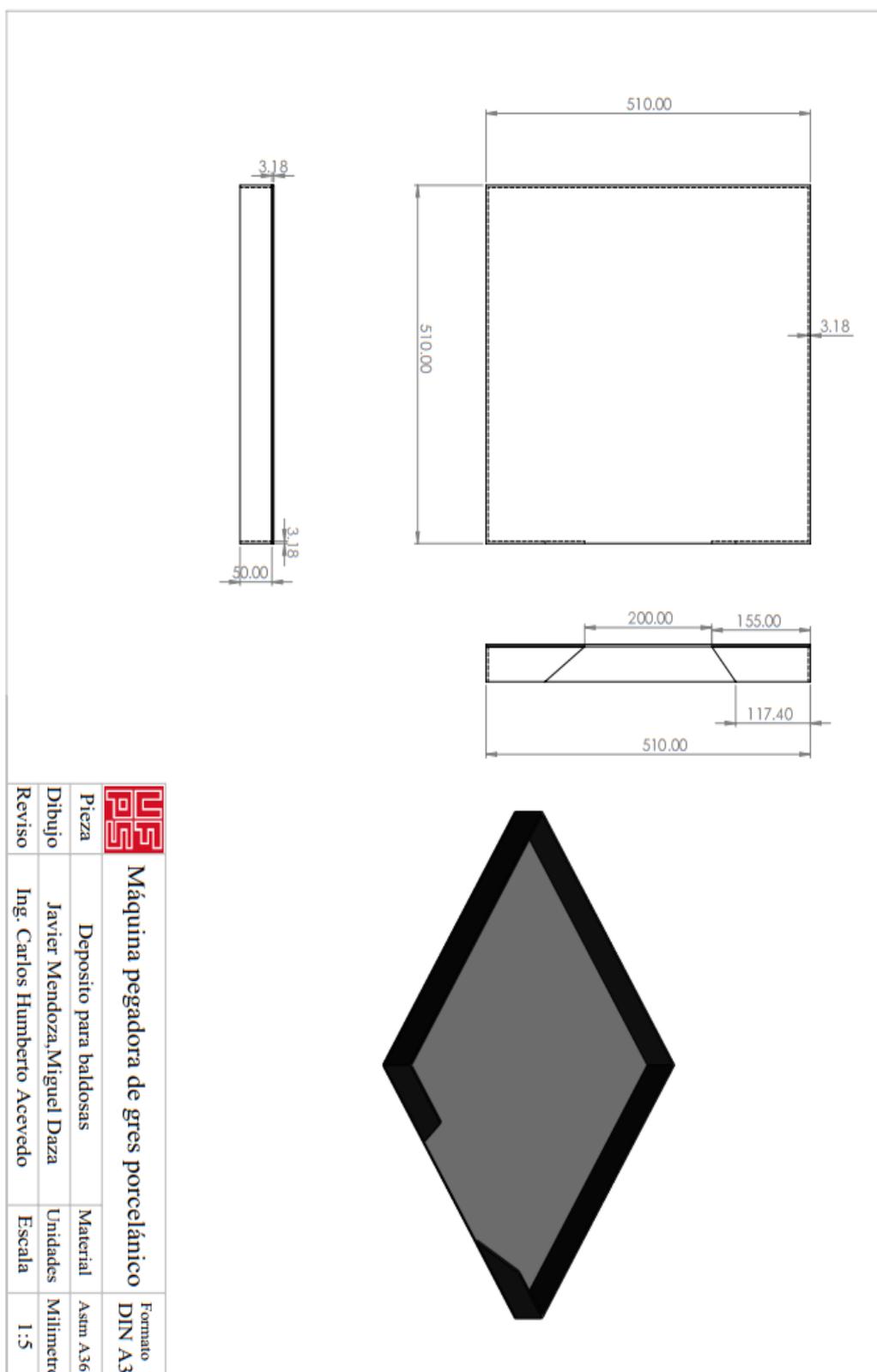
- Nisbett., R. G. (2008). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- Norton, R. L. (2000). *Diseño de Maquinaria* (Segunda ed.). Mexico: Mc Graw Hill.
- Otia. (Junio de 2005). *Catalogo de productos*. Obtenido de <http://www.otia.com.ar/otia/CATALOGO%2006-2005.pdf>
- Perentin, A. (1989). *Washington, DC: U.S. Patente n° 4,813,640*.
- Po Lin Liao, T. (. (2013). *Washington, DC. Patente n° US 8,480,044 B2*.
- Redica. (2017). *TORNILLOS BRISTOL MILIMÉTRICO CLASE 8.8*. Obtenido de <http://www.redica.com.co/tornillos-bristol-milimetrico-clase-88.html>
- Restrepo Baena, O. J. (2011). *Baldosas cerámicas y gres porcelánico: un mundo en permanente evolución*. Medellin: Centro Editorial Facultad de Minas.
- Roland Wescott Montague, V. (2002). *Washington, DC. U.S. Patente n° US 6,425,565 B1*.
- Singer, F., & Pytel , A. (1994). *Resistencia de materiales Introduccion a la mecánica de solidos* (Cuarta ed.). Mexico: Harla.
- SMC. (2019). *Ventosas SMC*. Obtenido de http://content2.smcetech.com/pdf/ZP3_ES.pdf
- SODIMAC. (30 de Mayo de 2012). *youtube*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=8rniTJkArs0>
- Timothy G., S. G. (2005). *Estados Unidos Patente n° US 6,921,192 B2*.
- UFPS. (2020). *Universidad Francisco de Paula Santander*. Obtenido de <https://ww2.ufps.edu.co/>
- Zürich, E. (2014). *Mobile robotic tiling*. Recuperado el 17 de Enero de 2019, de ETH-Zürich: <http://www.fcl.ethz.ch>

ANEXOS

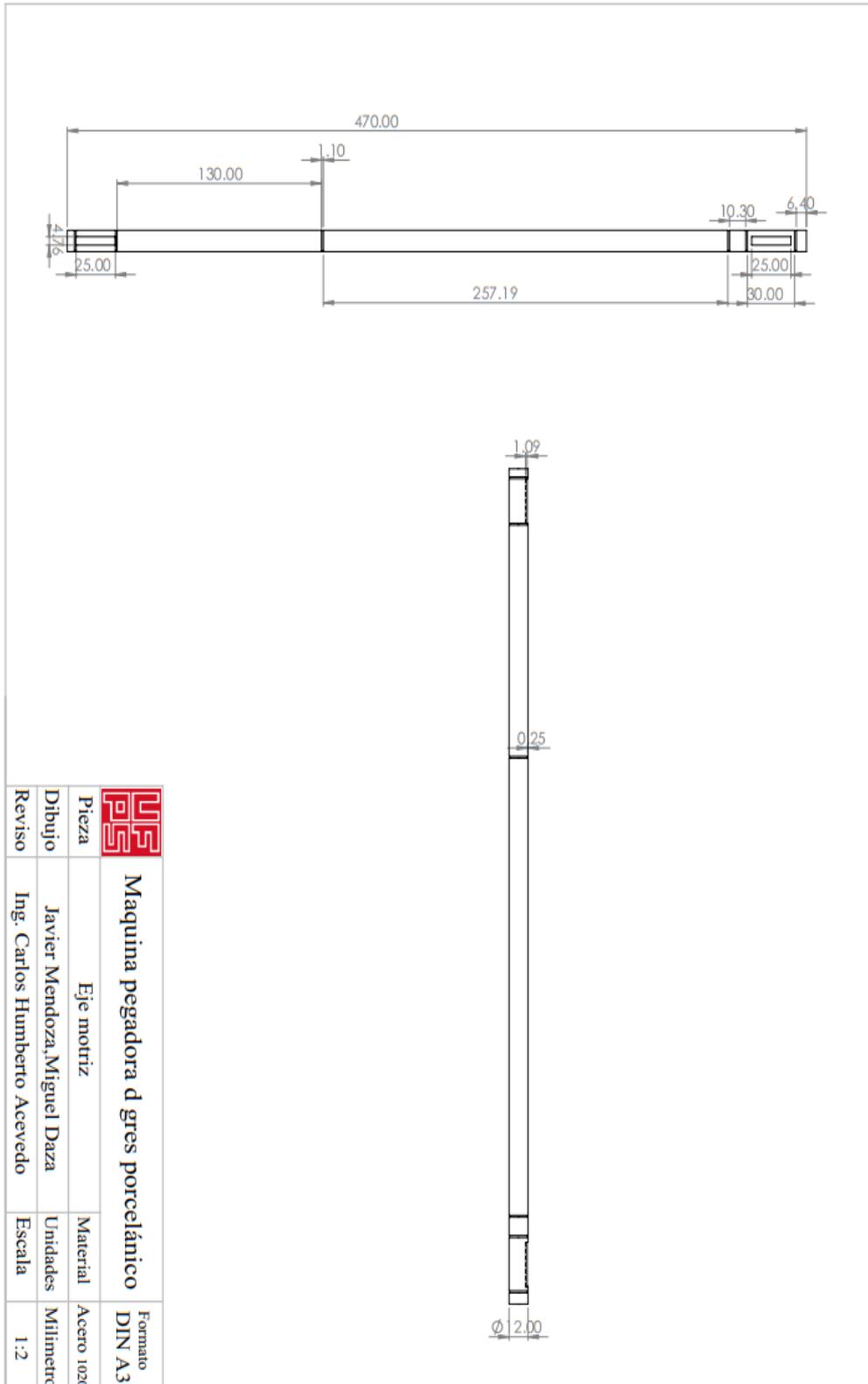
Anexo A. Mecanismo de deslizamiento y sujeción de la baldosa



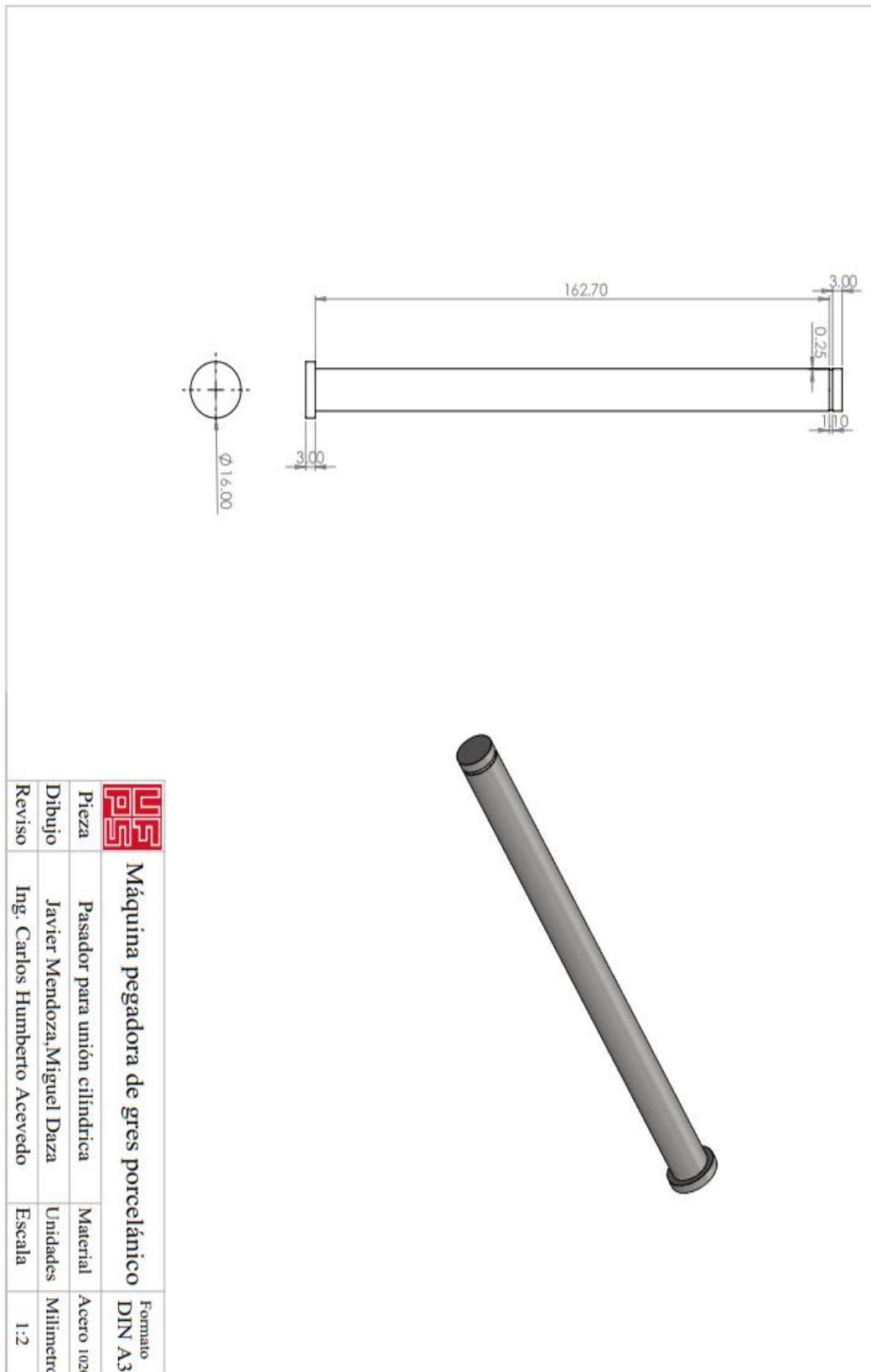
Anexo B. Depósito para baldosas



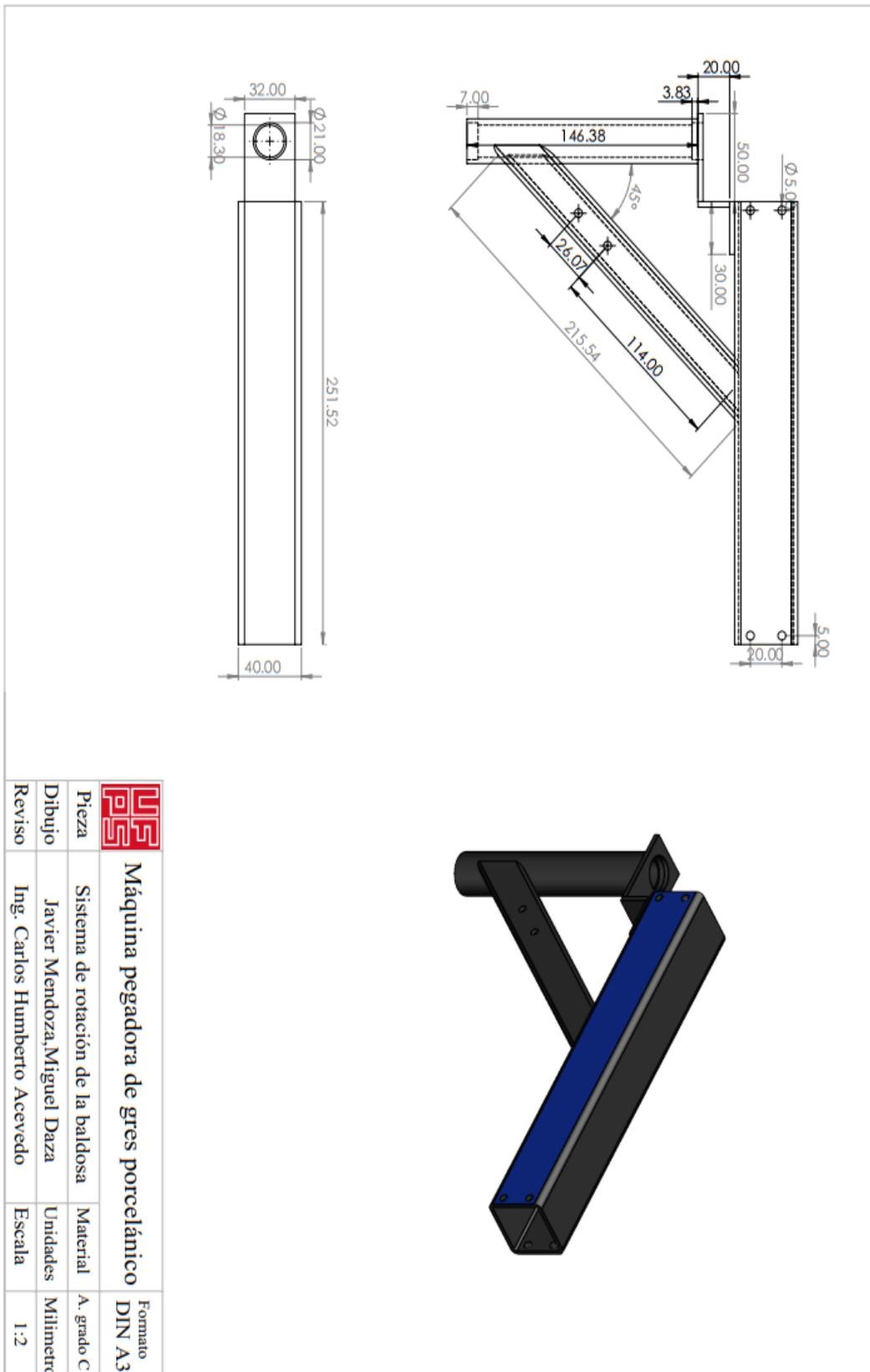
Anexo C. Eje motriz



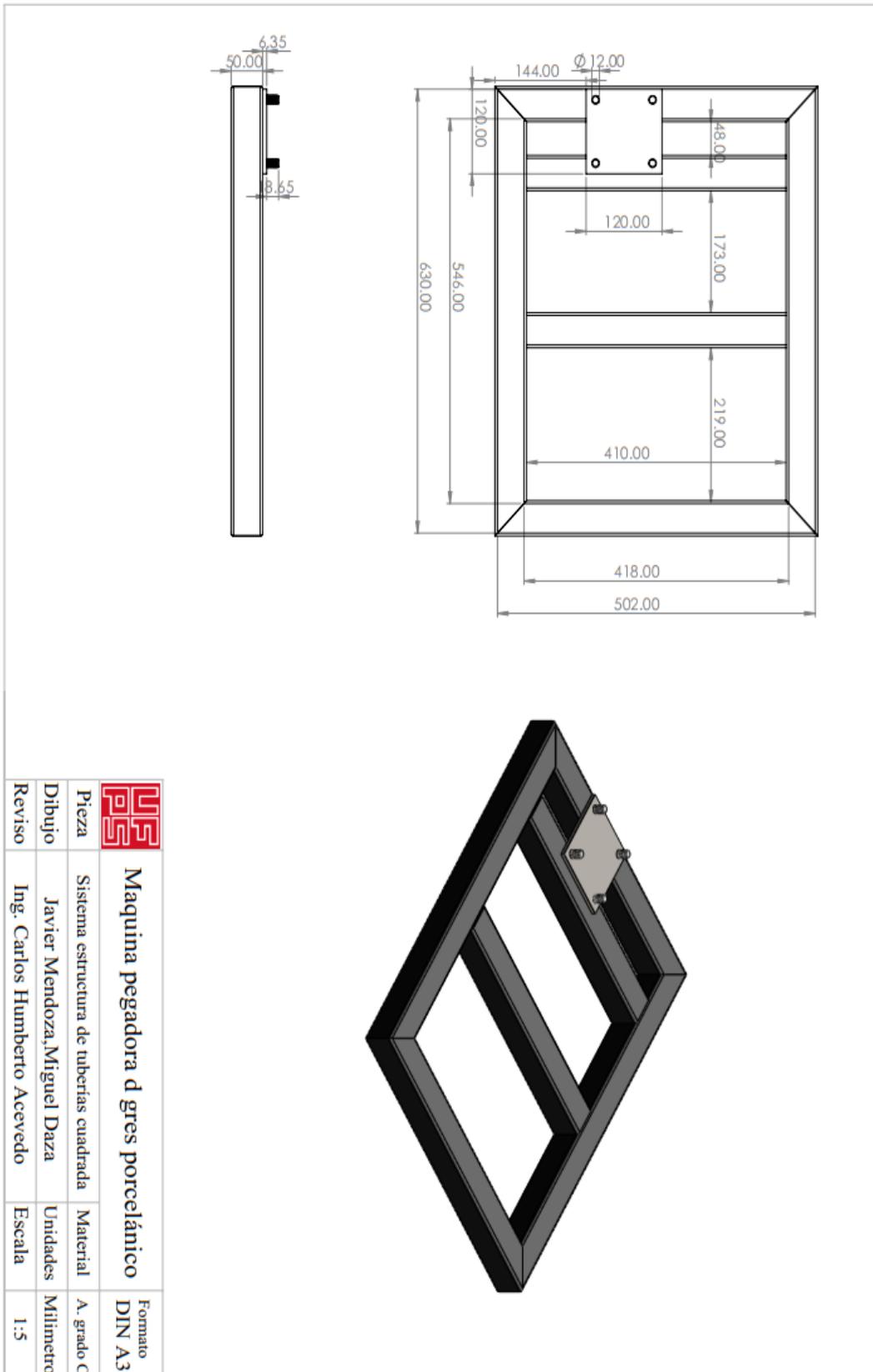
Anexo D. Pasador para unión cilíndrica



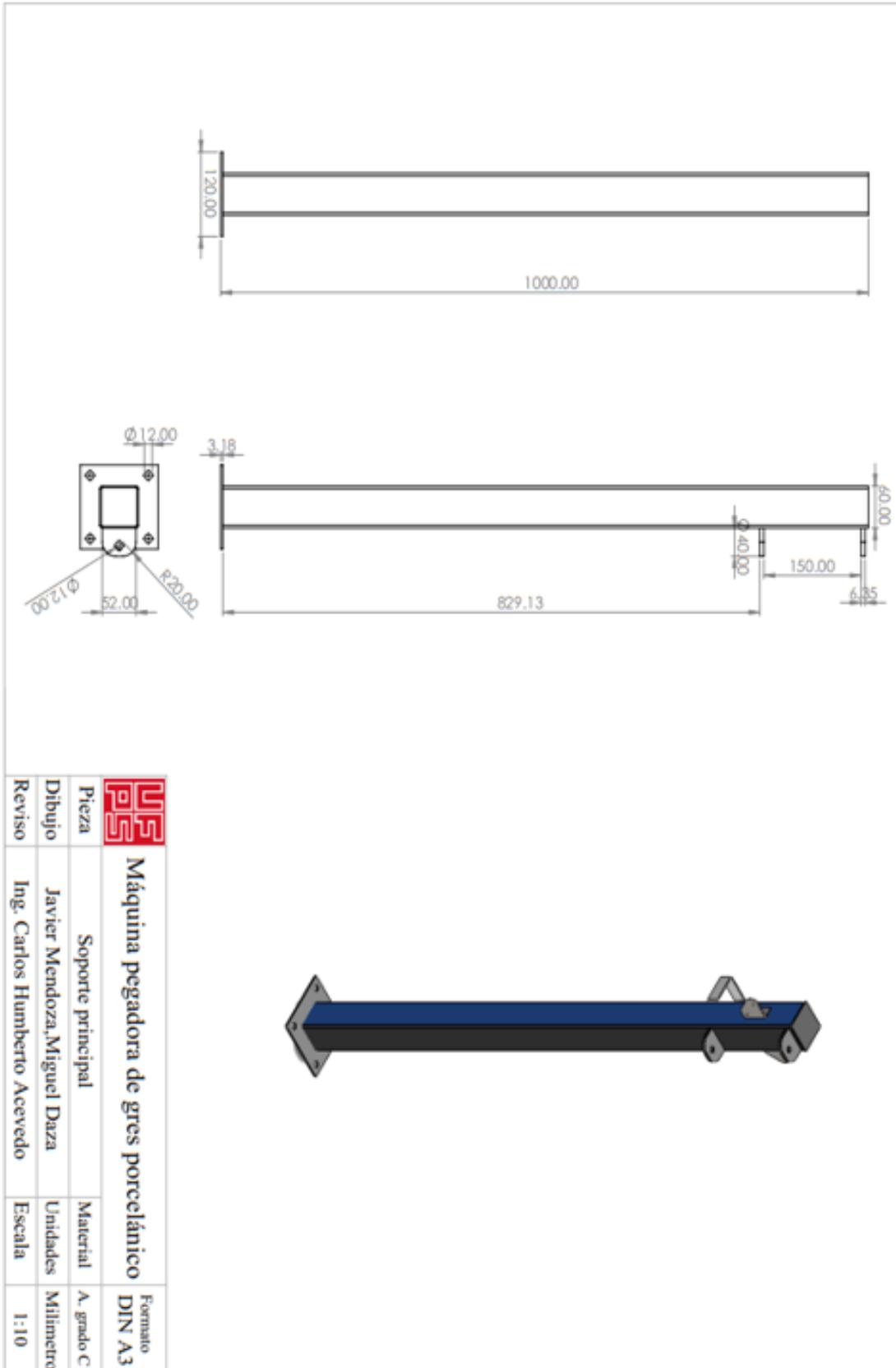
Anexo E. Sistema de rotación de la baldosa



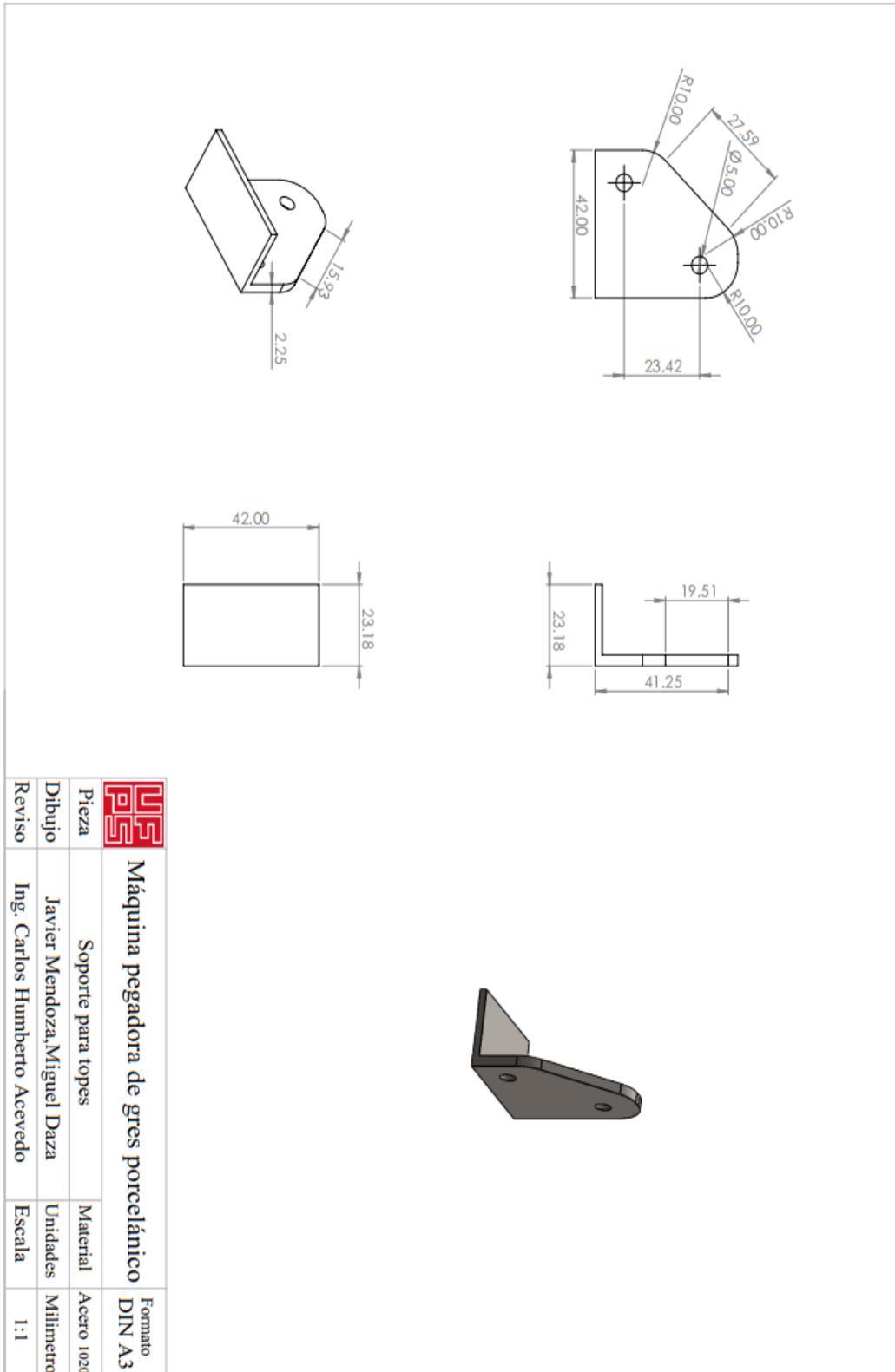
Anexo F. Sistema estructura tubería cuadrada



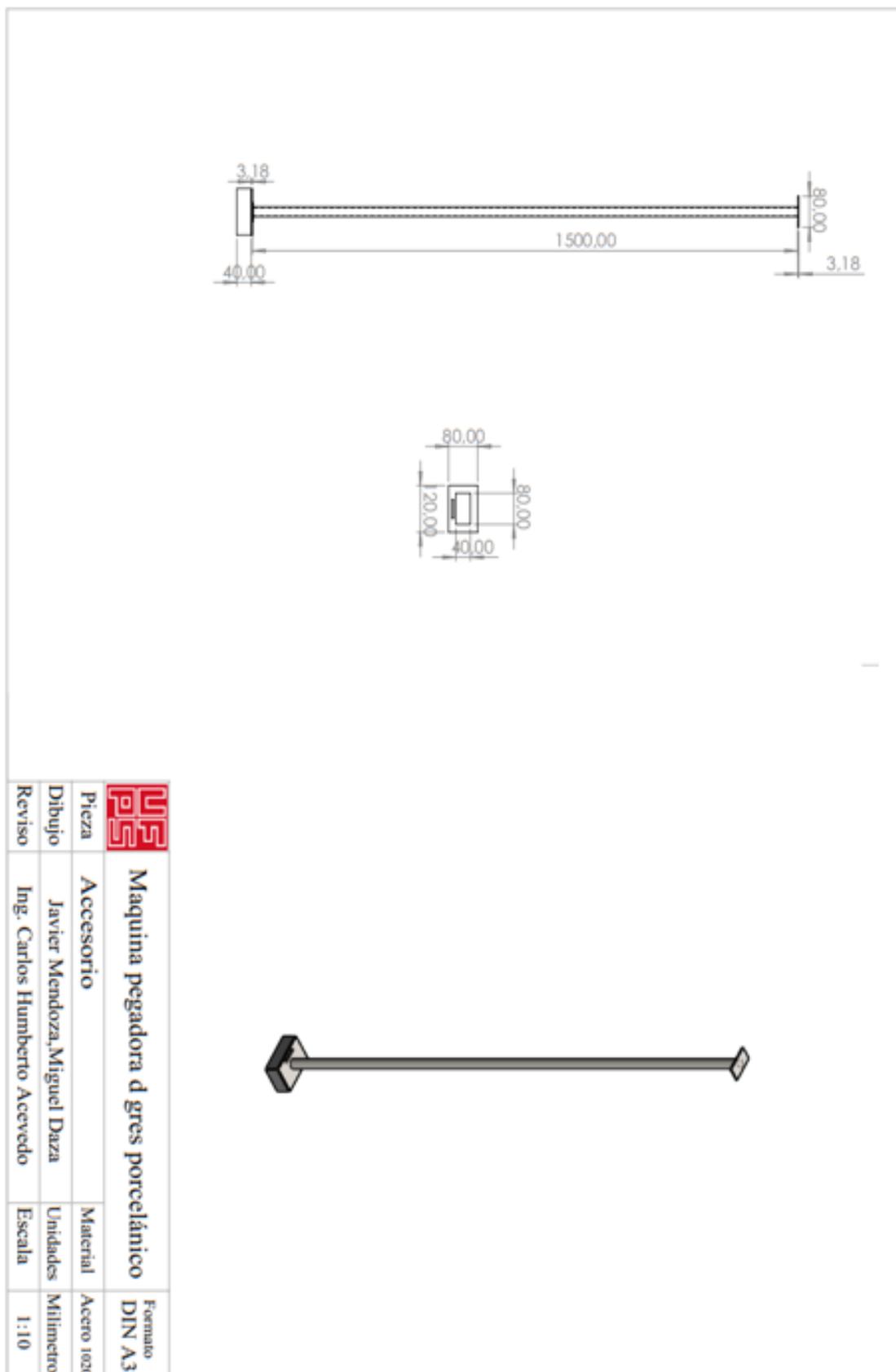
Anexo G. Soporte principal



Anexo H. Soporte para topes



Anexo I. Accesorios

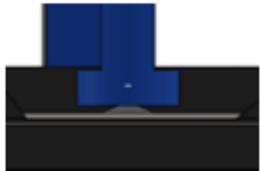
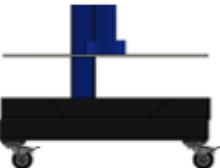


Anexo J. Manual de funcionamiento de la maquina

FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA



Paso	Actividad	Descripción	Imagen
1	Insertar baldosas	Las baldosas se deben ubicar en el "Depósito para baldosas".	
2	Ubicación del sistema de rotación	Se debe llevar el sistema a rotación con el fin de que la ventosa quede en la mitad de la baldosa, es decir en la posición de 0°.	

3	Posición de la ventosa a la baldosa.	El operador debe girar el volante para realizar el movimiento vertical de la ventosa y que este toque la cara superior de la baldosa.	
4	Accionamiento de la pistola	La pistola es accionada manualmente por el operador, con el fin de que la pistola succione el aire y se adhiera a una cara de la baldosa.	
5	Elevar baldosa	El operario debe girar el volante con el objetivo de elevar nuevamente la ventosa pero ya adherida a la baldosa.	
6	Posición de la baldosa para ser instalada	Se procede a girar la baldosa 180° para ubicarla en la posición para ser instalada.	
7	Accionamiento del volante para bajar la baldosa.	Realizando nuevamente el volante, se realiza el movimiento vertical para la baldosa.	