

Universidad Nacional de Ingeniería

Facultad de Ingeniería Mecánica



TESIS

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA EXTRUSORA CON BOMBA DE VACÍO PARA LA
PRODUCCIÓN DE LADRILLOS CERÁMICOS, PARA OPTIMIZAR SU PROCESO
PRODUCTIVO”**

Para obtener el título de Ingeniero Mecánico Electricista.

Elaborado por

Jesús Alexander García Pillaca

 [0009-0004-0333-5460](https://orcid.org/0009-0004-0333-5460)

Asesor

M.Sc. Carlos Alfonso Rojas Serna

 [0000-0002-4331-2309](https://orcid.org/0000-0002-4331-2309)

LIMA – PERÚ

2023

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico en primer lugar a Dios por darme salud cada día para poder continuar con mis proyectos trazados, así también se la dedico con mucho cariño a mi madre, quien es y ha sido mi fortaleza siempre para no caer y seguir avanzado, también se la dedico al Ing. Javier Chaves por su apoyo en la parte técnica de este trabajo, así también agradezco a la Ing. Zoila Córdova por su apoyo, así también agradezco al Ing. Rubén Bejarano por sus consejos y al Ing. Carlos Rojas por su asesoramiento.

De todo corazón gracias.

Jesús Alexander García Pillaca

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Nacional de Ingeniería, profesores y compañeros de estudios, por su contribución en mi formación profesional.

CONTENIDO

<i>DEDICATORIA</i>	ii
<i>AGRADECIMIENTOS</i>	iii
PRÓLOGO	xiv
CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	1
1.1. PLANTEAMIENTO DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA.....	1
1.1.1. Descripción de la realidad problemática	1
1.1.2. Formulación del problema	2
1.2. OBJETIVOS	3
1.2.1. Objetivo general	3
1.2.2. Objetivos específicos.....	3
1.3. HIPÓTESIS	3
1.3.1. Hipótesis general.....	3
1.3.2. Hipótesis específicas.....	3
1.4. VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN.....	4
1.4.1. Variable Independiente	4
1.4.2. Variable dependiente.....	4
1.5. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	4
1.5.1. Tipo y Nivel de Investigación	4
1.6. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN.....	5
1.7. ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN	5
1.8. MATRIZ DE CONSISTENCIA	7
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN	8

2.1	ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	8
2.2	MARCO TEORICO GENERAL	11
2.2.1	<i>Engranajes</i>	11
2.2.2	<i>Motor eléctrico</i>	19
2.2.3	<i>Los rodamientos</i>	21
2.2.4	<i>Extrusión</i>	23
2.2.5	<i>Maquina extrusora de ladrillo</i>	25
2.2.6	<i>Arcilla</i>	33
2.2.7	<i>Teoría Ladrillos</i>	35
2.2.8	<i>Fabricación de ladrillos</i>	38
2.2.9	<i>Sistema de succión de aire</i>	41
2.2.10	<i>Correas</i>	44
2.2.11	<i>Teoría de Soldadura</i>	45
2.2.12	<i>El método del Valor Presente Neto (VPN)</i>	49
2.2.13	<i>Método de la tasa interna de rendimiento (TIR) o costo de capital</i>	50
2.3	MARCO TEORICO CONCEPTUAL.....	50
2.3.1	<i>Tochos</i>	50
2.3.2	<i>Extrusión</i>	50
2.3.3	<i>Elemento cerámico</i>	50
2.3.4	<i>Lote</i>	51
2.3.5	<i>Liga</i>	51

2.3.6	<i>Velocidad de arrastre</i>	51
2.3.7	<i>Velocidad periférica</i>	51
2.3.8	<i>Ladrillos crudo</i>	51
2.3.9	<i>Dado</i>	51
2.3.10	<i>Husillo</i>	51
2.3.11	<i>Cañón</i>	51
2.3.12	<i>Pasta</i>	51
2.3.13	<i>Silo</i>	52
2.3.14	<i>humidificación</i>	52
2.3.15	<i>Sinterización</i>	52
2.3.16	<i>Parihuelas</i>	52
2.3.17	<i>Partes del ladrillo</i>	52
2.3.18	<i>Ferroaleaciones</i>	52
2.3.19	<i>Flujo de caja</i>	53
2.3.20	<i>Tasa de interés</i>	53
2.3.21	<i>Sistemas</i>	53
2.3.22	<i>Temperatura de cocción</i>	53
2.3.23	<i>Resistencia a la compresión</i>	53
2.3.24	<i>Cavitación</i>	53
CAPITULO III: DISEÑO DE LA MAQUINA EXTRUSORA DE LADRILLOS		54

3.1	LA MÁQUINA EXTRUSORA DE LADRILLOS	57
3.2	SITUACION DE LA PRODUCCION DE LADRILLOS CERÀMICOS	57
3.3	DISEÑO DE LA MAQUINA EXTRUSORA	58
3.3.1	Calculo y diseño del tornillo extrusor (husillo).....	59
3.3.2	Calculo y selección del material para el eje tornillo sin fin	74
3.3.3	Diseño de la camisa	82
3.3.4	<i>Diseño y cálculo de garganta y la tolva</i>	85
3.3.5	Diseño y cálculo de los apisonadores	87
3.3.6	<i>Diseño de los ejes para el apisonador</i>	90
3.3.7	<i>Diseño del reductor de velocidad</i>	96
3.3.8	Diseño de los rodamientos	107
3.3.9	<i>Calculo y selección de motor</i>	113
3.3.10	<i>Transmisiones por fajas en v y poleas</i>	114
3.3.11	<i>Dimensionamiento de la bomba de vacío</i>	117
3.4	ESTUDIO DE LOS ELEMENTOS DE LA EXTRUSORA DE LADRILLOS CON SIMULACION EN SOFTWARE ANSYS	120
3.4.1	<i>Estudio Estático de la Carcasa de la Maquina Extrusora</i>	121
3.4.2	<i>Análisis del Cilindro-Camisa</i>	123
3.4.3	<i>Análisis de la turbina de succión</i>	125
3.4.4	<i>Estudio del eje del tornillo extrusor</i>	126
3.4.5	Análisis estructural del tornillo extrusor	127

3.4.6 Análisis del Eje de los Apisonadores	128
3.4.7 Análisis de la porta molde-molde	129
3.4.8 Especificaciones Técnicas Para el Proceso de Fabricación de la Maquina Extrusor.....	131
CAPITULO IV: ESTRUCTURA DE COSTOS Y EVALUACIÓN TÉCNICA DE LA MEJORA	137
4.1 ESTRUCTURA DE COSTOS	137
4.1.1 Costos de los recursos materiales.....	137
4.1.2 Costos de los recursos humanos	138
4.1.3 Costo de los recursos de oficina.....	138
4.1.4 Costo total del proyecto	139
4.2 EVALUACION TECNICA DE LA MEJORA.....	139
4.2.1 Beneficio técnico esperado de la mejora	139
4.2.2 Beneficio económico esperado de la mejora	140
4.2.3 Beneficio esperado de la mejora	142
4.2.4 Relación beneficio vs costo	142
4.2.5 Tasa interna de retorno	143
CONCLUSIONES.....	144
BIBLIOGRAFIA	145
ANEXOS	151

INDICE DE FIGURAS

Figura 1	<i>Funcionamiento de engranajes</i>	12
Figura 2	<i>Engranajes de dientes rectos</i>	13
Figura 3	<i>Denominación de engranajes de dientes rectos</i>	13
Figura 4	<i>Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales</i>	14
Figura 5	<i>Nomenclatura de engranajes helicoidales</i>	15
Figura 6	<i>Engranajes cónicos de dientes rectos</i>	16
Figura 7	<i>Nomenclatura de engranajes cónicos de dientes rectos</i>	16
Figura 8	<i>Tornillo sin fin- rueda</i>	17
Figura 9	<i>Nomenclatura de engranajes tornillo sin fin- rueda</i>	18
Figura 10	<i>Elementos del tornillo extrusor</i>	19
Figura 11	<i>Elementos internos de un motor eléctrico</i>	20
Figura 12	<i>Moto-reductor</i>	20
Figura 13	<i>Nomenclatura de un cojinete de bolas</i>	21
Figura 14	<i>Rodamientos de bolas</i>	22
Figura 15	<i>Extrusión directa</i>	24
Figura 16	<i>Extrusión Indirecta</i>	24
Figura 17	<i>Esquema de camisa cilíndrica</i>	26
Figura 18	<i>Esquema de camisa cónica</i>	26
Figura 19	<i>Esquema de camisa alargada</i>	26
Figura 20	<i>Esquema de camisa expandida</i>	27
Figura 21	<i>Esquema de una camisa de paso</i>	27

Figura 22	<i>Tornillo extruso</i>	29
Figura 23	<i>Cañón de una maquina extrusora</i>	31
Figura 24	<i>Tipos de reductores</i>	32
Figura 25	<i>Porta molde de una máquina extrusora</i>	32
Figura 26	<i>Ladrillo de tejar manual</i>	36
Figura 27	<i>Ladrillo macizo</i>	36
Figura 28	<i>Ladrillo tejar o manual</i>	37
Figura 29	<i>Ladrillo perforado</i>	37
Figura 30	<i>Ladrillos aplantillados</i>	38
Figura 31	<i>Proceso de fabricación de ladrillos</i>	40
Figura 32	<i>Bomba de vacío</i>	42
Figura 33	<i>Códigos en la tarjeta de identificación</i>	42
Figura 34	<i>Transporte de bomba de vacío</i>	43
Figura 35	<i>Anclaje de bastidor</i>	44
Figura 36	<i>Soldadura TIG</i>	48
Figura 37	<i>Valores del VAN</i>	49
Figura 38	<i>Proceso para la elaboración de ladrillos</i>	55
Figura 39	<i>Proceso de la maquina extrusora</i>	56
Figura 40	<i>Geometría de diseño del tornillo</i>	60
Figura 41	<i>Diagrama fuerza cortante y momento flector</i>	78
Figura 42	<i>Diseño de la camisa</i>	82
Figura 43	<i>Tolva de la maquina extrusora</i>	85
Figura 44	<i>Diseño de la paleta</i>	88

Figura 45	Diagrama de momento flector y fuerza cortante	93
Figura 46	<i>Disposición de engranajes</i>	96
Figura 47	<i>Bomba de vacío</i>	118
Figura 48	<i>PI&D del sistema de succión</i>	119
Figura 49	<i>Maquina extrusora</i>	121
Figura 50	Sistema mecánico de la maquina extrusora.....	121
Figura 51	<i>Von Mises de la carcasa</i>	122
Figura 52	<i>Factor de seguridad de la carcasa</i>	122
Figura 53	<i>Tornillo y camisa del cañón</i>	123
Figura 54	<i>Von mises de cilindro - camisa</i>	124
Figura 55	Factor de seguridad del cilindro - camisa.....	124
Figura 56	<i>Tensión von-Mises</i>	125
Figura 57	<i>Factor de seguridad</i>	125
Figura 58	<i>Esfuerzo de Von Mises</i>	126
Figura 59	Factor de seguridad del eje del tornillo extrusor.....	126
Figura 60	Tensión de Von Mises del tornillo extrusor.....	127
Figura 61	<i>Factor de seguridad del tornillo extrusor</i>	128
Figura 62	<i>Factor de seguridad del eje del apisonador</i>	128
Figura 63	<i>Von Mises de eje del apisonador</i>	129
Figura 64	<i>Von Mises del portamolde-molde</i>	129
Figura 65	<i>Factor de seguridad del portamolde</i>	130
Figura 66	<i>Cañón de la maquina extrusora</i>	130
Figura 67	<i>Áreas de la carcasa</i>	131

Figura 68	<i>Partes del cilindro</i>	133
Figura 69	<i>Portamolde</i>	134
Figura 70	<i>Estudio de soldadura para la carcasa</i>	135
Figura 71	<i>Soldadura para la carcasa de la maquina extrusora</i>	135

INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 <i>Tipos de Hélice</i>	29
Tabla 2 <i>Clasificación de materiales</i>	30
Tabla 3 <i>Dimensionamiento del tornillo extrusor</i>	65
Tabla 4 <i>Relación de engrane y velocidades</i>	97
Tabla 5 <i>Características del engrane PIÑON 2 - RUEDA 1</i>	106
Tabla 6 <i>Piñón 6 - Rueda 4</i>	106
Tabla 7 <i>Piñón 7 - Rueda 5</i>	106
Tabla 8 <i>Características de la Rueda 3- Piñón 8</i>	107
Tabla 9 <i>Rodamiento para el eje del tornillo extrusor</i>	110
Tabla 10 <i>Rodamiento de rodillos cilíndrico</i>	111
Tabla 11 <i>Rodamiento con rodillo cilíndrico</i>	113
Tabla 12 <i>Tabla de costo de los materiales</i>	137
Tabla 13 <i>Costos de los recursos humanos</i>	138
Tabla 15 <i>Tabla de costo total del proyecto</i>	139
Tabla 16 <i>Costo de la maquina importada</i>	140
Tabla 17 <i>Comparación de pueblos</i>	140

PRÓLOGO

El diseño de una máquina extrusora con bomba de vacío para la producción de ladrillos cerámicos, constituye un beneficio importante que va a permitir optimizar el proceso productivo de ladrillos cerámicos. El diseño propone la incorporación de una bomba de vacío para desairar de forma más eficiente la arcilla y el diseño del tornillo extrusor de forma técnica dado que en el mercado peruano se fabrica de forma empírica y práctica que garantice que dicho tornillo extrusor trabaje de forma más eficiente.

La tesis se encuentra estructurada en cuatro capítulos de la siguiente manera:

El capítulo I. Introducción. Se inicia con la descripción de la realidad problemática, para pasar luego a la formulación del problema. Se establecen los objetivos de la investigación, así como la hipótesis de investigación. Se definen las variables, procediéndose a diseñar la metodología de la investigación. Completándose el capítulo con la justificación e importancia de la investigación y la delimitación del alcance del proyecto.

El Capítulo II. Marco Teórico de la Investigación. En este capítulo se presentan los antecedentes de estudios realizados sobre el tema de Diseños de máquinas extrusora de ladrillos, estudios de sistemas semiautomáticos moldeadores de ladrillos de arcilla, sistemas de alimentación de pellets mediante bombas de vacío aplicado en máquinas extrusoras de plásticos, sistemas de alimentación de pellets con una bomba de vacío para maquinas extrusoras de plásticos, además de teoría sobre: engranajes, el motor eléctrico, los rodamientos, extrusión, maquina extrusora de ladrillo, arcilla, teoría ladrillos, fabricación de ladrillos, sistema de succión de aire, Correas, Teoría de Soldadura, El método del Valor Presente Neto (VPN), Método de la tasa interna de rendimiento (TIR) o costo de capital,

El Capítulo III. Diseño de la maquina extrusora de ladrillos, comprende: La máquina extrusora de ladrillos, Situación de la producción de ladrillos cerámicos, Diseño de la maquina

extrusora, Estudio de los elementos de la extrusora de ladrillos con simulación en software ANSYS.

El Capítulo IV. Estructura de costos y evaluación técnica de la mejora. En este capítulo se presenta el costo de lo que sería la ejecución del proyecto. Comprende el costo de los, materiales, recursos humanos, además de incorporar el costo de recuperación de la inversión y, evaluación técnica de la mejora.

Finalizando con las Conclusiones, Bibliografía y Anexos.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA

1.1.1. Descripción de la realidad problemática

En el proceso de producción de ladrillos cerámicos, se ha podido observar que los efectos de la composición mineralógica de la materia prima en la calidad final del producto y las etapas del proceso de producción, tanto el material como el proceso seguido, se relacionan e influyen en el resultado final del producto. No se trata únicamente del tipo de material seleccionado para elaboración de los productos, o si el material y el proceso de producción, presentan mejores características, sino que también influye la forma cómo se le trata a la materia prima para la fabricación del producto final.

En sus inicios la producción de ladrillos era manual y posteriormente se fue industrializando, empleándose para ello, un conjunto de máquinas diseñadas especialmente para cada proceso que requiere la producción de ladrillos, esta situación hizo posibles mejoras en la calidad y en la cantidad de producción de ladrillos. No obstante que la adquisición de máquinas para la producción de ladrillos es sumamente costosa.

En la actualidad, en el Perú la producción de ladrillos es focalizado, se realiza de forma artesanal en zonas menos desarrolladas de las regiones, semiindustrial e industrial en zonas más desarrolladas de las regiones. Los ladrillos que se producen de forma artesanal son de menor calidad que la producción industrial, además lo realizan, incumpliendo las exigencias de la normativa NTP 399.604 y 399.613, razón por la cual. Incentivar el uso de máquinas para la producción de ladrillos resulta ser de suma importancia. El proceso de producción de ladrillos se divide en cuatro etapas, la primera es la selección y preparación de la mezcla; la segunda, es el proceso de moldeado y corte; la tercera etapa, es el proceso de secado y, por último, el quemado.

La calidad del producto mejoraría, si se realizara de una forma más eficiente el proceso de moldeo, debido a que la pasta cuando ingresa por la zona de alimentación lo hace con aire y, al momento de extruir, el tocho presenta porosidad, este problema produce varias afectaciones como: afecta la compactación, a la densidad del tocho, a la temperatura de cocción y a las propiedades mecánicas finales del producto.

Es así, que se presenta la posibilidad de mejorar el proceso de moldeo del ladrillo, succionando por vacío el aire de la pasta antes de que ingrese a la compactación, optimizándose el proceso de producción de ladrillos y mejorándose la calidad del producto

1.1.2 Formulación del problema

a) Problema principal

¿En qué medida el diseño de una máquina extrusora para la elaboración de tochos en la producción de ladrillos cerámicos, incorporándole una bomba de vacío podría optimizarse el proceso productivo de ladrillos?

b) Problemas secundarios

- ¿Cómo proceder para elaborar un diseño preliminar de las partes constitutivas de la máquina extrusora considerando la incorporación de una bomba de vacío?
- ¿Cómo proceder para seleccionar los componentes y accesorios necesarios a emplearse en el diseño de la maquina extrusora con bomba de vacío?
- ¿Cómo hacer, para culminar el diseño de la incorporación de la bomba de vacío al diseño de la máquina extrusora?

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo general

Diseñar una máquina extrusora para la elaboración de tochos para la producción de ladrillos cerámicos, incorporándole una bomba de vacío para optimizar el proceso productivo de ladrillos.

1.2.2 Objetivos específicos

- Estudiar y analizar la maquina extrusora a diseñar, para elaborar un diseño preliminar de sus partes constitutivas considerando la incorporación de una bomba de vacío.
- Diseñar el sistema de compactación de la maquina extrusora con la incorporación de la bomba de vacío para seleccionar los componentes y accesorios necesarios a emplearse.
- Desarrollar la ingeniería de detalle de la transmisión de la maquina extrusora, para culminar el diseño con la incorporación de la bomba de vacío a la máquina extrusora.

1.3 HIPÓTESIS

1.3.1 Hipótesis general

La reconversión de una máquina extrusora para la elaboración de tochos para la producción de ladrillos cerámicos, incorporándole una bomba de vacío permitiría optimizar el proceso productivo de ladrillos.

1.3.2 Hipótesis específicas

- El estudio y análisis de la maquina extrusora a diseñar, facilitaría la elaboración de un diseño preliminar de sus partes constitutivas considerando la incorporación de una bomba de vacío.
- El rediseño del sistema de compactación de la maquina extrusora, con la incorporación de la bomba de vacío contribuiría a facilitar la selección de los componentes y accesorios necesarios a emplearse.

- El desarrollo de la ingeniería de detalle de la transmisión de la máquina extrusora, posibilitaría culminar el diseño de la incorporación de la bomba de vacío a la máquina extrusora.

1.4 VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1 Variable Independiente

V.I.= X= "Diseñar una máquina extrusora para la elaboración de tochos para la producción de ladrillos cerámicos, incorporándole una bomba de vacío"

1.4.2 Variable dependiente

V.D.= Y= "Optimizar el proceso productivo de ladrillos cerámicos".

1.5 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

1.5.1 Tipo y Nivel de Investigación

a) Tipo de Investigación

El presente estudio corresponde al tipo de Investigación Aplicada.

b) Nivel de Investigación

El nivel de investigación es descriptivo-relacional-propositivo. Es descriptivo puesto que describe las características del problema presentado. Describe también el proceso de diseño del sistema de transmisión y compactación de los ladrillos cerámicos dentro de su proceso de producción, Es relacional por cuanto busca establecer la relación que existe entre el diseño de la transmisión empleando una bomba de vacío para la compactación de ladrillos en su proceso de producción y la posibilidad de su implementación para mejorar la capacidad productiva de la máquina extrusora en estudio.

1.6 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN

Los beneficios más esenciales y fundamentales que va a permitir el diseño de la máquina extrusora, radica en la implementación de una bomba de vacío para succionar de forma más eficiente el aire atrapado en la pasta. El diseño del tornillo extrusor se va a realizar de forma técnica y óptima, ya que en el mercado peruano se fabrica de forma empírica y práctica, no desarrollando un estudio o cálculo que garantice que dicho tornillo extrusor trabajará de forma más eficiente.

La rentabilidad en la producción de ladrillos, cuando la máquina extrusora empiece a fabricar ladrillos, estos serán más compactos y la temperatura requerida para la cocción de los ladrillos, se reducirá permitiendo el ahorro de combustible y ahorro de materia prima.

El otro enfoque del estudio es mejorar la calidad y la cantidad de producción de ladrillos. Es fundamental adquirir equipos que puedan realizar los procesos para la fabricación de ladrillos, sin embargo, estos equipos son costosos y son importadas del extranjero. Por lo que el presente estudio, aplicando la técnica del cálculo y del, dimensionamiento posibilitará a futuro la fabricación de una máquina más eficiente y económica para el desarrollo del país, lo que ya es una necesidad.

En la actualidad, en el país la fabricación de ladrillos aún se realiza de forma artesanal no cumpliéndose con las especificaciones requeridas por la normativa NTP 399.604 y 399.613, fabricar máquinas más económicas y nacionales incentivará a su adquisición y modernización de la industria de fabricación de ladrillos.

1.7 ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN

El presente trabajo busca establecer las bases del diseño de una máquina extrusora de ladrillos con bomba de vacío. Para lo cual, se necesita desarrollar una serie de conceptos que permitan conocer el funcionamiento de equipos y accesorios con los que se instala en la máquina.

Para llegar a esto se realizan los cálculos tomando como datos los parámetros requeridos para una cierta capacidad de producción, una vez realizado el dimensionamiento se procede con la selección de los elementos de la maquina extrusora, posteriormente se toman como referencia los cálculos del dimensionamiento y se procede con el análisis estático en el software SolidWorks y software ANSYS, garantizando o comprobando de esta manera que la elección de los materiales van a soportar las cargas a la que será sometidas cuando la maquina trabaja. Para los elementos que se seleccionan de catalogo es suficiente los cálculos.

Finalmente, se hará un análisis económico, donde se determina la rentabilidad con respecto a los costos de fabricación, para ello se aplicará conceptos como el Valor Actual Presente (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) y conceptos que nos permitan determinar la rentabilidad de la producción de ladrillos.

1.8 MATRIZ DE CONSISTENCIA

<p>Problema General</p> <p>Principal</p> <p>¿En qué medida el diseño de una máquina extrusora para la elaboración de tochos en la producción de ladrillos cerámicos, incorporándole una bomba de vacío podría optimizarse el proceso productivo de ladrillos?</p> <p>Problemas Secundarios</p> <p>a. ¿Cómo proceder para elaborar un diseño preliminar de las partes constitutivas de la máquina extrusora considerando la incorporación de una bomba de vacío?</p> <p>b. ¿Cómo proceder para seleccionar los componentes y accesorios necesarios a emplearse en el diseño de la máquina extrusora?</p> <p>c. ¿Cómo hacer, para culminar el diseño de la incorporación de la bomba de vacío al diseño de la máquina extrusora?</p>	<p>Objetivos</p> <p>Objetivo General</p> <p>Diseñar una máquina extrusora para la elaboración de tochos para la producción de ladrillos cerámicos, incorporándole una bomba de vacío para optimizar el proceso productivo de ladrillos.</p> <p>Objetivos Específicos</p> <p>a. Estudiar y analizar la máquina extrusora a diseñar, para elaborar un diseño preliminar de sus partes constitutivas considerando la incorporación de una bomba de vacío.</p> <p>b. Diseñar el sistema de compactación de la máquina extrusora con la incorporación de la bomba de vacío para seleccionar los componentes y accesorios necesarios a emplearse.</p> <p>c. Desarrollar la ingeniería de detalle de la transmisión de la máquina extrusora, para culminar el diseño con la incorporación de la bomba de vacío a la máquina extrusora.</p>	<p>Hipótesis</p> <p>Hipótesis General</p> <p>La reconversión de una máquina extrusora para la elaboración de tochos para la producción de ladrillos cerámicos, incorporándole una bomba de vacío permitiría optimizar el proceso productivo de ladrillos.</p> <p>Hipótesis Específicas</p> <p>a. El estudio y análisis de la máquina extrusora a diseñar, facilitaría la elaboración de un diseño preliminar de sus partes constitutivas considerando la incorporación de una bomba de vacío.</p> <p>b. El rediseño del sistema de compactación de la máquina extrusora, con la incorporación de la bomba de vacío contribuiría a facilitar la selección de los componentes y accesorios necesarios a emplearse.</p> <p>c. El desarrollo de la ingeniería de detalle de la transmisión de la máquina extrusora, posibilitaría culminar el diseño de la incorporación de la bomba de vacío a la máquina extrusora.</p>	<p>Variables e Indicadores</p> <p>Para demostrar y corroborar la hipótesis anteriormente formulada, la operacionalizamos, determinando las variables e indicadores que a continuación se mencionan.</p> <p>Variable X = Variable Independiente Diseñar una máquina extrusora para la elaboración de tochos para la producción de ladrillos cerámicos, incorporándole una bomba de vacío.</p> <p>Indicadores: ESTUDIO DE LA OPTIMIZACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA EXTRUSORA X1 ESTUDIO DE LA RENTABILIDAD X2</p> <p>Variable Y = Variable Dependiente Optimizar el proceso productivo de ladrillos cerámicos.</p> <p>Indicadores: Y1= Torque de la máquina extrusora Y2= Esfuerzo Von Mises y Factor de seguridad Y3= Cálculo de Fuerzas Y4= Selección de materiales Y5= VAN y TIR</p>	<p>Metodología</p> <p>Tipo de Investigación</p> <p>El presente estudio corresponde al tipo de Investigación Aplicada.</p> <p>Nivel de la Investigación</p> <p>El nivel de investigación es descriptivo-relacional-propositivo. Es descriptivo puesto que describe las características del problema presentado. Describe también el proceso de diseño del sistema de transmisión y compactación de los ladrillos cerámicos dentro de su proceso de producción. Es relacional por cuanto busca establecer la relación que existe entre el diseño de la transmisión empleando una bomba de vacío para la compactación de ladrillos en su proceso de producción y la posibilidad de su implementación para mejorar la capacidad productiva de la máquina extrusora en estudio.</p> <p>Diseño de la Investigación. No experimental</p> <p>Instrumentos. - - Fichas técnicas - Cables para selección de materiales - SolidWorks - ANSYS</p>
---	--	--	---	--

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

2.1 ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS DE LA INVESTIGACIÓN

- Según el autor (Chapoñan Peche & Rojas Pérez, 2019) en su tesis "Diseño de una maquina extrusora de ladrillos con una capacidad de 1000 unidades/hora para la fabricación de Ladrillos LARK-Lambayeque". En este trabajo se identificó un problema en la empresa "Ladrillos Lark", se fabrican ladrillos de manera convencional, obligando a la empresa a adquirir un kit de máquinas para aumentar la producción de ladrillos. Para resolver este problema, el autor realizó un estudio mediante una encuesta dirigida hacia los trabajadores y operarios de producción. e hizo una visita técnica a la planta. Con la información adquirida (parámetros requeridos) procede a plantear el diseño de la maquina extrusora de ladrillos. Considera en su diseño la longitud del tornillo extrusor de 1200mm, un diámetro del eje de 140mm y, el diámetro del tornillo de 250mm. Realizó el cálculo de la potencia del motorreductor necesario que resulto ser de 11Kw, luego procedió con el cálculo y selección de los diversos elementos como rodamientos, engranajes, fajas, polea y ejes. Luego realizó simulaciones en el programa SolidWorks para corroborar si los materiales asignados a los elementos estructurales podían soportar las cargas a las que se va a ser sometida la maquina durante su funcionamiento. En las simulaciones se evaluaron el factor de seguridad, fatiga y deformación. Este trabajo concluyo con la elaboración de los planos de fabricación y análisis de costos de la máquina.

- Según el autor (Balseca Balseca, 2013) en su tesis "Estudio de un sistema semiautomático moldeador de ladrillos de arcilla para reducir el tiempo de elaboración en la ladrillera artesanal del Cantón Chambo provincia de Chimborazo". El autor busca implementar un sistema optimo que permita reducir el tiempo en el proceso de moldeo; además de que el sistema debe permitir la fácil manipulación de la materia prima con el operador. El autor inicia el

trabajo con un estudio que se enfoca en obtener datos del proceso de elaboración de ladrillos, con el objetivo de justificar la construcción de la máquina. Una vez seleccionada la problemática, se aplican las metodologías adecuadas para el diseño de componentes mecánicos. En el presente trabajo el autor diseña la máquina teniendo en cuenta las características de la arcilla, se procede con el diseño del tornillo extrusor, el diseño de la tolva, diseño del cañón, diseño de los ejes del tornillo extrusor, diseño de los ejes de la apisonadora, el diseño de las paletas; posteriormente realiza cálculos para seleccionar las poleas, los rodamientos, etc. El proyecto abarca la presentación de los planos de despieces y sus ensambles, se procedió a realizar una evaluación de los costos de los materiales. costos que implican la fabricación; por último, los trabajos metalmecánicos para la construcción del prototipo.

- Según el autor (Salinas Maldonado, 2020) en su tesis "Propuesta de un sistema de alimentación de pellets mediante bombas de vacío aplicado en máquinas extrusoras de plásticos para Pastizal Manufactura" se diseña un sistema de alimentación de pellets con una bomba de vacío para máquinas extrusoras de plásticos. Esta tesis se inicia con la descripción del problema en el traslado de materia prima desde el área de mezclas hacia la máquina extrusora, luego obtiene los parámetros de producción para iniciar los cálculos y selección de los elementos de la máquina, seguidamente empieza con la implementación del sistema y con la presentación de resultados. Antes de la instalación del sistema, había una pérdida de 250g de material y un tiempo muerto de 5min, cuando se instaló el sistema no se registraron pérdidas y el tiempo muerto se redujo a 1 min.

- Según el autor (Meza de Luna, y otros, 2022) en el artículo "Diseño y construcción de extrusora de PET reciclado", se propone el diseño y construcción de una máquina que tiene como fin extruir plástico reciclado, y con ello aportar al cuidado del medio ambiente. El autor define a la extrusión de plásticos como uno de los procesos más importantes para el procesamiento de plástico reciclado, el proceso de extrusión se ha empleado durante los últimos 50 años. El presente trabajo se inicia con los temas más importantes que se necesitan conocer

sobre el tema de plásticos y los tratamientos que se deben realizar para su reutilización, posteriormente se aplica la metodología para el cálculo de los elementos de la máquina como el cálculo y diseño del tornillo extrusor, el eje del tornillo extrusor. Se realiza una simulación del eje del tornillo extrusor para comprobar si el material que se ha asignado a los materiales tiene la capacidad de soportar las cargas a la que será sometido y, por último, se fabrica un prototipo. Este trabajo concluye, mencionando que la máquina propuesta cumple con el objetivo de la producción de filamentos con plásticos reciclados.

- Según el autor (Morales Iles , 2018) en su tesis “Diseño y construcción de una máquina recicladora y extrusora de plástico PLA para el observatorio astronómico de Quito en la EPN” inicia mencionando los diferentes tipos de extrusión existentes, realiza una investigación de las propiedades físicas y térmicas de plástico PLA para el procesamiento en la extrusora, se analizan los requerimientos técnicos del observatorio para plantear un modelo, el modelo seleccionado es de tornillo extrusor horizontal con servomotor que sea de bajo costo, de fácil operación, de fácil mantenimiento, de buena calidad y adicionalmente que tenga calentadores eléctricos tipo abrazaderas. Posteriormente se procede a realizar el diseño de los elementos estructurales de la máquina y dimensionamiento de los elementos mecánicos. Luego define los planos de detalle y los planos de taller, se realiza un análisis mediante el SolidWorks en la carcasa con el fin de verificar que la estructura soportará las cargas a la que será sometido, finalmente se realiza la compra de los elementos normalizados, se procede al ensamble y las pruebas pertinentes.

- Según el autor (Almache Oña & Venegas Travez, 2019) en su tesis “Implementación de una máquina extrusora de ladrillos en la microempresa Rey Saul del cantón Saquisilí” tiene como propósito la implementación de una máquina extrusora para la elaboración de ladrillos que permita disminuir el tiempo del proceso de moldeo. Para el diseño de la máquina se consideran parámetros como el nivel de producción requerido, las propiedades mecánicas de la arcilla y características del tornillo extrusor. La máquina extrusora implementada es del tipo

hélice (tornillo de extrusión), se realiza el dimensionamiento del tornillo de extrusión, del cañón, el sistema de transmisión y de la forma de alimentación. Para el diseño del tornillo se tienen que considerar parámetros como la fuerza de aplicación, la velocidad de los mecanismos y la potencia. Se realiza la evaluación de costos de la compra de los elementos y el ensamble de las piezas. Esta tesis finaliza con la implementación de la maquina extrusora de ladrillos reduciendo el tiempo de fabricación y un manejo favorable de los obreros.

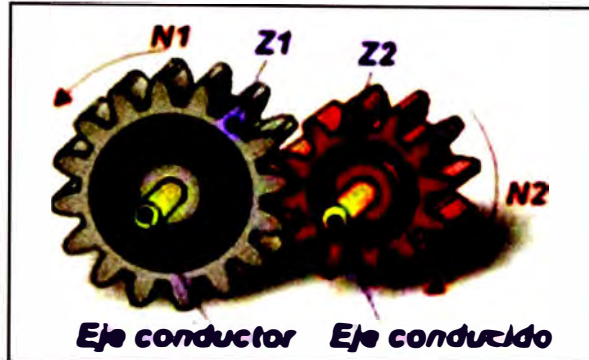
2.2 MARCO TEORICO GENERAL

2.2.1 Engranajes

El autor (Rosero Vargas & Lopez Balcazar, 2018) en su tesis "Diseño y Construcción del Sistema de Propulsión para un Prototipo de Auto Eléctrico Biplaza UTA-CIM17", menciona que, el árbol de engranajes es el sistema más utilizado en máquinas, autos, maquinas herramientas y elementos mecánicos. Tiene la capacidad de transmitir torques altos con elevada eficiencia. Está conformado por un tren de engranajes más conocido en el mundo automovilístico como caja de reducción, la relación de transmisión (i) depende de la relación entre el número de dientes de la rueda conducido Z_2 y el piñón conductor Z_1 como se observa la Figura 1. Poseer una relación de transmisión constante, tener una eficiencia de 93% a 99%, tener la capacidad de soportar sobrecargas y poseer una alta seguridad de funcionamiento hacen que se opte por su aplicación en los proyectos.

Figura 1

Funcionamiento de engranajes

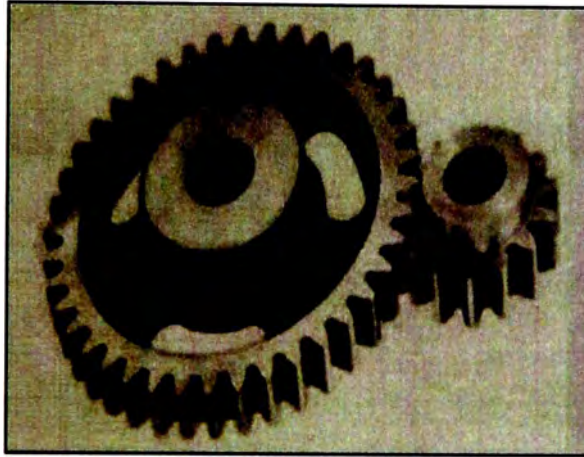


Nota. Se muestra el funcionamiento de la transmisión de ejes. en la figura se muestra el más pequeño es el piñón y la más grande es la rueda. Fuente: (Zuñiga Larco, 2014).

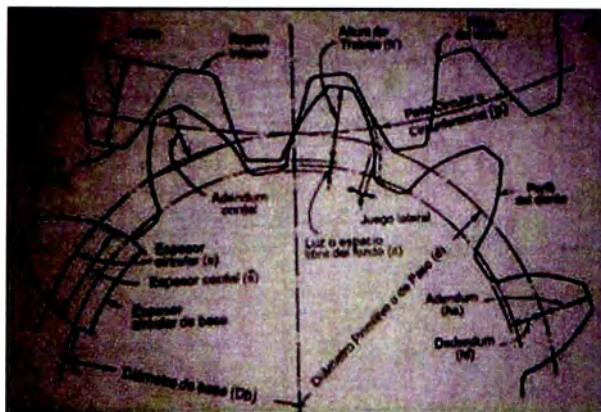
Según el autor (Calderon, 2017) en su libro “Dibujo Mecánico Aplicado” menciona que, para comunicar el movimiento rotatorio de un eje a otro es un problema que debe tratarse en el diseño de máquinas, se tiene que considerar a los engranajes como uno de los medios posibles, tienen la propiedad de tener la relación de velocidad constante y positiva.

Clasificación de engranajes. El autor (Calderon, 2017) en su libro “Dibujo Mecánico Aplicado” menciona que, la clasificación se hace generalmente según el arreglo geométrico de la máquina que necesita la transmisión; los engranajes pueden transmitir movimiento entre ejes orientados prácticamente en cualquier dirección, y cada disposición tiene ventajas y desventajas, por ejemplo, en engranajes donde sus ejes se cruzan hay mayor pérdida por fricción en comparación a engranajes de ejes paralelos donde las pérdidas por fricción son menores.

Engranajes Cilíndricos de dientes rectos. El autor (Calderon, 2017) en su libro “Dibujo Mecánico Aplicado” menciona que, son ruedas que tienen dientes rectos y paralelos al eje del árbol. Su aplicación es para transmitir movimiento y potencia entre ejes paralelos. Según el autor (Shigley, 1965) un engranaje cilíndrico es aquel en que los ejes de los dientes y el eje del engranaje son paralelos como en la Figura 2.

Figura 2*Engranajes de dientes rectos*

Nota: Se observa engranajes de dientes rectos cilíndricos con ejes paralelos. Fuente: (Calderon, 2017)

Figura 3*Denominación de engranajes de dientes rectos*

Nota: Se muestra los elementos de un engranaje de dientes rectos. Fuente: (Calderon, 2017)

Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. Según el autor (Shigley, 1965) en su libro "Proyectos de ingeniería Mecánica" menciona que, los ingenieros prefieren utilizar engranajes cilíndricos, para transmitir potencia entre dos ejes paralelos, ya que son de fácil

fabricación. Los engranajes helicoidales se utilizan en aplicaciones de altas velocidades ya que son menos ruidosas que los engranajes cilíndricos.

El autor (Calderon, 2017) en su libro "Dibujo Mecánico Aplicado" menciona que, los engranajes helicoidales son aquellos que en un extremo del diente esta avanzado circunferencialmente respecto al otro extremo con se observa en la Figura 4 y la Figura 5 y que, debido a la forma y contacto de los dientes, estos engranajes tienen un funcionamiento más silencioso, menor carga y admite mayores velocidades. Se utiliza casi siempre en las cajas de engranajes para servicio pesado.

Citando nuevamente al autor (Shigley, 1965) en su libro "Proyectos de ingeniería Mecánica", menciona que el ángulo de hélice es el mismo en los engranajes que engranan, con la única diferencia de que una debe ser diestra y la otra siniestra. Estos engranajes someten a sus ejes a cargas radiales y axiales, cuando las cargas axiales se hacen grandes se recomienda usar los engranajes helicoidales dobles. El contacto en engranajes es una línea mientras que en un engranaje recto es un punto.

Figura 4

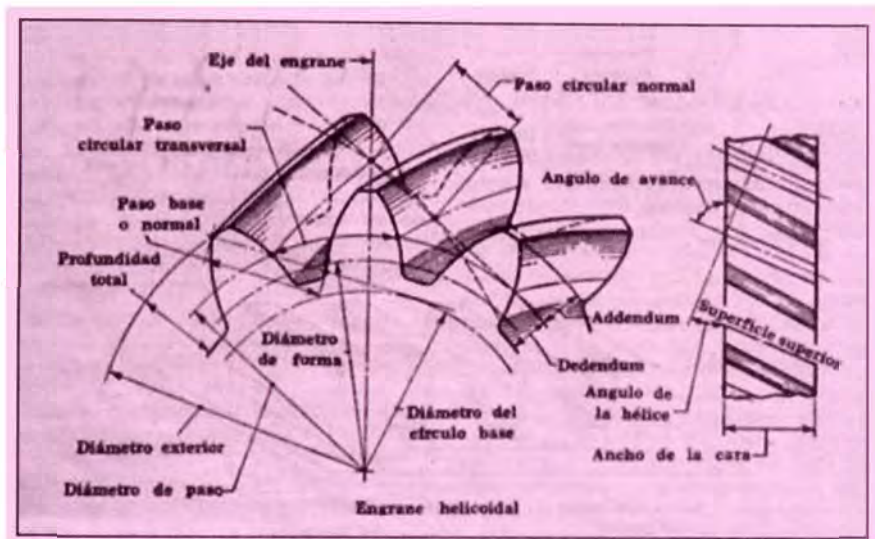
Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales



Nota: Se observa que los dientes del engranaje tienen una inclinación que hace que el contacto entre piñón y rueda sea una línea. Fuente: (Calderon, 2017)

Figura 5

Nomenclatura de engranajes helicoidales



Nota: Se muestra las partes de un engranaje cilíndrico con dientes helicoidales. Fuente: (Shigley, 1965)

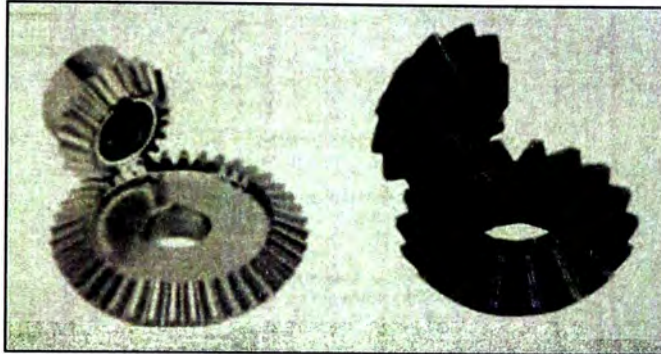
Engranajes cónicos de dientes rectos. El autor (Calderon, 2017) en su libro "Dibujo Mecánico Aplicado" menciona que, este tipo de engranaje se utiliza para engranar ejes que se cortan perpendicularmente como se puede observar en la Figura 6 y en la Figura 7.

Mientras que el autor (Shigley, 1965) en su libro *Proyectos de ingeniería Mecánica* menciona que los engranajes cónicos normalizados con dientes rectos se tallan empleando un ángulo de presión de 20° , dientes de altura completa y altura de cabeza y base desiguales, este diseño permite aumentar la razón de contacto, evita el rebajado y aumenta la resistencia del piñón.

El mismo autor menciona también que la deformación de los ejes es mucho más pronunciada debido a que durante su funcionamiento son expuestos a tensiones de flexión y que están montados fuera de los cojinetes.

Figura 6

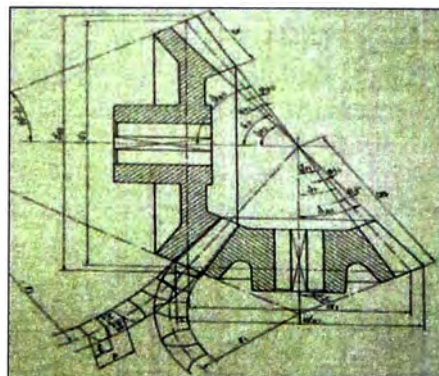
Engranajes cónicos de dientes rectos



Nota Se muestra los engranajes de dientes rectos cónicos. se observa que los ejes se intersecan Fuente (Calderon, 2017)

Figura 7

Nomenclatura de engranajes cónicos de dientes rectos



Nota Se muestra los elementos de engranajes cónicos de dientes rectos Fuente (Calderon, 2017)

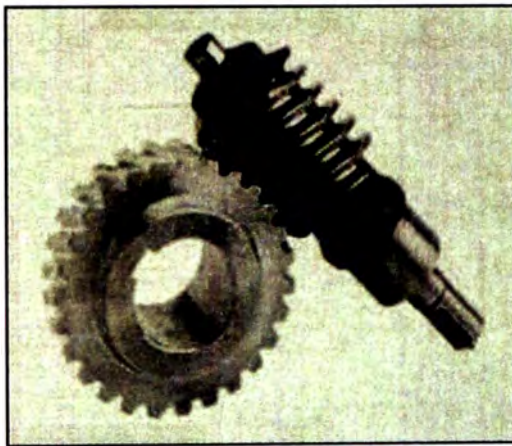
Engranajes de tornillo sin fin. El autor (Calderon, 2017) en su libro "Dibujo Mecánico Aplicado" menciona que, este tipo de engranajes se utiliza para transmitir potencia entre ejes que se cruzan, casi siempre perpendiculares entre sí y en espacios reducidos como se puede observar en la Figura 8 y la Figura 9. La transmisión de potencia es menos eficiente

Mientras que el autor (Shigley, 1965) en su libro "Proyectos de ingeniería Mecánica" menciona que hay dos tipos una de envolvente sencilla y de envolvente doble. Los engranajes

de tornillo sin fin de envolvente sencilla, están hechos de tal manera que la rueda envuelve o encierra parcialmente al tornillo sin fin y el contacto es lineal, mientras que de doble envolvente tanto el tornillo y la rueda se envuelven el uno al otro y tienen un contacto según un área. El mismo autor menciona también que el ángulo de avance del tornillo es complementario del ángulo de hélice del tornillo sin fin. El ángulo de la hélice del tornillo es muy grande mientras que de la rueda es muy pequeña.

Figura 8

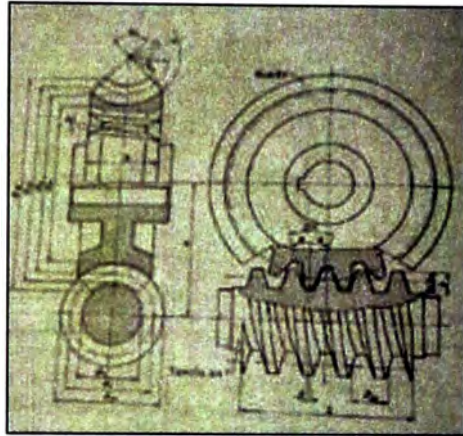
Tornillo sin fin- rueda



Nota: En la figura se muestra que los ejes de estos engranes son perpendiculares. Fuente: (Calderon, 2017)

Figura 9

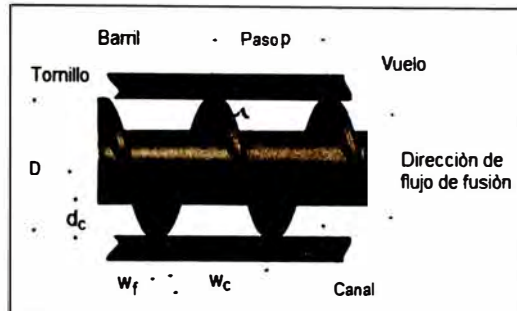
Nomenclatura de engranajes tornillo sin fin- rueda



Nota: Se muestra los elementos de los engranajes, tiene una gran aplicación en espacios reducidos y hay una gran pérdida de potencia. Fuente: (Calderon, 2017)

Tornillo extrusor. El autor (Shigley, 1965) en su libro "Proyectos de ingeniería Mecánica" define a un tornillo de potencia como un artificio que tiene la función de cambiar el movimiento angular en movimiento lineal con el fin de transmitir esfuerzos. Su aplicación es variada desde tornillos conductores de los tornos, tornillos de mordaza a tornillo para prensas y gatos. Es importante estudiar el tornillo de potencia porque permitirá una mejor comprensión del tornillo extrusor.

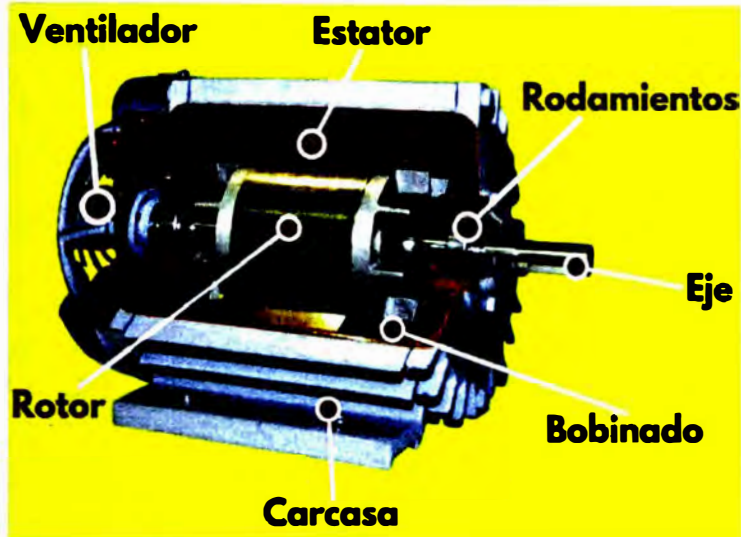
Mientras que el autor (Meza de Luna, y otros, 2022) define a la extrusión como un proceso de compresión donde se obliga a fluir al material a través del molde para generar un producto largo y continuo. El tornillo consiste en hélices o aspas espirales con canales entre ellas que conducen en este caso la pasta. El tornillo gira y las aspas empujan el material a través del canal hasta el portamolde. Cuando se diseña el tornillo se tiene que considerar que el diámetro de las hélices debe ser más pequeño que el diámetro del cilindro como se observa en la Figura 10. La pared de la hélice debe tener un ancho considerable y debe ser fabricado con un acero que ante el desgaste generada por la fricción de la pasta se recubra con soldadura.

Figura 10*Elementos del tornillo extrusor*

Nota: Se muestra los elementos del tornillo extrusor, donde D se refiere al diámetro del tornillo y w_f es el espesor de la hélice. Fuente: (Meza de Luna, y otros. 2022)

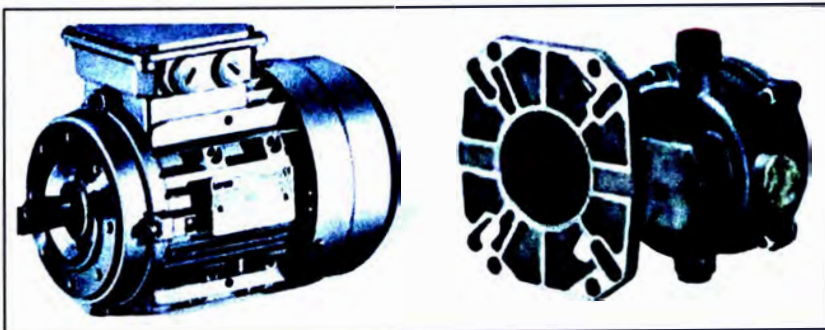
2.2.2 Motor eléctrico

Según Ponce Cruz la define con el dispositivo que tiene la capacidad de convertir la energía eléctrica a energía mecánica de rotación debido a los campos magnéticos rotatorios producido en el estator y el campo magnético producido por el rotor. Un motor está compuesto esencialmente de un estator, un rotor, el eje, la carcasa y la turbina de ventilación como se puede observar en la Figura 11. Algunos motores son reversibles quiere decir que puede convertir la energía mecánica en eléctrica, si produce energía eléctrica de corriente continua se le llama dinamo y si la energía eléctrica producida es la corriente alterna se le llaman generadores.

Figura 11*Elementos internos de un motor eléctrico*

Nota: Se muestra los elementos internos de un motor eléctrico. se observa el rotor, el estator, el eje, los rodamientos, la turbina de ventilación entre otros. Fuente: (Aula 21, 2023)

Según el autor (Morales Iles, 2018) define a un motorreductor como un maquina eléctrica un motor a la que se le añade un reductor como se observa en la Figura 12. El motor hace rotar el eje que está conectado al reductor y de esta forma la velocidad inicial es disminuido a una velocidad de salida menor.

Figura 12*Moto-reductor*

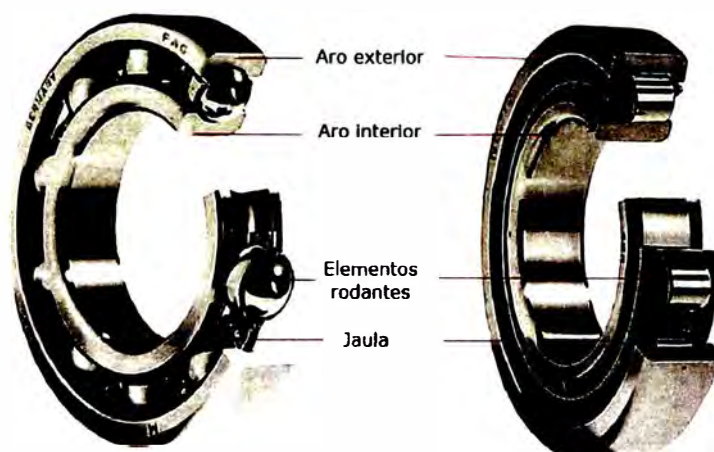
Nota: En la izquierda se muestra el motor y en la derecha se muestra el reductor de velocidad. Fuente: (Morales Iles, 2018)

2.2.3 Los rodamientos

Según el autor (Shigley, 1965) en su libro "Proyectos de Ingeniería Mecánica" menciona que decir cojinete antifricción es equivocado, ya que siempre existe algún rozamiento. Lo define como piezas que tienen la capacidad de transferir cargas a través de elementos en contacto por rodadura. El rozamiento en reposo y en movimiento en un cojinete a rodamientos es casi el mismo por tanto la variación de cargas, la velocidad y temperatura son mínimos. El cojinete antifricción tiene cuatro partes fundamentales que son el anillo interno, el anillo externo, las bolas o elementos de rodadura y el separador (Ver Figura 13).

Figura 13

Nomenclatura de un cojinete de bolas



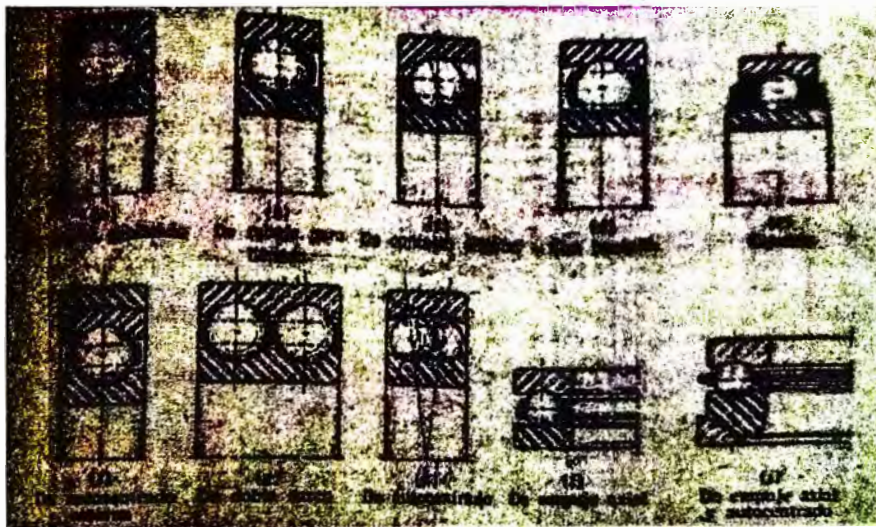
Nota: Se muestra los elementos de un cojinete de bolas. los elementos más resaltantes del cojinete es el anillo interno, el anillo externo, las bolas y el separador. Fuente: (Ducasse Comercial, 2023)

Cojinetes antifricción. El autor (Shigley, 1965) en su libro "Proyectos de Ingeniería Mecánica" menciona que los cojinetes son diseñados para soportar cargas puramente radiales, puramente axial o una combinación de los dos. Se estudiarán dos tipos de cojinetes que son: Cojinetes de bolas y cojinetes a rodillos y estos a la vez se subdividen.

Tipo de cojinete de bolas. El autor (Shigley, 1965) en su libro, menciona a cada uno de los tipos de cojinete de bolas. Los cojinetes con una sola hilera y surco profundo soportan carga radial, así como algo de carga axial (Figura 14.a). Cuando se emplea el rebaje para el relleno (Figura 14.b) en los anillos interior y exterior permite la inserción de más bolas permitiendo incrementar la capacidad de carga radial y la capacidad de la carga axial disminuye. El cojinete de contacto angular (Figura 14.c) tiene la capacidad de soportar mayor carga axial. Los cojinetes de doble hilera (Figura 14.g) y (Figura 14.h) tienen la capacidad de soportar mayores cargas radiales o axiales y ocupan menor espacio. Se tiene también el cojinete que es diseñado exclusivamente para soportar cargas axiales llamado cojinetes de empuje axial (Figura 14.i).

Figura 14

Rodamientos de bolas



Nota. Se muestran todos los tipos de rodamientos de bolas. Fuente (Shigley, 1965)

Tipos de cojinetes a rodillos. EL autor (Shigley, 1965) en su libro citado, menciona que este tipo de rodillos tiene una mayor superficie de contacto y por tanto tienen una mayor capacidad de soportar cargas que los cojinetes tipo de bolas del mismo tamaño, pero tienen la desventaja que el diseño debe ser perfecto, un ligero descentramiento hace que los rodillos se tuerquen y salgan de la línea. Los cojinetes a rodillos rectos son incapaces de soportar cargas

axiales. Los cojinetes de rodillos esférico tienen la capacidad de soportar cargas axiales son perfectos para cargas pesadas y descentramientos, también tienen la ventaja de aumentar su contacto cuando aumenta la carga. Es apropiado usar el cojinete de agujas cuando el espacio radial es limitado, su capacidad de carga es mayor cuando se emplean separadores, y por último los cojinetes de rodillo cónico tienen la capacidad de soportar cargas radiales, cargas axiales o una combinación de ellas.

* **Rozamiento en cojinetes antifricción.** La velocidad máxima angular a la que puede ser sometido un cojinete depende del aumento de temperatura, la fricción es la que permite el aumento de temperatura, entonces la velocidad depende del rozamiento. El rozamiento en un cojinete de bolas se da entre las bolas y el separador, mientras que en cojinetes de rodillos el mayor rozamiento se da en la acción deslizante entre los rodillos y las bridas de guía de los canales interior y exterior.

Vida de los cojinetes antifricción. El autor (Shigley, 1965) en su libro citado, lo define como el número de horas que puede trabajar un cojinete hasta que se evidencie fatiga a una velocidad constante, o también lo define como la cantidad de vueltas en revoluciones por minuto que puede dar antes que se evidencie fatiga. Otro concepto importante es la vida tipo; en un grupo de cojinetes aparentemente idénticos se le somete a trabajar a una velocidad constante una cierta cantidad de horas que alcanza el 90% del grupo antes que se evidencie la fatiga. La vida media tiene la misma definición que la vida tipo con la diferencia que la evidencia de fatiga en el grupo se da 50%.

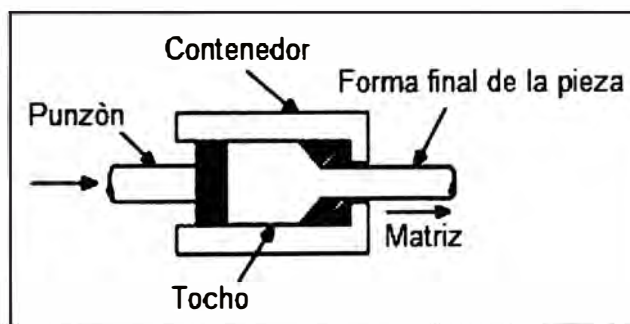
2.2.4 Extrusión

El autor (Morales Iles, 2018) en su tesis "Diseño de una máquina recicladora y extrusora de plástico PLA para el observatorio astronómico de Quito de la EPN" define a la extrusión como el proceso mecánico de compresión del material y es obligada a fluir a través de la abertura de un molde.

El autor (Morales Iles , 2018) también menciona que hay diferentes tipos de extrusión, se tiene la extrusión directa (Figura 15) que se usa para elaborar secciones huecas como tubos, el punzón se desliza por el contenedor obligando al tocho a salir por la matriz, una desventaja de este tipo de extrusión es la fricción que existe entre las superficies en contacto con el tocho; la extrusión indirecta (Figura 16) se introduce un punzón con la matriz montado sobre él, haciendo que cuando se deslice el punzón se deslice con la matriz obligando al tocho a deslizarse en sentido contrario al movimiento del punzón, también se produce secciones huecas.

Figura 15

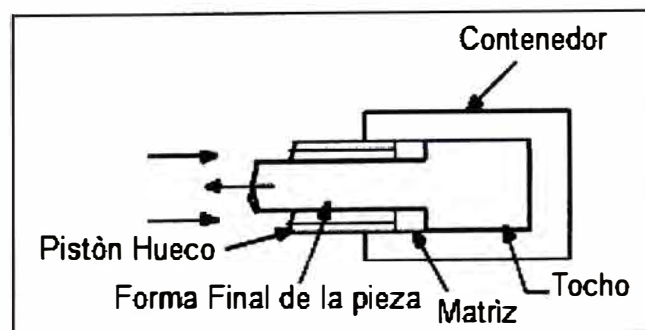
Extrusión directa



Nota: La matriz está instalado en el contenedor, el punzón empuja el elemento haciendo pasar al elemento por la matriz y obteniendo un tocho de la forma de la matriz. Fuente: (Morales Iles, 2018)

Figura 16

Extrusión Indirecta



Nota: La matriz está instalado en el punzón, empuja el material contra el contenedor obteniéndose un tocho en forma de la matriz. Fuente: (Morales Iles, 2018)

Para complementar la información el autor menciona que la extrusión se puede hacer de dos formas: el proceso continuo y el proceso discreto, se refiere al proceso continuo cuando se producen perfiles muy largos de forma constante y un tiempo determinado en un ciclo, siendo limitado por la capacidad de carga del contenedor. El proceso discreto se refiere a la producción de una sola pieza por ciclo, en este proceso se puede acelerar, frenar o incluso parar, un claro ejemplo es la extrusión por impulso.

2.2.5 Maquina extrusora de ladrillo

El autor (Chapoñan Peche & Rojas Pérez, 2019) en su tesis "Diseño de una maquina extrusora de ladrillos con una capacidad de 1000 unidades/hora para la fábrica LADRILLOS LARK-LAMBAYEQUE", define a la maquina extrusora como un conjunto de elementos mecánicos que tienen como objetivo extruir el material de trabajo. Posee un sistema de alimentación que está conformado por la tolva, el sistema extrusor que es el tornillo extrusor y el cañón.

Tipos de extrusoras de ladrillo

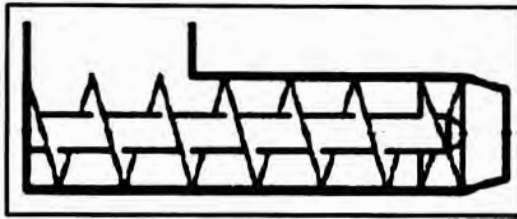
a) **Extrusora sin cilindros alimentadores y extrusores con cilindros propulsores.** No son eficientes ya que el diseño no permite proveer de un flujo continuo y requiere que la pasta sea de alta calidad.

b) **Extrusor de hélice.** Es el diseño más aceptado en el rubro porque tiene un nivel de producción muy alto, la alimentación se hace sencilla con una tolva, requiere poco mantenimiento. La desventaja de esta máquina radica en la relativa complejidad de su fabricación y por ende aumenta su costo. De acuerdo a la configuración de la camisa se subdividen en: Camisa cilíndrica (Figura 17) ampliamente usado para aumentar la presión por reducción de paso, camisa cónica (Figura 18) usado para aumentar presión por la forma cónica que posee, camisa alargada (Figura 19) se usa especialmente en la extrusión de lingotes de arcilla, camisa

expandida (Figura 20) usado para obtener columnas perfectas y por último tenemos la camisa de paso (Figura 21) que debido a su diseño crea un retorno de flujo.

Figura 17

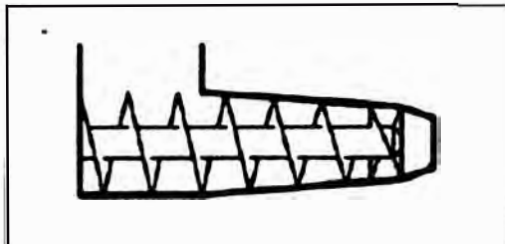
Esquema de camisa cilíndrica



Nota: Es usado ampliamente en la industria para compactar haciendo que los pasos del tornillo se reduzcan. Fuente: (Chapoñan Peche & Rojas Pérez, 2019)

Figura 18

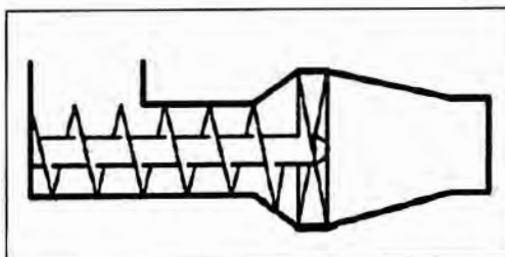
Esquema de camisa cónica



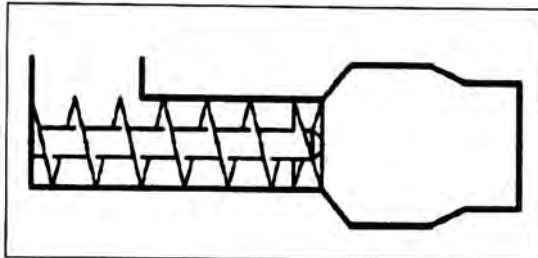
Nota: Es usado ampliamente en la industria para aumentar la presión y compactar por la forma cónica de la camisa. Fuente: (Chapoñan Peche & Rojas Pérez, 2019)

Figura 19

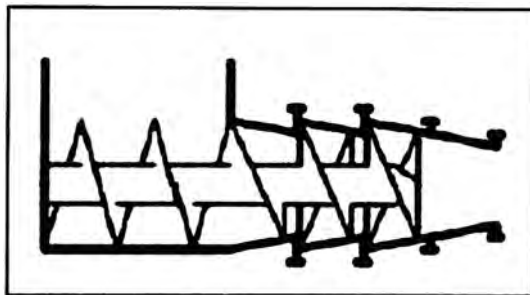
Esquema de camisa alargada



Nota: Ampliamente usado en la extrusión de lingotes de arcilla. Fuente: (Chapoñan Peche & Rojas Pérez, 2019)

Figura 20*Esquema de camisa expandida*

Nota: Ampliamente usado para obtener columnas perfectas. Fuente: (Chapoñan Peche & Rojas Pérez, 2019)

Figura 21*Esquema de una camisa de paso*

Nota: Debido a su diseño crea un retorno de flujo. Fuente: (Chapoñan Peche & Rojas Pérez, 2019)

Partes principales de una extrusora. Los elementos principales de una maquina extrusoras son los siguiente:

Alimentación. Según el autor (Morales Iles , 2018) en su tesis "Diseño de una maquina recicladora y extrusora de plástico PLA para el observatorio astronómico de Quito de la EPN" menciona que es la encargada de alimentar la máquina de forma gradual con el material a ser procesado. La tolva es una caja con forma de tronco de cono, tiene la función de permitir el ingreso gradual del material a ser procesado. Otro elemento de este sistema es la garganta de

alimentación, que es una caja con dos caras opuestas huecas, una cara hueca se conecta con la tolva y la otra cara hueca con la carcasa de la maquina extrusora.

Husillo o tornillo sin fin. Según el autor (Morales Iles , 2018) en su tesis menciona que es una pieza mecánica diseñada para cumplir una función específica como transportar, homogenizar, presionar el material de trabajo. El autor menciona también que es la parte interna de la extrusora.

- El autor (Shigley, 1965) en su libro "Proyectos de ingeniería Mecánica" define a un tornillo de potencia como un artificio que tiene la función de cambiar el movimiento angular en movimiento lineal con el fin de transmitir esfuerzos. Su aplicación es variada desde tornillos conductores de los tornos, tornillos de mordaza o tornillo para prensas y gatos. Es importante estudiar el tornillo de potencia porque permitirá una mejor comprensión del tornillo extrusor.

- Mientras que el autor (Meza de Luna, y otros, 2022) define a la extrusión como un proceso de compresión donde se obliga a fluir al material a través del molde para generar un producto largo y continuo. El tornillo consiste en hélices o aspas espirales con canales entre ellas que conducen en este caso la pasta. El tornillo gira y las aspas empujan el material a través del canal hasta el molde que está instalado en el portamolde. Cuando se diseña el tornillo se tiene que considerar que el diámetro de las hélices debe ser más pequeño que el diámetro de la camisa. La pared de la hélice debe tener un ancho considerable y debe ser fabricado con un acero que al desgaste permita ser rellenado con soldadura.

Figura 22

Tornillo extrusor



Nota: Fuente: El mismo autor.

Tipos de hélice para un tornillo sin fin. La gran variedad de tipos de hélices para tornillo sin fin permite aplicaciones como transportar, homogenizar, compactar y una gran variedad de aplicaciones más. Según (Ingemeconica, 2023) clasifica los tipos de hélice del tornillo sin Fin de acuerdo a la aplicación que se le va a dar. Ver tabla 1.

Tabla 1

Tipos de Hélice

TIPO DE HÉLICE	TIPO DE MATERIAL PARA TRANSPORTAR/APLICACIÓN	FIGURA
Hélice continua, de paso igual al diámetro	Tipo de hélice normal para transporte de sólidos	
Hélice de gran paso, de 1.5 a 2 veces el diámetro	Se utiliza para productos que fluyen muy bien	
Hélice de pequeño paso, normalmente la mitad del diámetro	Se utiliza en tornillos sin fin inclinados hasta unos 20-25° o cuando se quiere un prolongado tiempo de permanencia del producto en el transportador con el objeto de enfriarlo, secarlo, etc.	
Hélice de paso variable	Utilizado para compresión de productos, como es el caso de las prensas de tornillo	
Hélice de diámetro variable	Se utiliza como extractor dosificador de sólidos de tolvas	
Hélice de cinta	Tipo de hélice adecuada para productos que producen atascamiento	
Hélice mezcladora, con dos hélices tipo cinta, uno a derecha y otro a izquierda	Se utiliza como equipo mezclador	
Hélice mezcladora, con eje provisto de paletas	Se utiliza como equipo mezclador	

Nota: Adaptado de (Ingemeconica, 2023)

Para el diseño del tornillo extrusor, se tiene que tomar en cuenta el material que se va a transportar. El autor (Ingemeconica, 2023) clasifica los materiales según la Tabla 2.

Tabla 2*Clasificación de materiales*

CLASE DEL MATERIAL	PESO ESPECIFICO DEL MATERIAL (TONELADAS/M3)	EJEMPLOS
Clase I	0.4-0.7	Cebada, trigo, harina, carbon en polvo, val hidratada
Clase II	0.6-0.8	Alumbre de polvo, haba de soja, granos de café, carbón de hulla, cal hidratada
Clase III	0.6-1.2	Alumbre de terrones, bórax, carbón vegetal, corcho troceado, pulpa de papel, sal, azucar refinada, jabón pulverizado.
Clase IV	0.8-1.6	Arcilla, cemento, azucar sin refinar, oxido de cinc, resinas sintéticas.
Clase V		No se recomienda para tornillos sin fin

Nota: Clasificación de los materiales que pueden ser transportados por tornillos sin fin. Adaptado de (Ingemeconica, 2023)

Camisa. Según el autor (Morales Iles , 2018) menciona en su tesis que la camisa tiene la función de contener la material de trabajo, debe ser diseñado de tal manera que se adapte a la configuración del husillo y soporte la abrasión al tener contacto con el material de trabajo. Hay diferentes tipos como ya se mencionó hay camisas de tipo cilíndrica, de tipo de cónico, tipo alargada, tipo extendido y camisa de paso.

Cañón. El autor (Morales Iles , 2018) menciona que el cañón alberga en su interior al husillo, el cañón se compone del cilindro que recubre la camisa, la camisa, el porta molde y el molde. La superficie interna del cilindro tiene que ser rugosa de esta manera la camisa y el cilindro tendrán un buen contacto o agarre permitiendo de esta manera que el material fluya a la salida del cilindro transportado, compactado y extruido por el tornillo extrusor. Se tiene que tomar en cuenta el material ya que está expuesto al desgaste mecánico y a la corrosión, por eso el cilindro y la camisa se fabrican de acero ASTM A36.

Figura 23

Cañón de una maquina extrusora



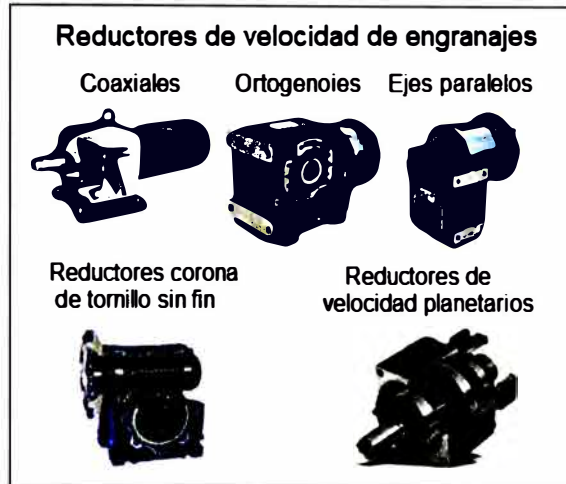
Nota: En esta imagen se observa el cañón de una máquina extrusora. Fuente: (Becerra Anaya, 2021)

Caja reductora. El autor (Becerra Anaya, 2021) en su tesis define a la caja reductora como un conjunto de engranajes que trabajando en conjunto reducen la velocidad. Se instala el eje del motor en la entrada de la caja reductora a una alta revolución y la caja reductora mediante la relación de transmisión entre los engranajes disminuye la velocidad y aumenta el torque. El uso de la caja reductora nos brinda una alta eficiencia en la transmisión de potencia, mayor seguridad, incremento del par torsional y mantenimiento relativamente fácil.

Según (Grupo Gaherma, 2022) menciona que el mantenimiento básicamente es revisar los niveles de aceite antes de la puesta en marcha, también es necesarios limpiar los orificios de ventilación del lubricante. Otra recomendación importante es que después de 200 horas de trabajo se realice el cambio del lubricante y realizar la limpieza del reductor, se recomienda hacer un cambio de lubricantes cada 2250 horas de trabajo. Hay una gran variedad de reductores de velocidad como se puede apreciar en la Figura 24.

Figura 24

Tipos de reductores

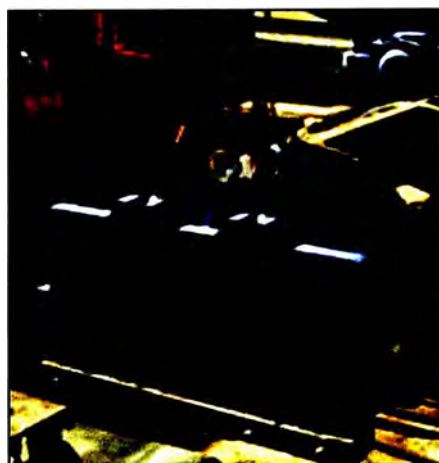


Nota: En esta imagen se muestra los tipos de reductores. Fuente: (Grupo Gaherma, 2022)

Cabezal de extrusora. Se refiere al molde y el portamolde, estos elementos se instalan al final del cilindro. El perfil interno del cabezal debe ser diseñado de tal forma que facilite el flujo del material de trabajo hacia el molde.

Figura 25

Porta molde de una máquina extrusora



Nota: En esta imagen se observa el cabezal para la extrusión de ladrillos. Fuente: (Becerra Anaya, 2021)

2.2.6 Arcilla

Según (Barranzuela Lescano, 2014) se define como un material sedimentario que posee partículas muy pequeñas de silicatos de aluminio hidratados, contiene minerales como el caolín, la montmorillonita y la illita. Tienen diversos colores pueden ser de color rojo anaranjado hasta blanco, depende de la pureza del material.

Mientras que el autor (Barranzuela Lescano, 2014) plantea que el término de arcilla tiene muchas definiciones es difícil de precisar ya que su composición no es homogénea ya que puede ser sedimentario, meteorizado, hidrotermal o una combinación de los anteriores. La composición y naturaleza de la arcilla, determina su aplicación y su valor, algunos de sus componentes tienen influencia sobre las propiedades de la arcilla como el cuarzo que produce la disminución de la plasticidad y contribuye en la propiedad refractaria; la sílice en forma coloidal aumenta la plasticidad; la alúmina la hace refractaria; el óxido de hierro como también el feldespato, disminuye la temperatura de fusión, es colorante y un fundente, el efecto colorante depende de la cantidad; y los filosilicatos de aluminio, magnesio y hierro proporcionan propiedades plásticas a la arcilla.

Propiedades de la arcilla. El autor (Barranzuela Lescano, 2014) menciona que para entender el comportamiento de la arcilla se tienen que estudiar sus propiedades mecánicas:

Plasticidad. Esta es la propiedad que la hace perfecta para la fabricación de ladrillos. Los estudios aun no determinan la causa del por qué las partículas de la arcilla no se adhieran produciendo la plasticidad, sin embargo, hasta un cierto punto se puede plantear que la forma del grano que puede ser delgada, alargado o plano y al estar húmeda, se forma una película que hace que no se adhieran. Actualmente la forma de medir la plasticidad se hace de forma artesanal, consiste en hacer una bola y observar que se deforme. Por último, la plasticidad en la arcilla es afectado por cuerpos extraños mezclados con la arcilla. La atracción química o el contenido de carbono en las arcillas contribuyen a la plasticidad.

Contracción. Consiste en la disminución de las dimensiones del producto de trabajo moldeado. La contracción de la arcilla se debe a los diferentes procesos que sufre la pasta en la fabricación de ladrillos, hay contracción cuando se hace el proceso de secado, la elevación de temperatura hace que el agua se evapore, en el proceso de quemado la humedad en la pasta moldeada desaparece, durante el proceso de extracción del tocho se puede lograr mayor compactación al succionar el aire de la pasta mediante una bomba de vacío. Si la contracción es excesiva se puede producir grietas y deformaciones en el ladrillo.

Refractariedad. Esta propiedad se encuentra en todos los tipos de arcilla, esta propiedad depende de alúmina y sílice. Cuando hay una mayor concentración de alúmina y sílice la refractariedad será mucho mayor. La refractariedad se define como la resistencia al aumento de temperatura.

Porosidad. La porosidad se define como la medida de espacios vacíos de un material. El autor (Barranzuela Lescano, 2014) menciona que en arcillas esta propiedad depende del tamaño de grano, si son de gran tamaño la porosidad será mayor ya que se producen mayor espacio, mientras que las arcillas con granos de menor tamaño producen espacios más pequeños disminuyendo la porosidad.

Color. Los causantes de la coloración dependen en demasía de las impurezas y pueden ser: Óxido ferroso-férrico (Fe_3O_4), óxido de cobalto (Co_2O_3), óxido de cobre (Cu_2O), pentóxido de vanadio (V_2O_5) y el óxido de manganeso (Mn_2O_3). La coloración depende de su contenido químico y los colores varían de blancas siendo la arcilla más pura a tonalidades grises, azules o negras y con mayor frecuencia para ladrillos pueden ser amarillas, rojas y otras tonalidades más.

Clasificación de la arcilla. En la tesis (Barranzuela Lescano, 2014) menciona que las arcillas son tan diversas que para el presente trabajo solo se mencionara la clasificación según su composición y según su capacidad de absorber el agua.

Según su composición. Puede ser Calcáreas porque Contienen alrededor de 15% de carbonato de calcio, y los ladrillos son de color amarillento. Puede ser No calcáreas porque no contienen silicato de aluminio, tienen de 2 a 10 % de óxidos de hierro y feldespato y quemar a un color rojizo o salmón.

Según su capacidad de absorción de agua. Puede ser Grasas porque son demasiados plásticos, pueden absorber una gran cantidad de agua y al secarse su contracción es demasiado, se moldean con facilidad, pero su gran adherencia impide el desmoldeo correcto del producto elaborado. Puede ser Magras porque absorben poca agua y tiene muy baja plasticidad, al secarse la contracción es mínima y va acompañado de abundante arena.

Arcillas para la fabricación de ladrillos. Según el autor (Barranzuela Lescano, 2014) por lo general se usan arcillas amarillas o rojas de composición heterogénea. La pasta formada deben ser plásticas al mezclarse con agua por ello la arcilla no debe ser ni tan grasa ni tan magra, esta propiedad es fundamental en la extrusión de la arcilla; las partículas de las arcillas deben tener una buena adhesión para de esta manera la pasta mantenga la estabilidad después del moldeo y ser capaces de fundirse y unirse cuando se procede con el quemado de ladrillos.

2.2.7 Teoría Ladrillos

Según el autor (Chapoñan Peche & Rojas Pérez, 2019) en su tesis define a los ladrillos como un elemento cerámico de forma prisma rectangular que están diseñados para soportar esfuerzos de compresión, el material con la que este fabricado es la pasta que es una mezcla de agua, arcilla, arena y otros minerales.

Tipos de ladrillos. Según (Barranzuela Lescano, 2014) la clasificación es por la forma de los ladrillos.

Ladrillo de tejar o manual. Son como los ladrillos que se usaban en la antigüedad con apariencia tosca y cara rugosa como se puede apreciar en la Figura 26.

Figura 26

Ladrillo de tejar manual

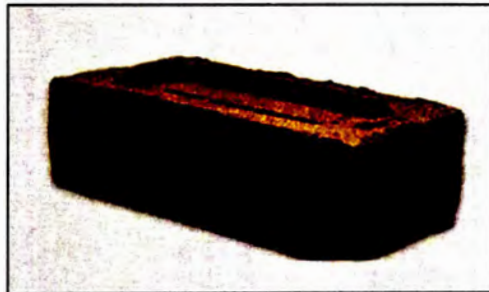


Nota: Ladrillos de tejar manual, ladrillos de la antigüedad de apariencia tosca. Fuente: (Rustics la Coma, s.f)

Ladrillo macizo. Posee perforación en menos del 10% de la superficie de la tabla como se puede apreciar en la Figura 27. Se usan en fachadas de ladrillos.

Figura 27

Ladrillo macizo



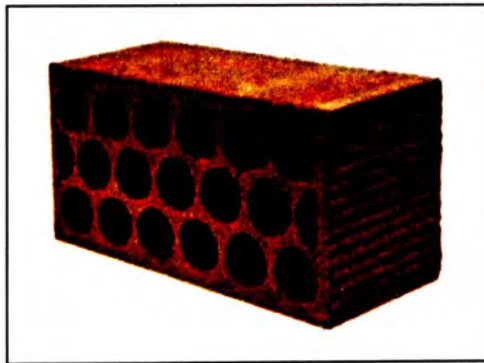
Nota: Este ladrillo posee una perforación sobre la tabla en no menos de 10%. Fuente: (FORNACE BALLATORE, 2023)

Ladrillo Hueco. Poseen perforaciones en el canto o en la testa como se puede observar en la Figura 28. La testa permite reducir el volumen de la pasta a utilizar, facilitando su fabricación, los que tiene orificios horizontales son utilizados en tabiquería ya que no soportan grandes cargas. El volumen total de los huecos debe ser igual o mayor al 70% del volumen total del ladrillo.

Figura 28*Ladrillo tejar o manual*

Nota: Generalmente los agujeros se hacen en la testa. Fuente: (FORNACE BALLATORE, 2023)

Ladrillo perforado. Es de una forma de paralelepípedo de cerámica, la superficie mayor denominada tabla posee perforaciones como se aprecia en la Figura 29. El volumen que ocupa el hueco es del 25% al 45% del volumen total de la pieza en caso contrario, si es inferior al 25% se considera ladrillo macizo.

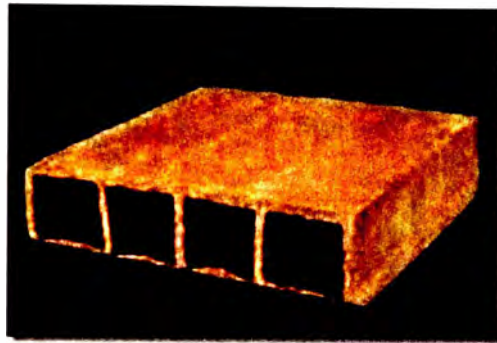
Figura 29*Ladrillo perforado*

Nota: Es de forma paralelepípedo de cerámica, la superficie perforada es la tabla. Fuente: (FORNACE BALLATORE, 2023)

Ladrillo aplantillado. Tiene un perfil curvo que al colocar de forma hilada forman una moldura corrida. Los ladrillos aplantillados se pueden observar en la Figura 30.

Figura 30

Ladrillos aplantillados



Nota: Se usa para revestir hornos, barbacoas, estufas entre otros. Fuente: (FORNACE BALLATORE, 2023)

2.2.8 Fabricación de ladrillos

Según (Barranzuela Lescano, 2014) en los insumos utilizados es fundamental la arcilla. Son capaces de absorber higroscópicamente hasta un 70% de su peso en agua. Durante la fase de endurecimiento que se da por secado o por cocción, el material arcilloso adquiere características de notable solidez y también experimenta una disminución de masa por pérdida de agua de entre un 5 a 15%. Una vez seleccionado el tipo de arcilla se explicará cada proceso para la fabricación de ladrillos:

Maduración. Según el autor (Barranzuela Lescano, 2014) menciona que se tiene que someter a tratamientos mecánicos con el fin de obtener una adecuada consistencia. La exposición a la lluvia, aire, sol y hielo permite la descomposición de la materia orgánica presente de esta manera se obtiene un material completamente inerte; también la exposición a la intemperie facilita el desmenuzamiento de los terrones. Los tratamientos mecánicos a la que es sometido la arcilla es a la trituración, homogenización y el reposo a la intemperie como se puede apreciar en la Figura 31.

Pre elaboración. Según el autor (Barranzuela Lescano, 2014) consiste en purificar y refinar la materia prima mediante una serie de operaciones como la trituración de los terrones hasta un diámetro de 15mm a 30mm con la maquina Rompe terrones, se continua con la eliminación las piedras de la arcilla con la maquina eliminador de piedras, una vez eliminado las piedras se procede con la desintegración de los terrones más duros que quedaron de la trituración con la maquina desintegradora y por último se tiene la maquina laminadora que tiene el objetivo de reducir las partículas a las mínimas necesarias. Por último, la homogenización final de la materia prima se hace en unos silos especiales como se observa en la figura 31.

Humidificación. Según el autor (Barranzuela Lescano, 2014) se procede a retirar la mezcla de arcilla de los silos y se lleva a un laminador refinador, y posteriormente se agrega agua en el mezclador humedecedor para obtener la humedad precisa. Se agrega también algunos insumos para mejorar la propiedad de la mezcla. Esta mezcla plástica en el presente trabajo recibe el nombre de pasta.

Moldeado. Según el autor (Barranzuela Lescano, 2014) consiste en hacer pasar la pasta por la maquina extrusora donde se le extruye adquiriendo la forma del molde instalado en el portamolde ubicado al final del cilindro como se observa en la Figura 31. Se recomienda hacer el moldeado en vapor saturado a una temperatura aproximada de 130 °C. En este proceso se producen los tochos que son columnas con perfil del molde. La cortadora se encarga de dividirlo en partes iguales obteniendo el ladrillo crudo.

Secado. Según el autor (Barranzuela Lescano, 2014) es una de las fases más delicadas del proceso de producción. Se elimina el agua agregada en la fase de moldeado mediante secado en la intemperie o también se usan unas máquinas secadoras especiales como se observa en la Figura 31. Una vez secos los ladrillos crudos pasa a la siguiente fase que es la cocción.

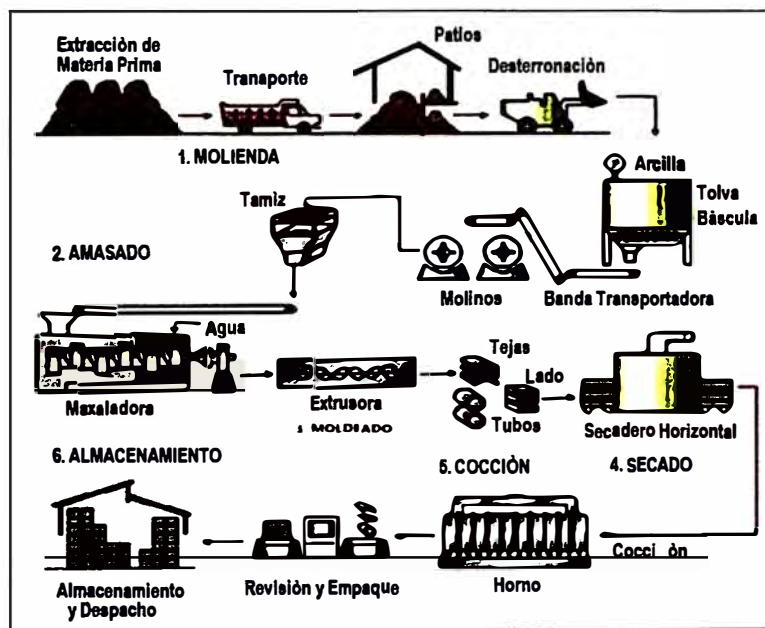
Cocción. También llamado quemado. Según el autor (Barranzuela Lescano, 2014) se realiza este proceso en unos hornos especiales para este proceso como se observa en la Figura

31. Una característica que deben poseer los hornos es la temperatura que debe variar de forma continua y uniforme. Durante la cocción se produce la sinterización. De acuerdo al quemado el ladrillo adquiere la resistencia a la compresión por eso esta fase es crucial para la calidad del producto final.

Almacenaje. Según el autor (Barranzuela Lescano, 2014) Se forman los paquetes sobre parihuelas antes del embalaje para que después sea fácil moverlos como se puede observar en la Figura 31. El proceso de embalaje consiste en envolver los paquetes con cintas de plásticos o de metal, de modo que puedan ser depositados en el lugar de almacenamiento.

Figura 31

Proceso de fabricación de ladrillos



Nota: Se muestra el proceso de fabricación de ladrillos desde la extracción de la cantera hasta el proceso de embalaje. Fuente: (Chapoñan Peche & Rojas Pérez, 2019)

Se considera un buen ladrillo cuando tiene una buena durabilidad. Para obtener una buena durabilidad se tiene que tener en cuenta la temperatura de cocción, el coeficiente de saturación, los valores de absorción y la resistencia a la compresión.

El color, la arcilla contiene hierro haciendo que cuando sea expuesto al fuego adquiera un tono rojo, cuando toma colores oscuros es porque la temperatura de cocción es más alta de lo requerido, tiene menores valores de absorción y mayor valor de resistencia de compresión.

La textura depende de la presión ejercida en el cañón, a medida que la pasta pasa a través de ella, la pasta va adquiriendo la forma del molde.

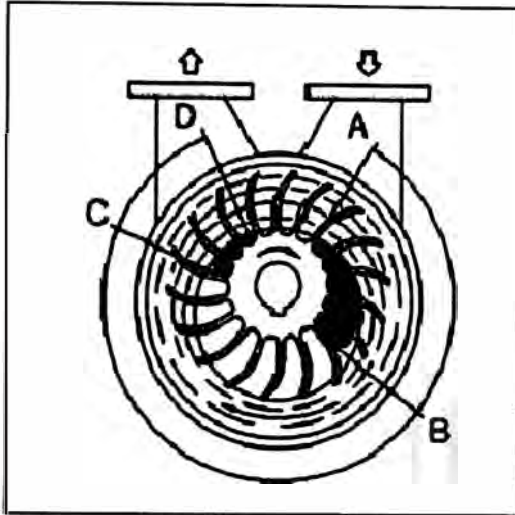
La reducción de volumen en los ladrillos se da en el secado y en el quemado, durante el secado se reduce en un 2% a 4% del volumen inicial, mientras que en la cocción se reduce de 2.5% a 4% del volumen después de la disminución por secado. La resistencia a la compresión y absorción depende de las propiedades de la arcilla, el método de fabricación y el grado de cocción.

2.2.9 Sistema de succión de aire

Bomba de vacío. Es una máquina diseñada para generar una diferencia de presión que provoca la extracción de gas de un recipiente. Según el autor (POMPETRAVAINI, 2022) en el manual titulado "Manual operativo de las bombas de vacíos y compresores de anillo líquido" explica el funcionamiento básico de la bomba de vacío, en la cámara A-B (figura 32) se produce la aspiración aprisionando el aire entre dos palas del impulsor que gira excéntricamente respecto al anillo líquido formado en la periferia del aro de la bomba. El volumen encerrado sufre variaciones donde produce depresión y seguidamente una compresión del gas, esto se produce en el ciclo B-C, el último proceso es la expulsión de la mezcla agua-aire que se da en la cámara C-D.

Figura 32

Bomba de vacío



Nota: Esquema básico del funcionamiento de una bomba de vacío. Fuente: (POMPETRAVAINI, 2022)

Códigos de identificación. Según el autor (POMPETRAVAINI, 2022) menciona que, las bombas tienen una tarjeta de identificación, en esta tarjeta se muestra el número de serie, el año de construcción y el código de identificación (Figura 33.).

Figura 33

Códigos en la tarjeta de identificación

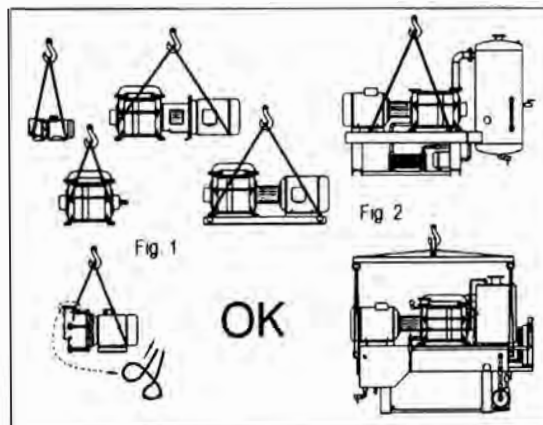
T R H C 80 - 750 / C - M / GH					
T	⇒ Construcción POMPETRAVAINI	750	⇒ Caudal nominal en m ³ /h		
R	⇒ Bomba de anillo líquido	C	⇒ C = Cierre mecánico en el eje		
H	M e V = Bomba de una etapa de alto vacío	B	= Cierre por empaquetadura en el eje		
	S = Bomba de una etapa para vacío medio	M	⇒ Ejecución monobloc con linterna (sobre pedido)		
	H = Bomba de dos etapas de alto vacío	GH	⇒ Materiales de construcción		
C	⇒ Número de proyecto hidráulico	GH - F - RA - A3 (ver la tabla inferior)			
80	⇒ Ø Bocas (mm)				
Materiales de construcción ESTANDARD					
VDMA	Descripción	GH	F	RA	A3
106	Cabezal aspiración	Fundición			
107	Cabezal impulsión				
137	Pieza intermedia				
110	Anillo cuerpo				
210	Eje	Acero inox. AISI 420		Acero inox. AISI 316	
147	Colector	Acero			
353	Soporte coj. y C.M.	Fundición			
230	Impulsor	Bronce	Fundición esteroidal	Acero inox. AISI 316	

Nota: Se muestra el cuadro donde se especifica cada termino para la asignación de identificación de una bomba de vacío. Fuente: (POMPETRAVAINI, 2022)

Desembalaje manipulación y transporte. El autor (POMPETRAVAINI, 2022) recomienda que cuando se adquiere una bomba de vacío se debe seguir algunas indicaciones como: Comprobar que el embalaje no presente señales visibles de daños debidos al transporte; Corroborar que la bomba y su equipamiento no presenten señales visibles de daños, y si hubiese daños se debe comunicarse con la empresa fabricante de la bomba. Para levantar la bomba se debe utilizar cables o bragas idóneas y utilizar los elementos de enganche adecuado en los puntos indicados en el bastidor (Figura. 34)

Figura 34

Transporte de bomba de vacío

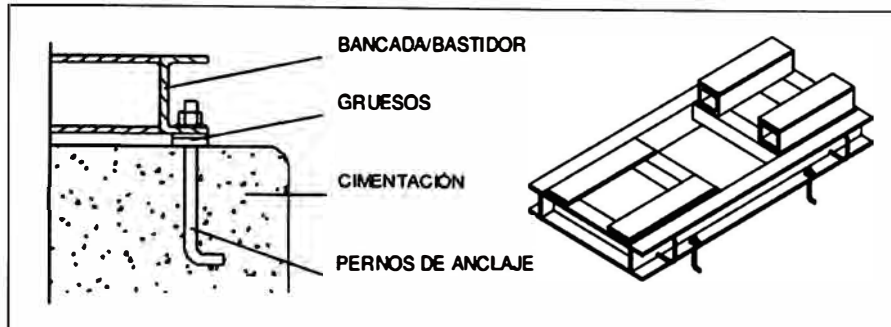


Nota: Se muestra en la figura la forma correcta para transportar la bomba de vacío. Fuente: (POMPETRAVAINI, 2022)

El autor (POMPETRAVAINI, 2022) también menciona que la bomba debe ser instalada en un ambiente con buena ventilación y una iluminación que garantice al operario realizar un manejo correcto del equipo. Para evitar la transmisión de vibraciones a la bomba se recomienda hacer la instalación en una superficie de cemento o un bastidor con perfil de acero (Figura. 35). Las cimentaciones y demás obras tienen que estar secas, sólidas y limpias antes de posicionar el grupo electrobomba.

Figura 35

Anclaje de bastidor



Nota: Se muestra el anclaje del bastidor en la que se instalará la bomba de vacío. Fuente: (POMPETRAVAINI, 2022)

2.2.10 Correas

Elemento mecánico fabricado de material flexible. Según el autor (Shigley, 1965) se utilizan para transmitir potencia entre dos ejes paralelos, son utilizados a distancias largas entre centros y también a distancias cortas depende del tipo de correa. Hay presencia de deslizamiento y arrastre de las correas produciendo que la razón de velocidades angulares entre los dos ejes no es constante ni exactamente igual a la razón de diámetros de las poleas, en correas planas se puede obtener el efecto de embrague permitiendo el traslado de la correa de una polea suelta a otra conectada; también es normal que las correas necesiten algún ajuste de la distancia entre centros. A continuación, se mencionará los tipos de correas.

Correas planas. Según el autor (Shigley, 1965) estas correas son fabricados generalmente de cuerpo cutido con tanino de roble o de un tejido que puede ser algodón o el rayón que son impregnados de caucho. Se utilizan para largas distancias entre ejes paralelos. En la actualidad las máquinas vienen incorporados con un motor, sin embargo, en la actualidad aún tienen aplicaciones.

Corres trapezoidales o en "V". Según el autor (Shigley, 1965) estas correas son fabricados con tejidos y cuerdas generalmente de algodón o rayón impregnados en caucho,

pueden ser utilizados con poleas más pequeños o poleas acanaladas y distancias cortas entre centros.

Correa Timing. Según el autor (Shigley, 1965) la característica más notoria de este tipo de correas es que poseen dientes que se ajustan en surcos cortados en la periferia de las poleas, esta es una correa hecha de tejido recauchutado y alambre de acero. Por lo novedoso de su diseño tiene una gran ventaja sobre las correas antes mencionadas ya que no necesitan tensión inicial de modo que se pueda emplear transmisiones con los centros fijos, pueden funcionar a cualquier velocidad, sin embargo, son muy costosas.

2.2.11 Teoría de Soldadura

Soldadura eléctrica. Según el autor (OXGASA, 2020) menciona que casi todos los metales conocidos pueden soldarse con diferentes métodos. Para la selección del electrodo con que se va soldar se debe considerar la composición del metal que se quiere soldar.

Los aceros se sueldan con la soldadura de arco eléctrico recubiertos, el electrodo seleccionando para soldar se selecciona de acuerdo a la cantidad de carbono que tiene el acero. Hay aceros de bajo carbono, medio carbono y alto carbono.

Electrodo de Acero Aleado. El autor (OXGASA, 2020) menciona que el uso de aceros aleados obligó al desarrollo de electrodos revestidos, que son capaces de producir depósitos de soldadura con alta resistencia a la tracción, esta propiedad mecánica es obtenido usando ferroaleaciones en el revestimiento. La gran mayoría de estos electrodos el revestimiento contiene también carbonato de calcio y en algunas ocasiones contiene polvo de hierro. Por ello estos electrodos tienen la clasificación EXX15, EXX16 o EXX18.

Estos electrodos que son de bajo hidrogeno, la A.W.S. Los clasifica desde E-7018, E-8018, E9018, etc. Y la resistencia de tracción va desde 70000 lbs/pulg² hasta 130000 lbs/pulg² o más.

Electrodo E6011. El autor (OXGASA, 2020) menciona que es un electrodo muy versátil ya que se puede soldar por todas las posiciones, el arco producido es suave y estable, es de penetración profunda. Se puede soldar aceros dulces, galvanizados y algunos aceros de baja aleación.

La aplicación de la soldadura es tan diversa, a continuación, se mencionarán las características más importantes de los diferentes tipos de soldadura:

Soldadura de revestimientos duros y recuperación de piezas. Según el autor (OXGASA, 2020) lo define como un proceso que consiste en la aplicación de un material de aleación especial sobre una pieza metálica mediante la soldadura, con el fin de recuperar las dimensiones iniciales que se perdió debido al desgaste, también se consigue mejorar la resistencia al desgaste. La abrasión, el impacto, adhesión (desgaste metal-metal), el calor, corrosión o una combinación de estos factores son los que hacen que la pieza se desgaste, por eso es importante mejorar la resistencia al desgaste. Los principales factores que producen el desgaste es la abrasión, el calor y la corrosión.

Soldadura de arco con atmosfera protectora de gas inerte. El autor (OXGASA, 2020) menciona que se crea una atmosfera de gas inerte o semi inerte que tiene como propósito crear un ambiente favorable el arco eléctrico y el metal fundido de la oxidación. La unión se produce por fusión, mediante un arco eléctrico mantenido entre un electrodo metálico, que puede ser consumible como no consumible y la pieza por soldar, el argón y el helio son los gases que se usan para formar la atmosfera y de esta manera proteger el proceso de soldadura contra el nitrógeno. El nitrógeno tiene la tendencia a formar nitruros con otros elementos aleados al acero, estos provocan que el metal trabajado sufra de deformaciones por envejecimiento, aumenta la fragilidad, la pérdida de dureza y pérdida de resistencia al impacto.

EL autor (OXGASA, 2020) también menciona que en la actualidad se mezcla con gases que no necesariamente son inertes para formar la atmosfera de protección, tenemos mezclas de

argón y helio con pequeñas cantidades de hidrogeno, nitrógeno, oxígeno y anhídrido carbónico haciendo que la estabilidad del arco sea mayor y la penetración de la soldadura también aumente. En este tipo de soldadura el metal de aporte es optativo.

Se tiene dos tipos de soldadura la primera es un TIG con electrodo no consumible y la otra se la conoce como MIG (emplea un electrodo metálico de bajo punto de fusión). A continuación, se profundizará:

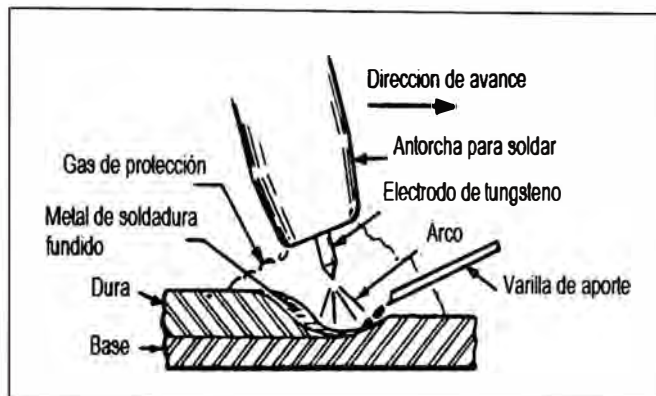
Proceso TIG. El autor (OXGASA, 2020) recalca que en una soldadura TIG se emplea un electrodo de tungsteno de alto punto de fusión, esta propiedad permite a este electrodo no fundirse ni evaporarse tan rápidamente cuando hay presencia de calor del arco. El metal fundido y el electrodo están protegidos por el gas inerte, los elementos que son pernicioso para el proceso de soldadura es del oxígeno y nitrógeno que son gases inertes. Cuando se suelda con este proceso, lo que se hace es calentar las juntas de los metales a soldar hasta que estén fundidos.

El autor recomienda que cuando se haga una soldadura manual de este tipo, el porta electrodo tiene que tener una inclinación de 75° respecto al baño del metal fundido, hacer un círculo con el porta electrodo hasta tener un baño de metal fundido de un diámetro conveniente y ya logrado el punto de fusión adecuado solo se tiene que seguir las juntas, a medida que el soldador va avanzando las juntas se funden y se sueldan.

Los materiales que pueden ser soldados son la mayoría de aceros al carbón, aleaciones, aceros inoxidable, aluminio y casi todas sus aleaciones, magnesio y sus aleaciones, cobre y sus aleaciones.

Figura 36

Soldadura TIG



Nota: Se muestra los elementos de la soldadura TIG cuando se está aplicando. Fuente: (OXGASA, 2020)

Sistema MIG. El autor (OXGASA, 2020) define al proceso de soldadura MIG según lo que dice AWS. Se define como un proceso de soldadura por arco eléctrico, las piezas se sueldan debido a la fusión que se produce debido al calentamiento extremo generado por el arco eléctrico que se produce entre el electrodo de metal de aporte continuo y la pieza, el gas inerte suministrado protege el arco y el metal líquido de la contaminación ambiental. El gas inerte suministrado puede ser el argón, helio o una mezcla de ambas con pequeñas cantidades de anhídrido carbónico, se suministra de forma externa y permite estabilizar el arco eléctrico.

En soldadura MIG, el alambre-electrodo es impulsado de forma constante hacia al trabajo o baño de fusión. Para realizar la soldadura se tiene que considerar la distancia de 10mm entre la tobera-pieza y se requiere que la pistola se posicione a un ángulo adecuado.

El autor menciona también que el arco siempre es visible para el operador, la pistola y los cables de soldadura son ligeros, es uno de los más versátiles entre todos los sistemas de soldadura, rapidez de deposición, alto rendimiento y posibilidad de automatización.

Se puede usar en aceros, cobre, aluminio, aceros inoxidable. Se aplica en estructuras, vigas, carrocerías y tuberías que son de acero. Se puede configurar con polaridad invertida de

corriente continua para obtener altas densidades, lo que produce altas velocidades de depósitos, penetración profunda y una muy eficiente transferencia de metal.

2.2.12 El método del Valor Presente Neto (VPN)

Según el autor (Cardenas y Napoles, 2008) en su libro "Presupuestos. Teoría y Práctica" define al VPN como el descuento del flujo de caja de la tasa de retorno requerida cuando se hace las operaciones, si el valor descontado del flujo de caja excede a la inversión el proyecto es viable y si es menor el proyecto no es rentable.

$$VPN = \sum_{t=0}^n \frac{Vt}{(1+k)^t} - I_0 \dots \dots (0)$$

Donde:

Vt = Flujo de caja en cada periodo t .

k = Tasa de descuento

n = Numero de periodos considerados

I_0 = Valor del desembolso inicial de la inversión

Figura 37

Valores del VAN

Valor	Significado	Decisión a tomar
$VAN > 0$	La inversión produciría ganancias por encima de la rentabilidad exigida (r)	El proyecto puede aceptarse
$VAN < 0$	La inversión produciría pérdidas por debajo de la rentabilidad exigida (r)	El proyecto debería rechazarse
$VAN = 0$	La inversión no produciría ni ganancias ni pérdidas	Dado que el proyecto no agrega valor monetario por encima de la rentabilidad exigida (r), la decisión debería basarse en otros criterios, como la obtención de un mejor posicionamiento en el mercado u otros factores

Nota: Se muestra la interpretación de los diferentes valores que tiene el VAN. Fuente: El mismo autor.

2.2.13 Método de la tasa interna de rendimiento (TIR) o costo de capital

Según el autor (Cardenas y Napoles, 2008) en su libro "Presupuestos. Teoría y Práctica", define al TIR como la igualdad de la tasa de interés con el valor presente del flujo de caja que se genera en las operaciones al desembolso inicial, específicamente mide el rendimiento que se espera tener en una inversión. Para calcular se varía la tasa de interés hasta hacer que el valor presente neto se vuelva cero.

Mientras que el autor (Haime Levy, 1998) en su libro titulado "Planeación Financiera en la Empresa Moderna", indica que el TIR es la tasa de descuento que iguala el valor presente de los ingresos futuros de efectivo con el valor presente de las inversiones, la tasa que se obtiene es el rendimiento neto del proyecto quiere decir su rentabilidad.

2.3 MARCO TEORICO CONCEPTUAL

2.3.1 Tochos

Es la arcilla moldeada que es producto de la extrusión debido a la presión que se genera por el tornillo extrusor de la máquina y el cañón. El tocho es el producto final de la maquina extrusora adquiere la forma longitudinal de una barra y una sección transversal que adquiere del molde instalado en la porta molde de la maquina extrusora.

2.3.2 Extrusión

Proceso mecánico que consiste aplicar presión a un material plástico obligándolo a desplazarse por un molde. Para este trabajo el material que será extruido es la pasta.

2.3.3 Elemento cerámico

Se refiere a la arcilla y los procesos mecánicos y térmicos a que es sometido durante todo el proceso de fabricación del ladrillo en la planta.

2.3.4 Lote

Se refiere a la cantidad de ladrillos que se produce en un proceso. El proceso inicia con la preparación de la arcilla, posteriormente el mezclado hasta producir una masa con suficiente liga, posteriormente se somete a la extrusión generándose el tocho, el tocho es sometido al corte para adquirir la forma del ladrillo, se procede con el secado y por último el quemado.

2.3.5 Liga

Propiedad mecánica que se logra cuando los ingredientes se mezclan de forma homogénea. Esta propiedad es importante en la pasta.

2.3.6 Velocidad de arrastre

También llamada velocidad de cruce. Se refiere a la velocidad lineal con que avanza la pasta en el tornillo extrusor.

2.3.7 Velocidad periférica

Se refiere a la velocidad tangencial del tornillo extrusor.

2.3.8 Ladrillos crudo

Se refiere al producto que se produce después del proceso de corte del tocho.

2.3.9 Dado

Se refiere al elemento del molde que produce en el tocho los agujeros.

2.3.10 Husillo

Se refiere al tornillo extrusor. El tornillo extrusor es una pieza mecánica adaptada del tornillo sin fin que convierte un movimiento giratorio a un movimiento lineal.

2.3.11 Cañón

Se refiere al cilindro, camisa, molde y porta molde instalado en la máquina extrusora que cubre al tornillo extrusor y es en esa área donde se produce la extrusión.

2.3.12 Pasta

Mezcla de insumos como arena, arcilla, agua y otros elementos que se adiciona para mejorar las propiedades que permitan obtener tochos de alta calidad.

2.3.13 Silo

Deposito donde se almacena la arcilla que fue tratado con diferentes procesos mecánicos, Se almacena el producto final que es la arcilla tratada para continuar con el proceso.

2.3.14 humidificación

Es una etapa del proceso de formar la pasta que consiste en añadir vapor de agua para humedecer la arcilla.

2.3.15 Sinterización

Es un proceso térmico que consiste en calentar hasta una temperatura menor a la temperatura de fusión a un tiempo específico una pieza compactada que para el presente caso es el ladrillo crudo, con el objetivo de darle resistencia y hacerlo compacto.

2.3.16 Parihuelas

Es una estructura en forma de plataforma que se usa como base para disponer sobre su superficie mercadería, elementos mecánicos o elementos en general. En el presente trabajo se menciona que la parihuela sirve para disponer lotes de ladrillos para ser embalados y transportados hacia el mercado.

2.3.17 Partes del ladrillo

El ladrillo estándar cuenta con 6 caras y 12 aristas. La tabla son las caras de mayor superficie, al segundo de mayor superficie se le denomina canto y al de menor superficie se le denomina testa. Adicionalmente a la arista que esta entre la testa y la tabla se le denomina tizón, la arista que esta entre la tabla y el canto se denomina sogá y a la arista que se ubica entre la testa y el canto se le denomina grueso.

2.3.18 Ferroaleaciones

Son aleaciones de hierro con otros elementos metálicos y no metálicos. Se hacen las aleaciones para mejorar las propiedades mecánicas del hierro.

2.3.19 Flujo de caja

Se refiere a las transacciones quiere decir entrada y salida de dinero que tiene una empresa.

2.3.20 Tasa de interés

Se refiere generalmente al dinero que uno tiene que pagar debido a un préstamo. Para el presente trabajo se aplica el concepto del porcentaje de retorno de dinero debido a una inversión de capital en un tiempo determinado.

2.3.21 Sistemas

Se define como la interrelación de diferentes elementos para cumplir un objetivo. Se puede hablar de un sistema mecánico cuando un conjunto de elementos mecánicos trabaja en forma coordinada para cumplir una función.

2.3.22 Temperatura de cocción

Es la temperatura adecuada a la cual el ladrillo cocinado adquiere las propiedades mecánicas necesarias para obtener un buen producto, también adquiere el color adquiere el color.

2.3.23 Resistencia a la compresión

Es la capacidad que tiene el ladrillo para soportar cargas. Esta capacidad varía de acuerdo al tipo de ladrillo y a su aplicación.

2.3.24 Cavitación

Es un fenómeno físico que consiste en la formación de burbujas por la evaporación de agua debido a la variación de presión en el dispositivo mecánico que conduce agua.

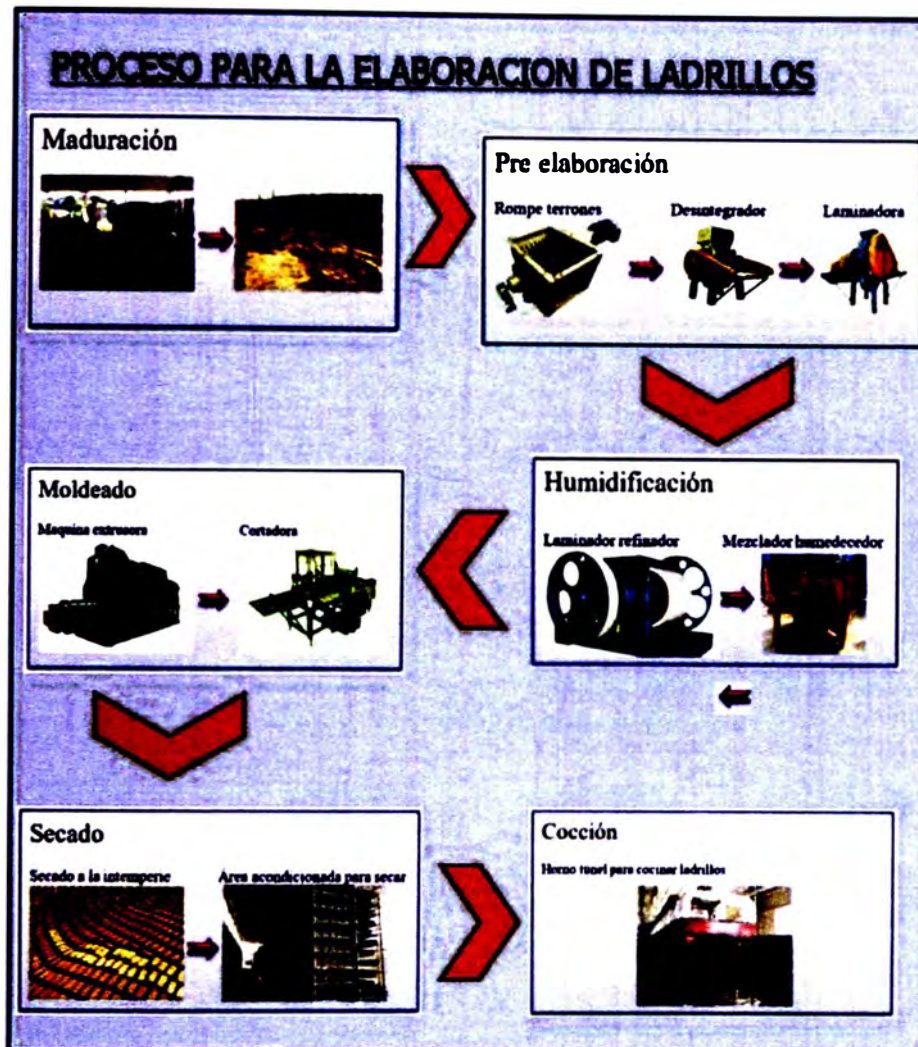
CAPITULO III

DISEÑO DE LA MAQUINA EXTRUSORA DE LADRILLOS

La elaboración de ladrillos implica el uso de diferentes máquinas que cumplen una función específica, que trabajando en coordinación se crea el proceso de producción de ladrillos. La tierra se extrae de una cantera y es trasladado a la área de producción donde es expuesta a la lluvia, el sol, la humedad a los fenómenos naturales en general con el fin de producir la descomposición del material, a este primer paso se le conoce como el proceso de maduración; luego la materia descompuesta es trasladado al Triturador de terrones para romper los terrones y también se elimina las piedras, luego se traslada a la maquina Desintegrador de terrones donde se desintegra los terrones sobrantes más duros, luego es trasladado a la laminadora donde se reduce la partículas a las mínimos necesarias, esta segunda etapa es la Pre elaboración; se procede con la etapa de Humidificación, para ello se usa dos máquinas el Laminador humidificador donde se humedece con vapor de agua y se agrega los insumos, luego es trasladado al Mezclador humedecedor donde se le agrega todos los insumos y agua, es en esta etapa que se crea la pasta; una vez obtenido la pasta se transporta a la maquina extrusora que procederá con la formación de tochos y luego a la maquina cortadora donde se corta el tocho y se forma el ladrillo crudo a esta etapa se le conoce como el Moldeado; ya obtenido el ladrillo crudo se procede con la etapa de Secado, el secado puede ser a la intemperie o también con la Maquina secadora; ya secado el ladrillo se procede con el cocinado en el horno a esta etapa se le conoce con el nombre de Cocción; la producción de ladrillos es por lotes y estos para ser trasladados y comercializados necesitan ser puestos en parihuelas y embalados a esta última etapa se le conoce como Almacenaje. Ver Figura 38 donde se explica el proceso de elaboración de ladrillos.

Figura 38

Proceso para la elaboración de ladrillos



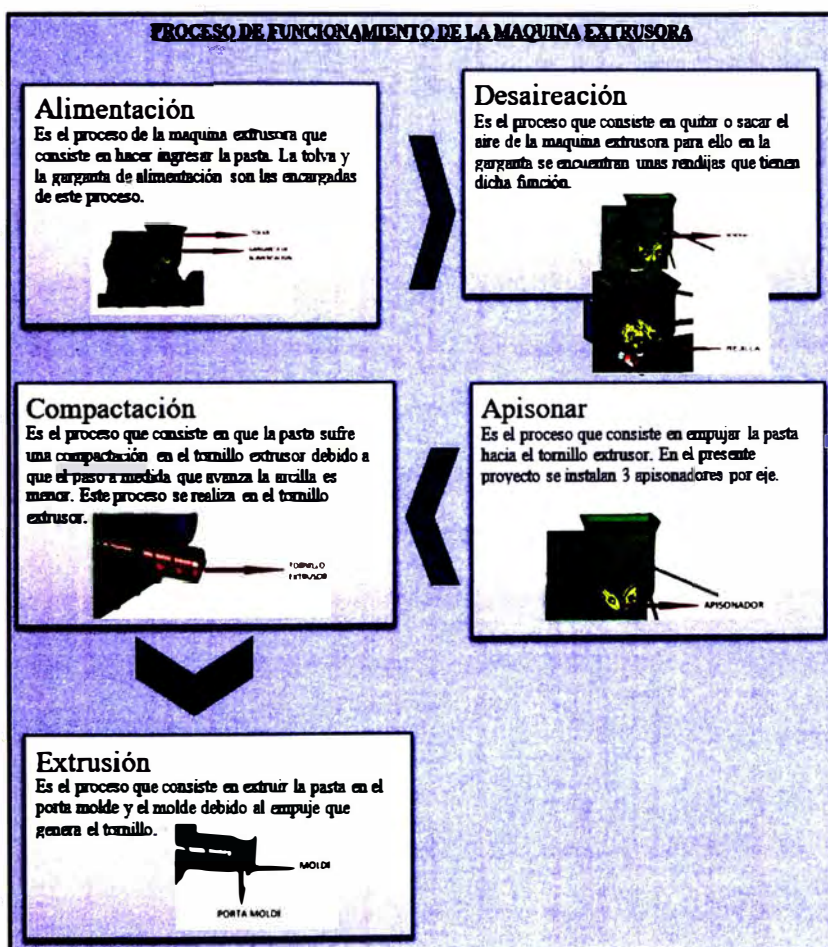
Nota: Se muestra el proceso que se sigue para obtener ladrillos para construcción desde la maduración hasta el secado. Fuente: El mismo autor.

El presente trabajo busca optimizar el proceso de Moldeado, específicamente la extrusión de la pasta. Para ello es necesario entender el funcionamiento de una máquina extrusora. Tener conocimiento de los elementos que conforman una máquina extrusora permite entender qué etapa del funcionamiento de la máquina se puede mejorar implementando un elemento o

dispositivo que mejore el funcionamiento de la máquina de trabajo. La pasta ingresa por la tolva, posteriormente de desairar en las rejillas, luego la pasta es apisonada siendo empujado al tornillo extrusor que a la vez empezará compactarlo y dirigirlo hacia el molde donde será extruido. Todo el proceso se puede observar en la Figura 39.

Figura 39

Proceso de la maquina extrusora



Nota: Se muestra el proceso de funcionamiento de la maquina extrusora. Fuente: El mismo autor

Si bien la rejilla tiene la función de desairar la pasta, se observa que no es suficiente, es a este proceso a la que se le va incorporar un sistema de succión de aire que consiste en instalar

una cámara hermética y una bomba de vacío con las conexiones de tuberías necesarias. El presente trabajo consiste en el diseño y dimensionamiento de los diferentes elementos que componen una máquina extrusora adicionalmente se dimensiona la capacidad del sistema de vacío y sus elementos.

3.1 LA MÁQUINA EXTRUSORA DE LADRILLOS

Para diseñar una extrusora se debe tener en cuenta lo siguiente:

- El material que se va extruir.
- Capacidad de producción.
- Seleccionar el tipo de extrusor.

Para el diseño de la máquina es importante saber las características de la pasta. Según el autor (Balseca Balseca, 2013), Una pasta de buena calidad tiene una densidad de 1760kg/m³, una fluidez lenta y que sean medianamente abrasivos. La pasta producida en la mezcla y el amasado debe ser plástica para que durante la extrusión se moldee con facilidad, Las partículas de la pasta debe tener suficiente adhesión para mantener la forma del molde después de la extrusión y tener la capacidad de fundirse cuando se lleve al proceso de quemado, por eso la selección de una arcilla adecuada es importante para la preparación de la pasta. Otra propiedad que se debe tener en cuenta es la porosidad que tenga la pasta y esto depende en gran medida de los granos de la arcilla.

3.2 SITUACION DE LA PRODUCCION DE LADRILLOS CERÀMICOS

Según (Rios, 2022) en la actualidad la producción de ladrillos se distribuye 50% en lima y el otro 50% restante lideran las regiones costeras como Trujillo, Arequipa, Tacna, Chiclayo y la región Cusco. Según ALACEP en el Perú hay 2000 ladrilleras de las cuales solo el 20% son formales, razón por la cual se ha trazado la meta de aumentar la formalidad a una tasa de 10% anual. En lima y en las regiones costeras mencionados, las empresas ladrilleras se han

desarrollado tanto que ya están industrializados y automatizados, sin embargo, hay zonas que aún persiste las ladrilleras semi industrializados y las ladrilleras artesanales. En las regiones menos desarrollados tanto de la costa, selva y sierra la situación es diferente ya que hay una gran cantidad de ladrilleras que han sido semi industrializados y hay una gran cantidad de ladrilleras artesanales. La producción de ladrillos no se está haciendo de forma eficiente disminuyendo la rentabilidad y la capacidad de producción.

El proceso de producción de ladrillos que se realiza en generales se inicia con el mezclado de los insumos con la arcilla, se agrega agua para formar la pasta (Proceso de selección y preparación de la mezcla); una vez obtenido la pasta se procede con el moldeo, la pasta es introducido por el área de alimentación de la extrusora y se obtiene el tocho por extrusión, en caso de que sea artesanal se usa unas cajas que actúan como molde(Proceso de moldeo); El siguiente paso es el cortado cuando el proceso es semi industrial e industrial, el tocho es dividido mediante corte obteniéndose el ladrillo crudo(Proceso de cortado); luego los ladrillos son secados a pleno sol o con un horno secador por un cierto periodo(Proceso de secado); por último los ladrillos secados son llevados al horno para ser cocinados(Proceso de quemado).

La máquina que se va diseñar cuenta con una mejora muy importante como la implementación de una bomba de succión de aire que genera un vacío extrayendo el aire inmerso en la pasta, favoreciendo a la compactación del tocho, favoreciendo a la cantidad del material de trabajo ya que se disminuye y se economiza en combustible para el quemado.

El procedimiento de diseño a seguir, será el siguiente:

3.3 DISEÑO DE LA MAQUINA EXTRUSORA

La metodología a seguir va a ser la señalada en el acápite anterior.

1. Calculo y diseño del tornillo extrusor (husillo)
2. Calculo y selección del material para el eje del tornillo extrusor
3. Diseño del cilindro y camisa

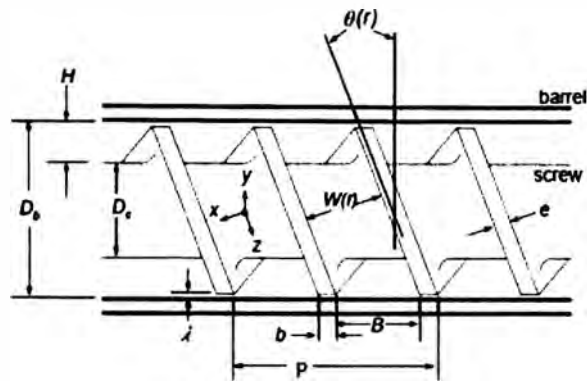
4. Diseño y cálculo de garganta y la tolva
5. Diseño y cálculo de los apisonadores
6. Diseño de los ejes para el apisonador
7. Diseño del reductor de velocidad
8. Diseño de los rodamientos
9. Calculo y selección de motor
10. Calculo y selección de transmisiones por fajas
11. Selección de los diámetros de paso de las poleas
12. Diseño del sistema de succión de aire

3.3.1 Calculo y diseño del tornillo extrusor (husillo)

1. Cálculo y diseño del tornillo extrusor (husillo). Según el autor (Balseca Balseca, 2013) en su tesis menciona que las hélices que se utilizan en los extrusores, cuentan con características propias, que permiten tener mayor o menor resistencia, mayor o menor capacidad de flujo; estas características son: la forma de las hélices, el ángulo de hélice, el diámetro, el paso, parámetros que influyen en las propiedades antes mencionadas. En este proyecto emplearemos las ecuaciones para tornillos de extrusión de (Budynas & Nisbett , 2008) y (Campbell & Spalding, 2013). La geometría de un extrusor de tornillo Figura (38) muestra las variables que se emplean en los cálculos para el flujo de extrusión. El proceso de extrusión total se compone de dos tipos de flujo: El flujo rotacional y el flujo de presión.

Figura 40

Geometría de diseño del tornillo



Nota: Se muestra los elementos para el diseño del tornillo extrusor. Fuente: (Campbell & Spalding, 2013)

Para la hélice se tienen:

$$\theta_b = \tan^{-1} \left(\frac{P}{\pi * D_b} \right) \dots \dots (1)$$

$$W_b = \frac{P}{p} * \cos(\theta_b) - e_b \dots \dots (2)$$

$$e_b = b_b * \cos(\theta_b) \dots \dots (3)$$

$$V_{bz} = \pi * N * D_b * \cos(\theta_b) \dots \dots (4)$$

Donde:

P = Paso del tornillo(m)

D_b = Diámetro del tornillo extrusor en la hélice

θ_b = Ángulo extremo de la hélice(grados)

p = número de aletas del tornillo extrusor

W_b = Ancho del canal en el diámetro del tornillo extrusor

V_{bz} = Componente Z de la velocidad del vuelo del tornillo extrusor($\frac{mm}{s}$)

El tornillo extrusor diseñado tendrá un diámetro de 0.25m por recomendación según Tabla 10 anexo C y será de tipo hélice de paso variable. Teniendo en cuenta este dato, se procede con los cálculos.

Aplicando la ecuación (1)

$$\theta_b = \tan^{-1} \left(\frac{0.25}{\pi * 0.25} \right) = 17.65$$

De la tabla 3. (anexo C) calculando el espesor de la hélice:

$$b_b = 0.08 * D_b = 0.08 * 0.25 = 0.02m$$

Aplicando la ecuación (3) para el cálculo del ancho de la hélice:

$$e_b = 0.02 * \cos(17.65^\circ) = 0.01905m$$

Aplicando la ecuación (2)

$$W_b = 0.25 * \cos(17.65^\circ) - 0.01905 = 0.2191m$$

Para la base de la hélice del tornillo extrusor se plantea lo siguiente:

$$\theta_c = \tan^{-1} \left(\frac{P}{\pi * D_c} \right) \dots \dots (5)$$

$$W_c = \frac{P}{p} * \cos(\theta_c) - e_c \dots \dots (6)$$

$$e_c = b_c * \cos(\theta_c) \dots \dots (7)$$

$$W = \frac{W_c + W_b}{2} \dots \dots (8)$$

$$V_{Cz} = \pi * N * D_c * \cos(\theta_c) \dots \dots (9)$$

Donde:

P = Paso del tornillo extrusor(m)

D_c = Diametro del tornillo extrusor en la base de la helice

θ_c = Angulo extremo de la helice(°) en la base de la helice

p = numero de aletas del tornillo extrusor

W_c = Ancho en el diametro de la base de la helice del tornillo extrusor

V_{bc} = Componente Z de la base de la helice del tornillo extrusor ($\frac{\text{mm}}{\text{s}}$)

El tornillo extrusor diseñado tendrá un diámetro en la base de la hélice de 0.10m.

Calculando el ángulo de la hélice en la base, el ancho, el espesor, el ancho del canal.

Aplicando la ecuación (5):

$$\theta_c = \tan^{-1}\left(\frac{0.25}{\pi * 0.1}\right) = 38.51^\circ$$

$$b_c = 0.11 * D_b = 0.11 * 0.25 = 0.0275\text{m}$$

Aplicando la ecuación (7):

$$e_c = 0.0275 * \cos(38.51^\circ) = 0.0215\text{m}$$

Aplicando la ecuación (6):

$$W_c = 0.25 * \cos(38.51^\circ) - 0.0215 = 0.1741\text{m}$$

Aplicando la ecuación (8):

$$W = \frac{0.1741\text{m} + 0.2191\text{m}}{2} = 0.1966\text{m}$$

Aplicando la ecuación (9):

$$V_{bz} = \pi * (25/60) * 0.250 * \cos(17.5) = 0.312\text{m/s}$$

$$Q_m = \frac{p * \rho_m * V_{bz} * W * H * f_d}{2} - \frac{p * \rho_m * H^3 * W * f_p}{12 * \eta} * \left[\frac{\partial P}{\partial z}\right] \dots \dots (10)$$

$$f_p = 1 - \frac{192 * H}{\pi^5 * W} \sum_{i=1,3,4,5}^{\infty} \frac{1}{i^5} * \tanh\left(\frac{i * \pi * W}{2 * H}\right) \dots \dots \dots (11)$$

$$f_d = \frac{16 * W}{\pi^3 * H} \sum_{i=1,3,4,5}^{\infty} \frac{1}{i^3} * \tanh\left(\frac{i * \pi * H}{2 * W}\right) \dots \dots \dots (12)$$

Donde:

Q_m = Caudal masico total

η = Viscosidad de corte promedio del fluido en el caudal MPa * s

$\frac{\partial P}{\partial z}$ = Gradiente de presión en la dirección z $\left(\frac{\text{MPa}}{\text{m}}\right)$

f_d = Factor de forma para flujo rotacional

f_p = Factor de forma para flujo por presión

ρ_m = Densidad del flujo (Kg/s)

H = Altura del ala del tornillo extrusor(mm)

Reemplazando valores en la ecuación (11):

$$f_p = 1 - \frac{192 * 0.075}{\pi^5 * 0.1966} \sum_{i=1,3,4,5}^{\infty} \frac{1}{i^5} * \tanh\left(\frac{i * \pi * 0.1966}{2 * 0.075}\right) = 0.7519$$

Reemplazando valores en la ecuación (12):

$$f_d = \frac{16 * 0.1966}{\pi^3 * 0.075} \sum_{i=1,3,4,5}^{\infty} \frac{1}{i^3} * \tanh\left(\frac{i * \pi * 0.075}{2 * 0.1966}\right) = 0.9673$$

La ecuación (10) comprende dos partes, la primera se le conoce como el caudal de masa rotacional y la segunda como caudal masico inducido por presión. Con la diferencia entre estos dos componentes de esta ecuación se obtiene el caudal masico total (Kg/s).

Para el cálculo de caudal masico total (Q_m) se tiene que tomar un flujo de volumen referencial, el presente trabajo se va diseñar una maquina extrusora de 10 toneladas por hora.

Se plantea la siguiente ecuación:

$$Q_m = \frac{Ma}{t} \dots \dots \dots (13)$$

Donde:

Q_m = Flujo masico

Ma = Masa de arcilla

t = Tiempo

Aplicando la ecuación (13):

$$Q_m = \frac{10000\text{Kg}}{1\text{h}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 2.777\text{Kg/s}$$

Relación L/D. (Anguita Delgado, 1977), menciona que la relación de L/D para plásticos debe ser menor a 30 y, cuando se extruyen plásticos fundidos debe ser aproximadamente 25, considerando que se va extruir un material que no va estar fundido, posee una densidad mayor y la oposición a ser extruido es mayor a la de los plásticos, por lo que es recomendable emplear una relación L/D pequeña. Para este proyecto se va usar una relación de: L/D=4.

Cálculo de longitud del husillo. La longitud del tornillo extrusor influye en el desempeño productivo de la máquina, al aumentar la longitud del tornillo extrusor también aumenta la capacidad de plastificación, la calidad de mezclado y la productividad. El diámetro del tornillo extrusor a emplear es de 0.25m, entonces la longitud del tornillo extrusor va a ser de L=1000mm. Cálculo de la holgura (δ) tolerancia, el espacio que hay entre cilindro y tonillo. Como la pasta tiene una naturaleza abrasiva se implementa sobre la superficie interna del cilindro la camisa.

$$\delta = 0.002 * D_b \dots \dots \dots (14)$$

Donde:

δ = Holgura

Aplicando la ecuación (14):

$$\delta = 0.002 * D_b = 0.02 * 0.25 = 0.005\text{m}$$

Según los cálculos realizados se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 3*Dimensionamiento del tornillo extrusor*

DIMENSIONAMIENTO DEL TORNILLO EXTRUSOR		
N°	DESCRIPCIÓN	DIMENSION
1	Diametro del tornillo extrusor	250mm
2	Profundidad del filerte	75mm
3	Espesor de la helice	19.05mm
4	Ancho de la hélice	20mm
5	Ancho del canal de la hélice	21.91mm
6	Diámetro del eje del tornillo extrusor	100mm
7	Espesor de la hélice en el eje	20.15mm
8	Ancho de la hélice en el eje	27.5mm
9	Ancho del canal de la hélice en el eje	17.41mm
10	Angulo del hélice	17.65°
11	Angulo de hélice en el eje	38.51°
12	Longitud del tornillo extrusor	950mm
13	Número de hélices	4
14	Holgura tornillo-cilindro	5mm

Nota: Datos obtenidos en los cálculos para el diseño del tornillo extrusor. Fuente: Adaptado por el autor.

2. Cálculo de la capacidad de diseño del tornillo extrusor. La capacidad de la extrusora se ha calculado tomando como referencia la cantidad de ladrillos a fabricar, sin embargo, no se ha tomado en cuenta la capacidad del paso del extrusor (CF1) (Tabla 4 del anexo C), El factor de capacidad de acuerdo al tipo de hélices (CF2) (Tabla 5 anexo C) y el factor de capacidad (CF3) (Tabla 6 del anexo C).

$$Q_{eq} = \frac{Q_m}{\rho_m} * CF1 * CF2 * CF3 \dots \dots \dots (15)$$

Donde:

CF1 = Factor de capacidad del paso extrusor

CF2 = Factor de capacidad de acuerdo al tipo de hélices

CF3 = Factor de capacidad en caso que se utilice un extrusor de paletas

ρ_m = Densidad de la arcilla

Aplicando la ecuación (15):

Como el tipo de paso a seleccionar es estándar CF1=1, las hélices tendrán un CF2=3.75 ya que son de corte de vuelo, CF3=1.tendremos el siguiente resultado:

$$Q_{eq} = \frac{2.777}{1760} * 1 * 1 * 1 = 0.00157 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_{eq} = 0.00157 \frac{m^3}{s} * \frac{(3.281ft)^3}{m^3} * \frac{3600s}{h} = 186.85 \frac{ft^3}{h}$$

Cálculo de velocidad del tornillo extrusor. Para hacer el cálculo de la velocidad en rpm del extrusor, se seleccionarán los tornillos de tipo 30% B(Tabla 7 del anexo C), ya que se requieren bajas velocidades y elevado torque. El diámetro del extrusor va a ser de 9.84".

$$7.60 \frac{ft^3}{h} \text{ ---> } 1 \text{ rpm}$$

$$186 \frac{ft^3}{h} \text{ ---> } 25 \text{ rpm}$$

3. Cálculo de la velocidad periférica del tornillo(V)

$$V = \pi * D_{in} * N \dots \dots \dots (16)$$

Donde

V = Velocidad del tornillo

D_{in} = diametro interno del cilindro o camisa

N = Velocidad angular del tornillo rpm

Aplicando la ecuación (16):

$$V = \pi * (0.25 + 2 * 0.005)m * 25rpm * \left(\frac{1}{60s}\right) = 0.341 \frac{m}{s}$$

4. Cálculo de la razón de corte. La pasta en el tornillo extrusor tiene un comportamiento de un fluido no newtoniano, por tanto, se debe usar unas correcciones en los cálculos, para la cual se plantea la siguiente ecuación según (Balseca Balseca, 2013):

$$Y_{ap} = \frac{\pi * N * D_b}{Ht} \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

Y_{ap} = Razon de corte (s^{-1})

Ht = Altura del hilo del tornillo (m)

N = Velocidad rotacional del tornillo extrusor (rpm)

Aplicando la ecuación (17):

$$Y_{ap} = \frac{\pi * (25rpm) * 0.25m}{0.075} = 261.8 \left(\frac{1}{s}\right)$$

Cálculo de la viscosidad aparente

$$u_{app} = m * Y_{ap}^{n-1} \dots \dots \dots (18)$$

u_{app} = Viscocidad aparente (Pa * s)

m = indice de consistencia de flujo.

n = indice de flujo del comportamiento del flujo

Y_{ap} = Razon de corte

Como se observa en esta ecuación hay factores que se tienen que asignar de acuerdo al tipo de flujo a extruir, denominados índices de flujo n (Tabla 8 del anexo C) y m (Tabla 8 del anexo C). Aplicando la ecuación (18):

$$u_{app} = m * Y_{ap}^{n-1}$$

$$u_{app} = 1580 * (261.8)^{0.37-1} = 47.4Pa * s$$

5. Cálculo del esfuerzo cortante (τ)

$$\tau = u_{app} * Y_{ap} \dots \dots (19)$$

Aplicando ecuación (19):

$$\tau = 47.4 * 261.8 = 12.41 \text{KPa}$$

6. Cálculo de presión en longitud efectiva del tornillo. La presión de extrusión se determina considerando la longitud de la camisa o cilindro y el diámetro de la parte interna del cilindro.

$$\Delta P = \frac{2 * L * \tau}{r_{ic}} \dots \dots (20)$$

Donde:

ΔP = Presion de extrusion KPa

L = longitud de la camisa

r_{ic} = radio interno de la camisa

Aplicando ecuación (20):

$$\Delta P = \frac{2 * 0.95 \text{ m} * 12410 \text{ Pa}}{0.13} = 181.4 \text{ KPa}.$$

Otra forma de calcular la gradiente de presión del tornillo extrusor, es considerando el análisis del flujo volumétrico. La trayectoria del flujo dentro del canal es una combinación de cuatro tipos de flujo. El primero es el flujo de avance o flujo de fricción producido por la componente V de la velocidad circunferencial, a lo largo del canal del tornillo extrusor y está dirigido perpendicularmente al eje del cilindro y del tornillo. El segundo tipo de flujo se desplaza hacia atrás, llamado también flujo de presión y se produce debido a la resistencia a la descarga libre o abierta como es el caso cuando se instala el cabezal de extrusión. El tercer tipo de flujo es el flujo transversal que es originado por el componente T que es la que provoca los remolinos dentro del canal. El cuarto y último, es el flujo de filtración y tiene lugar entre el cilindro y la parte superior de los filetes del tornillo y está dirigido a lo largo del eje del mismo y hacia atrás.

En tornillos bien diseñados, el flujo de filtración es despreciable y la velocidad del fluido en cada punto depende de la profundidad y de la posición lateral del punto. Si no se toma en cuenta el mezclado y la transferencia de calor en el extrusor, se puede despreciar el flujo transversal.

El flujo de fricción es independiente de la presión y la viscosidad del fluido, pero depende de las dimensiones del tornillo en el extremo de descarga y de la velocidad del mismo; el flujo de contrapresión depende de las dimensiones del tornillo de la viscosidad y de la presión. Para el cálculo del flujo volumétrico se plantea la siguiente ecuación (10).

Aplicando la aplicación (10):

$$2.22 = \frac{4 * 1760 * 0.312 * 0.1966 * 0.075 * 0.9673}{2} - \frac{4 * 1760 * 0.075^3 * 0.1966 * 0.7519}{12 * 624.557} * \left[\frac{\Delta P}{0.95} \right]$$

$$\Delta P = 218.02486 \text{KPa}$$

La ecuación (10) este compuesta de dos partes, la primera se le conoce como el caudal de masa rotacional y, la segunda como caudal masico inducido por presión. La diferencia entre estos dos componentes de esta ecuación, se obtiene el caudal masico total (Kg/s). De las dos formas la gradiente de presión se escoge el mayor para los cálculos posteriores.

7. Cálculo de la potencia total. En el diseño de una extrusora, la zona de dosificación es la que marca las pautas de diseño. Para la facilidad de compresión y para facilidad de los cálculos, se va a suponer que el cilindro es el que gira y el tornillo es el que permanece inmóvil, en ese caso, a lo largo del tornillo se desplazará la pasta que tiende a girar con el cilindro y no el que se adhiere al tornillo.

La potencia de la zona de dosificación es la adición de la potencia disipada como calor o energía de cizalla en el canal del tornillo, más la potencia consumida como energía de flujo y

aumento de la presión, más la potencia disipada como energía de cizalla en la holgura entre el borde de la hélice y la superficie de la camisa.

8. Cálculo de la Potencia disipada como calor en el canal del tornillo.

$$P_{ds} = \frac{\pi^3 * D^3 * N^2 * u_{app}}{h} * \left(1 - \frac{n * e}{t}\right) * ((1 + 3 * a^2) * \cos(\theta)^2 + 4 * \text{sen}(\theta)) \dots \dots \dots (21)$$

Donde:

P_{ds} = Potencia disipada como calor

D = Diametro del tornillo

N = Revolucion del tornillo

h = profundidad del canal del tornillo extrusor

a = Relacion entre los flujos de friccion y de presion cuyo valor es 0.65(referencial)

θ = angulo de helice

P = paso del tornillo

Aplicando ecuación (21):

$$P_{ds} = \frac{\pi^3 * 0.25^3 * \left(\frac{25}{60}\right)^2 * 625}{0.075} * \left(1 - \frac{4 * 0.01905}{0.25}\right) * ((1 + 3 * 0.65^2) * \cos(17.85)^2 + 4 * \text{sen}(17.85)) = 1.61Kw$$

Cálculo de la Potencia consumida como energía de flujo y aumento de presión

(Pdp). Es la potencia requerida para aumentar la presión material al pasar a través del cabezal de extrusión.

$$P_{dp} = q * \Delta P \dots \dots \dots (22)$$

Donde:

q = Flujo volumetrico de la maquina extrusora

ΔP = Gradiente de presión en el proceso

Aplicando ecuación (22):

$$P_{dp} = 0.001262 * 218.4 = 0.276Kw$$

Cálculo de Potencia disipada como energía de cizalla. En la holgura entre los bordes del filete y la superficie del cilindro.

$$P_{dl} = \frac{n * \pi^2 * D^2 * N^2 * \mu L * e * Ls}{\delta * \tan(\theta)} \dots \dots \dots (23)$$

δ = Es el huelgo radial = 5mm

μL = Es la viscosidad del material en el huelgo es decir la viscosidad a máxima temperatura por estar próximo al cilindro y a los elementos o dispositivos que producen calor, en el presente proyecto el calor es despreiable

Aplicando la ecuación (23):

$$P_{dl} = \frac{4 * \pi^2 * 0.25^2 * \left(\frac{25}{60}\right)^2 * 1 * 19.05 * 10^{-3} * 0.95}{5 * 10^{-3} * \tan(17.65)} = 4.81Kw$$

Planteando la ecuación potencia total mecánico:

$$P_{mec} = P_{dl} + P_{dp} + P_{ds} \dots \dots \dots (24)$$

Donde:

P_{mec} = Potencia total mecanica

Aplicando la ecuación (24):

$$P_{mec} = 1.610Kw + 0.276Kw + 4.81Kw = 6.7 Kw$$

Cálculo de la potencia total

$$P_t = \frac{(P_{mec}) * Fo}{nte} \dots \dots \dots (25)$$

Donde:

P_t = Potencia total (Kw)

F_o = Factor de sobrecarga

n_{te} = eficiencia mecanica

El factor de sobrecarga se calcula de la siguiente manera:

$$F_o = \log(P_t) * (-0.6115) + 2.024 \dots \dots (26)$$

Donde:

F_o = Factor de seguridad

Aplicando la ecuación (26):

$$F_o = \log(6700/746) * (-0.6115) + 2.024 = 1.5$$

Para el cálculo de la eficiencia se adaptó una formula planteado en el libro de "Diseño de elementos de máquinas I" del autor (Alva Davila, DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS I, 2009):

$$n_{te} = \frac{D_p * \tan(\theta_b)}{D_p * \left(\frac{\tan(\theta_b) + f}{1 - f * \tan(\theta_b)} \right) - d_c * f_c} \dots \dots (26.1)$$

Donde:

n_{te} = Eficiencia del tornillo extrusor

D_p = Diametro del tornillo

d_c = Diametro medio del collar

f_c = coeficiente de friccion entre el collar y el soporte

f = Coeficiente de friccion arcilla – acero(se considera 0.2 en Tabla 11 anexo C)

Considerando que no hay apoyo sobre un soporte del collar, se Aplicando la formula (26.1):

$$\eta = \frac{0.175 * \tan(17.65)}{0.175 * \left(\frac{\tan(17.65) + 0.20}{1 - 0.20 * \tan(17.65)} \right) + 0.25 * 0.20} = 0.38$$

Para el cálculo de la potencia total se va considerar un $F_o=1.5$ y una eficiencia respecto a la disposición del motorreductor y el eje del tornillo extrusor de 0.85 (tabla 9 anexo C) y una eficiencia del tornillo extrusor de 0.38. Se tiene que considerar que hay una eficiencia. Aplicando la ecuación (25) en ecuación (26):

$$P_t = \frac{(6.787) * 1.5}{0.38} = 26.8 \text{kw}$$

9. Cálculo de torque(T)

$$T = \frac{9549.29 * P_t}{N} \dots \dots \dots (27)$$

Donde:

T = Torque extrusor

N = Velocidad del tornillo extrusor

P_t = Potencia mecanica total

Aplicando la ecuación (27):

$$T = \frac{9549.29 * 26.8 \text{kw}}{25} = 10236.838 \text{ N * m}$$

10. Cálculo de la velocidad primitiva

$$V = \frac{\pi * D * n}{60000} \dots \dots \dots (28)$$

Donde:

D = Diametro de las helices

n = revolucion del tornillo extrusor

V = Velocidad primitiva

Aplicando la ecuación (28):

$$V = \frac{\pi * 9.843 * 25}{12} = 74.71 \text{pie/min}$$

11. Cálculo de la fuerza para hacer girar a ese rpm

$$P_t = \frac{W^t * V}{60000} \dots \dots \dots (29)$$

Donde:

W^t = carga para causar la rotación del tornillo extrusor

Aplicando la ecuación (29):

$$36\text{HP} = \frac{W^t * 74.71}{33000}$$

$$W^t = 15868.328\text{lbf} = 70.6\text{KN}$$

Cálculo de la fuerza axial, se adaptó la fórmula planteado por el autor (Alva Davila, Diseño de elementos de maquinas II, 2009)

$$W^T = \frac{W^{\text{axial}} * (f * \text{sen}(\theta_b) - \text{cos}(\theta_b))}{f * \text{cos}(\theta_b) - \text{sen}(\theta_b)} \dots \dots \dots (30)$$

Donde:

f = Coeficiente de fricción ($f = 0.2$ Tabla 11 anexo C)

Aplicando la ecuación (30):

$$W^{\text{axial}} = \frac{15868.328 * (0.20 * \text{sen}(17.65) - \text{cos}(17.65))}{0.20 * \text{cos}(17.65) + \text{sen}(17.65)} = 28674.5\text{Lbf}$$

$$W^{\text{axial}} = 127.5\text{KN}$$

3.3.2 Cálculo y selección del material para el eje tornillo sin fin

1 Cálculo de masa de material

$$m = V_m * \rho_m \dots \dots \dots (31)$$

Donde:

m = Masa del material (Kg)

V_m = Volumen del material (m^3)

ρ_m = densidad de la arcilla(1760Kg/m³)

Aplicando el volumen de la arcilla en el cilindro:

$$V_m = 0.95 * \left((0.25^2 - 0.1^2) * \frac{\pi}{4} \right) = 0.0391 \text{ m}^3$$

Calculando la ecuación (31):

$$m = 0.0391 \text{ m}^3 * \frac{1760 \text{ Kg}}{\text{m}^3} = 68.942 \text{ Kg}$$

2 Cálculo de la presión de la arcilla sobre el eje

$$P = \frac{W_m}{A_2} \dots \dots (32)$$

Donde:

P = Presion del concreto sobre el eje

W_m = Peso del material (N)

D_c = Diametro minimo del tornillo extrusor

A_2 = Area interna de la carvasa de la zona del tornillo(m^2)

$$A_2 = (2 * H + W_c) * \frac{p * \pi * D_c}{\text{Cos}(\theta_c)} \dots \dots \dots (33)$$

Aplicando la ecuación (33):

$$P = \frac{68.942 * 9.81}{(2 * 0.075 + 0.01741) * \frac{4 * \pi * 0.1}{\text{Cos}(38.51^\circ)}} = 2214.577 \text{ N/m}^2$$

3 Cálculo de Fuerza de la arcilla sobre el eje

$$F = P * A3 \dots \dots (34)$$

Donde:

F = Fuerza de la arcilla sobre el eje (N)

A3 = Area proyectada del eje

$$A3 = (Wc) * \frac{p * \pi * D_c}{\text{Cos}(\theta_c)} \dots \dots (35)$$

Aplicando la ecuación (33) y (35) en la ecuación (34):

$$F = \left(2214.57 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) * (0.01741) * \frac{4 * \pi * 0.1}{\text{Cos}(38.51^\circ)} = 70.335 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza distribuida sobre el eje

$$F_o = \frac{F}{L_o} \dots \dots (36)$$

Donde:

L_o = Longitud del tornillo

F_o = Fuerza distribuida

Aplicando la ecuación (36):

$$F_o = \frac{70.335 \text{ N}}{0.95 \text{ m}} = 74.036 \text{ N/m}$$

4 Cálculo del peso del eje

$$V_e = \pi * (D_c/2)^2 * L_o \dots \dots (37)$$

$$W_{eje} = \rho_{\text{metal}} * V_e * g \dots \dots (38)$$

Donde:

V_e = Volumen del eje

W_{eje} = peso del eje

ρ_{metal} = Densidad del material

Aplicando la ecuación (37):

$$V_e = \pi * \left(\frac{0.1}{2}\right)^2 * 0.95 = 0.00746m^3$$

Para hacer el cálculo del peso del eje se va seleccionar un material y en la ficha técnica esta la densidad del material como dato. El acero que se va usar es el AISI 1035 con $S_{ut}=516\text{MPa}$; $S_y=450\text{MPa}$ (tabla 5 anexo D). Aplicando la ecuación (38):

$$W_{\text{eje}} = 7800 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * 0.00746m^3 * 9.81 = 570.922N$$

5 Cálculo de la carga distribuida del eje debido al peso del eje (F_1)

Aplicando la ecuación (36):

$$F_1 = \frac{570.922N}{0.95m} = 600 \frac{N}{m}$$

6 Cálculo de la fuerza distribuida total (F_t)

$$F_t = F_o + F_1 \dots \dots \dots (39)$$

Aplicando la ecuación (39):

$$F_t = 74.036 \left(\frac{N}{m}\right) + 600 \left(\frac{N}{m}\right) = 675 N/m$$

7 Análisis estático por flexión y torsión. Para hacer el cálculo se va considerar al eje como una barra simple apoyada y soportando una carga distribuida F_t que corresponde al peso del flujo masico de la pasta dentro del cilindro y el peso del eje.

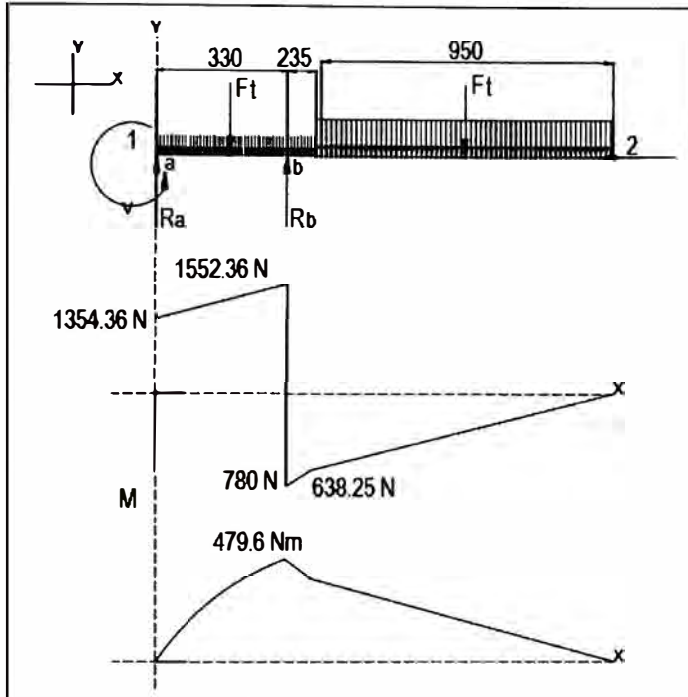
$$\sum M_a = 0 \quad 0.325 * R_b - 336 * 0.28 - 641.25 * 1.035 = 0$$

$$R_b = 2331.61N$$

$$\sum F_Y = 2331.61 - 336 - 641.25 = 0 \quad R_a = 1354.36N$$

Figura 41

Diagrama fuerza cortante y momento flector



*Nota: Diagrama de fuerza cortante y el momento flector, este diagrama se obtiene de los cálculos realizados.
Fuente: El mismo autor.*

Debido a la viga flexión y torsión

$$\sigma_x = \frac{32 * M * Dec}{\pi * (Dec^4)} \dots \dots \dots (40)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * (Dec^3)} \dots \dots \dots (41)$$

Donde:

$$\sigma_x = \text{Tension de flexion} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Dec = Diametro del eje del tornillo

$$\tau_{xy} = \text{Tension de torsion} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right)$$

M = Momento flector(kg * cm)

T = Momento torsor(kg * cm)

Aplicando la ecuación (40) y la ecuación (41):

$$\sigma_x = \frac{32 * 479.6}{\pi * (0.08^3)} = 9.541 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 10236.84 \text{ Nm}}{\pi * (0.07^3)} = 101.83 \text{ MPa}$$

Cálculo de τ_d

$$\tau_d = 0.3 * S_{yt} \text{ o } \tau_d = 0.18 * S_{ut} \dots \dots \dots (42)$$

Donde:

τ_d = Tension de corte permisible

S_{ut} = Esfuerzo ultimo a la tension

S_{yt} = Resistencia a la fluencia

El S_{ut} y S_{yt} se obtienen en la tabla 5 anexo D

Procediendo con el cálculo:

$$\tau_d = 0.18 * 516 \text{ MPa} = 92.88 \text{ MPa}$$

Solución estática

$$FD = \frac{S_{yt}}{\sigma_{eq}} \dots \dots \dots (43)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2} \dots \dots \dots (44)$$

Donde:

FD = Factor de diseño

σ_{eq} = Esfuerzo equivalente

Aplicando ecuación (44):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{9.541^2 + 3 * 101.83^2} = 176.6 \text{ MPa}$$

Aplicando ecuación (43)

$$FD = \frac{450 \text{ MPa}}{176.6 \text{ MPa}} = 2.55 \text{ OK}$$

El factor de seguridad obtenido es alto por lo tanto el material seleccionado es el adecuado para fabricar el eje.

Diseño por fatiga

$$FD = \frac{S_e}{\sigma_{eq}} \dots \dots (45)$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S''_e \dots \dots (46)$$

Como $S_{ut} \leq 14000 \text{ kg/cm}^2$

$$S''_e = 0.5 * S_{ut} \dots \dots (47)$$

Donde:

S_e = Limite de resistencia a fatiga del elemento

S''_e = Limite de la muestra a fatiga de viga rotatoria

K_a = Coeficiente superficial

K_b = Coeficiente de tamaño

K_c = Coeficiente de confianza

K_d = Coeficiente de temperatura

K_e = Coeficiente de modificativo por concentracion de tensiones

K_f = Coeficientes de efectos diversos

Aplicando la ecuación (47):

$$S''_e = 0.5 * 516 \text{ MPa} = 258 \text{ MPa}$$

Procedemos con el cálculo de todos los coeficientes, el coeficiente superficial según la tabla 1 anexo D, considerando el acabado que se le dará a la pieza el $K_a=0.9$. Para el cálculo de coeficiente de tamaño se considera $K_b=0.85$ por recomendación del autor (Shigley, 1965); para la determinación del coeficiente de confianza se toma como dato la relación de supervivencia de 90 y en tabla 2 en anexo D el factor multiplicador de la desviación $D=1.3$, aplicando la fórmula:

$$K_c = 1 - 0.08 * D \dots \dots (48)$$

Donde:

K_c = Coeficiente de confianza

D = Factor multiplicador de la desviación

Aplicando la ecuación (48):

$$K_c = 1 - 0.08 * 1.3 = 0.896$$

Para determinar el coeficiente de temperatura K_d se debe considerar que la máquina diseñada no estará sometida a altas temperaturas por tanto $K_d=1$.

Para el cálculo de K_f se tiene que hacer los cálculos con las probetas; donde el radio de entalladura es 0.15; la relación $D/d=1.5$ buscando en la tabla 3 anexo D, se obtiene que $q=0.8$ en la tabla 4 anexo D; y se procede hacer los cálculos correspondientes:

$$K_e = \frac{1}{K_f} \dots \dots \dots (49)$$

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \dots \dots \dots (50)$$

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \dots \dots (51)$$

Aplicando la ecuación (51):

$$K_f = 1 + 0.8 * (1.2 - 1) = 1.16$$

Aplicando la ecuación (49):

$$K_e = \frac{1}{1.16} = 0.862$$

Para fines de cálculo $K_f=1$. Aplicando la ecuación (46):

$$S_e = 0.9 * 0.85 * 0.896 * 1 * 0.862 * 1 * 258 = 152.44 \text{MPa}$$

Aplicando la ecuación (45):

$$FD = \frac{152.44\text{MPa}}{176.6\text{MPa}} = 0.87 \text{ --- NO}$$

Los cálculos demostraron que el diseño por fatiga el material falla, para esto se probará el VLC con $S_{ut}=814$. Haciendo los cálculos:

$$S_e = 0.9 * 0.85 * 0.896 * 1 * 0.862 * 1 * 407 = 240.5\text{MPa}$$

Aplicando la ecuación (45):

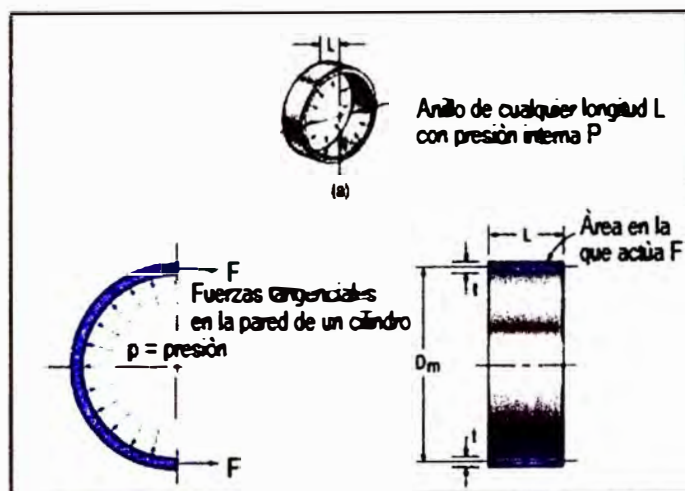
$$FD = \frac{240.5\text{MPa}}{176.6\text{MPa}} = 1.4 \text{ --- ok}$$

Se trabajará con el material AISI 4140 más conocido como Bohler VCL.

3.3.3 Diseño de la camisa

Figura 42

Diseño de la camisa



Nota: Se muestra el diseño de la camisa y como se distribuye la presión de en sus paredes. Fuente: (Bellido Mamani, 2016)

1. Cálculo del radio interior

$$r_{ic} = \frac{D_c}{2} + \delta \dots \dots \dots (52)$$

Donde:

r_{ic} = Radio interno de la camisa

Aplicando la ecuación (52):

$$r_{ic} = \frac{0.25}{2} + 0.003 = 0.128\text{m}$$

2. Cálculo del radio exterior

$$r_{ec} = r_{ic} + tc \dots \dots \dots (53)$$

Donde:

r_{ec} = Radio externo del camisa

tc = *espesor del camisa*

Si bien para el diseño del cilindro se tiene que considerar que estará sometido a una gran presión, se selecciona una camisa de pared delgada, para $tc=4\text{mm}$. Aplicando la ecuación (53).

$$r_{ec} = 0.128 + 0.004 = 0.132\text{m}$$

3. Cálculo del tipo de pared de la camisa

$$tc \leq \frac{1}{10} r_{ec} \quad \text{Camisa de pared delgada}$$

$$tc \geq \frac{1}{10} r_{ec} \quad \text{Camisa de pared gruesa}$$

Calculando:

$$0.004 = tc \leq \frac{1}{10} * 0.132\text{m} = 0.0132 (\text{Camisa de pared delgada})$$

4. Cálculo de esfuerzos. Para el cálculo de los esfuerzos la que será sometido la camisa, se asume que la presión de extrusión es la presión interna a la que será sometido la camisa. Se desarrollan esfuerzos radiales, esfuerzos longitudinales y esfuerzos tangenciales debido a que la camisa estará sometido a altas presiones que se producirán en el área interno de la camisa. Se tiene que considerar en la selección del material la abrasión de la camisa.

Cálculo del esfuerzo tangencial (σ_t)

$$\sigma_t = \frac{dic * Pi}{2 * tc} \dots \dots \dots (54)$$

Donde:

Pi = Presion interna de la camisa

Aplicando la ecuación (54):

$$\sigma_t = \frac{0.256 * 218.0249KPa}{2 * 0.004} = 6.976MPa$$

Cálculo del esfuerzo longitudinal (σ_l)

$$\sigma_l = \frac{Pi * dic}{4 * tc} \dots \dots \dots (55)$$

Aplicando la ecuación (55):

$$\sigma_l = \frac{218.0249 * 0.256}{4 * 0.004} = 3.5MPa$$

Cálculo del esfuerzo radial (σ_r)

$$\sigma_r = \frac{ric^2 * Pi}{rec^2 - ric^2} \left(1 - \frac{rec^2}{ric^2} \right) \dots \dots \dots (56)$$

Aplicando la ecuación (56):

$$\sigma_r = \frac{0.128^2 * 218.0249KPa}{0.132^2 - 0.128^2} \left(1 - \frac{0.132^2}{0.128^2} \right) = -0.218MPa$$

Cálculo del factor de seguridad en la sección crítica del dado:

$$\sigma'' = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_l^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t * \sigma_r - \sigma_l * \sigma_r - \sigma_t * \sigma_l} \dots \dots \dots (57)$$

Donde:

σ'' = Esfuerzo equivalente en la sección crítica del dado [MPas]

Aplicando la ecuación (57):

$$\sigma'' = \sqrt{6.97^2 + 3.5^2 + 0.218^2 - 6.97 * 3.5 - (-6.97 * 0.218) - (-3.5 * 0.218)}$$

$$\sigma'' = 6.23 \text{ MPa}$$

Calculando el factor de seguridad, pero antes se tiene que seleccionar un acero, se usará el acero ASTM A36 ($S_{yt}=240\text{MPa}$ y $S_{ut}=400\text{MPa}$ en la Tabla 9 anexo H).

$$F_{Sc} = \frac{240}{6.23} = 38.53 \text{ --- OK}$$

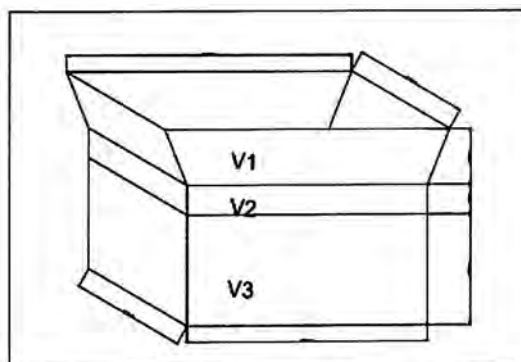
El acero seleccionado es el adecuado. Para el cálculo de la camisa se procede de la misma forma, el material seleccionado para el cilindro será el ASTM A36 ya que solo soportará presión.

3.3.4 Diseño y cálculo de garganta y la tolva

1. Cálculo del volumen de la tolva y la garganta

Figura 43

Tolva de la máquina extrusora



Nota: Estructura del área de alimentación de la máquina extrusora. Fuente: El mismo autor.

$$V_1 = \frac{h_1}{3} (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 * A_2}) \dots \dots \dots (58)$$

$$A_2 = a * b \dots \dots \dots (59)$$

$$A_1 = a * b \dots \dots \dots (60)$$

$$V_2 = h_2 * a * b \dots \dots \dots (61)$$

$$V_3 = h_3 * a * b \dots \dots \dots (62)$$

$$V_{al} = V_1 + V_2 + V_3 \dots \dots \dots (63)$$

Donde:

h1 = altura del cono truncado

h2 = altura de la boca en la seccion menor

h3 = altura de la boca de la tolva hasta los apisonadores

V1 = Volumen del cono truncado

V2 = Volumen de la boca en la seccion menor

V3 = Volumen de la boca de la tolva hasta los apisonadores

A1 = Area de la seccion menor de la tolva

A2 = Area de seccion mayor de la tolva.

Val = Volumen de alimentacion

Aplicando la ecuación (60):

$$A_1 = 0.44 * 0.42 = 0.1848m^2$$

Aplicando la ecuación (59):

$$A_2 = 0.48 * 0.46 = 0.2208m^2$$

Aplicando la ecuación (58):

$$V_1 = \frac{0.12}{3} (0.1848 + 0.2208 + \sqrt{0.1848 * 0.2208}) = 0.009176m^3$$

Aplicando la ecuación (61):

$$V2 = 0.44 * 0.42 * 0.05 = 0.00924\text{m}^3$$

Aplicando la ecuación (62):

$$V3 = 0.30 * 0.44 * 0.42 = 0.05544 \text{ m}^3$$

Aplicando la ecuación (58), (61) y (62) en (63):

$$\text{Val} = 0.00917 + 0.00924 + 0.05544 = 0.07385\text{m}^3$$

2. Cálculo de la masa alimentación

$$\text{Mal} = \text{Val} * \rho_m \dots \dots \dots (64)$$

Donde

Mal = Masa de alimentación

Aplicando la ecuación (64):

$$\text{Mal} = 0.07385\text{m}^3 * 1760 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 129.976\text{kg}$$

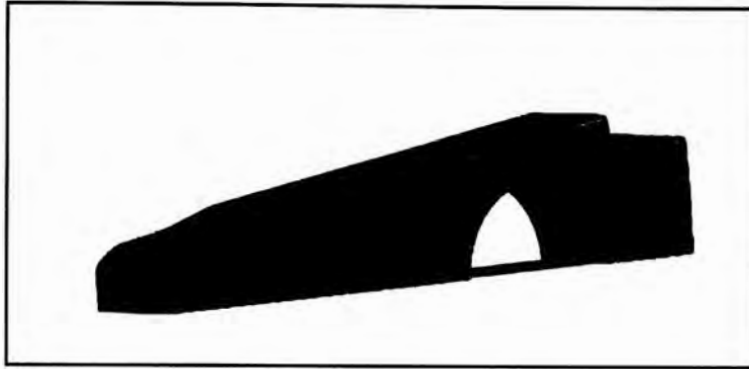
3.3.5 Diseño y cálculo de los apisonadores

Se hace un análisis partiendo de la cantidad de masa que se va a apisonar, de la cantidad de fuerza y la velocidad rotacional. El diseño debe considerar la cantidad de masa que se va a apisonar en una hora.

Por experiencia en la planta se recomienda que el eje apisonador tenga el doble de velocidad del tornillo extrusor, en este caso será 55rpm. Para saber cuántas llenadas por revolución se plantea el siguiente cálculo.

$$\frac{6000\text{Kg}/60\text{min}}{55\text{rev}/\text{min}} = 1.65\text{Kg}/\text{rev}$$

Por cada vuelta que da el eje tiene que apisonar 1.65kg, se entiende que entre menos paletas más será el esfuerzo a la que será sometido, entonces como son dos ejes, se usara 3 paletas por eje. Cada paleta tiene un área de 1.803m^2 .

Figura 44*Diseño de la paleta*

Nota: Se muestra una pieza de la paleta. Tiene como función empujar la pasta hacia el tornillo extrusor. Fuente: El mismo autor.

1. Cálculo de la fuerza de alimentación (F_{al})

$$F_{al} = 129.976 * 9.81 = 1275.654N$$

La longitud del eje es de 758mm, la carga distribuida se reparte en 430mm del eje, entonces procedemos a calcular la carga distribuida.

2. Cálculo de la carga distribuida

$$F_{al1} = \frac{F_{al}}{L_{al1}} \dots \dots \dots (65)$$

Donde:

$$F_{al1} = \text{Carga distribuida} \left(\frac{N}{m} \right)$$

F_{al} = fuerza de alimentacion N

L_{al1} = Longitud del eje de carga distribuida

Aplicando la ecuación (65):

$$F_{al1} = \frac{1275.654}{0.43 * 2} = 1483.32 \text{N/m}$$

3. Fuerza que cada paleta debe aplicar para apisonar la arcilla:

$$F = 239.6 * \frac{9.81}{6} = 392 \text{N}$$

4. Cálculo de la carga distribuida de las paletas. Para hacer el cálculo correspondiente se tomará como referencia el acero ASI 1020, Las propiedades se pueden observar en la tabla 7 anexo D, acero en frio cuyo límite de Fluencia es 295MPa y Resistencia de tracción de 395MPa, por último, la densidad de este material es de 7860kg/cm³. Cálculo del peso de la aleta considerando que el material con la que se va a diseñar es AISI C1020.

$$F_{aleta} = 2 * \left(0.0304 * 0.07 * 0.16 + \frac{\pi * 0.045^2 * 0.034}{2} \right) * 7860 * 9.81 = 69.1845 \text{N}$$

Cálculo de la carga distribuida debido al peso de la aleta:

$$F_{aleta,dis} = \frac{69.1845 \text{N}}{0.06 \text{m}} = 1153.075 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Torque necesario. Se considera que el torque necesario es el que se produce al chocar las paletas con la arcilla, y que se tiene 3 fuerzas que actúan en un brazo igual al centro de gravedad de la paleta.

$$T = F_{aps} * z * k \dots \dots \dots (66)$$

Donde:

T = Torque en cada eje

Faps = Fuerza en cada apisonador

z = Distancia entre el eje y el centro de gravedad de apisonador

k = Numero de apisonador

Aplicandó la ecuación (66):

$$(392\text{N}) * 0.053\text{m} * 3 = 62.29\text{N} * \text{m}$$

5. Cálculo de la carga distribuida del eje debido al peso del eje ($F_{\text{eje,al}}$)

$$F_{\text{eje,dis}} = \frac{129.86\text{N}}{0.754\text{m}} = 172.23 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$F_{\text{eje}} = \left(\frac{\pi * 0.056^2 * 0.43}{4} + \frac{\pi * 0.050^2 * 0.325}{4} \right) * 7800 * 9.81 = 129.86\text{N}$$

3.3.6 *Diseño de los ejes para el apisonador*

Está formado por dos ejes paralelos, los cuales son los responsables del movimiento rotatorio de los apisonadores; los ejes estarán conectados a engranajes, en la que uno de los engranajes será el conductor, haciendo que los ejes giren en sentidos opuestos. Para hacer el análisis se tiene que considerar que cada eje tendrá tres apisonadores, dos rodamientos y un engranaje. Se va dimensionar tan solo un eje, puesto que actúan fuerzas (3 apisonador, el engranaje que hace girar al otro engranaje que hace girar al otro eje).

Para el diseño de los ejes se considera que el acero será de AISI 1035, con una dureza BHN de 149, tiempo de vida 90%. Para hacer los cálculos se van hacer algunas consideraciones que se ha observado en el campo. Las paletas someten al eje a una carga radial de flexión y un momento torsión mínima, mientras que el engranaje siendo un engranaje de dientes rectos somete a una carga radial al eje.

1. Cálculo de la potencia para mover el eje-apisonador

$$P_f = \frac{\text{Lejap} * \text{Nejap} * F_d * C_o}{100000} \dots \dots \dots (67)$$

Donde:

Lejap = Longitud del tornillo(pies)

Nejap = Velocidad del eje de los apisonadores 49rpm

Fd = Factor segun el diametro del tornillo

Co = Factor de rozamiento

El Fd=37(tabla 2 anexo C) y el factor Co=4.0 (tabla 1 anexo C) aplicando la ecuación (67):

$$P_f = \frac{(0.95 * 3.28\text{pies}) * 49\text{rpm} * 37 * 4.0}{100000} = 0.226\text{Hp}$$

Cálculo de la potencia para apisonar el material

$$P_m = \frac{C_{eq} * L * \rho_m * F_f * F_m * F_p}{100000} \dots \dots \dots (68)$$

Donde:

Pm = Potencia para mover el material

Ff = Factor debido al porcentaje de carga = 1

Fm = Factor del material = 1

Fp = Factor del numero de helice por paso=1

Aplicando la ecuación (68):

$$C_{eq} = 1.41 * 1 * 1 * 1.741 * 3.28^3 = 61.4804 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}}$$

$$P_m = \frac{61.48 \text{ ft}^3/\text{h} * 1\text{m} * 1760 * 2.2046 \text{ lbf}/3.281 \text{ ft}^3 * 1 * 1 * 1}{100000} = 0.727 \text{ Hp}$$

Cálculo del factor de sobrecarga

Aplicando la ecuación (26):

$$F_o = \log(0.960) * (-0.6115) + 2.024 = 2.034$$

Para el cálculo de la potencia total se va considerar un $F_o=2$ y una eficiencia mecánica referencial de 0.8 aproximadamente. Aplicando la ecuación (25):

$$P_t = \frac{(0.768) * 2}{0.8} = 1.92 \text{ kw}$$

Cálculo de torque(T)

Aplicando la ecuación (27):

$$T = \frac{9549.29 * 1.92}{49} = 374.127 \text{ Nm}$$

Se calculó la cantidad de torque de dos formas

Aplicando la ecuación (29):

$$1.43 = \frac{W^t * 126.26}{33000}$$

$$W^t = 374.4 \text{ lbf} \approx 2461.435 \text{ N}$$

Análisis estático por flexión y torsión. Para hacer el cálculo se va considerar al eje como una barra simple apoyada y soportando una carga distribuida F_t que corresponde al peso del flujo masico del barro dentro del tonillo y el peso del eje, para estos cálculos también se va a considerar los engranajes cuyo peso a considerar es de 24.525N.

$$\sum M_a = 0$$

$$0.440 * R_b - 69.1845(0.0455 + 0.1855 + 0.3255) - 24.525 * 0.484 - 767.7 * 0.215 - 129.86 * 0.580 = 0$$

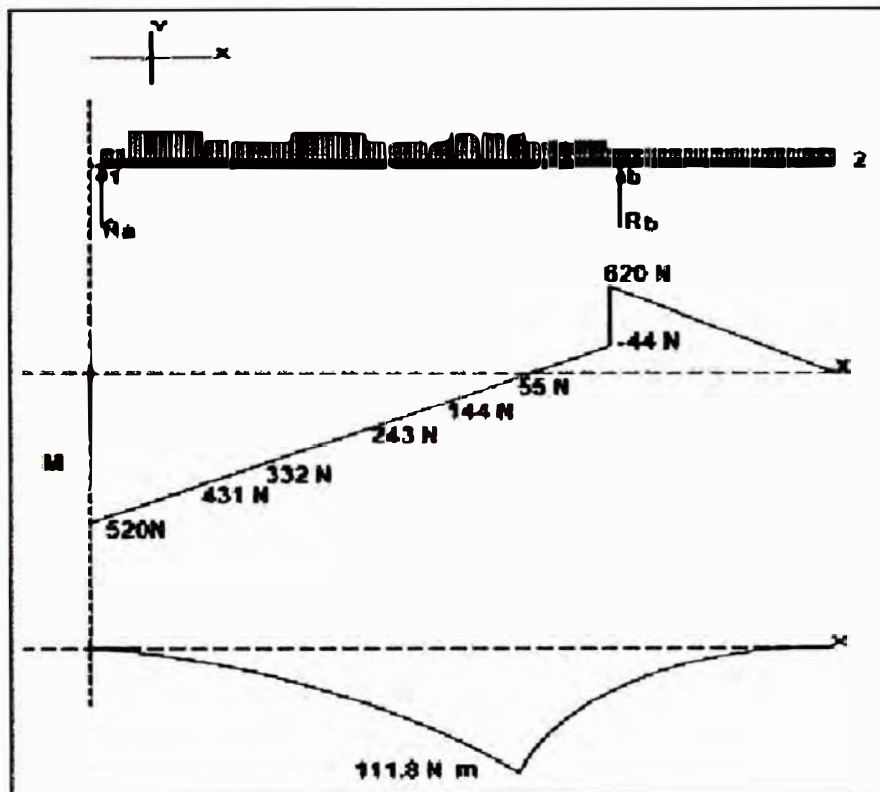
$$R_b = 660.8\text{N}$$

$$\sum F_Y = 0 \quad R_a - 69.1845 * 3 - 179.75 - 767.7 - 24.525 + 660.8 = 0$$

$$R_a = 520\text{N}$$

Figura 45

Diagrama de momento flector y fuerza cortante



Nota: Es el diagrama del momento flector y la fuerza cortante para el eje del apisonador. Fuente: El mismo autor.

Aplicando la ecuación (40):

$$\sigma_x = \frac{32 * 111.8\text{Nm}}{\pi * (0.05^3)} = 9.11\text{MPa}$$

Para proceder con el esfuerzo por torsión se tiene que determinar la potencia total que se requiere para mover el eje y la arcilla. Para determinar la potencia requerida se tiene que saber a qué velocidad tiene que girar el eje; para maquinas extrusoras por recomendación de los expertos en la planta, la velocidad de rotación debe ser el doble de la velocidad del tornillo extrusor, considerando también que la velocidad del eje debe ser lo adecuado para dar el tiempo suficiente para succionar el aire de la pasta, es más preciso asignar una velocidad un poco inferior al doble del tornillo extrusor. Para el proyecto se va considerar una velocidad de 49rpm. Para calcular la potencia total en el eje se tiene que calcular la potencia necesaria para mover el eje-apisonador. Ya calculado los datos requeridos para determinar el esfuerzo de torsión, se procede con el cálculo respectivo. Aplicando la ecuación (41):

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 374.127}{\pi * (0.05^3)} = 15.24Nm$$

Para el cálculo del torque se hizo de dos formas, se considera el torque de mayor valor para hacer los calculo.

Cálculo de τ_d

$$\tau_d = 0.3 * S_{yt} \text{ o } \tau_d = 0.18 * S_{ut} \dots \dots \dots (69)$$

Donde:

τ_d = Tension de corte permisible

S_{ut} = Esfuerzo ultimo a la tension

S_{yt} = Resistencia a la fluencia

El S_{ut} y S_{yt} son datos obtenidos en la página web (Gelson, luz, 2022), aplicando la ecuación (42):

$$\tau_d = 0.18 * 74.7psi = 13.44Kpsi$$

Solución estática. El eje será fabricado por un acero AISI C1035 (tabla 5 anexo D), cuyo $S_y=450\text{MPa}$; $S_{ut}=515\text{MPa}$, un material trabajado en frío y un acabado por rectificado.

Aplicando la ecuación (44):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{9.11^2 + 3 * 15.24^2} = 28\text{MPa}$$

Aplicando la ecuación (43):

$$FD = \frac{450\text{MPa}}{28\text{MPa}} = 16.072 \text{ ---OK}$$

El factor de seguridad obtenido es alto por lo tanto el material seleccionado es el adecuado para fabricar el eje.

Diseño por fatiga. Para determinar el coeficiente de temperatura K_d se debe considerar que la maquina diseñada no estará sometida a altas temperaturas por tanto $K_d=1$. Para el cálculo del coeficiente modificativo por concentración de tensiones se usará la tabla 3 anexo D; $D/d=1.1$; $r/d=0.1$, entonces $K_t=1.5$ y $q=0.78$ (por tabla 4 anexo D).

Aplicando la ecuación (47):

$$S''_e = 0.5 * 515\text{MPa} = 257.5\text{MPa}$$

$$K_c = 1 - 0.08 * D = 1 - 0.08 * 1.3 = 0.896$$

Aplicando la ecuación (51):

$$K_f = 1 + 0.78 * (1.5 - 1) = 1.39$$

Aplicando la ecuación (49):

$$K_e = \frac{1}{1.39} = 0.72$$

Para fines de cálculo $K_f=1$.

Aplicando la ecuación (46):

$$S_e = 0.9 * 0.85 * 0.896 * 0.862 * 0.72 * 1 * 257.5 = 109.2\text{MPa}$$

Aplicando la ecuación (45):

$$FD = \frac{109.2 \text{ MPa}}{28 \text{ MPa}} = 3.912 \text{ --- OK}$$

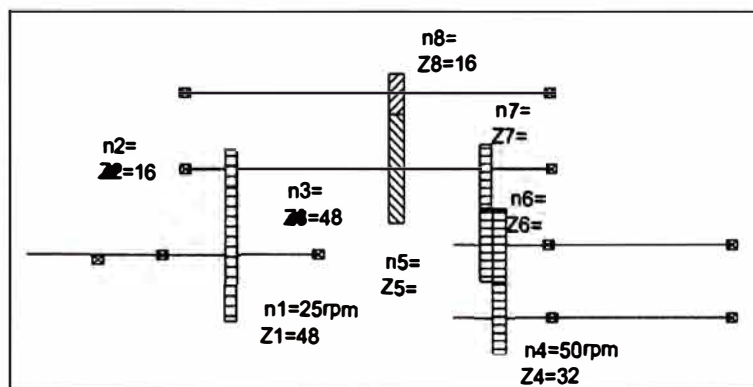
Los cálculos demostraron que el eje diseñado va cumplir los requerimientos técnicos y mecánicos para la que fue diseñada.

3.3.7 Diseño del reductor de velocidad

Cálculo de relación de velocidad y diámetros de los engranajes. Para proceder con el diseño se tiene que considerar que el eje del tornillo rota a 25rpm, el eje del apisonador tiene que rotar a una velocidad doble del eje del tornillo extrusor.

Figura 46

Disposición de engranajes



Nota: Se muestra el diseño de la disposición de engranajes y rodamientos para la caja reductora. Fuente: El mismo autor.

En engranajes se cumple la siguiente relación:

$$\frac{n1}{n2} = \frac{Z2}{Z1}$$

Donde:

n_1, n_2 = Son la velocidad de la rueda y del piñón

Z_1, Z_2 = Son los numero de dientes de la rueda y el piñón

Calculando se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 4

Relación de engrane y velocidades

NUMERO DE DIENTES		REVOLUCIONES(RPM)	
Z1	48	n1	25
Z2	12	n2	100
Z3	48	n3	100
Z4	32	n4	50
Z5	32	n5	50
Z6	32	n6	50
Z7	16	n7	100
Z8	16	n8	300

Nota: Se muestra los engranajes que se va a instalar para formar la caja reductora. Fuente: El mismo autor.

Diseño y cálculo de los engranajes para la caja reductor. Para la selección de la rueda y el piñón, se ha elegido en primer tanteo, para transmitir una potencia de 15HP. Los engranajes están tallados comercialmente con gran exactitud utilizando un sistema de involutas de 20°. Para el presente calculo se usará la ecuación de Buckingham, para de esta manera determinar si el diseño de los engranajes cumple la función de transmitir la potencia.

a) **Determinar la carga dinámica.** Según la página científica (Luz, Gelson, 2022)

el material AISI 4340 tiene una densidad de $\frac{7900\text{Kg}}{\text{m}^3} = 0.285 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^3}$.

$$m_a = \frac{\rho * V_a}{g} = \frac{\rho_{\text{AISI4340}} * \pi * d^2 * l}{4 * g} = \frac{0.285 * \pi * 4^2 * 2}{4 * 32.2} = 0.222 \text{ slug}$$

$$m_b = \frac{\rho * V_b}{g} = \frac{\rho_{\text{AISI4340}} * \pi * d^2 * l}{4 * g} = \frac{0.285 * \pi * 3.375^2 * 0.875}{4 * 32.2}$$

$$= 0.0682\text{slug}$$

Se procede a calcular el momento de inercia de un cilindro respecto de su propio eje:

$$J = \frac{1}{8}(m_a * da^2 + m_b * db^2) = \frac{1}{8}(0.222 * 4^2 + 0.0682 * 3.375^2) = 0.542 \frac{\text{slug}}{\text{pulg}^2}$$

Calculando la masa del piñón:

$$m_{\text{piñon}} = \frac{J}{R_{\text{piñon}}^2} = \frac{0.542}{\left(\frac{4}{2}\right)^2} = 0.1355 \text{ slug}$$

Ahora se va calcular la masa de la rueda dentada, para ello se procede de la misma forma que se hizo para el piñón. La masa efectiva de la rueda dentada se calcula de la misma forma que se ha calculado el piñón.

$$m_{ra} = \frac{0.285 * \pi * 2 * (9.6^2 - 7.75^2)}{32.2 * 4} = 0.446\text{slug}$$

$$m_{rb} = \frac{0.285 * \pi * 7.75^2 * 0.625}{32.2 * 4} = 0.2609\text{slug}$$

$$m_{rc} = \frac{0.285 * \pi * 3.5^2 * 2.375}{32.2 * 4} = 0.2022\text{slug}$$

$$J = \frac{m_{ra} * (da, \text{ex}^2 + da, \text{in}^2) + m_{rb} * db^2 + m_{rc} * dc^2}{8}$$

$$J = \frac{0.446 * 0.3904 * (9.6^2 + 7.75^2) + 0.2609 * 7.75^2 + 0.2022 * 3.5^2}{8} = 10.759\text{slug/pulg}^2$$

Entonces la masa efectiva es:

$$m_r = \frac{J}{da, ex/2^2} = \frac{10.759 \text{slug} * \text{pulg}^2}{(10.759/2)^2 \text{pulg}^2} = 0.372 \text{slug}$$

Se calcula la carga transmitida, la potencia es de 15 HP y una velocidad angular de $280 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$

Cálculo de la masa efectiva del juego de engranajes:

$$m_{rp} = \frac{m_r * m_p}{m_r + m_p} \dots \dots \dots (70)$$

Donde:

m_r = masa efectiva de la rueda(slugs)

m_p = masa efectiva del piñon(slugs)

Calculando con la ecuación (70)

$$m_{rp} = \frac{0.372 * 0.1355}{0.372 + 0.1335} = 0.099 \text{ sulgs}$$

Cálculo de la fuerza media necesaria para acelerar las masas cuando se las considera absolutamente rígidas en libras (W_1) se calcula con la siguiente ecuación:

$$W_1 = c1 * m_{rp} * V^2 * \left(\frac{1}{r_p} + \frac{1}{r_r} \right) \dots \dots \dots (71)$$

Donde:

W_1 = Fuerza media para acelerar las masas(libf)

$c1$ = Para dientes 20° es 0.00120. Este dato es recomendado por (Shigley, 1965)

m_{rp} = masa efectiva(slugs)

V = Velocidad en la línea primitiva ($\frac{\text{pies}}{\text{minuto}}$)

r_p = Radio primitivo del piñon(pulg)

r_r = Radio primitivo de la rueda(pulg)

Calculando con la ecuación (71)

$$W_1 = 0.00120 * 0.099 * 104.8^2 \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{4.8} \right) = 0.924 \text{ libf } 0.4 \text{ libf}$$

Según la tabla (3) del anexo B, el máximo error esperado en la acción para engranajes comerciales es 0.0026pulg, para fines de cálculos emplearemos 0.003. Considerando que el piñón será fundición de acero, con perfil de dientes de 20° y considerando la tabla (1) del anexo B el coeficiente C=4980. Cálculo de la carga necesaria para deformar los dientes en lb (W_r) se calcula con la siguiente ecuación:

$$W_2 = F * C + W^t \dots \dots \dots (72)$$

Donde:

F = Ancho de la rueda(pulg)

Calculando con la ecuación (72):

$$W_2 = 2 * 4980 + 15872.30 = 25832.3 \text{ Lbf}$$

$$W_a = \frac{W_1 * W_2}{W_1 + W_2} \dots \dots \dots (73)$$

Donde:

W_a = Carga de la aceleracion (lb)

Calculando con la ecuación (73).

$$W_a = \frac{25832.3 * 0.924}{25832.3 + 0.924} = 0.924 \text{ Lbf}$$

Cálculo de la carga dinámica(W_d):

$$W_d = W^t + \sqrt{W_a * (2 * W_2 - W_a)} \dots \dots \dots (74)$$

Calculando con la ecuación (74):

$$W_d = 15872.3 + \sqrt{0.924 * (2 * 25832.3 - 0.924)} = 16090.79 \text{ Lbf}$$

Cálculo de la carga dinámica equivalente $W_{e,d}$:

$$W_{e,d} = \frac{W^t}{K_v} \dots \dots \dots (75)$$

El factor K_v se obtiene de la tabla 2 anexo B, considerando que es la curva D $K_v=0.6$

Calculando con la ecuación (75):

$$W_{e,d} = \frac{25832.3}{0.6} = 43053.833 \text{Lbf}$$

b) Determinar las tensiones de flexión

Planteando la ecuación general de AGMA:

$$\sigma = \frac{W^t * K_o * Pdp * K_s * K_m}{K_v * Fac * Jcg} \dots \dots \dots (76)$$

Donde:

K_o = Coeficiente de correccion por sobrecarga.

K_v = Coeficiente de correccion por velocidad o coeficiente dinamico.

K_m = Coeficiente de correccion de distribucion de carga

Fac = anchura de la cara(pulg)

Jcg = Coeficiente geometrico

Pdp = diametral pitch

σ = Tension de flexion, ($\frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$)

Por el cálculo de la carga transmitida en el eje de tornillo extrusor es de 15872.302 lbf. El coeficiente de sobrecarga(k_o): Según el autor este coeficiente representa el reconocimiento de que el valor calculado para la carga transmitida puede ser solo un valor medio y que cuando funcione puede haber una variación considerable a causa de perturbaciones en la fuente conductora o perturbaciones en la fuente conducida, para el proyecto $k_o=1.75$ (Tabla 4 anexo B).

Coeficiente de corrección por velocidad (K_v): Se le llama también coeficiente dinámico. Cuando se usa la carga dinámica calculada $K_v=1$. Este coeficiente tiene en cuenta los errores de fabricación de los dientes, la velocidad en la línea primitiva, la rigidez de los dientes y la inercia

de los elementos rotatorios. Coeficiente de tamaño (K_s): Si el engranaje tiene un diámetro pitch que valga 1 o más se utiliza $K_s=1.25$. Para todos los demás engranajes se utiliza $K_s=1$. Para este proyecto se usará $K_s=1$.

Coeficiente de distribución de carga (K_m): Se aplica para tener en cuenta que la deformación por flexión del eje, la deformación por flexión del diente y la deformación o flexión del disco del engranaje que harán que se ponga en contacto una superficie menor que la anchura de cara completa. El $K_m=1.6$ según la tabla 5 anexo B.

Coeficiente geométrico (J): Se utiliza para tener en cuenta la forma de los dientes, la posición del diente en la que se aplica la carga crítica, la concentración de tensiones, la manera en que se distribuye la carga entre uno o más pares de dientes que engranen. Según la tabla 6 anexo B, se observa que $J_1=0.24$ y $J_2=0.29$.

Haciendo el cálculo correspondiente en el piñón con la ecuación (76):

$$\sigma = \frac{16090.790 * 1.25 * 3 * 1 * 1.6}{1 * 2 * 0.24} = 201134.875 \text{ lb/pulg}^2$$

Haciendo el cálculo correspondiente de la rueda con la ecuación (76):

$$\sigma = \frac{16090.790 * 1.25 * 3 * 1 * 1.6}{1 * 2 * 0.29} = 166456.448 \text{ lb/pulg}^2$$

c) Determinación de la resistencia por flexión. Correspondiendo a una vida infinita, la seguridad funcional del 99% y una temperatura baja se plantea la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{S * K_f}{K_t * K_r} \dots \dots (77)$$

Donde:

S = Resistencia del material.

K_f = Coeficiente de vida o duración

K_t = Coeficiente de temperatura

K_r = Coeficiente de seguridad funcional

σ_{per} = Tension maxima de proyectos permitida

Para determinar el coeficiente de vida o duración (Kl) es 1.7 (en la tabla 7 anexo B); el coeficiente de temperatura (Kt) es 1 debido a que la maquina trabajara en un ambiente cuya temperatura no excede los 70°C según (Shigley, 1965); El coeficiente de seguridad funcional (Kr) previenen contra el fallo por fatiga y se asigna con el valor de 0.8 (tabla 8 anexo B) ya que se está diseñando una maquina cuya seguridad funcional es de 99%. Se usará el limite de rotura de 45000 lb/pulg2 (Tabla 9 anexo B). Calculando con la ecuación (77):

$$\sigma_{per} = \frac{45000 * 1.7}{1 * 0.8} = 95625 \frac{\text{lib}}{\text{pulg}^2} \quad (\text{ok})$$

El esfuerzo permitido es mayor al esfuerzo calculado, el material con que se fabrica el piñón es adecuado, ahora procedemos al cálculo del esfuerzo permitido en la rueda, se usara el limite de rotura de 35000 lb/pulg2 (Tabla 9 anexo B). Calculando con la ecuación (77):

$$\sigma_{per} = \frac{35000 * 1.7}{1 * 0.8} = 74375 \frac{\text{lib}}{\text{pulg}^2} \quad (\text{ok})$$

El esfuerzo permitido es mayor al esfuerzo calculado para la rueda. El material que se usara es un acero con un acabado por rectificado+, con una seguridad funcional del 99%.

c) Cálculo de la resistencia superficial:

Para el piñón

El $S_{fe,per}$ (tabla 10 anexo B) tiene un valor de $190000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$

Calculando S_{fe} según la ecuación:

$$S_{fe} = 2240 * \sqrt{K_1} \dots \dots (78)$$

K_1 = Coeficiente de tension bajo carga determinado por Talbourdet

Calculando:

El valor de $K_1 = 9000$ con 9% de deslizamiento (tabla 11 anexo B) considerando que no hay deslizamiento. Calculando con la ecuación (78).

$$S_{fe} = 2240 * \sqrt{9000} = 212505.058 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

Calculando el factor de seguridad para rueda templado y revenido:

$$FD = \frac{212505.058}{190000} = 1.344 \text{ OK}$$

Calculando el factor de seguridad para piñón templado a fondo, revenido y cementado:

$$FD = \frac{212505.058}{190000} = 1.344 \text{ OK}$$

Como se ha calculado la tensión de contacto entre dientes que engranan, el siguiente paso es calcular la resistencia, de manera que podamos equilibrar ambas hasta obtener un proyecto de engranajes satisfactorios. Planteando la ecuación:

$$\sigma_{H,A} = \frac{S_{fe} * C_1 * C_h}{C_t * C_r} \dots \dots \dots (79)$$

$$\sigma_{H,B} = C_p * \left(\frac{W^t * C_o * C_s * C_m * C_l}{C_v * D * F * I} \right)^{1/2} \dots \dots \dots (80)$$

Donde:

C_1 = Coeficiente de vida

C_o = Coeficiente de sobrecarga

C_s = Coeficiente de tamaño

C_h = Coeficiente de la razon de durezas

C_m = Coeficiente de distribucion de carga

C_L = Coeficiente de estado superficial

C_v = Coeficiente de velocidad

D = Diametro primitivo del piñon(pulg)

F = Anchura de la cara(pulg)

I = Coeficiente de forma

C_t = Coeficiente de temperatura

C_r = Coeficiente de seguridad funcional

S_{fe} = Limite de fatiga superficial, ($\frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$)

Seleccionando los coeficientes para el piñón; el coeficiente de sobrecarga Co 1.75 (tabla 4 anexo B); el coeficiente elástico Cp=2300 (Tabla 11 anexo B); el coeficiente de velocidad Cv =1 (Tabla 2 anexo B); el coeficiente de tamaño Cs=1(por recomendación del autor); el coeficiente de distribución Cm=1.6(Tabla 5 anexo B); El coeficiente de estado superficial CL=1(por recomendación del autor); coeficiente de forma I=0.118(Tabla 12 anexo B) el coeficiente de vida o duración (CL) = 1 (en la tabla 7 anexo B); el coeficiente de temperatura (Ct) es 1 debido a que la maquina trabajara en un ambiente cuya temperatura no excede los 70°C; El coeficiente de seguridad funcional(Cr) previenen contra el fallo por fatiga y se asigna con el valor de 1(tabla 8 anexo D) ya que se está diseñado una maquina cuya seguridad funcional es de 99%. Por último, se asigna el coeficiente de la razón de durezas un valor a C_H = 1(Por recomendación del autor). Calculando con la ecuación (79) y la ecuación (80):

$$\sigma_{H,B} = 2300 * \left(\frac{16090.790 * 1.25 * 1 * 1.6 * 1}{1 * 4 * 2 * 0.125} \right)^{1/2} = 412592.050 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\sigma_{H,A} = \frac{212505.058 * 1.7 * 1}{1 * 0.8} = 451573.248 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

Como $\sigma_{H,B} < \sigma_{H,A} \text{ --- } \rightarrow \text{ok}$

Para la rueda de acero AISI4150 que esta templado y revenido y revenido. Para el piñón acero AISI 4340 que esta templado a fondo, revenido y cementado. Tiempo de vida total 100000 ciclos.

Tabla 5*Características del engrane PIÑÓN 2 - RUEDA 1*

CARACTERÍSTICAS DEL ENGRANE RUEDA 1 - PIÑÓN 2		
CARACTERÍSTICAS	PIÑÓN	RUEDA
Clase	Comercial y rectificado	Comercial y rectificado
Tratamiento	Tratamiento Térmico, cementado y revenido	Tratamiento Térmico y revenido
Tipo de diente	Dientes rectos con altura completa	Dientes rectos con altura completa
Diametro	4"	16"
Ancho	2"	2"
Pitch	3	3
Material	Acero AISI 4340	Acero AISI 4340
Dureza	450 BHN	300 BHN

Nota: Datos técnicos del engrane rueda 1 – piñón 2. La rueda 1 esta sobre el eje del tornillo extrusor. Fuente: El mismo autor

Ahora que se ha hecho el dimensionamiento y el cálculo de los engranajes se procede

hacer el cálculo de todos los engranajes de dientes rectos que forman el reductor.

Tabla 6*Piñón 6 - Rueda 4*

CARACTERÍSTICAS DEL ENGRANE RUEDA 4 - PIÑÓN 6		
CARACTERÍSTICAS	PIÑÓN 6	RUEDA 4
Clase	Comercial y rectificado	Comercial y rectificado
Tratamiento	Templado y revenido	Templado, revenido y cementado
Tipo de diente	Dientes rectos con altura completa	Dientes rectos con altura completa
Diametro	8"	8"
Ancho	1.5"	1.5"
Pitch	4	4
Material	Acero AISI 4150	Acero AISI 4140
Dureza	285 BHN	240 BHN

Nota: Características del engrane PIÑÓN 6 – RUEDA 4. Fuente: El mismo autor.

Tabla 7*Piñón 7 - Rueda 5*

CARACTERÍSTICAS DEL ENGRANE RUEDA 5 - PIÑÓN 7		
CARACTERÍSTICAS	PIÑÓN 7	RUEDA 5
Clase	Comercial y rectificado	Comercial y rectificado
Tipo de diente	Dientes rectos con altura completa	Dientes rectos con altura completa
Diametro	4"	8"
Ancho	1.5"	1.5"
Pitch	4	4
Material	Acero AISI 1020	Fundición ASTM GR.30
Dureza	149BHN	170 BHN

Nota: Características del piñón 7 – rueda 5. Fuente: El mismo autor.

El ultimo engranaje(rueda-piñón) donde el piñón se conecta con el eje del motor, son helicoidales. Para realizar los cálculos se usó el libro cuyo título es Calculo de Elementos de Maquinas de (Alva Davila, Calculo de Elementos de Maquinas-II, 2009).

Tabla 8

Características de la Rueda 3- Piñón 8

CARACTERISTICAS DEL ENGRANE RUEDA 3 - PIÑON 8		
CARACTERISTICAS	PIÑON 8	RUEDA 3
Clase	Comercial y rectificado	Comercial y rectificado
Tipo de diente	Dientes helicoidales con altura completa	Dientes helicoidales con altura completa
Diametro primitivo	4"	12"
Ancho	4"	4"
Pitch	4	4
Tratamiento	Tratamiento, revenido y cementado	Tratamiento Termico y revenido
Modulo normal	4	12
Modulo transversal	4.378"	4.378
Altura del diente	0.354"	0.354"
Ancho del aro	1.18"	1.18"

Nota: Características del piñón – rueda 3. Fuente: El mismo autor.

3.3.8 Diseño de los rodamientos

Para la selección de cojinetes se tiene que entender su naturaleza, el autor (Shigley, 1965) menciona que la fuente de rozamiento en cojinetes de bolas proviene del movimiento de deslizamiento relativo entre las bolas y el separador, también menciona que en cojinetes de rodillos el mayor rozamiento se origina en la acción deslizante entre los rodillos y las bridas de guía de los canales interior y exterior. Considerando que se va instalar 13 cojinetes y que todos ellos serán instalados en ejes que estarán sometidos a cargas radiales y axiales, se va hacer los cálculos con la carga radial más alta y la revolución más alta.

1. **Cálculo de rodamientos para eje del tornillo extrusor.** Seleccionar el rodamiento adecuado para el eje del tornillo extrusor permitirá a la maquina trabajar eficientemente, se instalará dos rodamientos cilíndricos con rodillos para soportar fuerzas radiales y un rodamiento cónico con rodillos para fuerzas axiales.

Cálculo de rodamiento con rodillo esférico

Se plantean los datos para los cálculos:

n=25 rpm

Fr=3686N 1247.24N

Fa=127500N 4573.70 N

Lh=22000 horas

Diámetro del eje =60mm

Duración expresada en millones de revoluciones

L=20000-30000 h (Tabla 6 anexo A, se selecciona 20000 horas)

$$L = \frac{60 * n * L_{10h}}{1000000} \dots \dots (81)$$

Donde:

L=Duración nominal en millones de revoluciones

Aplicando la ecuación (81):

$$L=60*25*22000/1000000=33$$

Seguridad de carga requerida

$$\frac{C}{P} = L^{1/P} \dots \dots (82)$$

Donde:

C=Carga radial aplicada en N

P=Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento

p=Según el autor (Fortunato Alva, 2002) para rodamientos en bolas P=3 y para rodamientos de rodillos P=10/3.

Calculando con la ecuación (82):

$$\frac{C}{P} = 33^{1+\left(\frac{10}{3}\right)}$$

$$\frac{C}{P} = 2.85$$

Para la relación de la carga radial y axial el autor (Fortunato Alva, 2002) menciona que la carga radial debe ser menor al 55% de la carga axial.

$$\frac{R_b}{W^{axial}} = \frac{3686}{127500} = 0.029 < 0.55 \text{ --- OK}$$

Se plantea la fórmula para la carga dinámica equivalente

$$P = Y * W^{axial} + X * Fr \dots \dots (83)$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente N

Fr = Carga radial aplicada N

W^{axial} = Carga axial

Y = Coeficiente de carga axial

X = Coeficiente de carga radial

Considerando que el cálculo es para rodamientos axiales de rodillos (Ecuación 83.1) aplicando la tabla 1 en el anexo A.

Aplicando la ecuación (83):

$$P = 127500 + 1.2 * 3686 = 131923.2N$$

Capacidad de carga dinámica requerida calculando con la ecuación (82):

$$C = 131923.2 * 2.85 = 376595.702N$$

Características técnicas del cojinete seleccionado para el eje del tornillo extrusor (Tabla 7 anexo

A):

Tabla 9

Rodamiento para el eje del tornillo extrusor

CARACTERÍSTICAS DEL COJINETE PARA EL EJE DEL TORNILLO EXTRUSOR	
Características	Rodamiento cilindrico con rotula
Diámetro interior	60mm
Diámetro exterior	130
Ancho	42mm
Nomenclatura	294212 E

Nota: Datos técnicos de los rodamientos para el eje del tornillo extrusor. Fuente: El mismo autor.

Se requiere solo una unidad de este tipo de rodamiento.

2. Cálculo de Rodamiento considerando las fuerzas radiales

Datos:

Considerando que va trabajar 8 horas diarias y las cargas moderadas de impacto:

$n=25\text{rpm}$

$F_r=3686\text{ N}$ $R=95\%$

Diámetro interno =60mm

Aplicando la ecuación (80):

$$L=60*25*22000/1000000=33$$

p =Según el autor (Fortunato Alva, 2002) para rodamientos en bolas $P=3$ y para rodamientos de rodillos $P=10/3$. Calculando con la ecuación (82):

$$\frac{C}{P} = 33^{1/(\frac{10}{3})}$$

$$\frac{C}{P} = 2.85$$

Para este tipo de rodamientos la carga dinámica es igual a la carga radial según (Fortunato Alva, 2002). Planteando la carga dinámica equivalente

$$P = Fr$$

Donde:

P = Carga dinamica equivalente N

Fr = Carga radial aplicada N

Considerando que el cálculo es para rodamientos axiales de rodillos (Ecuación 83) aplicando la tabla 1 en el anexo A.

Aplicando:

$$P=3686N$$

Capacidad de carga dinámica requerida

$$C=3686*2.855=10523.53N$$

Características técnicas del cojinete seleccionado para el eje del tornillo extrusor (Tabla 8 anexo

A):

Tabla 10

Rodamiento de rodillos cilíndrico

CARACTERÍSTICAS DEL COJINETE PARA EL EJE DEL TORNILLO EXTRUSOR	
Características	Rodamiento de rodillos cilíndrico
Diámetro interior	60mm
Diámetro exterior	130
Ancho	31mm
Nomenclatura	N 312 ECP

Nota: Datos técnicos del cojinete para el eje del tornillo extrusor. Fuente: El mismo.

En el eje extrusor se instala dos rodamientos de estas características, se tiene que considerar que el eje extrusor soporta cargas axiales, entonces se instala un cojinete que soporte las cargas axiales y radiales. Se requiere 2 unidades de este tipo de rodamientos.

Calculo rodamientos para los ejes de los apisonadores. Para cojinetes donde el anillo interno gira el autor (Shigley, 1965) recomienda un valor de 1.2 para el coeficiente de rotación. Para la selección de los coeficientes X e Y se usa la tabla 3 anexo A. Considerando que se usara cojinetes de bolas de contacto radial X1=1 e Y=1.25. Las cargas a las que será sometido estos ejes son inferiores en comparación al eje del extrusor, para mayor seguridad se usará las mismas cargas con la diferencia de que el rodamiento seleccionado será de bolas rígidas con mínimo Angulo para un eje de 50mm.

Datos:

Considerando que va trabajar 8 horas diarias y las cargas moderadas de impacto:

$n=49\text{rpm}$

$F_r=1180.8\text{ N}$ $R=95\%$

Diámetro interno =50mm

Aplicando la ecuación (80):

$$L = 60 * 49 * \frac{22000}{1000000} = 64.7$$

p =Según el autor (Fortunato Alva, 2002) para rodamientos en bolas $P=3$ y para rodamientos de rodillos $P=10/3$. Calculando:

$$\frac{C}{P} = 33^{1/(\frac{10}{3})}$$

$$\frac{C}{P} = 3.5$$

Para este tipo de rodamientos la carga dinámica es igual a la carga radial según (Fortunato Alva, 2002). Planteando la carga dinámica equivalente:

$$P = F_r$$

Donde:

$P = \text{Carga dinámica equivalente } N$

$Fr = \text{Carga radial aplicada } N$

Considerando que el cálculo es para rodamientos axiales de rodillos (Ecuación 83) aplicando la tabla 1 en el anexo A. Aplicando:

$$P=1181N$$

Capacidad de carga dinámica requerida con la ecuación (82)

$$C=1181*3.5=4133.5N$$

Características técnicas del cojinete seleccionado para el eje del tornillo extrusor

Tabla 11

Rodamiento con rodillo cilíndrico

CARACTERÍSTICAS DEL COJINETE PARA EL EJE DE LOS APISONADORES	
Características	Rodamiento con rodillo cilíndrico
Diámetro interior	50mm
Diámetro exterior	90mm
Ancho	20mm
Nomenclatura	UN 210 ECP

Nota: Características del cojinete para el eje de los apisonadores. Fuente: El mismo autor.

Siguiendo el mismo proceso se determinó la siguiente dimensión para los cojinetes que serán instalados en el eje de los apisonadores y la caja reductora donde están engranajes rectos. (Tabla 9. Anexo A). Se requiere 4 unidades de este tipo de rodamientos para el soporte de los dos ejes donde se instala los apisonadores.

3.3.9 Cálculo y selección de motor

En este proyecto se usará solo un motor que alimenta al tornillo extrusor y a los ejes del apisonador, para determinar la potencia de motor se hace la suma de todos los elementos, la eficiencia mecánica es de 90%.

$$P_{\text{mot}} = \frac{P_{\text{me}} + P_{\text{ma}}}{e} \dots (84)$$

Donde:

P_{me} = Potencia mecánica del tornillo extrusor

P_{ma} = Potencia mecánica del apisonador

e = eficiencia mecánica (incluye eficiencia de rodamientos, y el conjunto de engranajes)

La eficiencia se obtiene de la tabla 9 anexo C. Aplicando la ecuación (84)

$$P_{\text{mot}} = \frac{26.8 + 1.92}{0.85 * 0.99^{11}} = 40\text{KW}$$

El motor seleccionado es de la serie 1LE0142 IE1 6 polos (1200rpm) con una potencia de 60HP. Para mayor información ver Figura 3 anexo F y la figura 4 anexo F.

3.3.10 Transmisiones por fajas en v y poleas

Cálculo de la relación de diseño

$$e = \frac{np1}{np2} = \frac{dp1}{dp2} \dots (85)$$

Donde:

$np1$, $np2$ = es la velocidad de la polea

$dp1$, $dp2$ = diametro de la polea

e = Relacion de transmisión

Calculando con la ecuación (85):

$$e = \frac{1200\text{rpm}}{300\text{rpm}} = 4$$

Cálculo de potencia de diseño

Datos:

$P_{\text{mot}} = 60\text{Hp}$ (Potencia de la unidad conductora)

$n, \text{motor} = 1200\text{rpm}$ (Velocidad de la unidad conductora)

$n, \text{eje} = 300\text{rpm}$ (Velocidad de la unidad conducida)

$K_s=1.5$ (considerando que la maquina funciona con un motor eléctrico y hay choques moderados, transmisión por ejes se considera de clase 2 en la tabla 1 anexo E)

Potencia de diseño:

$$P_{dp} = P_{mot} * 1.5 \dots \dots (86)$$

Donde:

P_{dp} = Potencia de diseño

Calculando con la ecuación (86):

$$P_{dp} = 60 * 1.5 = 90\text{HP}$$

Selección de la sección de la faja. En la tabla 2 anexo E haciendo uso de la potencia de diseños y la velocidad en rpm más rápido se selecciona la sección. Para este proyecto se va usar la faja de tipo 5V. Para la selección de los diámetros exteriores de las poleas se selecciona la sección 5V O 5VX. De la tabla 3 anexo E se selecciona que el diámetro exterior de la polea conductora es de 190 y que la potencia por faja debe ser 12.95HP/faja. Se calcula la cantidad de ranuras que se va necesitar:

$$\text{Numero de fajas} = \frac{90\text{HP}}{12.95\text{HP/fajas}} = 6.95$$

Se requiere 8 ranuras y la polea conductora será PQ8 5V 190 o también se puede usar el PQ8 5V 200. Para la selección de la polea conducida se usa la relación de transmisión

$$D_p = d_p * e \dots \dots (87)$$

Donde:

D_p = Diametro de polea conducida

d_p = Diametro de polea conductora

e = Relacion de transmision

Calculando con la ecuación (87):

$$D_p = 200 * 4 = 800\text{mm}$$

Entonces la polea conducida será PQ8 5V 800. Para la selección del tipo de buje se usa la tabla 4 anexo E. Según la tabla para la polea conductora se va usar el buje PQE y para la polea conducida se va usar el buje PQM. Se procede con el cálculo de la distancia recomendada de las poleas usando la siguiente formula:

$$C = 1.5 * (D_p + d_p) \dots \dots (88)$$

Donde:

C = Distancia entre ejes de la poleas

D_p = Diametro de polea conducida

d_p = Diametro de polea conductora

Aplicando la ecuación (88):

$$C = 1.5 * (200 + 800) = 1500\text{mm}$$

Para la selección del arco de contacto en grados y el factor de corrección se usa la tabla 5 anexo E y la siguiente formula:

$$\frac{(D_p - d_p)}{C} \dots \dots (89)$$

Aplicando la ecuación (89):

$$\frac{(800 - 200)}{1500} = 0.4$$

De la tabla 5 anexo E y el valor 0.4 se selecciona que el arco de contacto es 157° y el factor de corrección 0.94. Para el cálculo de la longitud de la faja se plantea la siguiente formula:

$$L_f = 2(C) + \frac{\pi}{2} * (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 * C} \dots \dots (90)$$

Donde:

L_f = Longitud de faja

Calculando con la ecuación (90):

$$L_f = 2(1500) + \frac{\pi}{2} * (800 + 200) + \frac{(800 + 200)^2}{4 * 1500} = 4736.66\text{mm}$$

3.3.11 Dimensionamiento de la bomba de vacío

Cálculo de volumen a evacuar

$$C = \frac{Q}{t} * \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \dots \dots \dots (91)$$

Donde:

C = Capacidad requerida de la bomba

$V_{c.v}$ = Volumen del cámara de vacío.

t = tiempo requerido para evacuar

P_1 = Presión inicial

P_2 = Presión final

El volumen de la cámara de vacío se va calcular de acuerdo a la bomba de vacío que se va instalar, la presión inicial es la presión atmosférica absoluta de 760mmHg y la presión final requerido hasta 25mmHg, en presiones, además se va considerar que la capacidad máxima que debe tener una bomba de vacío 250m³/h (Referencial encontrado en el mercado). Aplicando la ecuación (91):

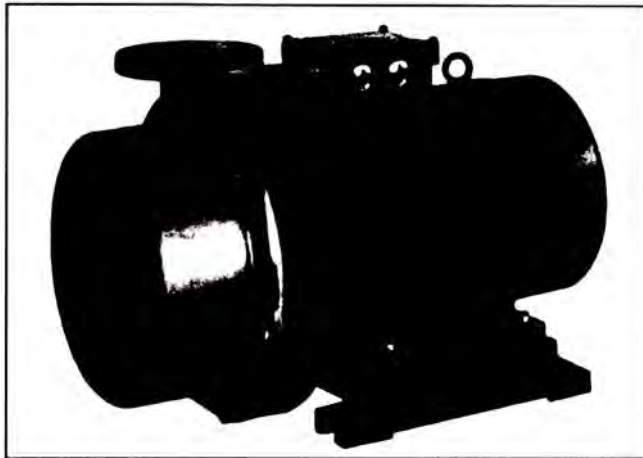
$$C = \frac{V_{c.v}}{(1/60)\text{min}} * \ln\left(\frac{760\text{mmhg}}{25\text{mmhg}}\right) = 147.14\text{ft}^3/\text{min}$$

$$V_{c.v} = 0.718\text{ft}^3$$

El volumen que debe tener la cámara de vacío debe ser de $V_{c.v} = 0.718\text{ft}^3$. La bomba de vacío trabaja con dos válvulas, entonces la capacidad de la bomba de vacío es 100 ACFM con una presión de 25mmHg, se selecciona una bomba de vacío marca FLOWSERVE modelo LEM 251 con un rango de presiones de 33 mbar a 1013mbar y un flujo de succión de $100 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ a $260 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$. Las características técnicas adicionales de la bomba seleccionada se pueden observar en la figura 1 y figura 2 del anexo F.

Figura 47

Bomba de vacío



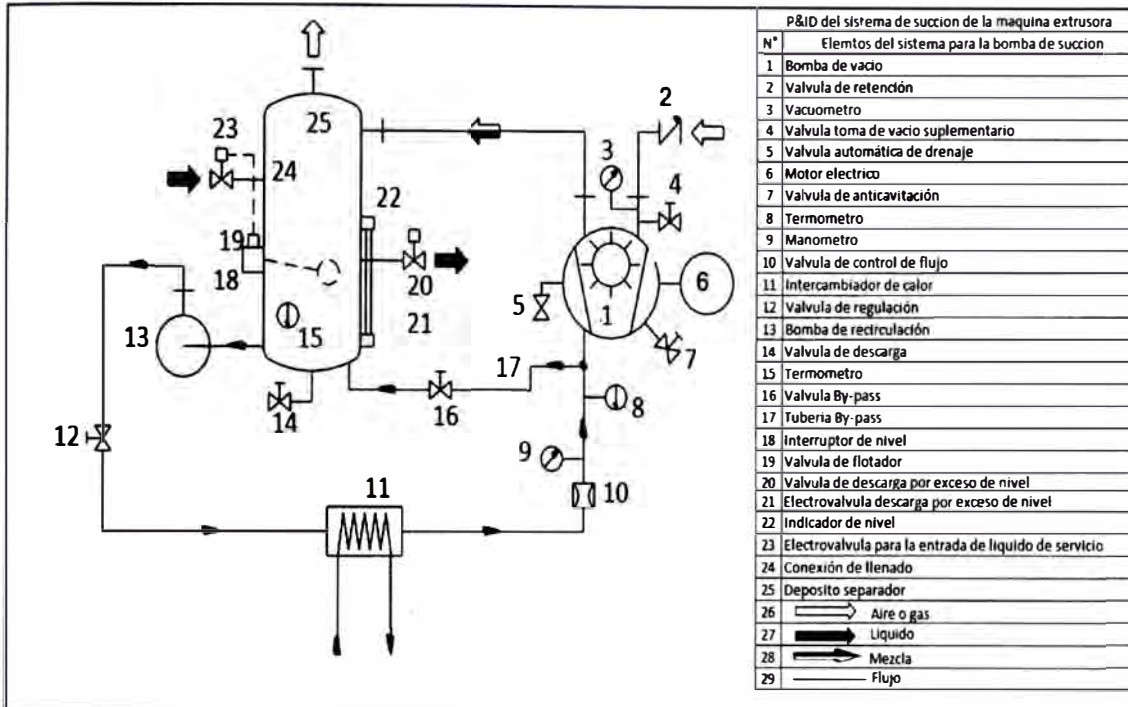
Nota: Figura de la bomba LEM 251. Fuente: (FLOWSERVE. 2022)

Se procede con hacer el diseño de la instalación mediante un PI&D. El agua que se va recircular se calentara, para ello se instalara un intercambiador de calor, para separar el aire y el agua que sale de la bomba de vacío se instalara un depósito separador, unas válvulas, termómetros, vacuómetros entre otros elementos.

Diseño del P&ID de la bomba de vacío

Figura 48

PI&D del sistema de succión



Nota: PI&D del sistema de succión de la bomba de vacío que se va conectar a la maquina extrusora. Fuente: El mismo autor.

El aire succionado de la pasta ingresa hacia la cámara de vacío y se dirige a la salida donde se conecta por una tubería a la bomba de vacío. En la tubería se instala una válvula de retención (N°2 en la Figura 48) para permitir fluir al aire en un solo sentido, se instala un Vacuómetro (N°3 en la Figura 48) para medir la depresión, se instala la válvula de toma de vacío suplementario (N°4 en la Figura 48) que se encarga de regular la depresión. La bomba de vacío (N°1 en la Figura 48) está conectado a un motor eléctrico (N°6 en la Figura 48), está conectado también a una válvula de anti cavitación (N°7 en la Figura 48) para evitar la cavitación en la bomba de vacío, y también está conectado a una válvula automática de drenaje (N°5 en la Figura

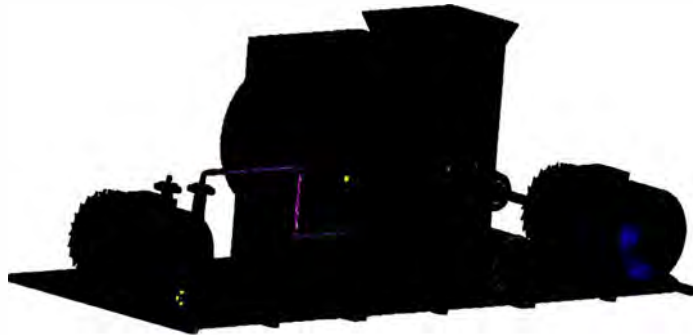
48) para expulsar del sistema líquidos y residuos acumulados. La mezcla de aire y agua se dirige hacia el depósito separador (N°25 en la figura 48) donde el aire es expulsado al ambiente y el agua es recirculado mediante una bomba de recirculación (N°13 en la Figura 48) siendo dirigido hacia el Intercambiador de calor (N°11 en la Figura 48) para enfriar el agua, luego el flujo de agua es conducido por la tubería hacia la bomba de vacío pasando por la válvula de control de flujo (N°10 en la Figura 48) que tiene la función de regular el flujo de agua que va ingresar a la bomba de vacío, adicionalmente en la tubería se instala un termómetro (N°8 en la Figura 48) y un manómetro (N°9 en la Figura 48) para medir la temperatura y la presión del agua que fluye en la tubería. Se instala una tubería de By-pass (N°17 en la figura 48) para suministrar agua adicional al depósito separador y una válvula By-pass (N°16 en la Figura 48) para controlar la presión y realizar la descarga de la línea By-pass cuando se cierra el circuito.

3.4 ESTUDIO DE LOS ELEMENTOS DE LA EXTRUSORA DE LADRILLOS CON SIMULACION EN SOFTWARE ANSYS

Para el presente trabajo los cálculos realizados tienen que ser comprobados con un estudio en el programa ANSYS. Se inicia con un estudio estático de la carcasa de la máquina extrusora de ladrillos, luego con el estudio del cilindro, luego el estudio del diseño de la turbina de succión, luego el estudio del eje del tornillo extrusor, luego el estudio del tornillo extrusor, estudio del eje del apisonador, y por último el molde con el portamolde. Se realizará un estudio estático en ANSYS con las cargas a la que será sometido la maquina extrusora. Se comprobará con el estudio en el software que el factor de seguridad es adecuado de acuerdo a los materiales asignados en los cálculos iniciales. El factor de seguridad se calcula de acuerdo a la Tensión VON MISES. Se muestra el diseño final de la maquina extrusora en la figura 49 y se muestra el sistema mecánico de la maquina extrusora en la figura 50.

Figura 49

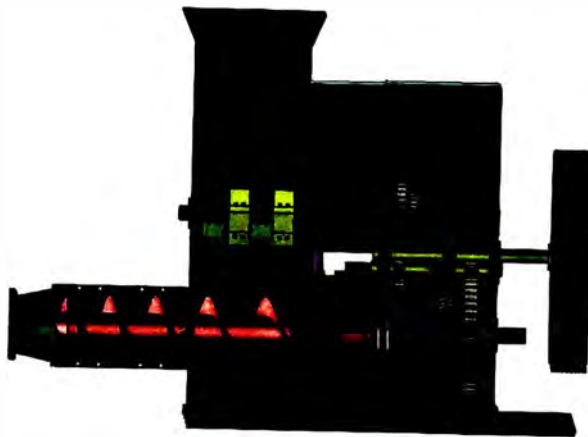
Maquina extrusora



Nota: Se muestra el diseño de la máquina extrusora con bomba de vacío. Fuente: El mismo autor.

Figura 50

Sistema mecánico de la maquina extrusora



Nota: Se observa el sistema mecánico interno de la máquina extrusora con bomba de vacío. Fuente: El mismo autor.

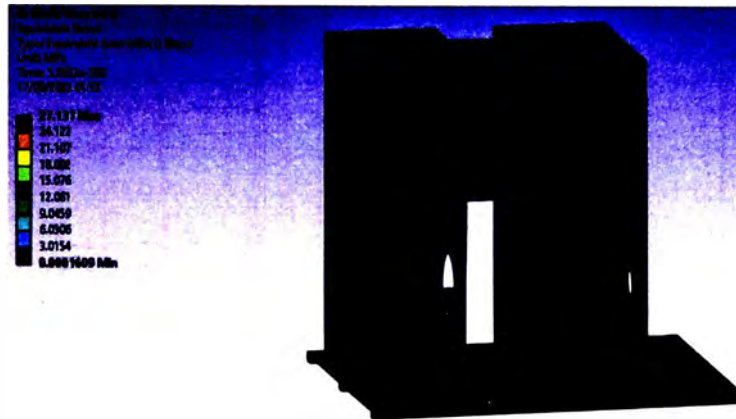
3.4.1 Estudio Estático de la Carcasa de la Maquina Extrusora

El estudio de la carcasa implica someter a esfuerzos de corte, de tracción, de torsión y observar cómo se comporta la estructura y la soldadura. En el diseño se usó una soldadura de

cordón de 7.5mm con electrodos E6010 mediante proceso de soldadura SMAW.

Figura 51

Von Mises de la carcasa



Nota: Se muestra el diseño de la carcasa de la extrusora de ladrillos y la Tensión de Von Mises Fuente El mismo Autor.

Figura 52

Factor de seguridad de la carcasa



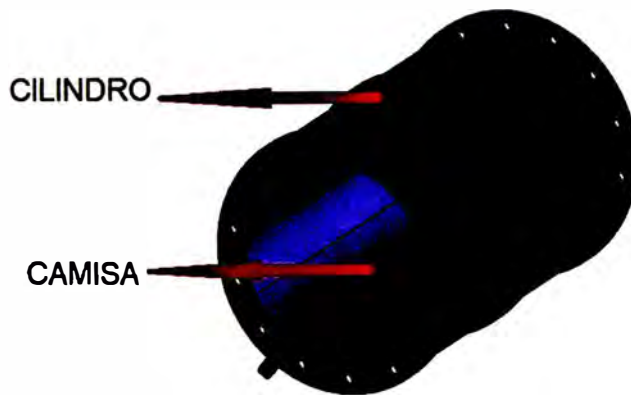
Nota: Simulación de la carcasa de la extrusora para ladrillos donde se muestra el Factor de seguridad. Fuente: El mismo autor.

Como se puede observar aplicando la teoría de Von Mises se observa que se obtiene un Factor de seguridad mínima de 8.85(Figura 52). Este resultado garantiza que la estructura soportará los esfuerzos a la que será sometida durante su funcionamiento. El esfuerzo Von Mises máximo a la que será sometido la carcasa es de 27MPa (Figura 51). Las planchas de acero que se usa para la construcción de la carcasa son las planchas ASTM A36(Tabla 1 anexo H) con un espesor comercial de 12mm, y la soldadura que se aplica es el SMWA con varilla E6010. Si se aplica la fuerza axial que genera el tornillo el factor de seguridad se disminuye a 2.4.

3.4.2 Análisis del Cilindro-Camisa

Figura 53

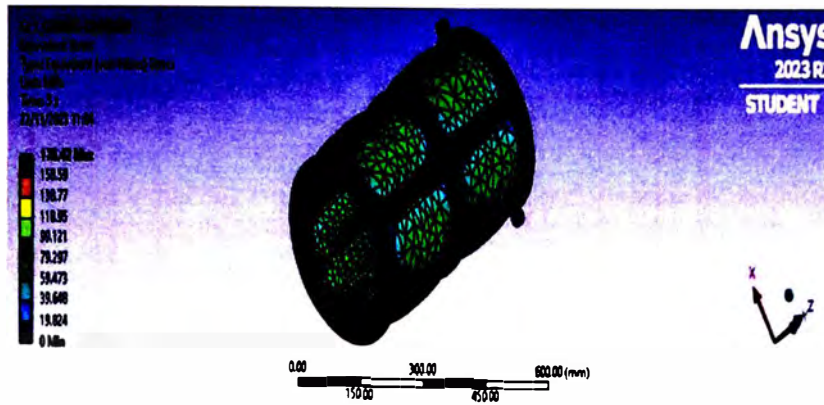
Tornillo y camisa del cañón



Nota: Se muestra el diseño del tornillo y la camisa. El elemento que sufrirá abrasión será la camisa. El diseño se realiza en el programa de SolidWorks. Fuente: El mismo autor.

Figura 54

Von mises de cilindro - camisa



Nota: Se obtuvo un Von Mises de 114.9MPa con el programa ANSYS. Fuente: El mismo autor.

Figura 55

Factor de seguridad del cilindro - camisa



Nota: Factor de seguridad del cilindro- camisa realizado con el programa ANSYS. Fuente: El mismo autor.

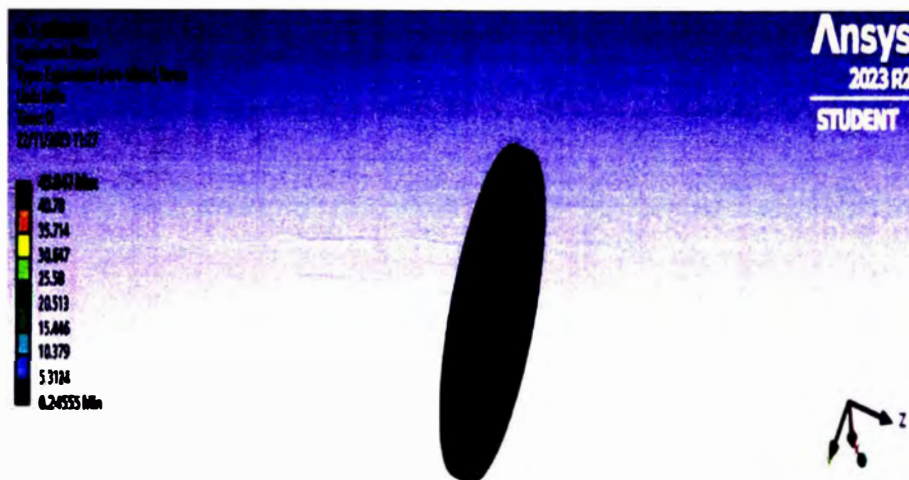
Como se puede observar en el diseño (Figura 53) con el programa SOLIDWORKS, está conformado por el cilindro y la camisa. el esfuerzo de Von Mises máximo obtenido con el

programa ANSYS es de 178 MPa (Figura 54), El factor de seguridad mínimo obtenido en ANSYS es 1.345 (Figura 55) El material asignado es la plancha de acero ASTM A36 (Tabla 1 anexo H).

3.4.3 Análisis de la turbina de succión

Figura 56

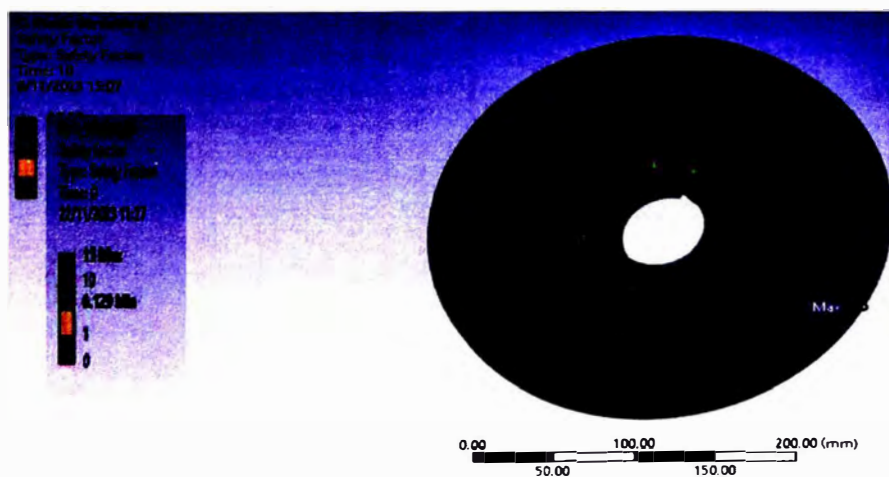
Tensión von-Mises



Nota: Tensión Von Mises de la turbina realizado con ANSYS. Fuente: El mismo autor

Figura 57

Factor de seguridad



Nota: Factor de seguridad mínima de 6.129 con el programa ANSYS. Fuente: El mismo autor

Como se puede observar el esfuerzo de Von Mises máximo es de 45.84 MPa (Figura 56), el material asignado, el espesor calculado y el diseño hacen posible que soporte los esfuerzos aplicados durante su funcionamiento. El factor de seguridad obtenido en ANSYS es de 6.12 (Figura 57). El material asignado para la fabricación de este elemento de la maquina extrusora es el acero AISI 1020 (Tabla 5 anexo H).

3.4.4 Estudio del eje del tornillo extrusor

Figura 58

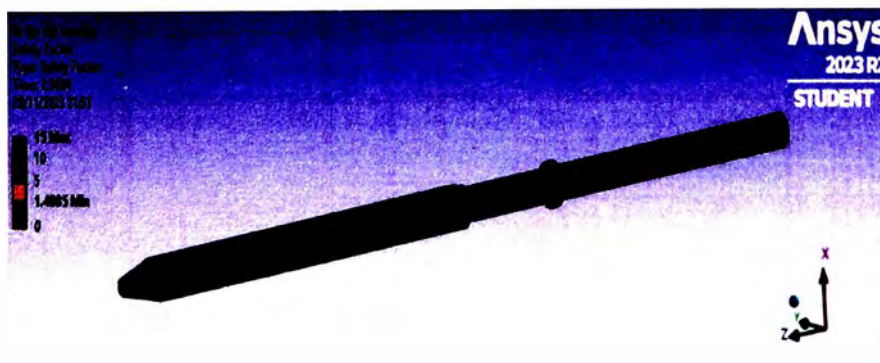
Esfuerzo de Von Mises



Nota: Esfuerzo de Von Mises del eje del tornillo extrusor. Fuente: El mismo autor

Figura 59

Factor de seguridad del eje del tornillo extrusor



Nota: El factor de seguridad del eje del tonillo extrusor con el software ANSYS. Fuente: El mismo autor.

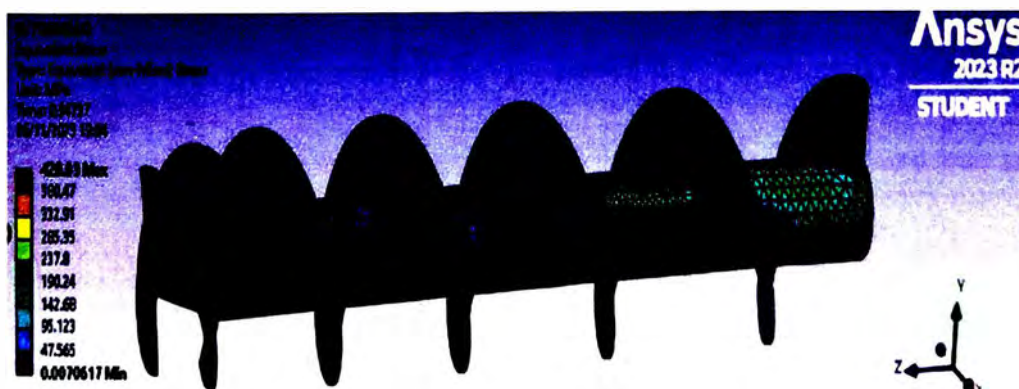
Por recomendación de ingenieros con gran recorrido en el rubro de diseño de máquinas se hizo el estudio con acero VCL (Tabla 6 anexo H) obteniéndose mejores resultados. Como se puede observar el factor de seguridad mínimo obtenido con el software ANSYS de 1.4 (Figura 59) y se puede observar también un esfuerzo de Von Mises máximo obtenido con el software ANSYS de 344 MPa (Figura 58). Los resultados concuerdan con los cálculos realizados. Para esta simulación el eje fue sometido a una fuerza de compresión y una torsión debido a la reacción durante la extrusión, se aplicó fuerzas de reacción en los puntos de apoyo (los rodamientos). Se demuestra que el diseño del eje de la extrusora es adecuado para soportar los esfuerzos sometidos.

3.4.5 Análisis estructural del tornillo extrusor

Para el análisis del estudio de la estructura del tornillo extrusor, se usó el material AISI 1020 (Tabla 5 anexo H). El estudio en el software ANSYS la Tensión Von Mises máximo obtenido es de 428 MPa (Figura 60) y un Factor de seguridad mínimo de 1.13 (Figura 61) que es aceptable para el diseño.

Figura 60

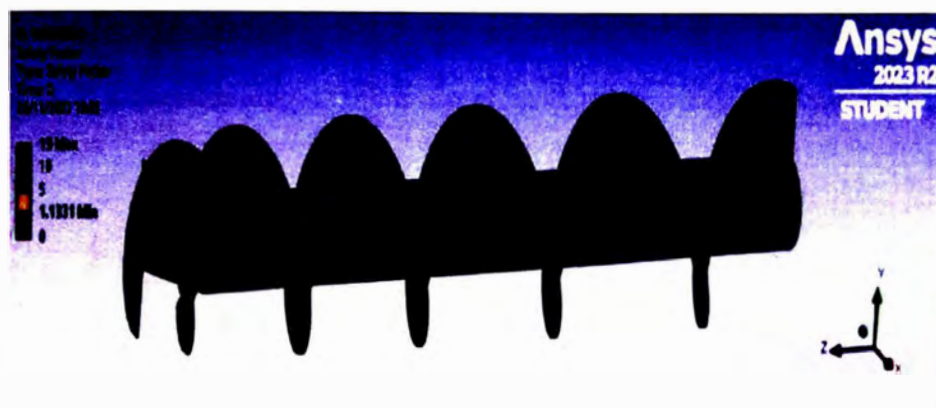
Tensión de Von Mises del tornillo extrusor



Nota. Se observa el tornillo extrusor sometido a fuerzas axiales y a torsión y en la escala se observa los Esfuerzos Von Mises. Fuente: el mismo autor.

Figura 61

Factor de seguridad del tornillo extrusor

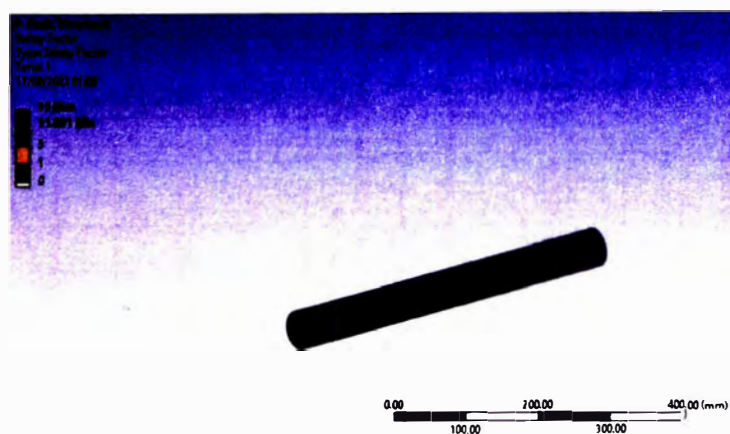


Nota: Factor de seguridad de la estructura del tornillo extrusor. Fuente: El mismo autor.

3.4.6 Análisis del Eje de los Apisonadores

Figura 62

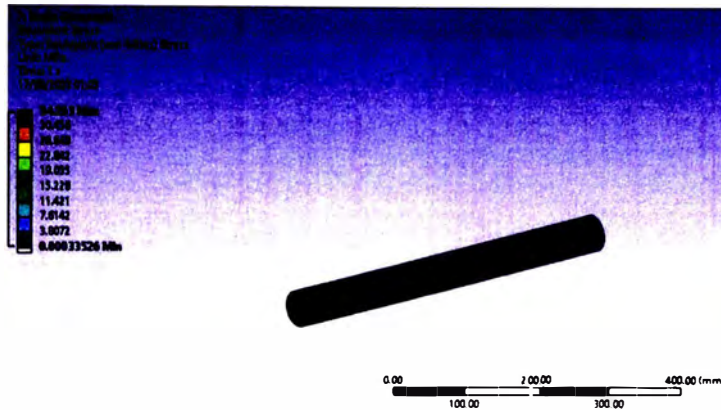
Factor de seguridad del eje del apisonador



Nota: Factor de seguridad del eje del apisonado con el software ANSYS. Fuente: El mismo autor.

Figura 63

Von Mises de eje del apisonador



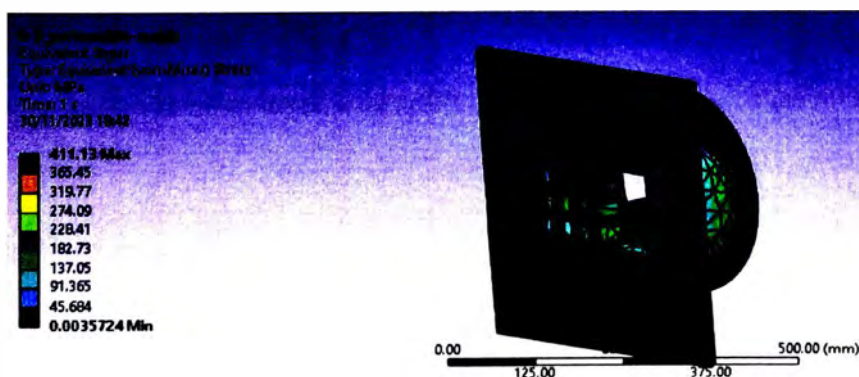
Nota: Se muestra el estudio de la estructura eje del apisonador. se muestra el Von Mises. Fuente: El mismo autor

El eje este fabricado de un acero AISI1035 (Tabla 4 anexo H), obteniéndose un factor de seguridad de 11.1(Figura 62) y un esfuerzo de Von Mises de 34.3MPa (Figura 63), si bien se ha obtenido un factor de seguridad aceptable, se recomienda usar la barra de Acero AISI 4140(Tabla 2 anexo H) ya que en el mercado peruano no hay aceros AISI 1035, además el acero AISI 4140 tiene mejores propiedades mecánicas que el acero AISI 1035.

3.4.7 Análisis de la porta molde-molde

Figura 64

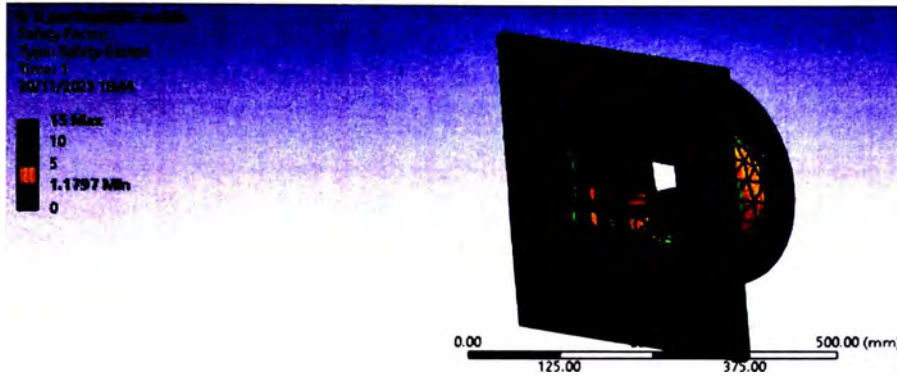
Von Mises del portamolde-molde



Nota: Se muestra el resultado en el software ANSYS de esfuerzo Von Mises. Fuente: El mismo autor

Figura 65

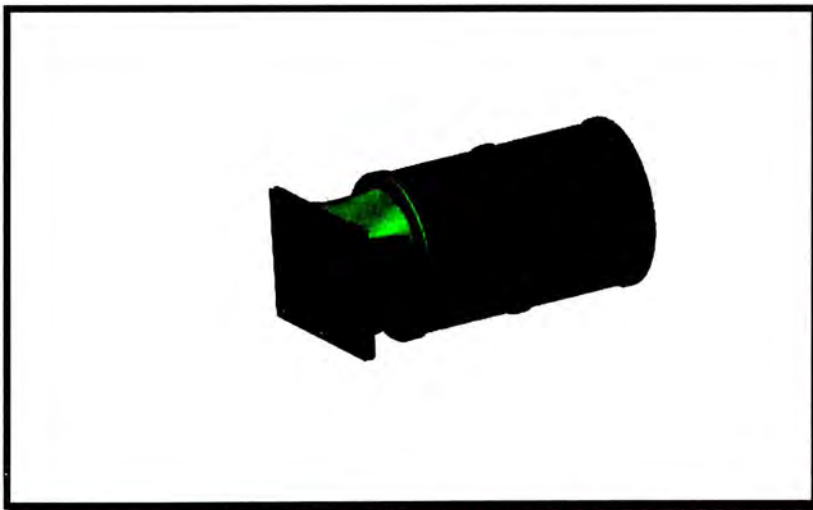
Factor de seguridad del portamolde



Nota: actor de seguridad de la simulación de la porta molde-molde en Software ANSYS. Fuente: El mismo autor

Figura 66

Cañón de la maquina extrusora



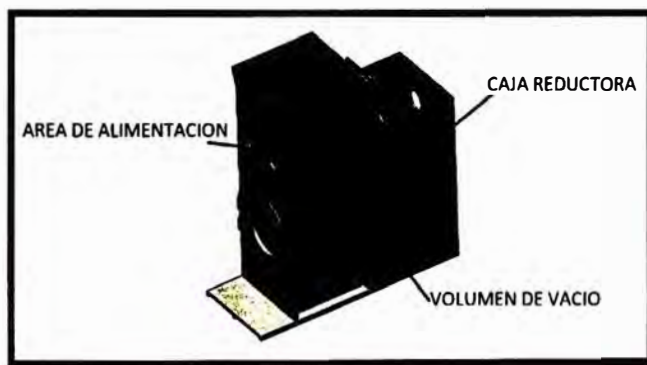
Nota: Se muestra el diseño del cañón. Está formado por la camisa, el cilindro, el molde y el portamolde. Fuente: El mismo autor.

Como se puede apreciar en la simulación la tensión de Von Mises máxima el software ANSYS es 411 MPa (Figura 64); mientras que el factor de seguridad mínimo en el Software ANSYS es 1.18 (Figura 65), también se observa el cañón de la maquina extrusora (Figura 66). El material asignado para para la fabricación de la portamolde y el molde es el acero Bohler K100, por lo que se observa en la simulación el elemento soportara la presión de extrusión para la que se diseña la máquina.

3.4.8 Especificaciones Técnicas Para el Proceso de Fabricación de la Maquina Extrusor

Figura 67

Áreas de la carcasa



Nota: Se muestra las áreas de la carcasa de la maquina extrusora. Fuente el mismo autor.

la carcasa este compuesto por secciones que tienen una función específica. Está el área de alimentación donde se encuentran los apisonadores, es el área por donde entra la arcilla y en donde a la arcilla se la empujara hacia el tornillo extrusor(Figura 54); el área caja reductora donde están los juegos de engranajes que tienen la función de reducir la velocidad, la caja reductora tendrá una velocidad de ingreso de 300rpm y una velocidad de salida de 25rpm para el eje del tornillo extrusor y una velocidad de 50rpm para el eje de los apisonadores; el de área vacío donde

la presión es negativa y por consiguiente succionara el aire de la arcilla que posteriormente se va a extruir, el vacío generado es graduable de acuerdo a las condiciones específicas de la bomba cuya máxima capacidad será de $250\text{m}^3/h$. La soldadura a usar para planchas de acero ASTM A36 es de tipo SMWA con electrodos E6010(recomendación de técnicos).

Eje de los apisonadores

Se fabrican con barras de acero AISI 4140(VCL), en el mercado está disponible la barra de sección redonda de 60mm de diámetro, para disminuir el diámetro y darle la forma requerida se procede hacer el torneado de esta manera se disminuye el diámetro a las dimensiones requeridas, el diámetro de la barra redonda donde se instalan los apisonadores debe ser mayor al diámetro de la barra donde se instala los rodamientos. Se puede observar en las siguientes figuras el acabado final de los ejes de los apisonadores.

Eje del tronillo extrusor

Por recomendación de los técnicos se va usar una barra de sección circular de material Bohler VCL con tratamiento térmico, en el mercado hay disponibles barras de 80mm considerándose la más apropiada. En el estudio en los programas se realizó con el AISI 1035 pero se presentan unos escases en el mercado peruano y el material con características superiores y abundante en el mercado peruano es el Bohler VCL, hay técnicos que recomiendan que sea de VCN sin embargo se optó por el VCL (es ligeramente más barato). Los trabajos metalmecánicos a usarse es el torneado para disminuir el diámetro de la barra y para darle la forma cuadrada con vértices redondeados se usa el cepillado.

Tornillo extrusor

El procedimiento de fabricación del tornillo extrusor es la fundición de una aleación acero AISI 1035, pero técnicamente el tornillo extrusor durante su operación se va desgastar, por ello se fabrica de un material que tenga poco carbono de esta manera se podrá hacer el relleno con soldadura donde hay desgaste, para esta pieza se recomienda un acero AISI 1020.

Camisa

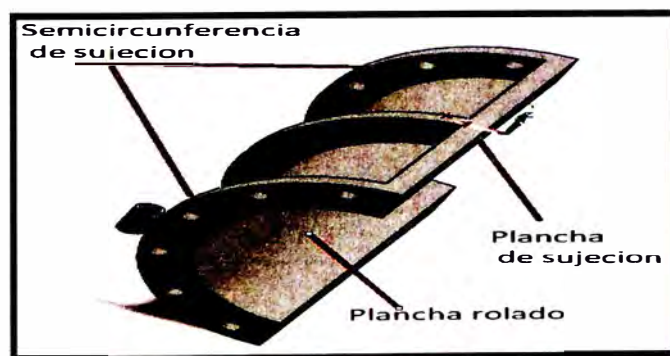
La camisa es el elemento que va entre el cilindro y el tornillo extrusor según los cálculos se le puede asignar el AISI 1020, sin embargo, si se tiene en cuenta que la camisa es uno de los elementos que va sufrir una abrasión debido a que tiene un contacto directo con la pasta, se recomienda usar planchas roladas de 4mm de espesor de acero ASTM A36, ya que es más económico.

Cilindro

Las pruebas de simulación se hicieron con planchas de acero AISI 1010, una plancha de acero de $\frac{1}{4}$ " de espesor, la plancha de acero será sometido al rolado y se hace ajustes para que ambos lados encajen con precisión. Las semicircunferencias Figura () donde actúan como sujeciones (serán empernados) son plancha de acero ASTM A36 de 12mm de espesor (Tabla 1 anexo H), para el cilindro se hace el rolado y para los sujetadores donde será empernado se hace un corte de la forma media circular y con el troquelado se hacen los agujeros. Los pernos que se van a usar es el M14X30-8.8(Tabla 10 anexo H).

Figura 68

Partes del cilindro



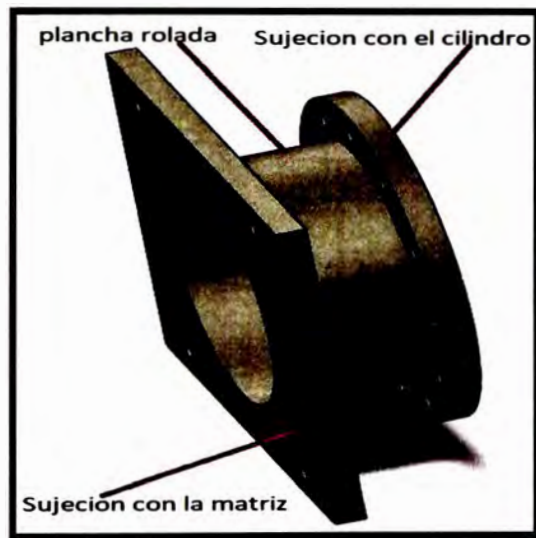
Nota. Se muestra el cilindro y sus partes. Fuente: El mismo autor

Portamolde

El análisis se realizó con acero AISI 1020, sin embargo, recomendación del técnico se usará aceros K100 ya que el material será sometido a una gran fricción, a una gran presión. El acero bohler K100 (Tabla 8 anexo H) será fundido para obtener la pieza deseada, poseen mejores propiedades mecánicas que el AISI 1020.

Figura 69

Portamolde

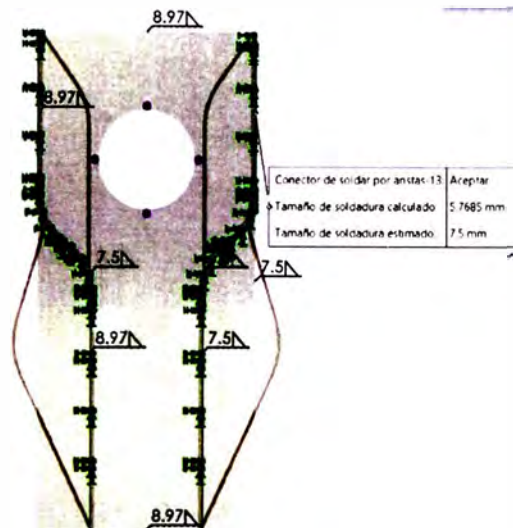


Nota: Se muestra las partes del porta-molde. Fuente: El mismo autor.

Análisis y selección de soldadura por simulación

Figura 70

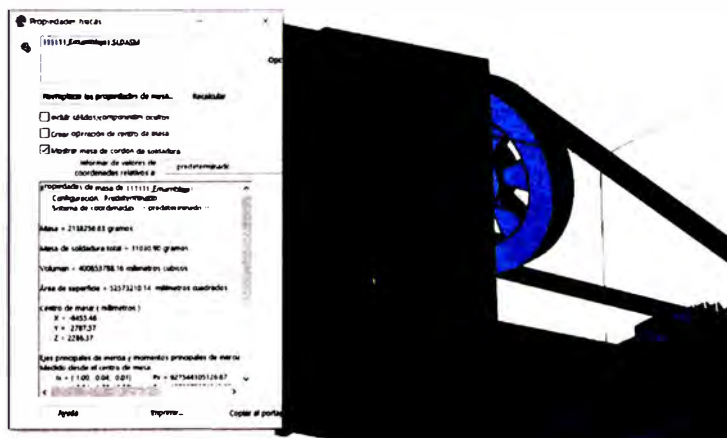
Estudio de soldadura para la carcasa



Nota: Se observa el tamaño de soldadura calculado por el programa es de 5.8 mm. Fuente: El mismo autor.

Figura 71

Soldadura para la carcasa de la maquina extrusora



Nota: Los cálculos para la cantidad de soldadura que se va usar se determinó con el software SOLIDWORKS.

Fuente: El mismo autor.

Para asignar el tamaño de soldadura se hizo un estudio con el software SOLIDWORKS, el tamaño máximo recomendado por el software es de 5.78mm, pero para el presente proyecto se asignó una soldadura de 7.5mm (Figura 70). El estudio se realiza con electrodos E6011 para la soldadura de la estructura y de los elementos de la maquina debido a que son de acero ASTM A36. El software SOLIDWORKS calcula que se va requerir 32Kg de soldadura (Figura 71). El precio de 1Kg de electrodos E6011 es aproximadamente S/105.00(Ciento cinco nuevos soles) consultado en tiendas. Entonces el costo total de soldadura será de S/ 3360.00(Tres mil trescientos sesenta nuevos soles).

CAPITULO IV

ESTRUCTURA DE COSTOS Y EVALUACIÓN TÉCNICA DE LA MEJORA

4.1 ESTRUCTURA DE COSTOS

4.1.1 Costos de los recursos materiales

Tabla 12

Tabla de costo de los materiales

COSTOS DE MATERIALES Y ELEMENTOS DE LA MAQUINA EXTRUSORA CON BOMBA DE VACIO						
N°	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO(\$)	PRECIO TOTAL (\$)	PRECIO TOTAL (S/)	OBSERVACIONES
1	TORNILLO EXTRUSOR		\$200.00	\$200.00	S/ 764.00	Son 4 piezas de fundición de AISI
2	PORTA MOLDE	1	\$300.00	\$300.00	S/ 1,146.00	Es 1 pieza de fundición de Bohler
3	EJES DEL EXTRUSOR	1	\$1,100.00	\$1,100.00	S/ 4,202.00	Es una barra maquinada de 70mm de diametro de VCN
4	EJES DEL APISONADOR	2	\$210.00	\$420.00	S/ 1,604.40	Es una barra maquinada de 60mm de diametro de VCL
5	EJES DE LOS ENGRANAJES	3	\$180.00	\$540.00	S/ 2,062.80	Es una barra maquinada de 60mm de diametro de VCL
6	APISONADOR	4	\$150.00	\$600.00	S/ 2,292.00	Es una fundicion de AISI 1020
7	ENGRANAJES	8	\$190.00	\$1,520.00	S/ 5,806.40	
8	RODAMIENTO CILINDRICO CON ROTULA	1	\$75.00	\$75.00	S/ 286.50	294212 E
9	RODAMIENTO DE RODILLOS CILINDRICOS	2	\$65.00	\$130.00	S/ 496.60	N312 ECP
10	RODAMIENTO DE RODILLOS CILINDRICOS	10	\$65.00	\$650.00	S/ 2,483.00	UN 210 ECP
11	POLEA PEQUEÑA	1	\$50.00	\$50.00	S/ 191.00	
12	POLEA GRANDE	1	\$150.00	\$150.00	S/ 573.00	
13	FAJAS	8	\$15.00	\$120.00	S/ 458.40	
14	MOTOR	1	\$4,100.00	\$4,100.00	S/ 15,662.00	60HP a 1200rpm de 220/380/440 V marca SIEMENS
15	BOMBA DE VACIO	1	\$4,000.00	\$4,000.00	S/ 15,280.00	Bomba de vacio de hasta 250m3/h de 7.5 HP
16	PLANCHAS DE ACERO		\$2,400.00	\$2,400.00	S/ 9,168.00	Plancha de acero de ASTM A36
17	MOLDE	1	\$500.00	\$500.00	S/ 1,910.00	Fundicion Bohler k100
18	TURBINA	1	\$80.00	\$80.00	S/ 305.60	Fundicon de acero AISI 1020
19	BOCAMAZA	1	\$200.00	\$200.00	S/ 764.00	
20	SOLDADURA	32kg	\$30.00	\$960.00	S/ 3,667.20	Electrodos E6011
21	TOTAL			\$18,095.00	S/ 69,122.90	

Nota: Tabla de costos de materiales y elementos de la máquina que han sido fabricadas por fundición. Fuente: El mismo autor.

4.1.2 Costos de los recursos humanos

Para el proyecto se contrata un jefe de proyecto que organice y planifique los trabajos durante 3 meses, se le proporcionará 3 técnicos para el ensamblado de la máquina.

Tabla 13

Costos de los recursos humanos

COSTO DE LOS RECURSOS HUMANOS							
ITEM	PERSONAL	CANTIDAD	TIEMPO DE TRABAJO	COSTO MENSUAL(S/.)	COSTO TOTAL (S/)	COSTO TOTAL(\$)	
1	Jefe de proyecto	1	3 meses	S/ 2,500.00	S/ 7,500.00	\$ 2,027.10	
2	Técnicos	2	3 meses	S/ 1,500.00	S/ 4,500.00	\$ 1,216.20	
3		TOTAL					\$ 3,243.30

Nota: Cuadro de costo de los recursos humanos

4.1.3 Costo de los recursos de oficina

Tabla 14

Costo de recursos de oficina y taller

COSTO DE RECURSOS DE OFICINA Y TALLER			
ITEM	DESCRIPCION	COSTO TOTAL(S/)	COSTO TOTAL(\$)
1	Papelería	S/ 250.00	\$ 67.60
2	Utilías de oficina	S/ 400.00	\$ 108.10
3	Impresiones de planos y documentos	S/ 300.00	\$ 81.10
4	Alquiler de taller por tres meses	S/ 2,000.00	\$ 540.50
5	Total	S/ 2,950.00	\$ 797.30

Nota: Cuadro de costo de los recursos para realizar planos, documentaciones y arrendar un taller equipado para armar la máquina. Fuente: El mismo autor.

4.1.4 Costo total del proyecto

Para saber el costo total, se debe hacer la suma correspondiente del costo parcial materialés, recursos humanos y por último el cuadro de recursos de oficina y taller. Se debe considerar que no se está tomando en cuenta el costo de los elementos del sistema de la bomba de vacío y del sistema eléctrico que se va instalar a las maquinas extrusora propuesta en este trabajo debido a que la maquina extrusora importada no toma en cuenta estos elementos en su costo total.

Tabla 15

Tabla de costo total del proyecto

COSTO TOTAL DEL PROYECTO		
ITEM	DESCRIPCION	COSTO TOTAL(\$)
1	Costo de recursos y materiales	\$ 18,095.00
2	Costo de los recursos humanos	\$ 2,028.00
3	Costo de recursos de oficina y taller	\$ 797.30
4	Total	\$ 20,920.30

Nota: Cuadro de costo total del proyecto para la construcción de la maquina extrusora de ladrillos con bomba de vacío. Fuente: El mismo autor

4.2 EVALUACION TECNICA DE LA MEJORA

4.2.1 Beneficio técnico esperado de la mejora

Entre los beneficios técnicos producto de la mejora se puede decir que son los siguientes:

- El material seleccionado para la fabricación de los diversos componentes de la maquina extrusora soportara los esfuerzos sometidos.
- La relación entre la velocidad del tornillo extrusor y los apisonadores es el adecuado para que funcionen en coordinación.
- La selección del motor es el adecuado considerando la capacidad de producción planteado.

- La bomba de vacío succiona el aire de la pasta haciéndola más densa y por tanto más compacta.
- Los dados del molde son de mayor dimensión ya que la arcilla es más densa y por tanto se requiere menor cantidad de arcilla.

4.2.2 Beneficio económico esperado de la mejora

Haciendo una comparación entre la maquina extrusora propuesta en este trabajo y una maquina importada.

Tabla 16

Costo de la maquina importada

COSTO DE LA MAQUINA IMPORTADA		
ITEM	DESCRIPCION	COSTO TOTAL(\$)
1	Maquina extrusora 10T/h al vacio	\$ 32,100.00
2	Bomba de vacio	\$ 4,000.00
4	Total	\$ 36,100.00

Nota: Cuadro de costos total de una maquina importada de Brasil considerando envío a lima. Fuente: El mismo autor.

Tabla 17

Comparación de pueblós

COMPARACIÓN DE COSTOS		
ITEM	COTIZACIÓN DE LAS MAQUINAS	COSTO TOTAL(\$)
1	Costo total de la maquina propuesto	\$ 20,920.00
2	Costo total de la maquina importada	\$ 36,100.00

Nota: Cuadro de comparación de costo de la maquina propuesto en el proyecto y la maquina importada.

La máquina del proyecto posiblemente es menos costosa en comparación a una maquina importada según la comparación en la Tabla 17. Para fines de cálculo se va suponer algunas situaciones. La tasa de retorno es 12%. Se va suponer que la demanda de ladrillos es de 100 millares al mensuales, el costo en lima de los ladrillos es de 0.75 nuevos soles (precio referencial), entonces el ingreso bruto será de \$20.161,00; teniendo en cuenta el costo de inversión para la fabricación incluye insumos, gasto de energía, alquiler de local, mano de obra, pago mensual al banco, ganancia del inversor, la suma de todos esos factores será aproximadamente \$13.911,00. El estudio se va considerar la rentabilidad se realizará para 18 meses ya que es el tiempo aceptable de una ladrillera para recuperar su capital. El flujo de capital será \$6.250,00. Teniendo todos los datos para realizar el cálculo se procede a realizar el estudio.

Maquina extrusora importada del extranjero. Considerando que para la maquina extrusora importada el flujo de caja es la misma en comparación con la maquina extrusora del proyecto. La inversión inicial de la máquina importada es de \$36,100.00 para mayor información de los datos técnicos ver figura 5 anexo F, considerando el costo del flete y el costo de instalación, la maquina extrusora importada tendrá un costo de inversión de \$45.000,00. Calculando el VAN con la ecuación (0):

$$VAN = -\$45.000,00 + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + 0.12)^1} + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + 0.12)^2} + \dots + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + 0.12)^{18}} = \$310,44$$

Considerando que en el costo de la máquina del proyecto se incluye el costo de instalación, el costo total de la máquina del proyecto asciende a \$26.000,00. Calculando el Valor Actual Neto con la ecuación (0):

$$VAN = -\$26.000,00 + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + 0.12)^1} + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + 0.12)^2} + \dots + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + 0.12)^{18}} = \$19.310,44$$

Conclusión: Se observa que el valor actual neto en el estudio económico de la maquina extrusora del proyecto es mayor, se requiere menos tiempo para recuperar el capital invertido y ver

ganancias, mientras que para la maquina importada se requiere 18 meses como mínimo para observar que se está recuperando la inversión, mientras que el tiempo de recuperación de la inversión de la maquina extrusora del proyecto es menor.

4.2.3 *Beneficio esperado de la mejora*

- Disminución en gran medida de los errores de producción del ladrillo crudo en comparación a la producción manual.
- Mejora del proceso de extrusión, permitiendo la mejora de todos los procesos que implica la fabricación de ladrillos.
- Optimiza el uso de materia prima (arcilla) en la fabricación del tocho.
- Con el tocho producido con la maquina extrusora se produce en mayor cantidad de ladrillos crudo en comparación a la producción manual. Se tiene que tener en cuenta el proceso de corte del tocho.
- Ahorro del tiempo de producción.

4.2.4 *Relación beneficio vs costo*

La relación de costo-beneficio es el siguiente

Planteando la ecuación:

$$\frac{C}{B} = \frac{\text{Ingresos totales netos}}{\text{Costos totales}} \dots \dots \dots (92)$$

Asumimos que una vez solventada la inversión, los ingresos totales van a ser

Primero: Maquina extrusora del proyecto aplicando la ecuación (92):

$$\frac{C}{B} = \frac{\$45.400,00}{\$26.000,00} = 1.74$$

Segundo: Maquina importada aplicando la ecuación (92):

$$\frac{C}{B} = \frac{\$45.400,00}{\$45.000,00} = 1.01$$

4.2.5 Tasa interna de retorno

Se plantea la ecuación del TIR que el significado de sus siglas es Tasa Interna de Retorno:

$$0 = C.I + \frac{\text{FLUJO}}{(1 + \text{TIR})^1} + \frac{\text{FLUJO}}{(1 + \text{TIR})^2} + \dots + \frac{\text{FLUJO}}{(1 + \text{TIR})^n} \dots \dots \dots (93)$$

Donde:

C.I = Costo de inversión inicial

FLUJO = Es la cantidad de dinero neto que ingresa durante un periodo

Para simplificar los cálculos se procede con el cálculo en Excel para la maquina extrusora importada, aplicando la ecuación (93):

$$0 = -\$45.000,00 + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + \text{TIR})^1} + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + \text{TIR})^2} + \dots + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + \text{TIR})^{18}}$$

$$\text{TIR} = 12\%$$

Calculando el tiempo de recuperación es de 18 meses. Para simplificar los cálculos se procede con el cálculo en Excel para la maquina extrusora del proyecto, aplicando la ecuación (93):

$$0 = -\$26.000,00 + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + \text{TIR})^1} + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + \text{TIR})^2} + \dots + \frac{\$ 6.250,00}{(1 + \text{TIR})^{18}}$$

$$\text{TIR} = 24\%$$

Calculando el tiempo de recuperación es de 7 meses.

Se concluye que es más rentable construir una maquina en el país que importar del extranjero. Este estudio se hizo de una superficial sin considerar el mantenimiento ni las pruebas de ensayo cuando se construye la máquina.

CONCLUSIONES

1. Se cumplió con el objetivo de diseñar una máquina extrusora para la elaboración de tochos para la producción de ladrillos cerámicos, incorporándole una bomba de vacío, ofreciéndose la posibilidad de su implementación y optimizar el proceso productivo de ladrillos.
2. Con el estudio y análisis de la maquina extrusora a diseñar, se consiguió elaborar un diseño preliminar de sus partes constitutivas, considerando la incorporación de una bomba de vacío.
3. Se consiguió diseñar el sistema de compactación de la maquina extrusora con la incorporación de la bomba de vacío, condición que permite la selección de los componentes y accesorios necesarios que se consideraron emplear en el diseño de la máquina.
4. Finalmente se desarrolló la ingeniería de detalle de la transmisión de la maquina extrusora, para así, culminar su diseño con la incorporación de la bomba de vacío a la máxima extrusora.

BIBLIOGRAFIA

1. ACEROS ESPECIALES. (2023).
2. ABB. (2023). ABB. Obtenido de https://library.e.abb.com/public/b6bc1de77b724622a9f79af5044f2b30/1SBC100197C0702%20Catalogo_resumido_control_y_proteccion_de_motores_ES.pdf
3. Almache Oña, B. P., & Venegas Travez, H. I. (2019). "Implementacion de una maquina extrusora de ladrillos en la microempresa Rey Saul del Canton Saquisilí". *Pregrado*. Universidad Tecnica de Cotopaxi, Latacunga, Ecuador.
4. Alva Davila, F. (2009). *Calculo de Elementos de Maquinas-II*. Lima.
5. Alva Davila, F. (2009). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS I*. LIMA.
6. Alva Davila, F. (2009). *Diseño de elementos de maquinas II*. lima.
7. Anguita Delgado, R. (1977). *Extrusion de plasticos: Teoria y equipos*. Madrid.
8. AREQUIPA, A. (2023). Obtenido de <file:///C:/Users/ADMIN/Downloads/Catalogoproductosacerosarequipa.pdf>
9. Aula 21. (2023). *Centro de información técnica para la industria*. Obtenido de <https://www.cursosaula21.com/como-funciona-un-motor-electrico/>
10. Balseca Balseca, H. E. (2013). Estudio de un sistema semiautomático moldeador de ladrillos de arcilla para reducir el tiempo de Elaboracion en la ladrillera artesanal del Canton Chambo provincia de Chimborazo. *pregrado*. Universidad Tecnica de Ambato, Ambato.
11. Barranzuela Lescano, J. (2014). "Proceso productivo de los ladrillos de arcilla producidos en la region Piura". *Pregrado*. Universidad de Piura, Piura.
12. Becerra Anaya, H. (2021). Implementacion de un sistema de innovación tecnológica a máquinas extrusoras de ladrillos con PLC y monitoreo CX-ONE. *Pregrado*. Universidad Ricardo Palma, Lima.

13. Bellido Mamani, N. A. (2016). "Diseño, instalacion y puesta en marcha de las lineas de servicios para una planta refinadora de azucar de 800TM/DIA". *Pregrado*. Universidad Nacional de San Agustin de Arequipa, Arequipa.
14. BERTAN. (2023). KIT BASICO ECONOMICO DE 5 A 10TN-H.
15. BÖHLER. (2023). *BÖHLER PERU*. Obtenido de https://www.bohlerperu.com/app/uploads/sites/92/2023/08/productdb/api/k100_es.pdf
16. BÖHLER PERU. (2023). *Bohler peru*. Obtenido de <https://www.bohlerperu.com/app/uploads/sites/138/2019/09/VCL.pdf>
17. Budynas, R., & Nisbett , K. (2008). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*. Monterrey: Mc Graw Hill.
18. Calderon, J. E. (2017). *Dibujo Mecánico Aplicado*. Lima: EDUNI.
19. Campbell, G. A., & Spalding, M. A. (2013). *Analyzing and Troubleshooting Single-Srew Extrusion-Hanser*.
20. Cardenas y Napoles, R. (2008). *Presupuestos. Teoria y practica*. morelos: Mc Graw Hil Interamericana.
21. Chapoñan Peche , C. E., & Rojas Pérez, J. C. (2019). Diseño de una maquina extrusora de ladrillos con una capacidad de 1000 unidades/hora para la fabrica "LADRILLOS LARK"- LAMBAYEQUE. *pregrado*. Universidad Señor de Sipan, Pimentel.
22. DELCROSA. (2023). *Motor Electrico de uso general Serie-YD*.
23. DGE. (2006). *MANUAL DE SUSTENTACION DEL CODIGO NACIONAL DE ELECTRICIDAD UTILIZACION*. MINISTERIO DE ENERGIA Y MINAS, LIMA.
24. DUNLOP. (2023). *Correas de transmision industrial*.
25. FEM. (2023). *FEMSAS*. Obtenido de FEMSAS: <https://irp-cdn.multiscreensite.com/9864c0f3/files/uploaded/CATALOGO%20DE%20TORNILLOS%20FEM%20SAS.pdf>

26. FINE. (2023). *Software Geotécnico GEO5*. Obtenido de <https://www.finesoftware.es/ayuda-en-linea/geo5/es/tabla-de-factores-de-friccion-de-diferentes-materiales-01/>
27. FLOWSERVE. (2022). *FLOWSERVE*. Obtenido de FLOWSERVE: https://www.sterlingsihi.com/cms/index.php?elD=tx_nawsecuredl&u=0&g=0&t=1676108287&hash=3e3325804c982aef9c4fcd75b397db227a12fe0c&file=fileadmin/Dokumente_WEB/Produkt_Kataloge/Vakuumpumpen/Fluessigkeitsring/Blockbauweise/englisch/TC_FLS_SIHI_LEM_LEL_251_EN
28. FORNACE BALLATORE. (2023). *FORNACE BALLATORE*. Obtenido de Ladrillo macizo: <https://www.archiexpo.es/prod/fornace-ballatore-giuseppe/product-55391-248426.html>
29. Gelson, luz. (2022). *Gelson luz*. Obtenido de SAE 1035 Propiedades (Mecánicas, Químicas y Clasificación): <https://www.materiales.gelsonluz.com/2020/12/sae-1035-propiedades-mecanicas-quimicas.html>
30. Grupo Gaherma. (4 de febrero de 2022). *Blog Grupo Gaherma*. Obtenido de <https://www.gaherma.com/mantenimiento-de-reductores-de-velocidad/#:~:text=El%20mantenimiento%20del%20reductor%20pasa,orificio%20de%20ventilaci%C3%B3n%20del%20lubricante.>
31. Haime Levy, L. (1998). *Planeación financiera en la empresa moderna*. Mexico: ISEF 4a ed.
32. INDECO. (2023). *INDECO EMPRESA NEXANS*. Obtenido de INDECO: https://grupokoller.com.pe/catalogos/INDECO_CATALOGO.pdf
33. Ingemecanica. (2023). *Calculo de Transportadores de Tornillo Sin Fin*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html#:~:text=para%20materiales%20homog%C3%A9neos%2C%20el%20di%C3%A1metro,de%20los%20pedazos%20a%20transportar>

%3B&text=para%20materiales%20heterog%C3%A9neos%2C%20el%20di%C3%A1metro,de%20los%20pedazos%20

34. INGEMECANICA. (2023). *INGEMECANICA*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>

35. INTEMEC. (2023). *INTEMEC*. Obtenido de Catálogo INTEMEC: http://contenidos.rodamin.cl/notas/ficheros/26-03-2018_14-57-32_92162676.pdf

36. Lopes Casillas, A. (1977). *Máquinas Calculos de taller*. España.

37. Luz, Gelson. (2022). *Blog materiales*.

38. MatWeb. (2023). *MatWeb*. Obtenido de <https://www.matweb.com/>

39. Meza de Luna, A., Garcia Reyes , E., Gonzalez Herrada, R., Sierra Ortiz , R. B., Chavez Valdivia, F., & Reyes Cortes, R. (14 de Mayo de 2022). Diseño y construccion de extrusora de PET reciclado. (I. T. Aguascalientes, Ed.) *Conciencia Tecnologica*. Obtenido de <https://www.redalyc.org/journal/944/94472192003/94472192003.pdf>

40. MINISTERIO DE ECONOMIA. (06 de febrero de 2017). *MINISTERIO DE ECONOMIA*. Obtenido de Actualizacion de la tasa social de descuento: https://www.mef.gob.pe/contenidos/inv_publica/docs/parametros_evaluacion_social/Tasa_Social_Descuento.pdf

41. Monografias. (2023). *Monografias*. Obtenido de Monografias: <https://clr.es/blog/es/calculo-de-engranajes-transmisiones-mecanicas/>

42. Monografias. (s.f.). *Monografias*. Obtenido de Monografias: <https://clr.es/blog/es/calculo-de-engranajes-transmisiones-mecanicas/>

43. Morales Iles , R. X. (2018). Diseño y Construccion de una maquina recicladora y extrusora de plasticos PLA para el observatorio astronomico de Quito de la EPN. *pregrado*. Escuela Politecnica Nacional, Quito.

44. OXGASA. (2020). Manual del soldador. *Manual*.

45. POMPETRAVAINI. (2022). Manual operativo de las bombas de vacío y compresores de anillo líquido. Milano, Italia.
46. Rios, M. (2022). *Gestión*. Obtenido de Gestión: <https://gestion.pe/economia/asociacion-ladrillera-ceramicos-peru-inicia-actividades-gremiales-presenta-objetivos-144325-noticia/>
47. Rosero Vargas, D., & Lopez Balcazar, E. (2018). Diseño y Construcción del Sistema de Propulsión para un Prototipo de Auto Eléctrico biplaza UTA-CIMI7. *Pregrado*. Universidad Técnica de Ambato, Ambato.
48. Rustics la Coma. (s.f.). *Rustics la Coma*. Obtenido de Ladrillos manuales rústicos: <https://rusticslacoma.com/productos/ladrillos-rusticos-manuales/>
49. Salinas Maldonado, R. I. (2020). "Propuesta de un sistema de alimentación de pellets mediante bombas de vacío aplicado en máquinas extrusoras de plástico para Plastisol Manufacturera". *Pregrado*. UTP, Lima.
50. Shigley, J. E. (1965). *El Proyecto en Ingeniería Mecánica*. Michigan: McGraw-Hill Book Company, Inc.
51. Siemens. (2023). *Siemens*. Obtenido de <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:782b04d0-82f4-488a-936b-514cd8bb5d5f/version:1677053236/arteimpressioncatalogosimotics.pdf>
52. SKF. (Mayo de 2006). *Catálogo General*. Obtenido de SKF: https://0201.nccdn.net/1_2/000/000/166/f50/catalogo-general-skf.pdf
53. TMAX. (2023). *ABB*. Obtenido de ABB: <https://library.e.abb.com/public/dd81bc50300ab130c12570380025b05b/1SDC210004D0702.pdf>
54. UNE-HD 60364-5-52:2014. (2014). *UNE-HD 60364-5-52:2014*. Obtenido de <https://www.studocu.com/es/document/universidade-de-vigo/fundamentos-de-teoria-de-circuitos-y-maquinas-electricas/une-hd-60364-5-52-2014-tabla-intensidades-maximas-admisibles/10948518>

55. Wikipedia. (13 de Julio de 2014). *Wikipedia*. Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/Valor_actual_neto
56. Wikipedia. (24 de noviembre de 2022). *Wikipedia*. Obtenido de Ladrillo: <https://es.wikipedia.org/wiki/Ladrillo>
57. Wikipedia. (2023). *Motor Electrico*. Obtenido de <https://es.wikipedia.org/w>
58. Wikipedia. (2023). *Porosidad*. Obtenido de <https://es.wikipedia.org/wiki/Porosidad>
59. Zuñiga Larco, V. (2014). *Propuesta de las características técnicas de un vehículo electrónico para uso privado en Lima Metropolitano*. Lima. Recuperado el 24 de Julio de 2022

ANEXOS

ANEXO A:	TABLAS PARA EL CALCULO DE COJINETES	1
ANEXO B:	TABLAS PARA EL CALCULO DE ENGRANJES	6
ANEXO C:	TABLAS DE CONTANTES PARA LA SELECCIÓN DEL EXTRUSOR Y PALETAS	12
ANEXO D:	COEFICIENTES MODIFICATIVOS DEL LIMITE DE FATIGA	18
ANEXO E:	TABLAS PARA SELECCIONAR FAJAS – POLEAS - BUJES	22
ANEXO F:	SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA INSTALAR EN LA MAQUINA EXTRUSORA.....	25
ANEXO G:	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA ELECTRICO	29
ANEXO H:	FICHAS TECNICAS DE LOS MATERIALES PARA LA CONSTRUCCION DE LA MAQUINA EXTRUSORA.....	42
ANEXO I:	ASIGNACION DE AJUSTES	48

ANEXO A

TABLAS PARA EL CALCULO DE COJINETES

Tabla de los coeficientes radial y coeficiente axial.

TIPOS DE RODAMIENTOS	X_o	Y_o	OBSERVACIONES
Rígido de bolas	0,6	0,5	Si: $P_o > F_r$; $P_o = F_r$
Rodillos cilindricos	1,0	0,0	
Axiales de bolas	0,0	1,0	
Axiales de rodillos a rótula	1,0	2,7	Para: $F_r \leq 0,55 F_a$

Nota: (Fortunato Alva, 2002)

Coeficiente de seguridad estático. Fuente

APLICACIÓN	S_o máx.
Para rodamientos con movimientos ocasionales de oscilación:	
- Pales de hélices de paso variable para aviones.	0,5
- Instalaciones de compuertas de aliviaderos y esclusas.	1,0
- Puentes móviles.	1,5
- Ganchos de grúas grandes con cargas dinámicas pequeñas.	1,0
- Ganchos de grúas pequeñas utilizadas para mercancías a granel con cargas dinámicas de cierta consideración.	1,6
- Para rodamientos axiales de rodillos a rótula.	2,0
Para rodamientos cilíndricos con fluctuaciones grandes de la carga aplicada ó con cargas elevadas de choque durante una parte de una revolución:	
- Aplicaciones que requieren un funcionamiento suave y sin vibraciones.	0,5
- Condiciones de trabajo tedio, con exigencias normales de funcionamiento silencioso.	1,0
- En aplicaciones con cargas de choque pronunciadas.	1,5 - 2,0
- En aplicaciones con exigencias rigurosas de funcionamiento silencioso.	2,0
- Para rodamientos axiales de rodillos a rótula	2,0

Nota: (Fortunato Alva, 2002)

Coeficiente de carga radial.

Tipo de cojinete	X_1	Y_1	X_2	Y_2
Cojinetes de bolas de contacto radial.....	1	0	0,5	1,4
Cojinetes de bolas de contacto angular, con ángulo pequeño.....	1	1,25	0,45	1,2
Cojinetes de bolas de contacto angular, con ángulo pronunciado.....	1	0,75	0,4	0,75
Cojinetes de bolas de doble fila y duplex (tipo <i>DB</i> o <i>DF</i>).....	1	1,75	0,63	1,25
Cojinetes de rodillos esféricos (Series 22 ó 30).....	1	2,5	0,67	3,7
Cojinetes de rodillos esféricos (Series 23, 31 y 32).....	1	2,0	0,67	3,0
Cojinetes de rodillos cónicos, una sola fila, tipo <i>TS</i>	1	0	0,4	1,8
Cojinetes de rodillos cónicos, una sola fila, gran ángulo, tipo <i>TSS</i>	1	0	0,4	1,0
Cojinetes de rodillos cónicos, doble fila.....	1	1,6	0,67	2,5

Nota: (Shigley, 1965)

Coeficiente de carga. Fuente: (Shigley, 1965)

Tipo de aplicación	Coeficiente de carga
Engranajes de precisión.....	1,0-1,1
Engranajes comerciales.....	1,1-1,3 ✓
Aplicaciones con sellado deficiente en los cojinetes.....	1,2
Maquinaria sin choques.....	1,0-1,2
Maquinaria con choques ligeros.....	1,2-1,5
Maquinaria con choques moderados.....	1,5-3,0 ✓

Nota: (Shigley, 1965)


Coeficiente de duración. Fuente:

Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0.62
96	0.53
97	0.44
98	0.33
99	0.21 ←

Nota: (Balseca Balseca. 2013)

Recomendaciones sobre vida de cojinetes para varias clases de maquinarias

13.1 Rodamientos axiales de rodillos a rótula
d 60 - 360 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite	Factor de	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	H	básica dinámica C	estática C ₀	F _L	carga mínima A	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
mm			kN		kN	-	r.p.m.			-
60	130	42	390	915	114	0.08	2 800	5 000	2,4	29413 E
65	140	45	455	1 080	137	0.11	2 600	4 800	3,2	29413 E
70	150	48	520	1 250	153	0.15	2 400	4 300	3,9	29414 E
75	160	51	600	1 430	173	0.19	2 400	4 000	4,7	29415 E
80	170	54	670	1 630	193	0.25	2 200	3 800	5,6	29416 E
85	180	57	735	1 800	212	0.32	2 400	4 000	6,75	29417 E
90	190	60	800	2 000	232	0.40	2 200	3 600	8,1	29418 E

Nota: (Shigley, 1965)


Rodamientos axiales de rodillos a rotula SKF de 60mm.

Tipo de aplicación	Vida, en horas
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 300
Motores de aviación	500-2.000
Máquinas para operaciones cortas o intermitentes cuando la interrupción del servicio es de poca importancia	4.000-8.000
Máquinas para servicios intermitentes, en los que es de gran importancia un funcionamiento de confianza	8.000-14.000
Máquinas para servicios de 8 horas, que no se utilizan siempre durante la jornada entera	14.000-20.000
Máquinas para servicios de 8 horas, utilizándose durante la jornada entera	20.000-30.000
Máquinas para un servicio continuo de 24 horas	50.000-60.000
Máquinas para un servicio continuo de 24 horas, cuando la fiabilidad es de extrema importancia	100.000-200.000

Nota: (SKF, 2006)

Rodamiento rígido con bolas SKF de 60mm.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 60-65 mm

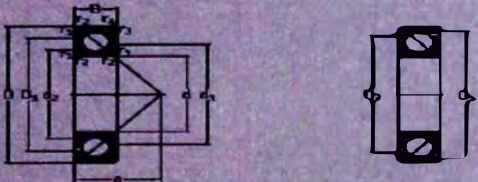


Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite	Velocidades	Masa	Designaciones
d	D	B	C	C ₀	P ₀	rotativas referencia	limite de velocidad (limite)	abierta/cerrada en ambos lados (apada en un lado)
mm			kN		kN	r.p.m.	kg	
60	78	10	11,9	11,4	0,49	—	4 800	▷ 61812-2RS1
	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	8 500	▷ 61812-2RZ
	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	11 000	▷ 61812
85	13	16,5	12	0,6	—	—	4 500	▷ 61912-2RS1
	13	16,5	12	0,6	16 000	10 000	0,2	▷ 61912
	13	16,5	14,3	0,6	16 000	8 000	0,2	▷ 61912-2RZ
95	11	20,8	15	0,735	15 000	9 500	0,29	▷ 16012
	18	30,7	23,2	0,98	15 000	9 500	0,41	▷ 6012
	18	30,7	23,2	0,98	—	—	4 300	▷ 6012-2RS1
95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	7 500	0,43	▷ 6012-2RZ
	18	30,7	23,2	0,98	15 000	7 500	0,43	▷ 6012-ZZ
	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,78	▷ 6212
110	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,93	▷ 6212 M
	22	55,3	36	1,53	—	4 000	0,79	▷ 6212-2RS1
	22	55,3	36	1,53	13 000	6 300	0,81	▷ 6212-ZZ
110	28	52,7	36	1,53	—	4 000	1	▷ 6212-2RS1
	31	45,2	52	2,2	11 000	7 000	2,1	▷ 6312 M
	31	45,2	52	2,2	—	3 400	1,75	▷ 6312-2RS1

Nota: (SKF, 2006)

Rodamientos de bolas de contacto angular mínimo.

3.1 Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular
d 45 - 50 mm



2RZ

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite	Velocidades		Masa	Designaciones	Rodamiento de
d	D	B	básica dinámica C	estática C ₀	de fatiga P ₀	referencia	normales límite	kg	de engranamiento universal	diseño básico/ sellado
mm			kN		kN	r. p. m.			-	
45	85	19	35,8	26	1,12	9 500	7 500	0,52	-	• 7209 BE-2RZP
	85	19	38	28,5	1,22	9 500	10 000	0,42	• 7209 BECBP	-
	85	19	38	28,5	1,22	9 500	10 000	0,42	• 7209 BECAPM	-
	85	19	38	28,5	1,22	9 500	12 000	0,42	• 7209 BECBM	-
	85	19	40	30,5	1,29	9 500	10 000	0,42	• 7209 BECBV	-
	85	19	44	32	1,37	10 000	15 000	0,42	• 7209 ACCBM	-
	100	25	55,9	37,5	1,6	8 500	6 700	0,85	-	• 7309 BE-2RZP
	100	25	55,9	37,5	1,6	8 500	8 000	0,82	-	• 7309 BEP
	100	25	61	40,5	1,73	8 500	9 000	0,82	• 7309 BECBP	-
	100	25	61	40,5	1,73	8 500	11 000	0,91	• 7309 BECBM	-
	100	25	64	45	1,9	8 500	9 000	0,87	• 7309 BECBV	-
	100	25	68	45,5	1,93	9 000	13 000	0,91	• 7309 ACCBM	-
50	90	20	37,7	28,5	1,22	9 000	7 000	0,55	-	• 7210 BE-2RZP
	90	20	37,7	28,5	1,22	9 000	8 500	0,47	-	• 7210 BEP
	90	20	40	31	1,32	9 000	9 000	0,47	• 7210 BECBP	-
	90	20	40	31	1,32	9 000	9 000	0,47	• 7210 BECBM	-
	90	20	40	31	1,32	9 000	11 000	0,47	• 7210 BECBV	-
	90	20	41,5	33,5	1,4	9 000	9 000	0,47	• 7210 BECBV	-
	90	20	45,5	35,5	1,5	9 500	14 000	0,47	• 7210 ACCBM	-
	110	27	68,9	47,5	2	7 500	6 000	1,2	-	• 7310 BE-2RZP
	110	27	75	51	2,16	7 500	8 000	1,1	• 7310 BECBP	-
	110	27	75	51	2,16	7 500	8 000	1,1	• 7310 BECAPM	-
	110	27	75	51	2,16	7 500	10 000	1,1	• 7310 BECBM	-

Nota: (SKF, 2006)

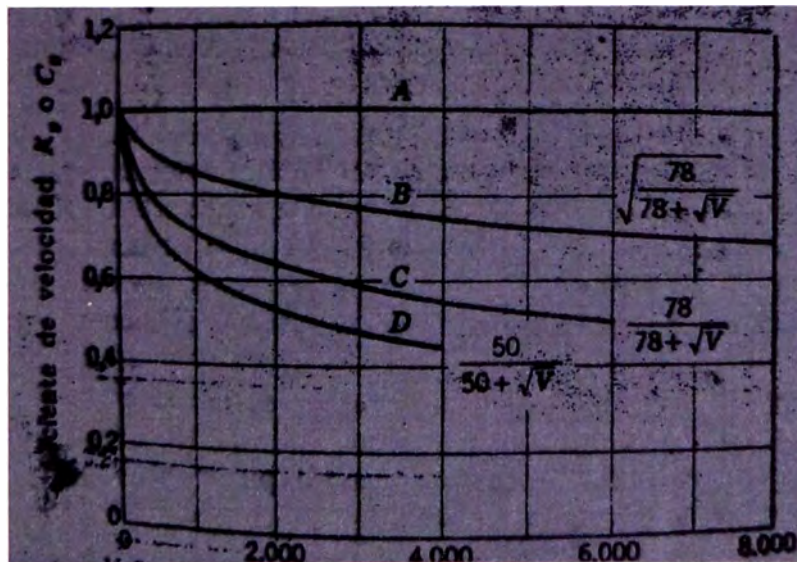
ANEXO B
TABLAS PARA EL CALCULO DE ENGRANJES

Valores de C .

Material	Forma de los dientes	Error en la acción, pulgadas					
		0,0005	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005
Fundición y fundición	14 1/2°	400	800	1.600	2.400	3.200	4.000
Fundición y acero	14 1/2°	550	1.100	2.200	3.300	4.400	5.500
Acero y acero	14 1/2°	800	1.600	3.200	4.800	6.400	8.000
Fundición y fundición	20° altura completa	415	830	1.660	2.490	3.320	4.150
Fundición y acero	20° altura completa	570	1.140	2.280	3.420	4.560	5.700
Acero y acero	20° altura completa	830	1.660	3.320	4.980	6.640	8.300
Fundición y fundición	20° chatos	470	860	1.720	2.580	3.440	4.300
Fundición y acero	20° chatos	590	1.180	2.360	3.540	4.720	5.900
Acero y acero	20° chatos	860	1.720	3.440	5.160	6.880	8.600

Nota: (Shigley, 1965)

Velocidad V en la línea primitiva, pies por minuto.



Nota: (Shigley, 1965)

Máximo error probable en la acción, e.

Diametral pitch	Clase 1	Clase 2	Clase 3
1	0,0048	0,0024	0,0012
2	0,0040	0,0020	0,0010
3	0,0032	0,0016	0,0008
4	0,0026	0,0016	0,0007
5	0,0022	0,0011	0,0006
6 y más finos	0,0020	0,0010	0,0005

Nota: (Shigley, 1965)

Coefficientes de corrección por sobrecarga K_o y C_o .

Fuente de potencia	Maquinaria conducida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme.....	1,00	1,25	1,75
Choque ligero.....	1,25	1,50	2,00
Choque medio.....	1,50	1,75	2,25

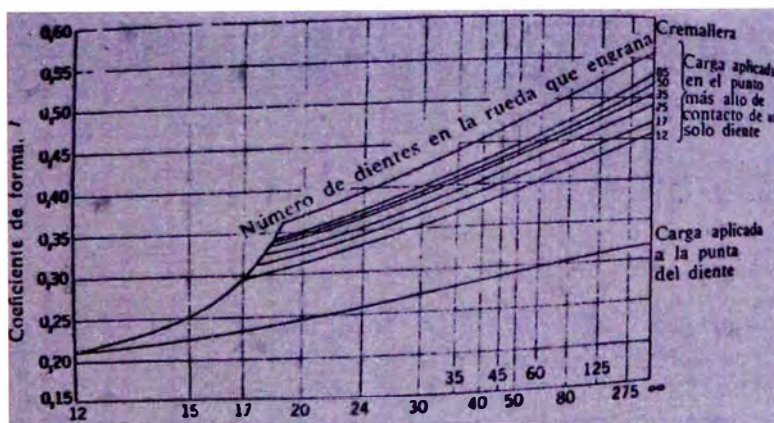
Nota: (Shigley, 1965)

Coeficiente de distribución de carga K_m y C_m para engranajes rectos.

Características del soporte	Anchura de cara en pulgadas			
	0,2	6	9	16 en adelante
Montajes ajustados, pequeños juegos en los cojinetes, deformación mínima, engranajes de precisión	1,3	1,4	1,5	1,8
Montajes menos rígidos, engranajes menos exactos, contacto según la cara completa	1,6	1,7	1,8	2,2
Exactitud y montaje tal que hay un contacto menor que el de cara completa	más de 2,2			

Nota: (Shigley, 1965)

Coeficiente geométrico o de forma J .



Nota: (Shigley, 1965).

Coefficiente de vida para engranajes rectos, cónicos y helicoidales

Vida total, ciclos	Coeficiente de vida por duración	Coeficiente de vida por resistencia K_L				
		Engranajes rectos y helicoidales				Engranajes cónicos
		160 Bhn	250 Bhn	450 Bhn	R55C †	R55C †
1.000	—	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10.000	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
100.000	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
1.000.000	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10.000.000 en adelante	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

Nota: (Shigley, 1965)

Coefficiente de seguridad funcional K_r y C_r .

Requisitos de seguridad	C_B	K_a
Alta.....	1,25 en adelante	1,50 en adelante
Más del 99 por 100.....	1,00	1,00
67 a 99 por 100.....	0,80 †	0,70

Nota: (Shigley, 1965)

Límites de fatiga recomendados para los materiales de engranajes cilíndricos, helicoidales y cónicos.

Material	Dureza mínima	Límite de rotura, σ_u libras por pulgada cuadrada		
		Engranajes cilíndricos	Engranajes helicoidales	Engranajes cónicos
Acero	140	20.000-22.000	20.000-22.000	11.000
	180	25.000-28.000	25.000-28.000	14.000
	360	35.000-40.000	35.000-45.000	19.000
	450	45.000-50.000	45.000-60.000	25.000
	R55C $\frac{1}{2}$	55.000-65.000	55.000-65.000	30.000
Fundición:				
AGMA, grado 20	—	5.000	5.000	2.700
AGMA, grado 30	175	8.500	8.500	4.600
AGMA, grado 40	200	13.000	13.000	7.000

Nota: (Shigley, 1965)

Límites de fatiga superficial de los materiales de engranajes.

Material	Tratamiento térmico	Dureza mínima superficial		Límite de fatiga superficial S_{fs} , libras por pulg ²
		Brinell	Rockwell C	
Acero	Cementado	675	68	250.000
Acero	Cementado	575	55	200.000
Acero	Templado a la llama	500	50	190.000
Acero	Templado y revenido	440	50	180.000
Acero	Templado y revenido	360	—	160.000
Acero	Templado y revenido	300	—	135.000
Acero	Templado y revenido	240	—	115.000
Acero	Templado y revenido	180	—	95.000
Fundición grado 20 AGMA	Sin tratamiento	—	—	30.000
Fundición grado 30 AGMA	Sin tratamiento	175	—	30.000
Fundición grado 40 AGMA	Sin tratamiento	200	—	65.000

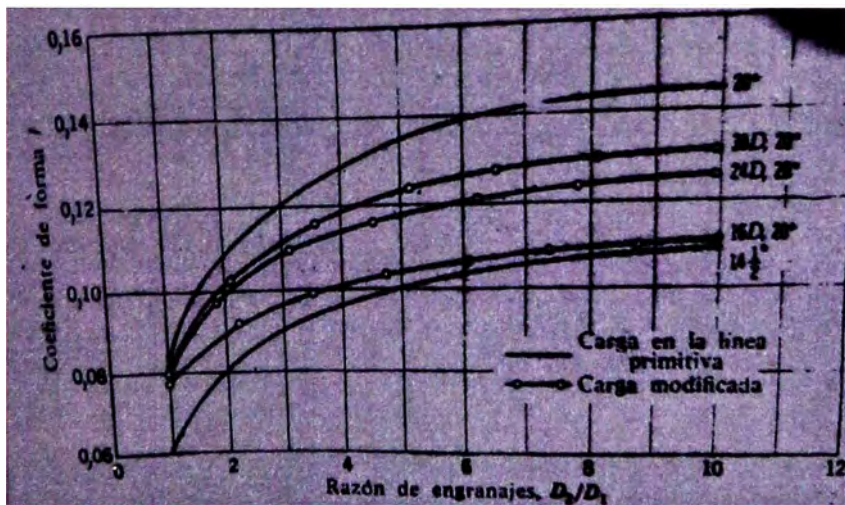
Nota: (Shigley, 1965)

Valores del coeficiente elástico.

Material 1	Dureza		Material 2	Dureza		K_1 , sin deslizamiento	K_2 , con 9% de deslizamiento
	Bhn	Rc		Bhn	Rc		
Fundición ASTM 20	130	...	Fund. ASTM 20	150	...	1.300	
G. M. Meehanita	220	...	G. M. Meehanita	280	...	1.950	1.050
Fundición nodular	225	...	Fund. nodular	225	...	3.400	1.950
Fundición ASTM 30	280	...	Fund. ASTM 30	280	...	4.200	1.850
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Fund. ASTM 20	150	...	1.000	1.400
Acero herramientas 1,35C%	61	...	Fund. nodular	225	...	2.000	900
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Fund. ASTM 35	240	...	2.300	1.750
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Fund. ASTM 30	280	...	3.100	2.160
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Acero AISI 1020	140	...	1.700	2.350
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Acero AISI 4150	285	...	9.000	1.150
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Acero AISI 6150	285	...	1.850	6.700
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Acero AISI 1020	54	...	13.000	1.500
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Acero AISI 1040	50	...	10.000	1.000
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Acero AISI 4340	50	...	13.000	1.000
Acero herramientas 1,05C%	61	...	Bronce fosforoso	72	...	1.000	9.000
Aluminio fundido SAE 39	65	...	Fund. ASTM 30	350	...	300	

Nota: (Shigley, 1965)

Coeficiente de forma I, para engranajes cilíndricos externos con dientes de altura completa.



Nota: (Shigley, 1965)

ANEXO C

TABLAS DE CONTANTES PARA LA SELECCIÓN DEL EXTRUSOR Y PALETAS

Coefficiente de rozamiento para el cálculo de paletas.

Harina, serrín, productos granulados	1,2
Turba, sosa, polvo de carbón	1,6
Antracita, carbón, sal de roca	2,5
Yeso, arcilla seca, tierra fina, cemento, cal, arena	4


Nota: (INGEMECANICA. 2023)

Tipos de tornillos para alimentación.

Tipos de tornillos para alimentación			
Tipos de tornillos	Diámetro F_1	Diámetro F_2	Peso F_3
4	12.0	18	105.0
6	18.0	18	135.0
9	31.0	20	165.0
10	37.0	24	235.0
12	55.0	30	360.0
14	78.0	38	520.0

Nota: (Balseca Balseca. 2013)

Configuración del extrusor



The diagram shows a horizontal screw with several flights. Labels include 'Longitud (L)' for the total length, 'Paso' for the pitch, and 'S', 'P', 'D', 'H', and 'Ø' for the specific parameters defined in the table below.

S	ancho del filete	Entre 0.08D - 0.12D
P	paso o ancho de canal	Distancia horizontal entre los centros de dos filetes consecutivos.
D	diámetro	Distancia máxima entre los tope de los filetes del tornillo
H	profundidad del canal	Distancia perpendicular desde el tope del filete hasta la superficie del canal.
Ø	ángulo de hélice	Cuando el paso = D, el ángulo es 17.7°

Nota: (Balseca Balseca, 2013)

Tabla de la capacidad del paso del tornillo extrusor

Special Conveyor Pitch Capacity Factor CF_p		
Pitch	Description	CF_p
Standard	Pitch = Diameter of Screw	1.00
Short	Pitch = 1/2 Diameter of Screw	1.50
Half	Pitch = 1/4 Diameter of Screw	2.00
Long	Pitch = 1 1/2 Diameter of Screw	0.67

Nota: (Balseca Balseca, 2013)

Tabla de factor de capacidad de acuerdo al tipo de hélice

Special Conveyor Flight Capacity Factor CF_f			
Type of Flight	Conveyor Loading		
	15%	30%	45%
Cut Flight	1.95	1.57	1.43
Cut & Folded Flight	N.R.*	3.75	2.54
Ribbon Flight	1.04	1.37	1.62

Nota: (Balseca Balseca, 2013)

Tabla de factor para extrusor de paletas

Special Conveyor Mixing Paddle Capacity CF _f					
Standard Paddles at 45° Reverse Pitch	Paddles Per Pitch				
	None	1	2	3	4
Factor CF _f	1.00	1.00	1.16	1.24	1.32

Nota (Balseca Balseca. 2013)

Tabla para diferentes tamaños de tornillos extrusores.

Filling	Diagram	DIN (mm)	Capacity (kg/hr)		DIN (mm)
			Per One (Full Size)		
			45° Pitch	30° Pitch	
45%		4	882	114	184
		6	229	305	169
		8	649	839	169
		10	1149	1719	182
		12	1649	2609	145
		14	2149	3499	149
		16	2649	4389	139
		18	3149	5279	139
		20	3649	6169	139
		22	4149	7059	139
30% A		4	841	89	139
		6	149	169	139
		8	649	349	169
		10	1149	529	89
		12	1649	709	89
		14	2149	889	89
		16	2649	1069	89
		18	3149	1249	89
		20	3649	1429	89
		22	4149	1609	89
30% B		4	841	79	12
		6	149	89	89
		8	649	169	89
		10	1149	249	89
		12	1649	329	89
		14	2149	409	89
		16	2649	489	89
		18	3149	569	89
		20	3649	649	89
		22	4149	729	89
15%		4	841	19	12
		6	179	49	89
		8	379	169	89
		10	579	279	89
		12	779	389	89
		14	979	499	89
		16	1179	609	89
		18	1379	719	89
		20	1579	829	89
		22	1779	939	89


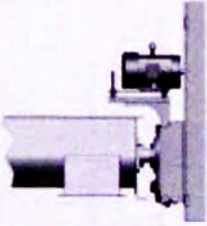
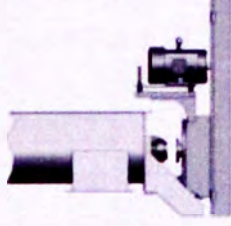
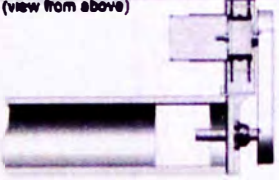
Nota: (Balseca Balseca. 2013)

Tabla de índices de flujo m y n

Material	m_0	n	Temper- ature range (°C)	Moisture range (%)	A (K)	B ($1/PM_{max}$)	Reference
Cooled cereal dough (80% core gel, 20% not flocc)	78.5	0.51	67-100	25-30	2500	-7.9	Harper et al., 1974
Populated corn flour	36.0	0.35	90-150	21-35	4090	-14	Cervoni and Harper, 1978
Soy gel	0.70	0.34	35-60	32	3670	—	Ransom and Clark, 1978
Hard wheat dough Corn gel	1,885	0.41	25-32	27.5-32.5	1000	-6.4	Levine, 1962
	29,000	-0.5	177	13	—	—	Van Zuilichem et al., 1974
	17,000	-0.5	199	15	—	—	
	7,600	-0.5	307	15	—	—	
Full-fat soybean Milk food product	3,440	0.3	120	15-30	—	—	Fichte et al., 1977
Populated corn flour	223	0.78	95	35	—	—	Tano et al., 1978
Populated corn flour	17,300	0.34	88	32	—	—	Harrison and Harper, 1974
Soybean meal Soybean flour	400	0.21	15	63	—	—	Takalo et al., 1977
	20,000	0.50	45	30	—	—	Nazarov et al., 1971
Defatted Soy	110,000	0.08	100	25	—	—	Jin et al., 1978
	11,500	0.40	138	25	—	—	
	671	0.75	160	25	—	—	
	78,400	0.13	100	28	—	—	
	29,100	0.34	130	28	—	—	
	299	0.68	160	28	—	—	
	21,800	0.19	100	35	—	—	
	21,650	0.18	130	35	—	—	
	17,800	0.16	160	35	—	—	
Wheat flour	4,450	0.25	33	43	—	—	Lunny and Davy, 1973
Defatted soy dough	1,210	0.49	34	25	—	—	Luxemburg et al., 1965
	862	0.45	34	30	—	—	
	700	0.43	34	75	—	—	
	1,580	0.37	34	85	—	—	
	2,360	0.31	34	100	—	—	
	2,270	0.31	34	110	—	—	

Nota (Balseca Balseca, 2013)

Tabla del tipo de conexión motor-maquina

TABLE G1*: Mechanical Efficiencies (typical complete drive arrangements)			APPROX. EFFICIENCY %**
Direct Coupled In-line Drive		Motor, reducer & conveyor drive shaft are mounted in-line and direct-coupled together. Typically supported by drive base attached to floor or conveyor end plate. Best configuration for longer component life of larger conveyors.	0.84
"Screw Conveyor" Drive		Reducer is mounted on trough end and has its own drive shaft which is directly connected to conveyor screw. Reducer includes integral thrust bearing and seal. Separate drive shaft, and bearing, and seal are not required. Motor is connected via V-belt and may be mounted at top, either side or below.	0.88
Shaft Mount Drive		Similar to "Screw Conveyor" drive above except bearing, seal and drive shaft are not included with reducer. Rather, reducer mounts onto extended version of standard conveyor drive shaft. This allows for use of a variety of bearings and seals.	0.88
Gear Motor Reducer or Helical Reducer with Chain & Sprockets	(view from above) 	Integral motor-reducer or scoop mount motor with chain drive to conveyor drive shaft. Usually mounted to side of trough by means of an adapter plate.	0.85

Nota: (Chapañan Peche & Rojas Pérez, 2019)

Relación de diámetro del tornillo extrusor en relación a la clase de material que va compactar.

100	180	120	90	70	30
200	160	110	80	65	30
300	140	100	70	60	25
400	120	90	60	55	25
500	100	80	50	50	25
600	90	75	45	45	25

Nota: (Ingemecanica. 2023)

Coeficiente de fricción para aceros y arcilla

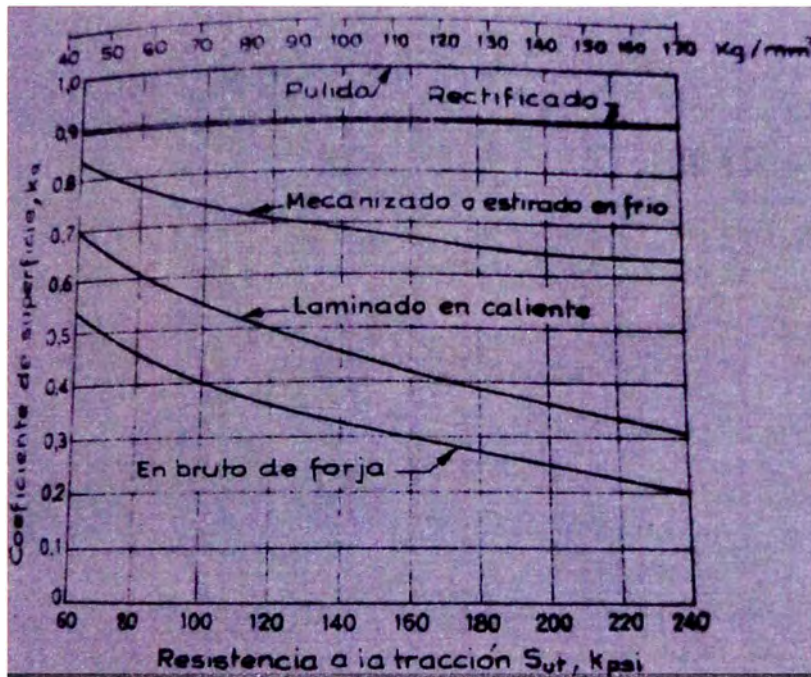
Materiales de interfaz	Factor de fricción $tg(\delta)$	Ángulo de fricción δ'
Pilotes de acero contra los siguientes suelos:		
<i>Gravilla limpia, mezcla de arena-gravilla, rocas bien clasificadas rellena de ripio</i>	0,4	22
<i>Arena limpia, mezcla de arena limosa -gravilla, tamaño único de rocas pesadas rellenas</i>	0,3	17
<i>Arcilla arenosa, gravilla o arena mezclada con limo o arcilla</i>	0,25	14
<i>Arena fina y limosa, limo no plástico</i>	0,20	11

Nota: (FINE, 2023)

ANEXO D

COEFICIENTES MODIFICATIVOS DEL LIMITE DE FATIGA

Coeficientes modificativos por el acabado superficial. Son los coeficientes K_a .



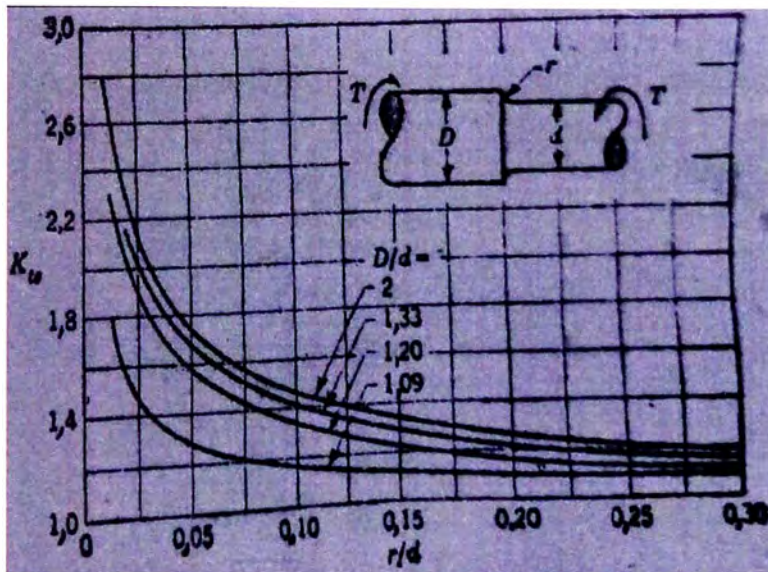
Nota: (Shigley, 1965)

Numero de desviaciones típicas para diversas relaciones de supervivencias.

Relación de supervivencia por 100	Factor de multiplicación de la desviación D
90	1,3
95	1,6
99	2,3
99,9	3,1
99,99	3,7

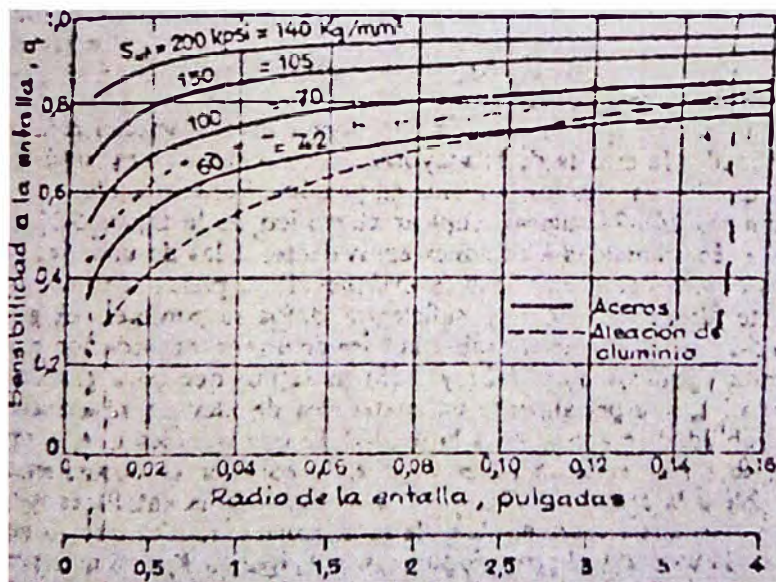
Nota: (Shigley, 1965)

Factor teórico por concentración de esfuerzos K_t .



Nota: (Shigley, 1965)

Curva de sensibilidad en la entalla para materiales sometidos a torsión.



Nota: (Shigley, 1965)

Se muestran algunos materiales con sus respectivas propiedades mecánicas

TABLA 3.1. Propiedades a la tracción de los materiales *

Material	Dimensiones	Tratamiento (Temperatura en °C)	Límite de fluencia, kg/cm ²	Resistencia a la tracción, kg/cm ²	Alargamiento en probeta de 2 plg. %	Reducción de la sección, %	Dureza Brinell, Bhn
Acero hule en carburo	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,210	4,430	38	62	126
		Estirado en frío	4,370	5,410	20	60	156
Acero AISI C1015	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,195	4,290	39	61	126
		Estirado en frío	4,360	5,200	24	57	143
Acero AISI C1018	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,380	4,850	38	62	143
		Estirado en frío	4,500	5,750	20	57	163
Acero AISI C1019	Redondo, 1 plg.	Cementado (propiedades del núcleo)	3,940	6,470	27	48	197
		Laminado en caliente	3,590	4,490	37	60	149
Acero AISI C1020	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	3,090	3,900	20	56	170
		Laminado en caliente	3,020	4,570	36	59	143
Acero AISI C1022	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	4,850	5,480	20	55	156
		Recocido	2,880	4,360	40	69	112
Acero AISI B1112	Redondo, 2 plg.	Estirado en frío	5,630	5,980	17	60	156
		Estirado en frío	5,350	5,620	14	50	163
Acero AISI B1113	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	4,950	5,800	15	43	170
		Estirado en frío	5,060	5,870	14	40	170
Acero AISI C1117	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,110	4,960	33	63	137
		Estirado en frío	4,620	5,500	20	55	156
Acero AISI C1213	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	4,740	5,340	16	53	156
		Laminado en caliente	3,110	4,960	33	63	137
Acero Rycau	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	5,200	5,900	21	52	170
		Cementado (propiedades del núcleo)	4,170	6,730	23	53	192
Acero AISI C1035	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,800	6,000	29	53	183
		Estirado en frío	5,550	6,470	25	50	201
Acero AISI C1045	Redondo, 1 plg.	Revenido a 425°	5,600	7,730	18	51	230
		Revenido a 520°	5,010	7,220	23	59	201
		Revenido a 650°	4,360	6,470	27	66	170

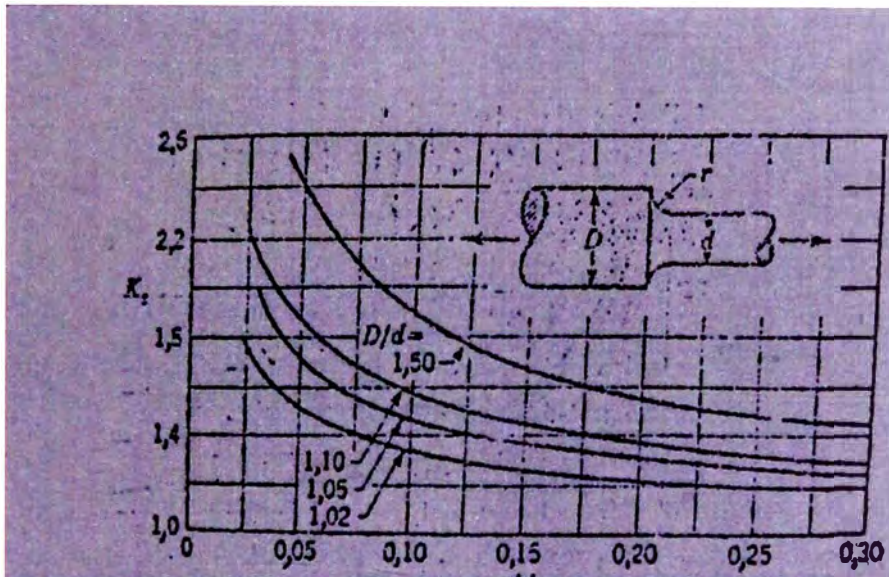
Nota: (Shigley, 1965)

Se muestran algunos materiales con sus respectivas propiedades mecánicas

Material	Dimensiones	Tratamiento (Temperatura en °C)	Límite de fluencia, kg/cm ²	Resistencia a la tracción, kg/cm ²	Alargamiento en probeta de 2 plg. %	Reducción de la sección, %	Dureza Brinell, Bhn
Acero hule en carburo	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,210	4,430	38	62	126
		Estirado en frío	4,370	5,410	20	60	156
Acero AISI C1015	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,195	4,290	39	61	126
		Estirado en frío	4,360	5,200	24	57	143
Acero AISI C1018	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,380	4,850	38	62	143
		Estirado en frío	4,500	5,750	20	57	163
Acero AISI C1019	Redondo, 1 plg.	Cementado (propiedades del núcleo)	3,940	6,470	27	48	197
		Laminado en caliente	3,590	4,490	37	60	149
Acero AISI C1020	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	3,090	3,900	20	56	170
		Laminado en caliente	3,020	4,570	36	59	143
Acero AISI C1022	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	4,850	5,480	20	55	156
		Recocido	2,880	4,360	40	69	112
Acero AISI B1112	Redondo, 2 plg.	Estirado en frío	5,630	5,980	17	60	156
		Estirado en frío	5,350	5,620	14	50	163
Acero AISI B1113	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	4,950	5,800	15	43	170
		Estirado en frío	5,060	5,870	14	40	170
Acero AISI C1117	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,110	4,960	33	63	137
		Estirado en frío	4,620	5,500	20	55	156
Acero AISI C1213	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	4,740	5,340	16	53	156
		Laminado en caliente	3,110	4,960	33	63	137
Acero Rycau	Redondo, 1 plg.	Estirado en frío	5,200	5,900	21	52	170
		Cementado (propiedades del núcleo)	4,170	6,730	23	53	192
Acero AISI C1035	Redondo, 1 plg.	Laminado en caliente	3,800	6,000	29	53	183
		Estirado en frío	5,550	6,470	25	50	201
Acero AISI C1045	Redondo, 1 plg.	Revenido a 425°	5,600	7,730	18	51	230
		Revenido a 520°	5,010	7,220	23	59	201
		Revenido a 650°	4,360	6,470	27	66	170

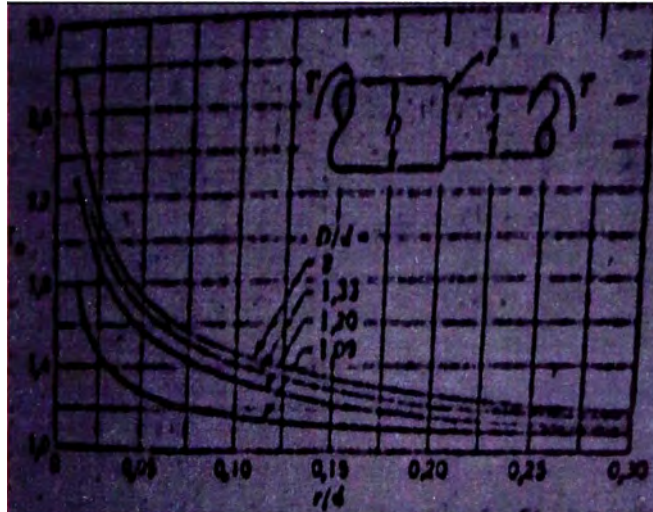
Nota: (Shigley, 1965)

Eje sección circular, con acuerdo en el resalte sometido a tracción



Nota: (Shigley, 1965)

Eje sección circular, con acuerdo en el resalte sometido a tracción.



Nota (Shigley 1965)

ANEXO E

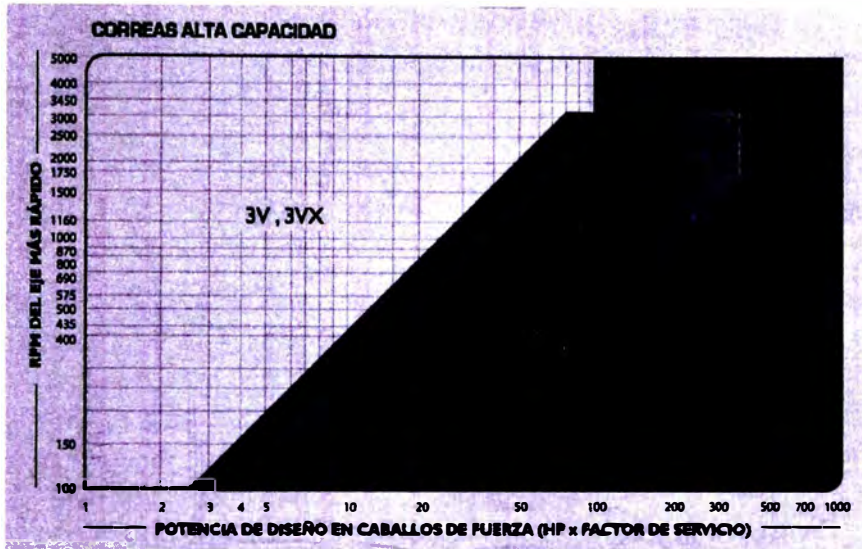
TABLAS PARA SELECCIONAR FAJAS – POLEAS - BUJES

Factores de servicios.

TIPOS DE MAQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO EXTRAORDINARIO	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradores Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza			
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de levadura Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadoras Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de más de 10 caballos de fuerza			
Maquinaria para aserrío y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cargiones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo			
Trituradores (giratorios-mandíbula-rodillo) Extrusores-molinos de caucho Molinos de bolsa Melacates			

Nota: (INTEMEC, 2023)

Tipos de correas de acuerdo a la potencia de diseño para la selección de tipos de correas



Nota: (INTEMEC, 2023)

Tabla de capacidad de transmisión por canal (en HP)

RPM del Eje más Rápido	Diametro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)											
	100	150	200	250	300	350	400	450	500	560	630	700
100	0.49	0.57	0.65	0.73	0.84	0.97	1.10	1.23	1.38	1.48	1.64	1.80
150	1.17	1.40	1.63	1.80	2.17	2.53	2.90	3.23	3.60	3.88	4.40	4.93
200	1.55	1.88	2.20	2.58	2.97	3.48	3.98	4.48	5.00	5.48	6.10	6.72
250	1.72	2.10	2.43	2.90	3.33	3.83	4.33	4.83	5.33	5.80	6.60	7.30
300	1.84	2.28	2.78	3.30	3.80	4.48	5.12	5.78	6.44	7.10	7.93	8.70
350	2.18	2.67	3.17	3.78	4.34	5.12	5.80	6.66	7.42	8.17	9.12	10.03
400	2.38	2.98	3.50	4.20	4.98	5.88	6.74	7.68	8.42	9.33	10.50	11.50
450	2.58	3.17	3.78	4.50	5.38	6.30	7.14	8.08	8.82	9.83	11.10	12.24
500	2.78	3.38	4.04	4.80	5.81	6.84	7.87	8.70	9.70	10.70	12.25	13.18
560	3.00	3.78	4.50	5.40	6.50	7.68	8.83	9.80	10.84	12.07	13.48	14.87
630	3.18	3.98	4.80	5.78	6.98	8.28	9.60	10.80	11.78	12.98	14.48	15.98
700	3.45	4.28	5.10	6.14	7.44	8.84	10.24	11.53	12.73	14.00	15.61	17.00
750	3.60	4.48	5.38	6.44	7.84	9.34	10.84	12.13	13.33	14.60	16.41	17.80
800	3.78	4.68	5.68	6.78	8.28	9.88	11.48	12.77	14.07	15.40	17.20	18.64
850	3.98	4.88	5.88	7.08	8.68	10.38	12.08	13.37	14.70	16.10	18.00	19.50
900	4.18	5.08	6.08	7.38	9.08	10.78	12.58	13.87	15.20	16.60	18.60	20.15

Nota: (INTEMEC, 2023)

Tabla para la selección de bujes

8 CANALES									
Ancho [F] - 147,5mm									
[D]	[d]	Parte	[F]	[E]	[U]	[M]	[T]	[T]	[T]
7.1	180	PQ 8-5V180	57.1	2-1/4	82	120	T2	18.0	
7.5	180	PQ 8-5V180	57.1	2-1/4	82	120	T2	20.0	
7.9	200	PQ 8-5V200	73.0	2-7/8	87	150	T2	24.8	
8.0	205	PQ 8-5V205	73.0	2-7/8	87	150	T2	25.0	
8.5	215	PQ 8-5V215	73.0	2-7/8	87	150	T2	28.0	
9.0	230	PQ 8-5V230	73.0	2-7/8	87	180	T3	32.0	
9.2	235	PQ 8-5V235	81.4	3-5/16	82	170	T3	36.0	
9.7	250	PQ 8-5V250	81.4	3-5/16	82	170	T3	42.0	
10.3	260	PQ 8-5V260	81.4	3-5/16	82	170	T3	52.0	
10.8	275	PQ 8-5V275	81.4	3-5/16	82	170	T3	58.0	
11.0	280	PQ 8-5V280	81.4	3-5/16	82	170	T3	60.3	
11.3	285	PQ 8-5V285	81.4	3-5/16	82	170	T3	62.0	
11.8	300	PQ 8-5V300	81.4	3-5/16	82	170	T3	64.0	
12.5	315	PQ 8-5V315	81.4	3-5/16	82	170	T3	68.0	
12.6	320	PQ 8-5V320	81.4	3-5/16	82	170	T3	68.5	
13.2	335	PQ 8-5V335	81.4	3-5/16	82	170	T3	69.0	
13.6	350	PQ 8-5V350	81.4	3-5/16	82	170	T3	69.0	
14.0	355	PQ 8-5V355	81.4	3-5/16	82	170	T3	70.0	
15.0	380	PQ 8-5V380	81.4	3-5/16	82	170	T3	73.0	
15.7	400	PQ 8-5V400	81.4	3-5/16	82	170	T3	76.8	
18.0	405	PQ 8-5V405	81.4	3-5/16	82	170	T3	86.0	
18.7	475	PQ 8-5V475	85.2	3-3/4	114	180	T3	132.0	
18.7	500	PQ 8-5V500	85.2	3-3/4	114	180	T3	138.1	
21.2	540	PQ 8-5V540	85.2	3-3/4	114	180	T3	150.0	
23.6	600	PQ 8-5V600	85.2	3-3/4	114	180	T3	162.0	
28.0	710	PQ 8-5V710	120.8	4-3/4	171	230	T3	191.0	
31.5	800	PQ 8-5V800	120.8	4-3/4	171	230	T3	208.0	
37.5	850	PQ 8-5V850	120.8	4-3/4	171	230	T3	318.0	
50.0	1270	PQ 8-5V1270	120.8	4-3/4	171	230	T3	497.0	

Nota: (INTEMEC, 2023)

Tabla para seleccionar el arco de contacto y el factor de corrección

[D/d] c	Arco de contacto [mm]	Factor de corrección
0.00	180	1.00
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94
0.50	151	0.93
0.60	145	0.91
0.70	139	0.89
0.80	133	0.87
0.90	127	0.85
1.00	120	1.82
1.10	113	1.80
1.20	106	1.77
1.30	99	1.73
1.40	91	1.70
1.50	83	1.65

Nota: (INTEMEC, 2023)

ANEXO F

SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA INSTALAR EN LA MAQUINA EXTRUSORA

Ficha técnica de la bomba para el sistema de succión

Liquid ring vacuum pumps
In compact design

LEM 251
LEL 251

FLOWERVE
SHP Pumps

Pressure range: 33 to 1013 mbar
Suction volume flow: 100 to 200 m³/h

CONSTRUCTION

Flowserve SHP liquid ring vacuum pumps are displacement pumps of unencapsulated and robust construction with the following particular features:

- non-pulsating due to nearly isothermal compression of-free, as no lubrication in the working chamber
- handling of nearly all gases and vapours
- small quantities of entrained liquid can be handled
- easy maintenance and reliable operation
- low noise and easily free from vibration
- wide choice of material, services applicable nearly everywhere
- protection against corrosion as standard
- incorporated dirt traps
- incorporated central drain
- no metallic contact of the rotating parts

The Flowserve SHP liquid ring vacuum pumps LEM/LEL are single-stage units.

APPLICATION

Handling and exhausting of dry and humid gases; entrained liquid can be handled during normal duty. The pumps are applied in all fields where a pressure of 33 to 600 mbar must be created by robust vacuum pumps.

NOTE

During operation the pump must continuously be supplied with service liquid, normally water. In order to eliminate the heat resulting from the gas compression and to maintain the liquid ring, however part of the liquid is being the pump together with the gas. This liquid can be separated from the gas in a liquid separator (see catalogue part accessories). It is possible to reuse the service liquid. The pumps are equipped with a device by which the compressed service liquid can continuously be drained during operation (air drain), if necessary.

The direction of rotation is clockwise, when looking from the drive on the pump.

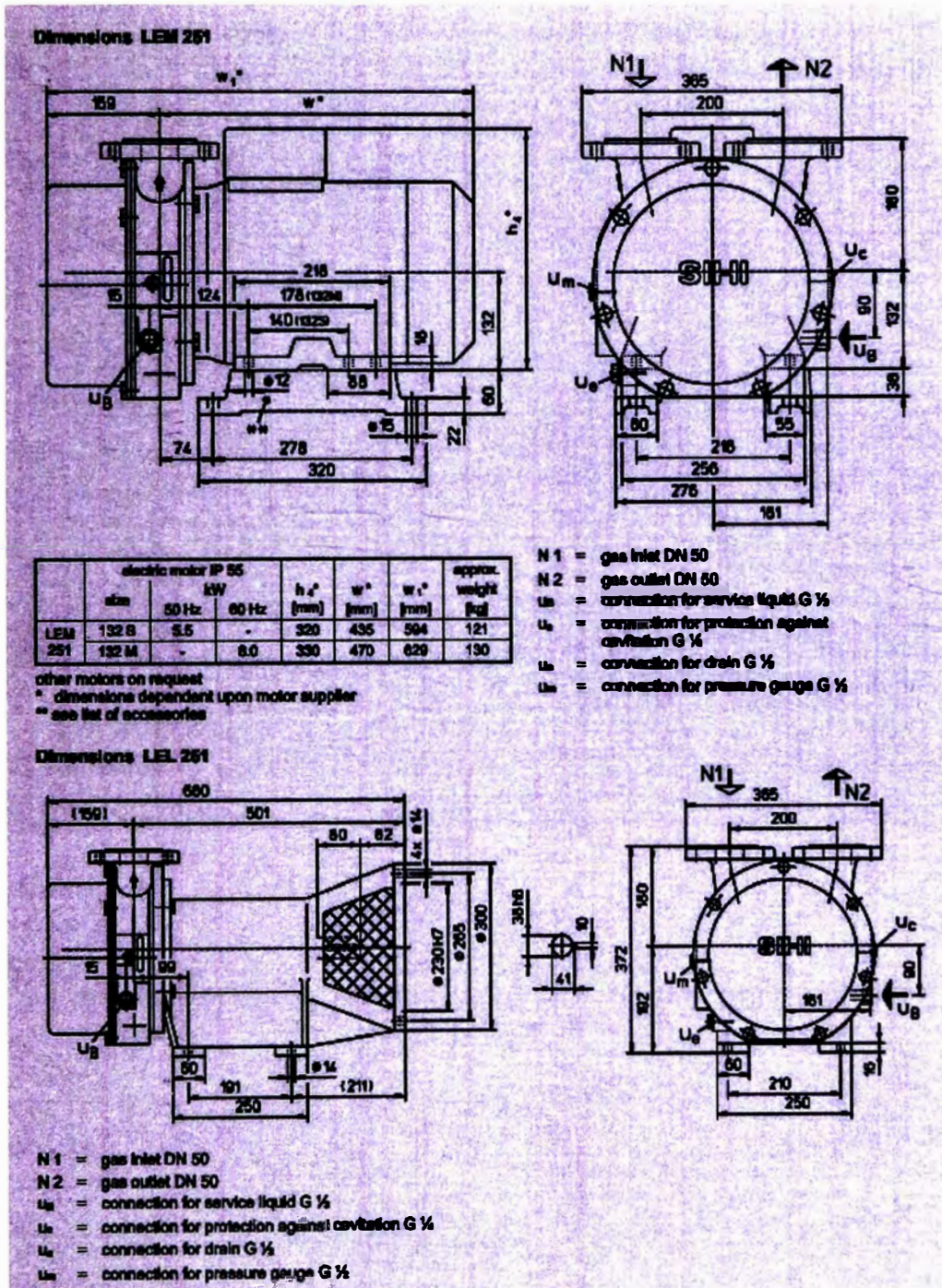
GENERAL TECHNICAL DATA

Pump type	unit	LEM 251 LEL 251
Speed	30 Hz 60 Hz	rpm 1430 1750
Maximum overpressure on compression	bar	LEM 0.3 / LEL 0.5
Permissible pressure difference between suction and discharge side	max. mbar	LEM 1.1 / LEL 1.5 0.2
Hydraulic test pressure (overpressure)	bar	3
Moment of inertia of rotating parts of pump and water content	kg · m ²	0.027
Noise level at 80 mbar suction pressure	dB (A)	65
Maximum gas temperature	dry °C saturated °C	200 100
Service liquid	°C	80
Minimum permissible temperature	°C	10
Maximum viscosity	mm ² /s	4
Maximum density	kg/m ³	1200
Liquid capacity up to middle of shaft	litre	2.7
Maximum flow resistance of the heat exchanger	bar	0.2

The combination of several limiting values is not admissible.

Nota: (FLOWERVE, 2022)

Ficha técnica de la bomba para el sistema de succión



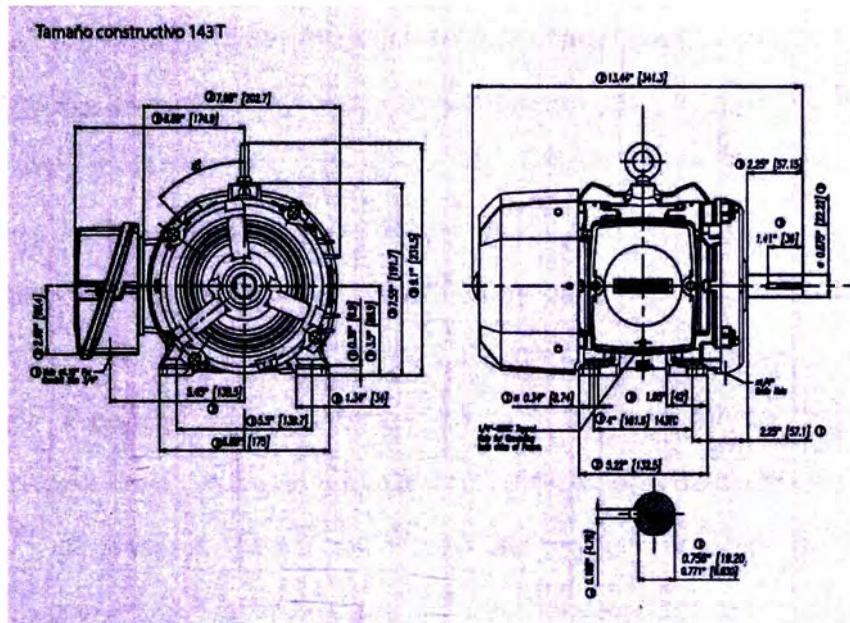
Nota: (FLOWERVE. 2022)

Planos del motor

Potencia		Referencia del motor	Tamaño constructivo	Rated Speed	Eficiencia 100%	Factor de potencia	Corriente nominal			Torque nominal	Datos de arranque			Peso liv B3
KW	HP						220V A	380V A	440V A		Nm	Corriente de arranque x In	Torque de arranque x Tn	
Datos eléctricos motores Serie 1LE0141 IE2 6 Polos 1200 rpm														
0,55	0,75	1LE0141-0DC36-4AA4	80M	1100	86,0	0,72	3	1,74	1,5	4,0	3,5	2	2,4	17,0
0,75	1	1LE0141-0EC06-4AA4	90S	1130	79,0	0,72	3,7	2,15	1,86	6,3	4	2	2,4	22
1,1	1,5	1LE0141-1AC36-4AA4	100L	1160	85,5	0,70	4,9	2,85	2,45	9,1	6	3	3,5	45
1,5	2	1LE0141-1BC16-4AA4	112M	1160	86,5	0,71	6,4	3,7	3,2	12,3	7,5	3	3,5	90
2,2	3	1LE0141-1BC76-4AA4	112M	1160	87,5	0,71	8,6	5,5	4,75	18,1	7,5	3	3,5	96
3	4	1LE0141-1CC06-4AA4	132S	1160	87,5	0,71	12,6	7,3	6,5	24,7	6,5	2,5	3,5	57
3,7	5	1LE0141-1CC36-4AA4	132M	1165	87,5	0,71	15,8	9,1	7,9	30,3	6,5	2,5	3,5	65
5,5	7,5	1LE0141-1CC36-4AA4	132M	1165	89,5	0,75	22	12,7	10,9	45,1	7,5	2,5	3,5	85
7,5	10	1LE0141-1CC36-4AA4	132M	1165	89,5	0,71	31	17,9	15,4	61,5	7,5	2,5	3,5	90
11	15	1LE0141-1DC46-4AA4	160L	1170	90,2	0,76	43	25	21,5	89,9	7,5	2,5	3,5	140
15	20	1LE0141-1DC06-4AA4	160L	1170	90,2	0,73	59	34,5	29,5	122	7,5	2,5	3,5	145
18,5	25	1LE0141-1EC06-4AA4	180L	1180	91,7	0,78	68	39,5	34	150	7,5	2,5	3,5	185
22	30	1LE0141-2AC36-4AA4	200L	1180	91,7	0,80	80	46,5	40	178	7,5	2,4	3	235
30	40	1LE0141-2AC36-4AA4	200L	1182	93,0	0,79	107	62	53	242	7,5	2,4	3	260
37	50	1LE0141-2BC36-4AA4	225M	1182	93,0	0,80	132	76	66	299	8,5	2,6	3,5	340
45	60	1LE0141-2CC36-4AA4	250M	1185	93,6	0,83	151	88	76	363	8,5	2,6	3,5	465
55	75	1LE0141-2CC76-4AA4	250M	1185	93,6	0,83	189	109	94	443	8,5	2,6	3,5	470
75	100	1LE0141-2DC83-3AA4	280M	1185	94,1	0,85			122	604	8,5	2,7	3	545
90	125	1LE0141-2DC73-3AA4	280M	1188	94,1	0,85			153	773	8,5	2,7	3	630
110	150	1LE0141-3AC33-3AA4	315L	1190	95,0	0,84			184	883	8,5	2,4	3	1050
150	200	1LE0141-3AC63-3AA4	315L	1190	95,0	0,85			240	1204	8,5	2,4	3	1050

Nota: (Siemens, 2023)

Planos del motor



Nota: (Siemens, 2023)

Ficha técnica de la maquina extrusora marca Bertan y ficha técnica de la bomba de vacío marca Bertan.

	MODELO	EBE 275
	PRODUCCIÓN	05 a 10 T/H
	ØCARACOL	275 mm
	POTENCIA	40 - 50 HP
	PESO	1850 Kg
	MODELO	BB 10
	CAPACIDAD	HASTA 250m³/H
	ESTACIONES	1
	POTENCIA	7.5 HP
	PESO	120 Kg

Nota: Fuente: (BERTAN, 2023)

ANEXO G

DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA ELECTRICO

La instalación eléctrica de la maquina es básicamente el sistema de potencia y control del motor de la bomba de vacío y de la maquina extrusora. Teniendo cuenta este detalle la selección del conductor debe tener un aislamiento de 75°C según (DGE, 2006). El sistema eléctrico para el sistema de potencia del motor está conformado por los conductores, el disyuntor termomagnético, contactor, protector térmico y el motor. Cada uno de estos elementos cumple una función específica, los conductores conducen la corriente eléctrica, el disyuntor termomagnético protege las líneas y el motor, el contactor está diseñado para soportar altas corrientes y el protector térmico se encarga de proteger al motor de sobrecargas y sobrecalentamiento que se produce debido a la sobre exigencia del motor. Para proceder con el diseño de la instalación se tiene que considerar las reglas que se mencionan en el Código Nacional de Utilización.

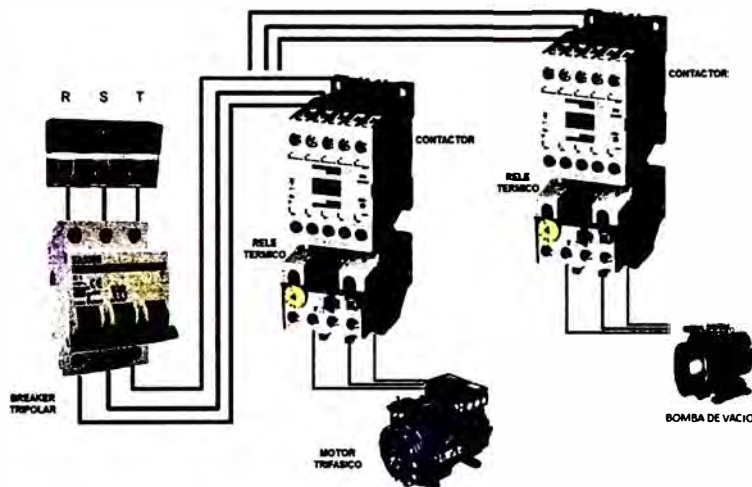
Datos Técnicos de motor y bomba de vacío

No	ELEMENTO	POTENCIA (KW)	VOLTAJE (Vn)	CORRIENTE NOMINAL (In)	FACTOR DE SEGURIDAD
1	MOTOR 1LE0141 2CC86 4AA4	45	440V	76 ^a	0.83
2	MOTOR DE LA BOMBA DE VACIO	5.6	440V	8.9 ^a	0.83(referencial)

Nota: Para la instalación eléctrica de la maquina extrusora se requiere los datos técnicos del motor y de la bomba de vacío. Fuente: Adaptado de (Siemens, 2023)

Para seleccionar los componentes del sistema eléctrico de la maquina primero se procede con el diseño, para ello se diseñó en el programa CADE-SIMU el sistema eléctrico de potencia y de control en la Figura 1 en el Anexo G.

Diseño sistema eléctrico de arranque y de control de la maquina extrusora

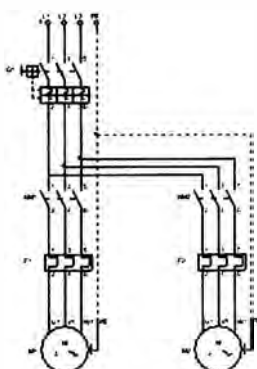


Nota: El mismo autor

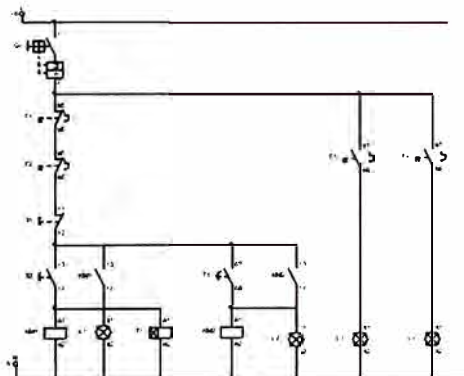
Diseño del sistema eléctrico de la maquina extrusora con bomba de vacío.

ARRANQUE DE 2 MOTORES

CIRCUITO DE FUERZA



CIRCUITO DE MANDO



Nota: El mismo autor

Teniendo el diseño del sistema eléctrico, se procede con la selección de los elementos eléctricos.

Selección de Conductores

Para hacer la selección de los conductores se tiene que establecer el método de instalación. Se usarán conductores unipolares en un conductor dentro de un tubo, la instalación de referencia será B1(Tabla 2 anexo G). Se procede con el cálculo de corriente por el método máxima intensidad admisible.

$$I_{dis} = \frac{1.25 * I_n}{k_t * k_l} \dots \dots G. 1$$

Donde:

I_{dis} = Corriente de diseño

I_n = Intensidad nominal

K_T = Factor de temperatura

K_L = Factor de agrupamiento

Para calcular la corriente de diseño se tiene que considerar la temperatura y el número de conductores, en este caso como la maquina va trabajar a temperatura ambiental y el número de conductores es 3, se considera que $K_T=1$ y $K_L=1$ y la intensidad nominal de motor y la intensidad nominal de la bomba de vacío se obtiene de la tabla 1 anexo G. Aplicando la ecuación G.1 se obtiene un corriente de diseño de 95 A para el motor y una corriente de diseño de 11.13 A para la bomba de vacío.

La selección de la sección del conductor para el motor es de $50mm^2$ (Tabla 3 anexo G) y para la bomba de vacío la sección del conductor es de $1.5 mm^2$ (Tabla 3 anexo G). Para calcular la sección por máxima caída de tensión admisible se plantea la siguiente ecuación:

$$= \frac{\sqrt{3} * \rho * Long * I}{\Delta V} \dots \dots \dots G.2$$

Donde:

S = Sección o dimensión del conductor expresada en mm²

ρ = Resistividad de los materiales

conductores (cobre = $0.021 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}}$ de la tabla 4 anexo G)

Long = Distancia(m)

I = Intensidad de corriente(A)

ΔV = caída de tensión según NOM – 001 – SEDE

– 2012 se considerara una caída de tensión de 3%

Calculando con la ecuación G.2:

$$S = \frac{\sqrt{3} * 0.021 * 20 * 95}{3\% * 220} = 10.471 \text{mm}^2 \quad (\text{para el motor})$$

$$S = \frac{\sqrt{3} * 0.021 * 20 * 11.125}{3\% * 220} = 1.22 \text{mm}^2 \quad (\text{para la bomba de vacío})$$

Haciendo una comparación entre las secciones obtenidas por el método de máxima intensidad de corriente y por el método de caída de tensión. Se opta por el mayor corriente obtenido. Para la selección del conductor del motor se usará 50mm^2 y para la selección de la bomba de vacío se usará 1.5mm^2 . Para la selección del conductor se recurre a la tabla 5 anexo G.

Selección de Disyuntor

Para la selección del disyuntor se opta con curva de tipo C que tiene un disparo que esta entre 5 a 10 veces la intensidad nominal.

$$I_{nB} = 1.25 * RLA \dots \dots \dots (G.3)$$

$$I_{tsB} = 0.8 * I_{nB} \dots \dots \dots (G.4)$$

Donde:

I_{nB} = Intensidad nominal Breaker

RLA = Intensidad de carga de trabajo

I_{ts} = Intensidad de trabajo seguro del Breaker

La condición que se debe cumplir para la selección de disyuntores es que la intensidad de trabajo seguro Breaker sea mayor a RLA del sistema o corriente de trabajo Nominal

$$I_{di} = 5 * I_{nB} \dots \dots \dots (G.4)$$

Donde:

I_{di} = Intensidad de disparo instantaneo Breaker

Debe cumplirse la condición de que la intensidad de disparo instantáneo Breaker es mayor a LRA del sistema o corriente de arranque . Para proceder con el cálculo se debe calcular la corriente total nominal de los elementos. El RLA= 84.9 A y el LRA=646 A, aplicando las fórmulas:

$$106.125A = 1.25 * 84.9$$

Se procede a seleccionar una Inv.=160 A (tabla 6 anexo GI)

$$800 A = 5 * 160$$

$$128 \text{ A} = 0.8 * 160$$

$$128 \text{ A} > 81 \text{ A} \text{ --- OK}$$

$$\text{Como } 800 \text{ A} > 646 \text{ A} \text{ --- OK}$$

Se va usar el disyuntor marca ABB modelo XT1B 160 (tabla 6 anexo GI)

Selección de Contactor

Para la selección de contactor se debe cumplir con la siguiente relación: $S_{con} > I_n$ donde S_{con} es la corriente inmediata superior a la I_n que se selecciona para el motor (Tabla 7 anexo G) y para bomba de vacío (Tabla 8 anexo G). Para el motor se va usar el contactor AF96-30-00-14 marca ABB. Para la bomba de vacío se va usar el contactor AF16-30-10-14 marca ABB

Selección de Relé Térmico

Para la selección de relé térmico se plantea las siguiente formula:





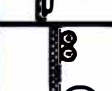



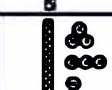

$$S_{rt} = 0.8 * I_n \text{ G. 5}$$

$$S_{rt} = \frac{I_n}{0.8} \text{ G. 6}$$

Donde S_{rt} es la intensidad que se debe tomar como referencia para la selección del relé en las tablas. Aplicando las ecuaciones (G.5) y (G.6), el relé para el motor debe tener un rango de corriente 56.8-88.75(Tabla 9 anexo G), para la selección del relé para la bomba de vacío 7.12-11.125(Tabla 10 anexo G). El relé que se va instalar en la línea del motor es el TF96-78 marca ABB. El relé que se va instalar en la línea de la bomba de vacío es el TF42-10 marca ABB.

Tabla de Métodos de instalación de referencia

TABLA B.52-1 (UNE-HD 60364-5-52: 2014) Métodos de instalación de referencia

Instalación de referencia		Tabla y columna					
		Intensidad admisible para los circuitos simples					
		Aislamiento PVC			Aislamiento XLPE o EPR		
		Número de conductores					
			2	3	2	3	
	Local	Conductores aislados en un conducto en una pared térmicamente aislante	A1	Tabla C.52-1 bis columna 4	Tabla C.52-1 bis columna 3	Tabla C.52-1 bis columna 7b	Tabla C.52-1 bis columna 6b
	Local	Cable multiconductor en un conducto en una pared térmicamente aislante	A2	Tabla C.52-1 bis columna 3	Tabla C.52-1 bis columna 2	Tabla C.52-1 bis columna 6b	Tabla C.52-1 bis columna 5b
		Conductores aislados en un conducto sobre una pared de madera o mampostería	B1	Tabla C.52-1 bis columna 6a	Tabla C.52-1 bis columna 5a	Tabla C.52-1 bis columna 10b	Tabla C.52-1 bis columna 8b
		Cable multiconductor en un conducto sobre una pared de madera o mampostería	B2	Tabla C.52-1 bis columna 5a	Tabla C.52-1 bis columna 4	Tabla C.52-1 bis columna 8b	Tabla C.52-1 bis columna 7b
		Cables unipolares o multipolares sobre una pared de madera o mampostería	C	Tabla C.52-1 bis columna 8a	Tabla C.52-1 bis columna 6a	Tabla C.52-1 bis columna 11	Tabla C.52-1 bis columna 9b
		Cable multiconductor en conductos cerrados	D1	Tabla C.52-2 bis columna 3	Tabla C.52-2 bis columna 4	Tabla C.52-2 bis columna 5	Tabla C.52-2 bis columna 6
		Cables con cubierta unipolares o multipolares directamente en el suelo	D2				
		Cable multiconductor al aire libre Distancia al muro no inferior a 0,3 veces el diámetro del cable	E	Tabla C.52-1 bis columna 9a	Tabla C.52-1 bis columna 7a	Tabla C.52-1 bis columna 12	Tabla C.52-1 bis columna 10b
		Cables unipolares en contacto al aire libre Distancia al muro no inferior al diámetro del cable	F	Tabla C.52-1 bis columna 10a	Tabla C.52-1 bis columna 8a	Tabla C.52-1 bis columna 13	Tabla C.52-1 bis columna 11
		Cables unipolares espaciados al aire libre Distancia entre ellos como mínimo el diámetro del cable	G	Ver UNE-HD 60364-5-52			

XLPE: Polietileno reticulado (90°C) EPR: Etileno-propileno (90°C) PVC: Policloruro de vinilo (70°C)

Cobre: $\rho_{20} = 1/56 \Omega \text{mm}^2/\text{m}$; Aluminio: $\rho_{20} = 1/35 \Omega \text{mm}^2/\text{m}$

$$p = K_0 \cdot \rho_{20}$$

Para el cobre y el aluminio: $\theta = 70^\circ\text{C} \rightarrow K_0 = 1,20$; $\theta = 90^\circ\text{C} \rightarrow K_0 = 1,28$

Nota.: (UNE-HD 60364-5-52: 2014. 2014)

Intensidades admisibles en amperios. Temperatura ambiente a 40 °C en el aire.

TABLA C.52-1 bis (UNE-HD 60364-5-52: 2014)
Intensidades admisibles en amperios Temperatura ambiente 40 °C en el aire

Método de instalación de la tabla B.52-1	Número de conductores cargados y tipos de aislamiento																		
	A1	PVC 3 2	PVC 3 2	PVC 2	XLPE 3 2	XLPE 3 2	XLPE 2												
A2	PVC 2	PVC 2		XLPE 3	PVC 2		XLPE 3			XLPE 3 2			XLPE 2						
B1				PVC 3 2	PVC 2					XLPE 3 2			XLPE 2						
B2			PVC 3 2	PVC 2			XLPE 3			XLPE 3 2									
C					PVC 3			PVC 2			XLPE 3		XLPE 2						
E							PVC 3		PVC 2		PVC 3		XLPE 2						
F									PVC 3			PVC 2	XLPE 2						
	1	2	3	4	5a	5b	6a	6b	7a	7b	8a	8b	9a	9b	10a	10b	11	12	13
Sección mm²																			
Cobre																			
1,5	11	11,5	12,5	13,5	14	14,5	15,5	16	16,5	17	17,5	19	20	20	20	21	23	-	
2,5	15	15,5	17	18	19	20	20	21	22	23	24	26	27	28	28	30	32	-	
4	20	20	22	24	25	26	28	29	30	31	32	34	36	36	36	40	44	-	
6	25	26	29	31	32	34	36	37	39	40	41	44	46	46	49	52	57	-	
10	33	36	40	43	45	46	49	52	54	54	57	60	63	65	68	72	78	-	
16	45	48	53	59	61	63	66	69	72	73	77	81	85	87	91	97	104	-	
25	59	63	69	77	80	82	86	87	91	95	100	103	108	110	115	122	135	146	
35	-	-	-	96	100	101	106	109	114	119	124	127	133	137	143	153	168	182	
50	-	-	-	116	121	122	128	133	139	145	151	155	162	167	174	188	204	220	
70	-	-	-	148	155	155	162	170	178	185	193	199	208	214	223	243	262	282	
95	-	-	-	180	188	187	196	207	218	224	234	241	252	259	271	298	320	343	
120	-	-	-	207	217	218	226	240	251	260	272	280	293	301	314	350	373	397	
150	-	-	-	-	-	247	259	278	289	299	313	322	337	343	359	401	430	458	
185	-	-	-	-	-	281	294	314	329	341	356	368	385	391	409	460	493	523	
240	-	-	-	-	-	330	345	368	385	401	419	435	455	468	489	545	583	617	
Alu- minio																			
2,5	11,5	12	13	14	15	16	16,5	17	17,5	18	19	20	20	20	21	23	25	-	
4	15	16	17	19	20	21	22	22	23	24	25	26	28	27	29	31	34	-	
6	20	20	22	24	25	27	29	28	30	31	32	33	35	36	38	40	44	-	
10	26	27	31	33	35	38	40	40	41	42	44	48	49	50	52	56	60	-	
16	35	37	41	46	48	50	52	53	55	57	60	63	66	66	70	76	82	-	
25	46	49	54	60	63	63	66	67	70	72	75	78	81	84	88	91	98	110	
35	-	-	-	74	78	78	81	83	87	89	93	97	101	104	109	114	122	136	
50	-	-	-	90	94	95	100	101	106	108	113	118	123	127	132	140	149	167	
70	-	-	-	115	121	121	127	130	136	139	145	151	158	162	170	180	192	215	
95	-	-	-	140	146	147	154	159	166	169	177	183	192	197	206	219	233	262	
120	-	-	-	161	169	171	179	184	192	196	205	213	222	228	239	254	273	306	
160	-	-	-	-	-	196	205	213	222	227	237	246	257	264	278	294	314	353	
185	-	-	-	-	-	222	232	243	254	259	271	281	293	301	315	337	361	406	
240	-	-	-	-	-	261	273	287	300	306	320	332	347	355	372	399	427	482	
Aislamientos termoestables (90°C)										Aislamientos termoplásticos (70°C)									
XLPE: Polietileno reticulado					EPR: Etileno-propileno					PVC: Policloruro de vinilo									

Nota: (UNE-HD 60364-5-52.2014, 2014)

Resistividad de materiales a diferentes temperaturas

Material	$\rho_{20} (\Omega \text{ mm}^2 / \text{m})$	$\rho_{70} (\Omega \text{ mm}^2 / \text{m})$	$\rho_{90} (\Omega \text{ mm}^2 / \text{m})$	$\alpha (^\circ\text{C}^{-1})$
Cobre	0,018	0,021	0,023	0,00392
Aluminio	0,029	0,033	0,036	0,00403
Almelec (Al-Mg-Si)	0,032	0,038	0,041	0,00360

Nota: Fuente: El mismo autor.

Tabla de datos técnicos TW-80(AWG/MCM). Fuente: (INDECO, 2023)

TABLA DE DATOS TECNICOS TW - 80 (AWG / MCM)									
CALIBRE CONDUCTOR	SECCION NOMINAL mm ²	N° HILOS	DIAMETRO HILO mm	DIAMETRO CONDUCTOR mm	ESPESOR AISLAMIENTO mm	DIAMETRO EXTERIOR mm	PESO Kg/Km	AMPERAJE (°)	
								AIRE A	HUMEDO A
AWG/MCM	mm ²		mm	mm	mm	mm	Kg/Km	A	A
ALAMBRES									
16	1.3	1	1.24	1.24	0.7	2.7	17	15	12
14	2.1	1	1.57	1.57	0.8	3.2	26	28	22
12	3.3	1	1.98	1.98	0.8	3.6	38	33	28
10	5.3	1	2.50	2.50	0.8	4.1	56	44	33
8	8.4	1	3.15	3.15	1	5.2	88	66	44
CABLES									
14	2.1	7	0.60	1.75	0.8	3.4	28	28	22
12	3.3	7	0.76	2.20	0.8	3.8	40	33	28
10	5.3	7	0.96	2.78	0.8	4.4	60	44	33
8	8.4	7	1.20	3.61	1	5.6	96	66	44
6	13.3	7	1.53	4.60	1	6.6	147	88	61
4	21.1	7	1.93	5.80	1.2	8.2	231	116	77
2	33.6	7	2.44	7.31	1.2	9.7	353	154	105
1/0	53.4	19	1.87	8.58	1.4	11.4	539	215	138
2/0	67.4	19	2.10	9.60	1.4	12.4	671	248	160
3/0	85.1	19	2.35	10.82	1.6	14.1	850	286	182
4/0	107.2	19	2.64	12.15	1.6	15.4	1058	330	215
350	177.5	37	2.44	15.69	2	19.7	1740	462	286

Nota: El mismo autor.

Interruptores automáticos de caja moldeada tripolar

INTERRUPTORES AUTOMÁTICOS DE CAJA MOLDEADA TRIPOLAR Serie XTmax y Tmax ABB

CÓDIGO ELECTRORED	MODELO	In (A)	REG. TÉRMICA I1(A)	Icu (KA)		Cod ABB
			Min - Max	220/230V	380/415V	
167XT1B 160	16	11 a 16	25	18		1SDA066799R1
168	XT1B 160	25	17 a 25	25	18	1SDA066801R1
169	XT1B 160	40	28 a 40	25	18	1SDA066803R1
170	XT1B 160	63	44 a 63	25	18	1SDA066805R1
172	XT1B 160	80	56 a 80	25	18	1SDA066806R1
173	XT1B 160	100	70 a 100	25	18	1SDA066807R1
174	XT1B 160	125	88 a 125	25	18	1SDA066808R1
175	XT1B 160	160	112 a 160	25	18	1SDA066809R1
176	XT3N 250	200	140 a 200	50	36	1SDA068058R1
177	XT3N 250	250	175 a 250	50	36	1SDA068059R1
178	T5N 400	320	128 a 320	70	36	1SDA054316R1
179	T5N 400	400	160 a 400	70	36	1SDA054317R1
180	T5N 630	630	400 a 630	70	36	1SDA054396R1
181	T6N 800	800	320 a 800	70	35	1SDA060268R1
8295	T6N 1000	1000	400 a 1000	70	36	1SDA060537R1
10283	T5S	400	160 a 400	85	50	1SDA054333R1
10284	T5S	630	252 a 630	85	50	1SDA054404R1
182	T7S	1250	500 a 1250	85	30	1SDA062866R1
183	t7S1600	1600	640 a 1600	85	30	1SDA062994R1
6253	T7S 1250 p	1250	500 a 1250	85	50	1SDA062882R1
6254	T7S 1600	1600	640 a 1600	85	50	1SDA063010R1

Nota: (TMAX. 2023)

Tabla 7.

Contactores AF40 . AF96, de 3 polos 18.5 a 45 kW Funcionamiento AC / DC

IEC		UL / CSA		Tensión nominal del circuito de control		Contactos auxiliares acoplados	Tipo (1)	Código de pedido	Peso Paq (1 pieza)
Potencia nominal de funcionamiento	Corriente nominal de funcionamiento	Clasificación del motor trifásico	Datos de uso general	Uc min. ... Uc max.					
400 V AC-3	AC-1		600 V AC						
kW	A	hp	A	V 50/60 Hz	V DC				
18.5	70	30	60	24...60	-	0 0	AF40-30-00-41	1SBL347001R4100	0.970
				24...60	20...60 (2)	0 0	AF40-30-00-11	1SBL347001R1100	0.970
				48...130	48...130	0 0	AF40-30-00-12	1SBL347001R1200	0.970
				100...250	100...250	0 0	AF40-30-00-13	1SBL347001R1300	0.950
				250...500	250...500	0 0	AF40-30-00-14	1SBL347001R1400	0.950
22	100	40	80	24...60	-	0 0	AF52-30-00-41	1SBL367001R4100	0.970
				24...60	20...60 (2)	0 0	AF52-30-00-11	1SBL367001R1100	0.970
				48...130	48...130	0 0	AF52-30-00-12	1SBL367001R1200	0.970
				100...250	100...250	0 0	AF52-30-00-13	1SBL367001R1300	0.950
				250...500	250...500	0 0	AF52-30-00-14	1SBL367001R1400	0.950
30	105	50	90	24...60	-	0 0	AF65-30-00-41	1SBL387001R4100	0.970
				24...60	20...60 (2)	0 0	AF65-30-00-11	1SBL387001R1100	0.970
				48...130	48...130	0 0	AF65-30-00-12	1SBL387001R1200	0.970
				100...250	100...250	0 0	AF65-30-00-13	1SBL387001R1300	0.950
				250...500	250...500	0 0	AF65-30-00-14	1SBL387001R1400	0.950
37	125	60	105	24...60	-	0 0	AF80-30-00-41	1SBL397001R4100	1.220
				24...60	20...60 (2)	0 0	AF80-30-00-11	1SBL397001R1100	1.220
				48...130	48...130	0 0	AF80-30-00-12	1SBL397001R1200	1.220
				100...250	100...250	0 0	AF80-30-00-13	1SBL397001R1300	1.170
				250...500	250...500	0 0	AF80-30-00-14	1SBL397001R1400	1.170
45	130	60	115	24...60	-	0 0	AF96-30-00-41	1SBL407001R4100	1.220
				24...60	20...60 (2)	0 0	AF96-30-00-11	1SBL407001R1100	1.220
				48...130	48...130	0 0	AF96-30-00-12	1SBL407001R1200	1.220
				100...250	100...250	0 0	AF96-30-00-13	1SBL407001R1300	1.170
				250...500	250...500	0 0	AF96-30-00-14	1SBL407001R1400	1.170

Nota: (ABB, 2023)

Contadores AF09 ... AF38, de 3 polos 4 a 18.5 kW Funcionamiento AC / DC

IEC	UL/CSA		Datos de uso general	Tensión nominal del circuito de control		Contactos auxiliares acoplados	Tipo (1)	Código de pedido	Peso Paq. (1 preza)
	Potencia nominal de funcionamiento	Comente nominal de funcionamiento		Potencia del motor trifásico	Uc min. ... Uc máx.				
400 V AC-3	40 °C AC-1	480 V	600 V AC						
kW	A	hp	A						kg
4	25	5	25	24...60		(2) 1 0	AF09-30-10-41	1SBL137001R4110	0.270
						0 1	AF09-30-01-41	1SBL137001R4101	0.270
				48...130	48...130	1 0	AF09-30-10-12	1SBL137001R1210	0.270
						0 1	AF09-30-01-12	1SBL137001R1201	0.270
				100...250	100...250	1 0	AF09-30-10-13	1SBL137001R1310	0.270
						0 1	AF09-30-01-13	1SBL137001R1301	0.270
				250...500	250...500	1 0	AF09-30-10-14	1SBL137001R1410	0.310
						0 1	AF09-30-01-14	1SBL137001R1401	0.310
5.5	28	7.5	28	24...60		(2) 1 0	AF12-30-10-41	1SBL157001R4110	0.270
						0 1	AF12-30-01-41	1SBL157001R4101	0.270
				48...130	48...130	1 0	AF12-30-10-12	1SBL157001R1210	0.270
						0 1	AF12-30-01-12	1SBL157001R1201	0.270
				100...250	100...250	1 0	AF12-30-10-13	1SBL157001R1310	0.270
						0 1	AF12-30-01-13	1SBL157001R1301	0.270
				250...500	250...500	1 0	AF12-30-10-14	1SBL157001R1410	0.310
						0 1	AF12-30-01-14	1SBL157001R1401	0.310
7.5	30	10	30	24...60		(2) 1 0	AF16-30-10-41	1SBL177001R4110	0.270
						0 1	AF16-30-01-41	1SBL177001R4101	0.270
				48...130	48...130	1 0	AF16-30-10-12	1SBL177001R1210	0.270
						0 1	AF16-30-01-12	1SBL177001R1201	0.270
				100...250	100...250	1 0	AF16-30-10-13	1SBL177001R1310	0.270
						0 1	AF16-30-01-13	1SBL177001R1301	0.270
				250...500	250...500	1 0	AF16-30-10-14	1SBL177001R1410	0.310
						0 1	AF16-30-01-14	1SBL177001R1401	0.310
11	45	15	45	24...60		(2) 0 0	AF26-30-00-41	1SBL237001R4100	0.310
				48...130	48...130	0 0	AF26-30-00-12	1SBL237001R1200	0.310
				100...250	100...250	0 0	AF26-30-00-13	1SBL237001R1300	0.310
				250...500	250...500	0 0	AF26-30-00-14	1SBL237001R1400	0.350
15	50	20	50	24...60		(2) 0 0	AF30-30-00-41	1SBL277001R4100	0.310
				48...130	48...130	0 0	AF30-30-00-12	1SBL277001R1200	0.310
				100...250	100...250	0 0	AF30-30-00-13	1SBL277001R1300	0.310
				250...500	250...500	0 0	AF30-30-00-14	1SBL277001R1400	0.350
18.5	50	25	50	24...60		(2) 0 0	AF38-30-00-41	1SBL297001R4100	0.310
				48...130	48...130	0 0	AF38-30-00-12	1SBL297001R1200	0.310
				100...250	100...250	0 0	AF38-30-00-13	1SBL297001R1300	0.310
				250...500	250...500	0 0	AF38-30-00-14	1SBL297001R1400	0.350

Nota. (ABB, 2023)

TF96 Relés térmicos de sobrecarga – 40.0 a 96.0 A

Rango de configuración	Dispositivo de protección contra cortocircuitos	Clase de disparo	Tipo	Código de pedido	Peso (1 pieza)
A					kg
40.0 ... 51.0	125 A, fusibles tipo gG	10	TF96-51	1SAZ911201R1001	0.620
48.0 ... 60.0	160 A, fusibles tipo gG	10	TF96-60	1SAZ911201R1002	0.620
57.0 ... 68.0	160 A, fusibles tipo gG	10	TF96-68	1SAZ911201R1003	0.620
65.0 ... 78.0	200 A, fusibles tipo gG	10	TF96-78	1SAZ911201R1004	0.620
75.0 ... 87.0	200 A, fusibles tipo gG	10	TF96-87	1SAZ911201R1005	0.620
84.0 ... 96.0	250 A, fusibles tipo gG	10	TF96-96	1SAZ911201R1006	0.630

Nota: Fuente: (ABB, 2023)

Marca ABB modelo TF42. Relés térmicos de sobrecarga de 0.10 a 38.0 A

Rango de configuración	Dispositivo de protección contra cortocircuitos	Clase de disparo	Tipo	Código de pedido	Peso (1 pieza)
A					kg
0.10 ... 0.13	0.5 A, fusible tipo T	10	TF42-0.13	1SAZ721201R1005	0.130
0.13 ... 0.17	1.0 A, fusible tipo T	10	TF42-0.17	1SAZ721201R1006	0.130
0.17 ... 0.23	1.0 A, fusible tipo T	10	TF42-0.23	1SAZ721201R1009	0.130
0.23 ... 0.31	1.0 A, fusible tipo T	10	TF42-0.31	1SAZ721201R1013	0.130
0.31 ... 0.41	2.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-0.41	1SAZ721201R1014	0.130
0.41 ... 0.55	2.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-0.55	1SAZ721201R1017	0.130
0.55 ... 0.74	4.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-0.74	1SAZ721201R1021	0.130
0.74 ... 1.00	6.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-1.0	1SAZ721201R1023	0.130
1.00 ... 1.30	6.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-1.3	1SAZ721201R1025	0.130
1.30 ... 1.70	10.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-1.7	1SAZ721201R1028	0.130
1.70 ... 2.30	10.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-2.3	1SAZ721201R1031	0.130
2.30 ... 3.10	10.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-3.1	1SAZ721201R1033	0.130
3.10 ... 4.20	20.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-4.2	1SAZ721201R1035	0.130
4.20 ... 5.70	20.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-5.7	1SAZ721201R1038	0.130
5.70 ... 7.60	36.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-7.6	1SAZ721201R1040	0.130
7.60 ... 10.0	35.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-10	1SAZ721201R1043	0.130
10.0 ... 13.0	40.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-13	1SAZ721201R1045	0.130
13.0 ... 16.0	40.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-16	1SAZ721201R1047	0.130
16.0 ... 20.0	63.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-20	1SAZ721201R1049	0.145
20.0 ... 24.0	63.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-24	1SAZ721201R1051	0.145
24.0 ... 29.0	63.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-29	1SAZ721201R1052	0.145
29.0 ... 35.0	80.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-35	1SAZ721201R1053	0.145
35.0 ... 38.0/40.0	80.0 A, fusible tipo gG	10	TF42-38	1SAZ721201R1055	0.145

Nota: (ABB, 2023)

ANEXO H

FICHAS TECNICAS DE LOS MATERIALES PARA LA CONSTRUCCION DE LA MAQUINA

EXTRUSORA

Propiedades mecánicas de la plancha de acero ASTM A 36 de espesor de 1/2"

Propiedades físicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Densidad	7.80 g/cc	0.287 libras/pulg ³	Típico de acero ASTM
Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Dureza, Brinell	119 - 159	119 - 159	basado en la conversión de la resistencia a la tracción
Dureza, Rockwell B	67 - 83	67 - 83	basado en la conversión de la resistencia a la tracción
Resistencia a la tracción a la rotura	400 - 552 MPa	58000 - 80000 psi	
Resistencia a la tracción, rendimiento	>= 248 MPa	>= 35000 psi	
Alargamiento a la rotura	>= 18 %	>= 18 %	en 8"
	>= 21 %	>= 21 %	en 2" > 24" de ancho
Radio de curvatura, mínimo	0.50 toneladas	0.50 toneladas	≤3/4" AN ASTM A6 PARRAFO S14
	1.0 toneladas	1.0 toneladas	>3/4 a 1" W ASTM A6 PARRAFO S14
	1.5 toneladas	1.5 toneladas	>1 a 1-1/2" AN ASTM A6 PARA S14
	2.5 toneladas	2.5 toneladas	>1.1/2 a 2" AN ASTM A6 PARA S14
	3.0 toneladas	3.0 toneladas	>2" AN ASTM A6 PARRAFO S14
Propiedades de los elementos del componente	Métrico	Inglés	Comentarios
Carbono, C	<= 0.25 %	<= 0.25 %	
Cobre, Cu	>= 0.020 %	>= 0.020 %	
Hierro, Fe	>= 98.04 %	>= 98.04 %	
manganeso, manganeso	0.80 - 1.2 %	0.80 - 1.2 %	
Fósforo, P	<= 0.040 %	<= 0.040 %	
Silicio, Si	<= 0.40 %	<= 0.40 %	
azufre, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %	

Nota: (MatWeb, 2023)

Propiedades mecánicas de la Barra de acero AISI4140

Propiedades físicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Densidad	7.85 g/cc	0.284 libras/pulg ³	
Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Dureza, Brinell	241	241	
Dureza, Nudo	265	265	Convertido de Brinell
Dureza, Rockwell B	97	97	Convertido de Brinell
Dureza, Rockwell C	22	22	Convertido de Brinell
Dureza, Vickers	254	254	Convertido de Brinell
Resistencia a la tracción, máxima	814 MPa	118000 psi	
Resistencia a la tracción, rendimiento	485 MPa	70300 psi	
Alargamiento a la rotura	22.2 %	22.2 %	en 50mm
Reducción del área	57.4 %	57.4 %	
Módulo de elasticidad	205 GPa	29700 ksi	Típico para acero
Módulo de volumen	160 GPa	23200 ksi	Típico para acero
El coeficiente de Poisson	0.29	0.29	Calculado
maquinabilidad	sesenta y cinco %	sesenta y cinco %	Basado en AISI 1212 como maquinabilidad al 100%
Módulo de corte	80.0 GPa	11600 ksi	Típico para acero

Nota: (MatWeb, 2023)

Propiedades mecánicas de la Barra de acero AISI 1020

Propiedades físicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Densidad	7,87 g/cc	0,284 libras/pulg ³	Típico para acero
Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Dureza, Brinell	121	121	
Dureza, Nudo	140	140	Convertido de Brinell
Dureza, Rockwell B	68	68	Convertido de Brinell
Dureza, Vickers	126	126	Convertido de Brinell
Resistencia a la tracción, máxima	415 MPa	60200 psi	
Resistencia a la tracción, rendimiento	281 MPa	40800 psi	
Alargamiento a la rotura	36 %	36 %	en 50mm
Reducción del área	66,6 %	66,6 %	
Módulo de elasticidad	186 GPa	27000 ksi	
Módulo de volumen	148 GPa	21500 ksi	calculado a partir del módulo elástico y la relación de Poisson
El coeficiente de Poisson	0,29	0,29	
Módulo de corte	72,0 GPa	10400 ksi	calculado a partir del módulo elástico y la relación de Poisson

Nota: (MatWeb, 2023)

Propiedades mecánicas de la Barra de acero AISI 1035

Propiedades físicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Densidad	7,87 g/cc	0,284 libras/pulg ³	Típico de los aceros
Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Dureza, Brinell	131	131	
Dureza, Nudo	150	150	Convertido de Brinell
Dureza, Rockwell B	73	73	Convertido de Brinell
Dureza, Vickers	136	136	Convertido de Brinell
Resistencia a la tracción, máxima	450 MPa	65300 psi	
Resistencia a la tracción, rendimiento	380 MPa	55100 psi	
Alargamiento a la rotura	12 %	12 %	en 50mm
Reducción del área	35 %	35 %	
Módulo de elasticidad	196 GPa	28400 ksi	
Módulo de volumen	156 GPa	22600 ksi	Estimado a partir del módulo de elasticidad
El coeficiente de Poisson	0,29	0,29	Típico para acero
Módulo de corte	76,0 GPa	11000 ksi	Estimado a partir del módulo de elasticidad

Nota: (MatWeb, 2023)

Propiedades mecánicas de planchas de aceros AISI 1020 para fundición

Propiedades físicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Densidad	7.87 g/cc	0.284 libras/pulg ³	
Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Dureza, Brinell	121	121	
Dureza, Nudo	140	140	Convertido de Brinell
Dureza, Rockwell B	68	68	Convertido de Brinell
Dureza, Vickers	126	126	Convertido de Brinell
Resistencia a la tracción, mínima	420 MPa	60800 psi	
Resistencia a la tracción, rendimiento	350 MPa	50800 psi	
Alargamiento a la rotura	15 %	15 %	en 50mm
Reducción del área	40 %	40 %	
Módulo de elasticidad	186 GPa	27000 ksi	
Módulo de volumen	148 GPa	21500 ksi	calculado a partir del módulo elástico y la relación de Poisson
El coeficiente de Poisson	0.29	0.29	
requeribilidad	sesenta y cinco %	sesenta y cinco %	Basado en acero AISI 1212 = 100%
Módulo de corte	72.0 GPa	10400 ksi	calculado a partir del módulo elástico y la relación de Poisson

Nota: (MatWeb. 2023)

Propiedades mecánicas de barra de acero BOHLER VCL.

VCL



AISI : 4140
DIN : 42 Cr Mo 4
W N° : 1.7223/25

Tipo de aleación promedio : C 0,41 Cr 1,1 Mo 0,2 Si 0,2 Mn 0,7 %
Color de identificación : Verde - Blanco
Estado de suministro : Bonificado 250 - 350 HB Típico. Ver tabla inf.
Largo estándar : 3,5 - 6 metros.

Acero especial de bonificación con aleación de cromo molibdeno.

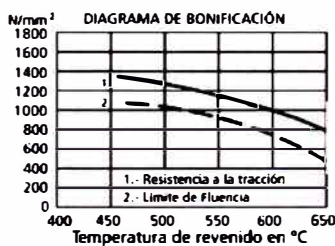
Muy resistente a la tracción y a la torsión, como también a cambios de flexión. Se suministra en estado bonificado, lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de dimensiones medianas, con grandes exigencias en las propiedades arriba mencionadas y también ciertos elementos para la construcción de motores, engranajes, pernos, tuercas, pines, émbolos, árboles de transmisión, ejes de bombas, cañones de armas para la cacería.

27

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C
Normalizado: 840 - 880 °C
Recocido: 690 - 720 °C
Enfriamiento lento en el horno
Temple: al aceite 830 - 860 °C
al agua 820 - 850 °C
Dureza obtenible: 52 - 56 HRC
Revenid : 540 - 680 °C
Nitrurar: 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Elongación (Lo = 5d) % min.	Estricción % min.	Resistencia según DVM Joule
		desde	hasta					
770	241	16	16	835	1030 - 1250	10	40	34
		40	40	715	930 - 1130	11	45	41
		100	100	595	830 - 1030	12	50	41
		160	160	530	730 - 900	13	55	41
		160	250	490	690 - 840	14	55	41

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

8

www.voestalpine.com/highperformancemetals/peru
www.bohlerperu.com

voestalpine

Nota: (BÖHLER PERU, 2023)

Propiedades mecánicas de la plancha de acero AISI 1010

Propiedades físicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Densidad	7.87 g/cc	0.284 lb/inch ³	
Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Dureza, Brinell	105	105	
Dureza, Rockwell B	123	123	Convertido de Brinell
Dureza, Rockwell C	80	80	Convertido de Brinell
Dureza, Vickers	108	108	Convertido de Brinell
Resistencia a la tracción, métrica	355 MPa	57900 psi	
Resistencia a la tracción, rendimiento	315 MPa	44700 psi	
Alargamiento a la rotura	20 %	20 %	en 50mm
Reducción del área	40 %	40 %	
Módulo de elasticidad	205 GPa	29700 ksi	Típico para acero
Módulo de volumen	160 GPa	23000 ksi	Típico para acero
El coeficiente de Poisson	0.29	0.29	Típico para acero
requeribilidad	55 %	55 %	Reserva en acero AISI 1212 = 100% (La mayor cantidad de producción de barras, varillas y alambres del grupo) se puede mejorar mediante enfriado en frío
Módulo de corte	80.0 GPa	11600 ksi	Típico para acero

Nota: (MatWeb, 2023)

Propiedades mecánicas de barra de acero BOHLER BCL



BOHLER K100

ACEROS PARA TRABAJO EN FRÍO

Formatos disponibles

Productos largos

Chapas

Fanja de matriz abierta

Descripción

BOHLER K100 - El estándar de los aceros ledeburíticos con 12 % de Cromo para aplicaciones donde se requiera alta resistencia al desgaste.

Para herramientas de conformación de materiales muy abrasivos en la industria de la cerámica, fabricación de ladrillos, etc.

Método de obtención

Convencional

Propiedades

> Resistencia al desgaste: buena

Aplicaciones

- > Cuchillas de máquinas (fabricantes)
- > Corte fino / Troquelado / Estampada
- > Rodillos
- > Laminación
- > Componentes estándar (moldes, placas, expulsores, punzones)
- > Componentes de desgaste
- > Conformado en frío
- > Componentes para la industria del reciclaje
- > Componentes generales de ingeniería mecánica

Datos técnicos

Designación	Estándares
1.2080 SEL	4957 EN ISO
-T30403 UNS	
x210Cr12 EN	
-D3 AISI	
-SKD1 JIS	

Nota: (BOHLER, 2023)

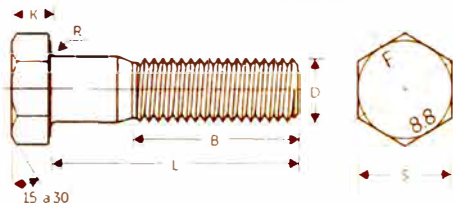
Propiedades mecánicas de la plancha de acero laminado ASTM A36 de 3/16" a 3/4".

Propiedades físicas	Métrica	Inglés	Comentarios
Densidad	7.80 g/cc	0.282 lb/in ³	Tipo de acero ASTM
Propiedades mecánicas	Métrica	Inglés	Comentarios
Dureza Brinell	119 - 150	119 - 150	basado en la conversión de la resistencia a la tracción
Dureza Rockwell B	67 - 83	67 - 83	basado en la conversión de la resistencia a la tracción
Resistencia a la tracción en rotura	400 - 552 MPa	58000 - 80000 psi	
Resistencia a la tracción, rendimiento	>= 248 MPa	>= 35000 psi	
Alargamiento en rotura	>= 18%	>= 18%	
	>= 21%	>= 21%	en 8"
Radio de curvatura mínimo	0.50 torneladas	0.50 torneladas	en 2" > 24" de ancho
	1.0 torneladas	1.0 torneladas	53.4" W ASTM A6 PARR S14
	1.5 torneladas	1.5 torneladas	> 34 a 1" W ASTM A6 PARR S14
	2.5 torneladas	2.5 torneladas	> 16 a 1/2" W ASTM A6 PARR S14
	3.0 torneladas	3.0 torneladas	> 1.7 a 2" W ASTM A6 PARR S14
			> 7" W ASTM A6 PARR S14

Nota: (MatWeb, 2023)

Propiedades mecánicas y ficha técnica del perno para el proyecto.

FICHA TÉCNICA



Longitudes: L = 30mm hasta 150mm según el diámetro
Lengths: L = 30mm thru 150mm according to diameter

Clase de rosca: Paso ordinario y fino 6g
Thread series: Coarse and fine pitch 6g

Nota: Los valores entre parentesis de la distancia entre caras corresponden a los especificados en las normas ISO y se fabrican previa cotización
Note: values in brackets of width across flats are per ISO standards and often require a lead-in request

D Diámetro (Diameter)	Paso Pitch		S Distancia entre caras (Width across flats)	H Altura de la cabeza (Head height)	B Longitud de rosca (Thread length) L<25mm
	Ordinario (COARSE)	Fino (FINE)			
M6	1	-	10	4	18
M7	1	-	11	4.8	20
M8	1.25	1	15	5.5	22
M10	1.5	1-1.25	(16) 17	6.4	26
M12	1.75	1.25-1.5	(18) 19	7.5	30
M14	2	1.5	(21) 22	8.8	34
M16	2	1.5	24	10	38
M18	2.5	1.5	27	11.5	42
M20	2.5	1.5-2	30	12.5	46
M22	2.5	1.5	(34) 32	14	50
M24	3	2	36	15	54

Clase de resistencia (Property class)	ESPECIFICACIONES (Specifications)					
	Diámetro (Diameter)	Materia (Material)	Dureza Rockwell (Rockwell hardness) Min.	Dureza Rockwell (Rockwell hardness) Max.	Resistencia a la tracción (Tensile strength) Nominal	Observaciones (Notes)
5.8	M6 a M24 (thru)	Acero de bajo o medio carbono (Low or medium carbon steel)	B 82	B 95	500 N/mm ²	Previa cotización (Quote on request)
	M6 a M16 (thru)	Acero de medio carbono tratado térmicamente (Medium carbon steel quenched and tempered)	B 22	B 32	800 N/mm ²	Standard (In stock)
M18 a M24 (thru)	B 25		B 34			
10.9	M6 a M24 (thru)	Acero de medio carbono tratado térmicamente (Medium carbon steel quenched and tempered)	B 32	B 39	1000 N/mm ²	Previa cotización (Quote on request)
12.9	M6 a M24 (thru)	Acero aleado tratado térmicamente (Alloy steel quenched and tempered)	B 39	B 44	1200 N/mm ²	Previa cotización (Quote on request)

En la tabla de especificaciones No. 5 se amplía esta información. / Specifications table No. 5 gives additional information.
En la tabla de especificaciones No. 1 se indican las longitudes de rosca básica. / Specifications table No. 1 indicates the basic thread lengths.

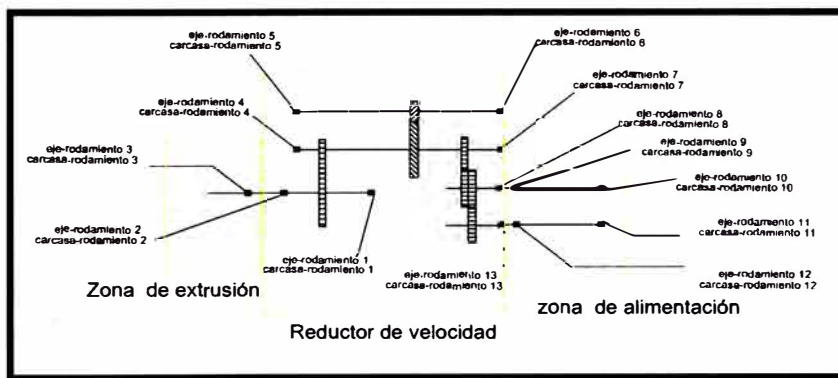
Nota. (FEM, 2023)

ANEXO I

ASIGNACION DE AJUSTES

Cuando se realiza los planos de una maquina en los softwares SolidWorks y AutoCAD se dimensiona a los elementos de la maquina con dimensiones nominales, sin embargo, el maquinador no podrá o será casi imposible llegar a las dimensiones nominales además una pieza con una tolerancia muy pequeña implica un costo mayor, por tanto, es importante considerar el ajuste. En el proceso de maquinado de los elementos de la maquina y en el proceso de montaje de los elementos influye o es determinante asignar una tolerancia, la tolerancia indicara al técnico maquinador un rango de dimensiones a la que podrá trabajar la pieza de tal manera que en el montaje de los elementos sea preciso. La tolerancia y el ajuste son dos conceptos que tienen una relación intrínseca. En la figura 1 del anexo K, se observa un croquis de todos los agujeros de la carcasa de la máquina, en estos agujeros se instalan los rodamientos por donde pasan por los ejes.

Croquis de los ejes-rodamientos agujeros en carcasa de la maquina extrusora



Nota: Se asigna la numeración de cada engranaje. Fuente: El mismo autor.

Se procede con la asignación del ajuste para agujero de la carcasa- eje del tornillo extrusor-rodamiento. Por recomendación del autor (Lopes Casillas, 1977) se asigna el 60 H7/h6, ahora se procede con el cálculo de la tolerancia de acuerdo al ajuste:

60 H7/h6

Para agujeros, se plantea:

$$\Delta S = \Delta I + IT \dots \dots \dots (1.1)$$

Donde:

ΔS = Limite superior para el agujero

ΔI = Limite inferior para el agujero

IT = Grado de tolerancia

Seleccionando IT, ΔS y calculando ΔI con la ecuacion 1 anexo I:

Se hace la selección de IT = 40 μ m (Tabla 2 anexo I)

Se hace la selección de $\Delta S = -63\mu$ m (Tabla 2 anexo I)

$$\Delta I = -63 - 40 = -103\mu m$$

Para eje se plantea:

$$\delta s = \delta i + IT \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

δs = Limite superior para el eje

δi = Limite inferior para el eje

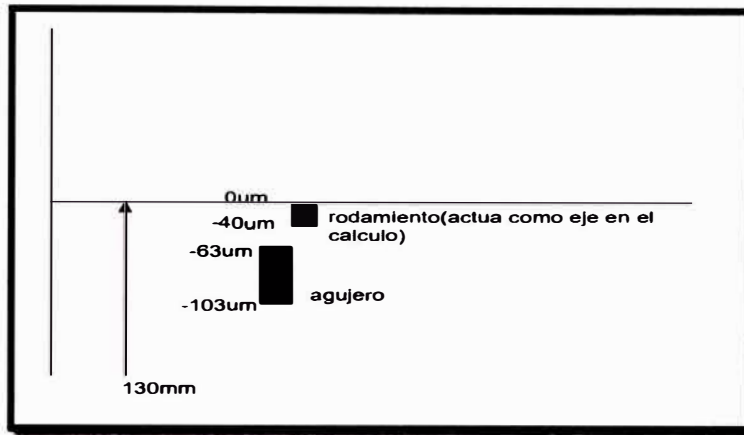
Seleccionando IT, ΔS y calculando con la ecuación (1.1) ΔI con la ecuacion 1 anexo I:

Se hace la selección de IT = 40 μ m (Tabla 1 anexo I)

Se hace la selección de $\Delta S = -63\mu$ m (Tabla 3 anexo I)

$$\Delta I = -63 - 40 = -103\mu m$$

Tipo de ajuste de apriete entre rodamiento y carcasa



Nota: Se observa un gráfico para determinar si el tipo de ajuste es de huego, apriete o indeterminado. Fuente: El mismo autor

Se observa en el grafico (Figura 2 anexo I) que el tipo de ajuste es de tipo apriete entre el rodamiento-carcasa 1 (Figura 1 anexo I). El apriete máximo es de 103um y el apriete mínimo es de 23um. Se hace el mismo proceso para el cálculo y asignación del ajuste para cada agujero en la carcasa, rodamientos y ejes. Para ver las asignaciones de los ajustes ver Figura 3 en el anexo I.

Asignación de ajustes y tolerancia para agujeros-rodamientos-ejes.

ASIGNACIÓN DE AJUSTES Y TOLERANCIAS PARA AGUJEROS-RODAMIENTOS-EJES				
	Elementos	Ajuste	Tipo de ajuste	Tolerancia
1	Eje-rodamiento 1	60 H7/h6	HUELGO	rodamiento=60 ₀ ^{+0.014} eje = 60 ₀ ^{+0.019}
2	Carcasa-rodamiento 1	130 R7/h7	APRIETE	Agujero=130 ₀ ^{+0.064} rodamiento = 130 ₀ ^{+0.04}
3	Eje-rodamiento 2	60 H7/h6	HUELGO	rodamiento=60 ₀ ^{+0.014} eje = 60 ₀ ^{+0.019}
4	Carcasa-rodamiento 2	130 R7/h7	APRIETE	Agujero=130 ₀ ^{+0.064} rodamiento = 130 ₀ ^{+0.04}
5	Eje-rodamiento 3	60 H7/h6	HUELGO	rodamiento=60 ₀ ^{+0.014} eje = 60 ₀ ^{+0.019}
6	Carcasa-rodamiento 3	130 R7/h7	APRIETE	Agujero=130 ₀ ^{+0.064} rodamiento = 130 ₀ ^{+0.04}
7	Eje-rodamiento 4	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
8	Carcasa-rodamiento 4	90 P7/h6	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}
9	Eje-rodamiento 5	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
10	Carcasa-rodamiento 5	90 P7/h6	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}
11	Eje-rodamiento 6	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
12	Carcasa-rodamiento 6	90 P7/h7	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}
13	Eje-rodamiento 7	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
14	Carcasa-rodamiento 7	90 P7/h7	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}
15	Eje-rodamiento 8	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
16	Carcasa-rodamiento 8	90 P7/h7	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}
17	Eje-rodamiento 9	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
18	Carcasa-rodamiento 9	90 P7/h7	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}
19	Eje-rodamiento 10	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
20	Carcasa-rodamiento 10	90 P7/h7	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}
21	Eje-rodamiento 11	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
22	Carcasa-rodamiento 11	90 P7/h7	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}
23	Eje-rodamiento 12	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
24	Carcasa-rodamiento 12	90 P7/h7	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}
25	Eje-rodamiento 13	50 H7/h6	HUELGO	rodamiento=50 ₀ ^{+0.025} eje=50 ₀ ^{+0.016}
26	Carcasa-rodamiento 13	90 P7/h7	APRIETE	Agujero=90 ₀ ^{+0.047} rodamiento = 90 ₀ ^{+0.035}

Nota: Asignación de todos los ajustes y tolerancias para ejes. Fuente: El mismo autor.

Se asigna el ajuste, el tipo de ajuste y la tolerancia para los agujeros de la carcasa, los rodamientos y los ejes. Las tolerancias se asignarán en los planos para dar mayor detalle del diseño de los elementos de la máquina. Fuente: El mismo autor.

Grados de tolerancia normalizados.

Dimensión nominal (mm)		Grados de tolerancia normalizados																			
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
Desde	Hasta e incluido	Valores de tolerancia normalizados																			
		µm									mm										
—	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2

Nota: (Lopes Casillas, 1977)

Valores de la diferencia fundamental para agujero. Limite superior de la diferencia (ΔS).

Dimensión nominal (mm)		Valores de la diferencia fundamental Limite superior de la diferencia. ES															
Desde	Hasta e incluido	Hasta e incluido IT8	Mayores que IT8	Hasta e incluido IT7	Grados de tolerancia normalizados por encima de IT7												
					Na ^b	P a ZC ^a	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB
—	3	-4	-4	Tolerancias normalizadas por encima de IT7 aumentados en Δ	-6	-10	-14		-18		-20		-26	-32	-40	-60	
3	6	-8 + Δ	0		-12	-15	-19		-23		-28		-35	-42	-50	-80	
6	10	-10 + Δ	0		-15	-19	-23		-28		-34		-42	-52	-67	-97	
10	14	-12 + Δ	0		-18	-23	-28		-33		-40		-50	-64	-90	-130	
14	18				-39	-45	-60	-77	-108	-150							
18	24	-15 + Δ	0		-22	-28	-35		-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	
24	30				-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274				
30	40	-17 + Δ	0		-26	-34	-43		-54	-70	81	97	-114	-136	-180	-242	-325
40	50				-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405		
50	65	-20 + Δ	0		-32	-43	-59	-75	-102	-120	146	-174	-210	274	-360	-480	
65	80				-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585		
80	100	-23 + Δ	0		-37	-54	-79	-104	-144	-172	210	-254	-310	400	-525	-690	
100	120				-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800		
120	140																

Nota: (Lopes Casillas, 1977)

Valores de la diferencia fundamental para eje. Límite superior de la diferencia (δS)

Dimensión nominal (mm)		Valores de las diferencias fundamentales												Límite inferior, ei			
		Límite superior de la diferencia, es															
Desde	Hasta e incluido	Todos los grados de tolerancia normalizados												IT5 y IT6	IT7	IT8	
		e^a	b^a	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js				
—	3	-270	-140	-80	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0		-2	-4	-6	
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4		
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5		
10	14	-290	-150	-95	-70	-50	-32	-23	-16	-10	-6	0	tolerancia normalizado	-3	-6		
14	18																
18	24	-300	-160	-110	-85	-65	-40	-28	-20	-12	-7	0		-4	-8		
24	30																
30	40	-310	-170	-120	-100	-80	-50	-35	-25	-15	-9	0		-5	-10		
40	50	-320	-180	-130													
50	65	-340	-190	-140		-100	-60		-30		-10	0		-7	-12		
65	80	-360	-200	-150													
80	100	-380	-220	-170		-120	-72		-36		-12	0		-9	-15		
100	120	-410	-240	-180													
120	140	-460	-260	-200		-145	-85		-43		-14	0		-11	-18		
140	160	-520	-280	-210													
160	180	-580	-310	-230													

Nota: (Lopes Casillas, 1977)

Valores de la diferencia fundamental para agujeros. Límite inferior de la diferencia (ΔI) y límite superior de la diferencia (ΔS)

Dimensión nominal (mm)		Valores de la diferencia fundamental																		
		Diferencia límite inferior, Ei												Diferencia límite superior, ES						
Desde	Hasta e incluido	Todos los grados de tolerancia normalizados												IT6	IT7	IT8	Hasta e incluido IT8	Desde IT8	Hasta e incluido IT8	Desde IT8
		A^a	B^a	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS							
—	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	+5	+6	+10	-1 + Δ		-4 + Δ	-4	
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	+5	+8	+12	-1 + Δ		-6 + Δ	-6	
10	14	+290	+150	+95	+70	+50	+32	+23	+16	+10	+6	0	+6	+10	+15	-1 + Δ		-7 + Δ	-7	
14	18																			
18	24	+300	+160	+110	+85	+65	+40	+28	+20	+12	+7	0	+8	+12	+20	-2 + Δ		-8 + Δ	-8	
24	30																			
30	40	+310	+170	+120	+100	+80	+50	+35	+25	+15	+9	0	+10	+14	+24	-2 + Δ		-9 + Δ	-9	
40	50	+320	+180	+130																
50	65	+340	+190	+140	+100	+60		+30	+10	0			+13	+18	+28	-2 + Δ		-11 + Δ	-11	
65	80	+360	+200	+150																
80	100	+380	+220	+170	+120	+72		+36	+12	0			+16	+22	+34	-3 + Δ		-13 + Δ	-13	
100	120	+410	+240	+180																
120	140	+460	+260	+200	+145	+85		+43	+14	0			+18	+26	+41	-3 + Δ		-15 + Δ	-15	
140	160	+520	+280	+210																
160	180	+580	+310	+230	+170	+100		+50	+15	0			+22	+30	+47	-4 + Δ		-17 + Δ	-17	
180	200	+660	+340	+240																
200	225	+740	+380	+260																
225	250	+820	+420	+280																

Nota: (Lopes Casillas, 1977)

PLANOS

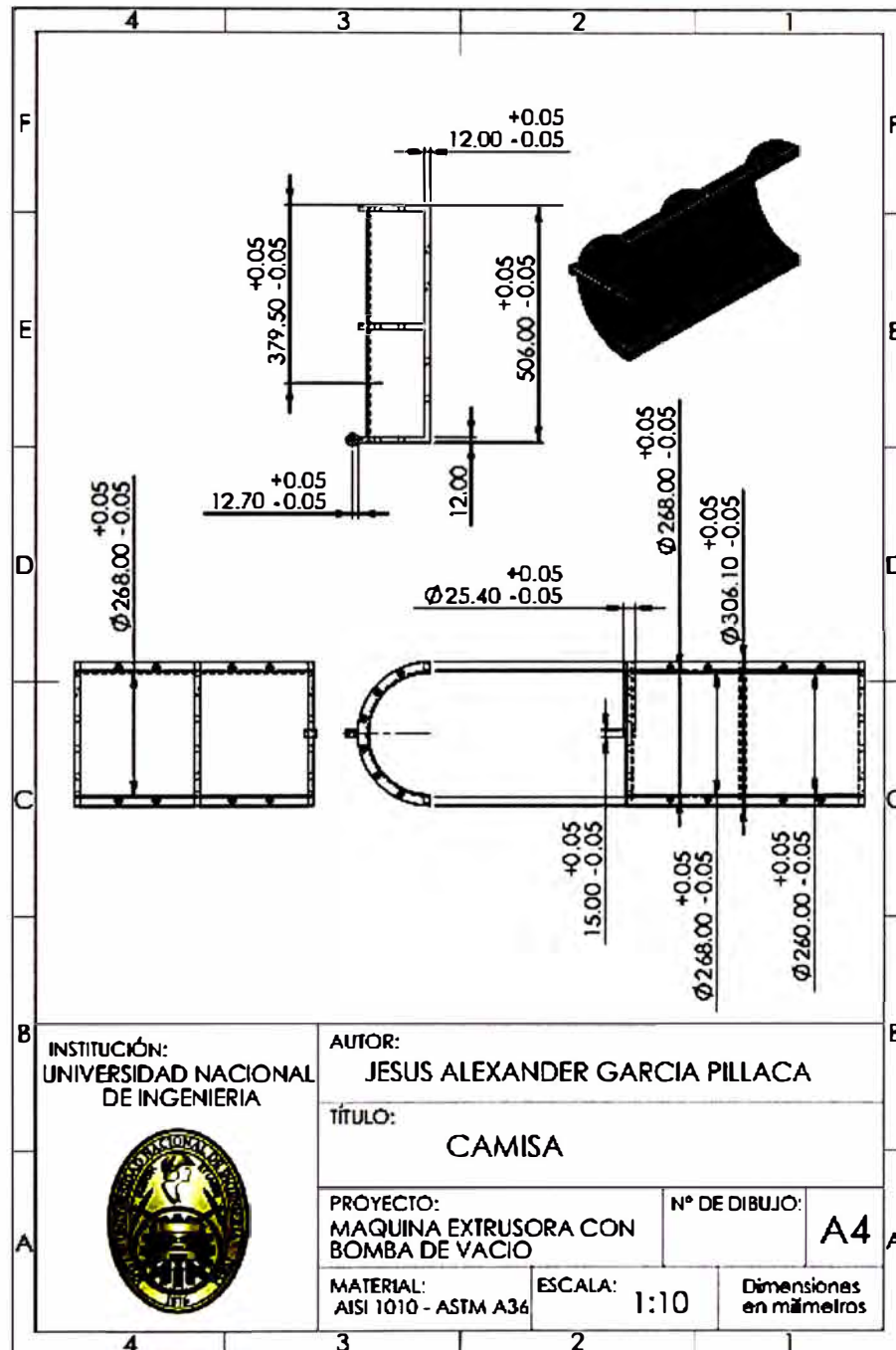
PLANOS DE LA MAQUINA EXTRUSORA

Plano 1	<i>Plano de la camisa del extrusor</i>	56
Plano 2	<i>Plano de plancha rolada</i>	57
Plano 3	<i>Plano de la plancha de la carcasa</i>	58
Plano 4	<i>Plancha 8</i>	59
Plano 5	<i>Plancha 5</i>	60
Plano 6	<i>Plano de la plancha 2</i>	61
Plano 7	<i>Plano de la plancha 3</i>	62
Plano 8	<i>Plancha 4</i>	63
Plano 9	<i>Plancha 9</i>	64
Plano 10	<i>Plano de la tolva</i>	65
Plano 11	<i>Plano de cilindro para vacío</i>	66
Plano 12	<i>Plano del eje 4</i>	67
Plano 13	<i>Plano del eje 3</i>	68
Plano 14	<i>Plano del eje del apisonador</i>	69
Plano 15	<i>Plano del eje del tornillo extrusor</i>	70
Plano 16	<i>Polea grande</i>	71
Plano 17	<i>Polea pequeña</i>	72
Plano 18	<i>Plano del Tornillo extrusor</i>	73
Plano 19	<i>Turbina de sección</i>	74
Plano 20	<i>Tapa caja reductora</i>	75

Plano 21 <i>Plano de los apisonadores</i>	76
Plano 22 <i>Plano de camisa</i>	77
Plano 23 <i>Plano de bocamaza</i>	78

Plano 1

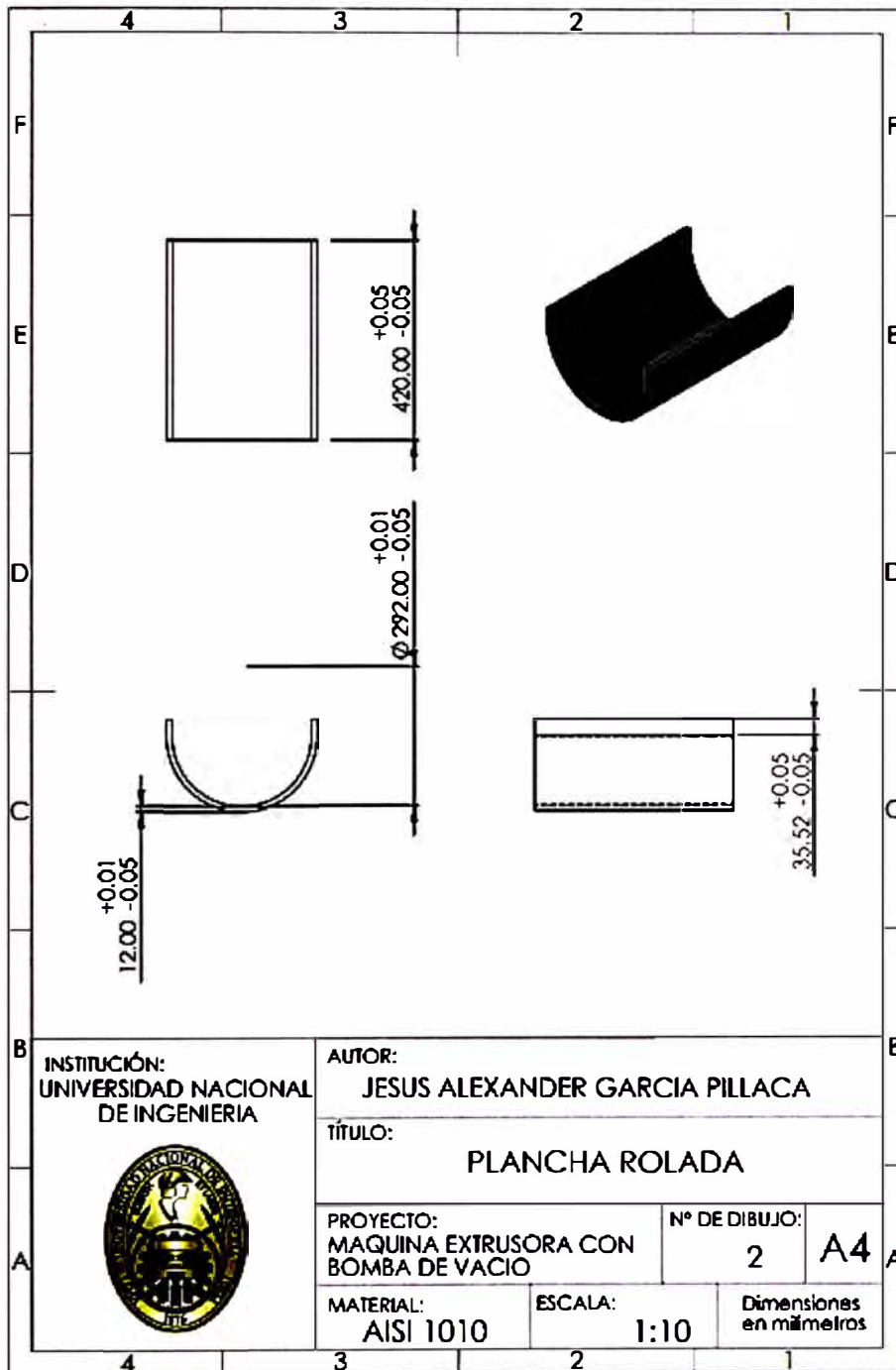
Plano de la camisa del extrusor



Nota: Fuente: El mismo autor

Plano 2

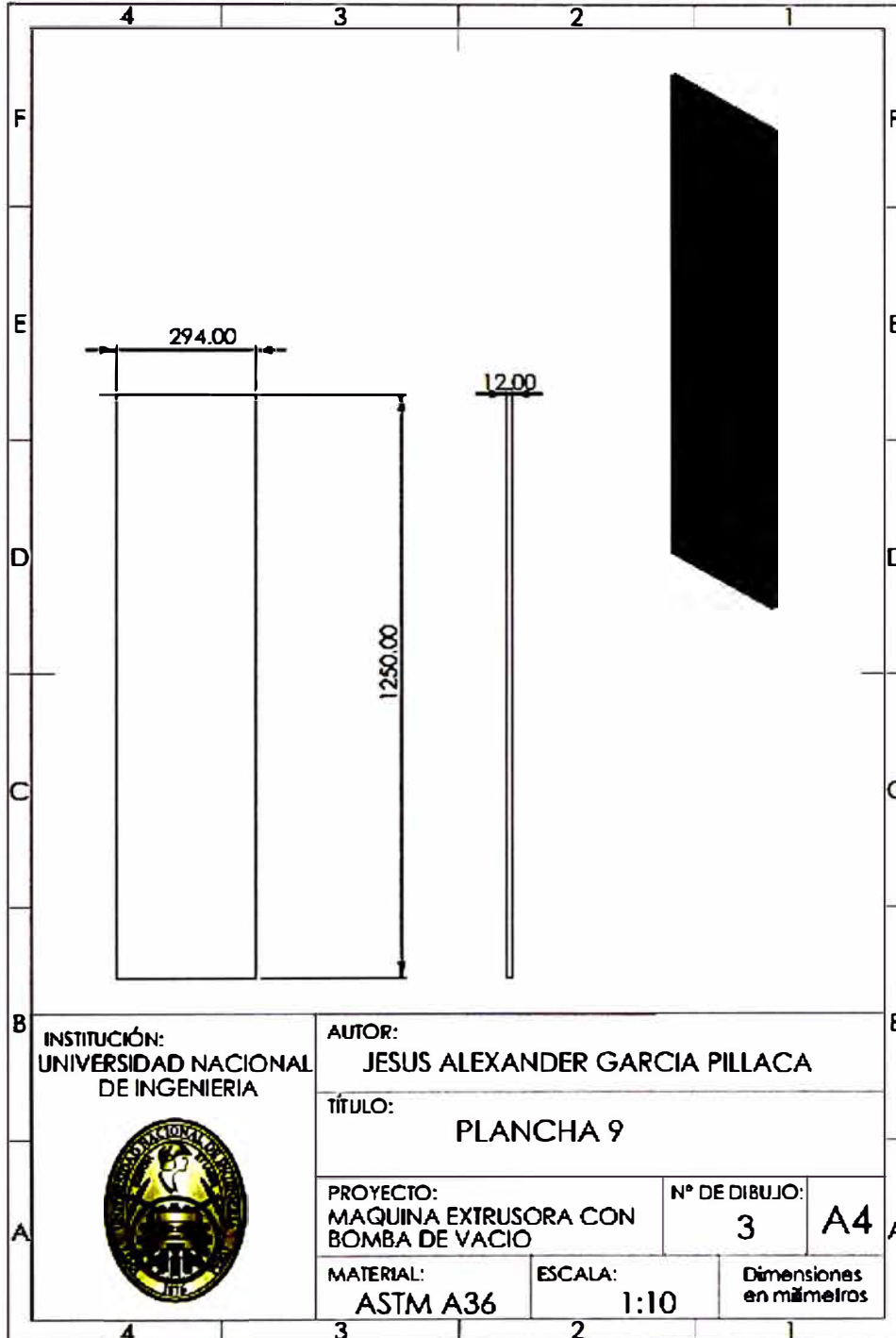
Plano de plancha rolada



Nota: Fuente: El mismo autor.

Plano 3

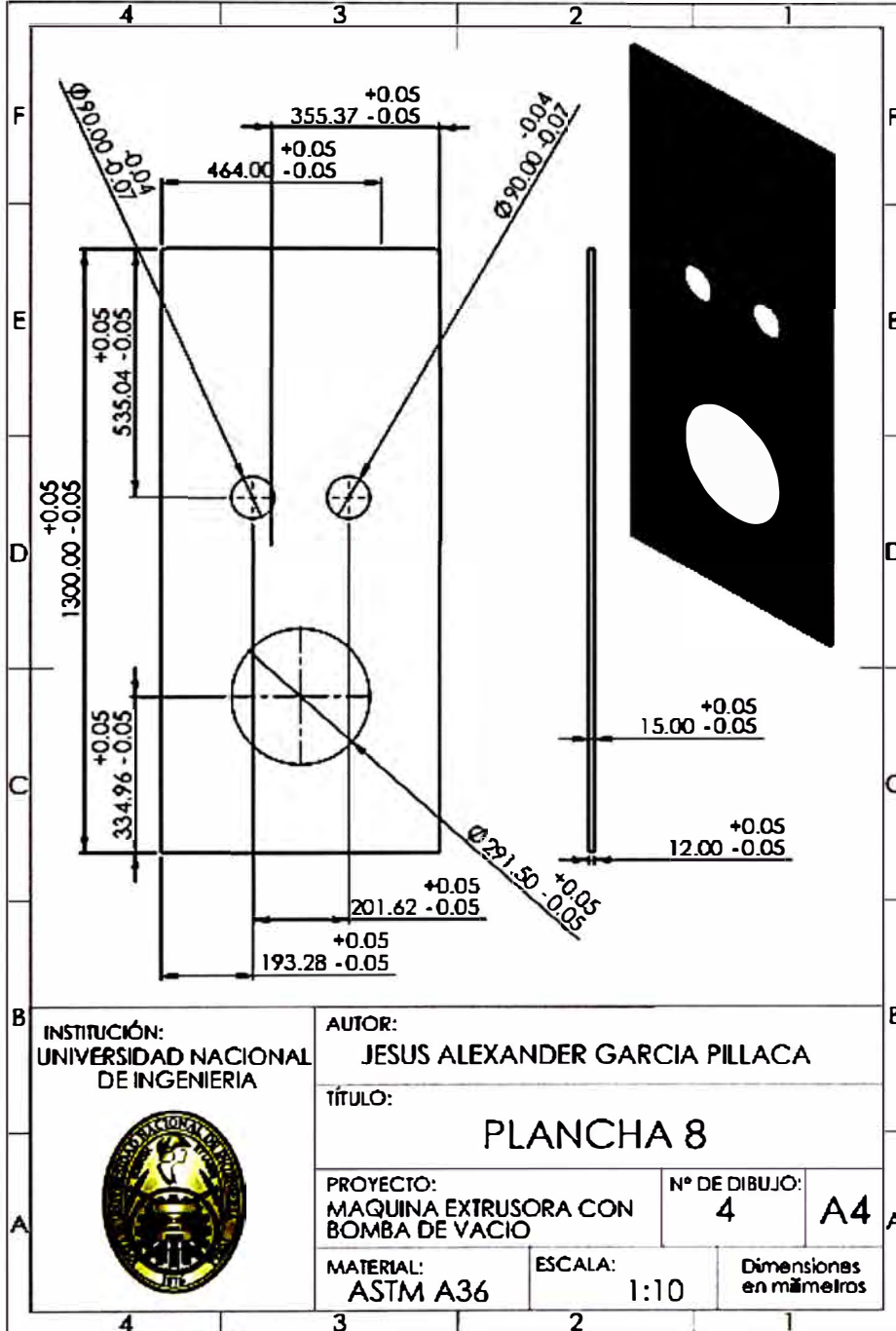
Plano de la plancha de la carcasa



Nota: Fuente: El mismo autor.

Plano 4

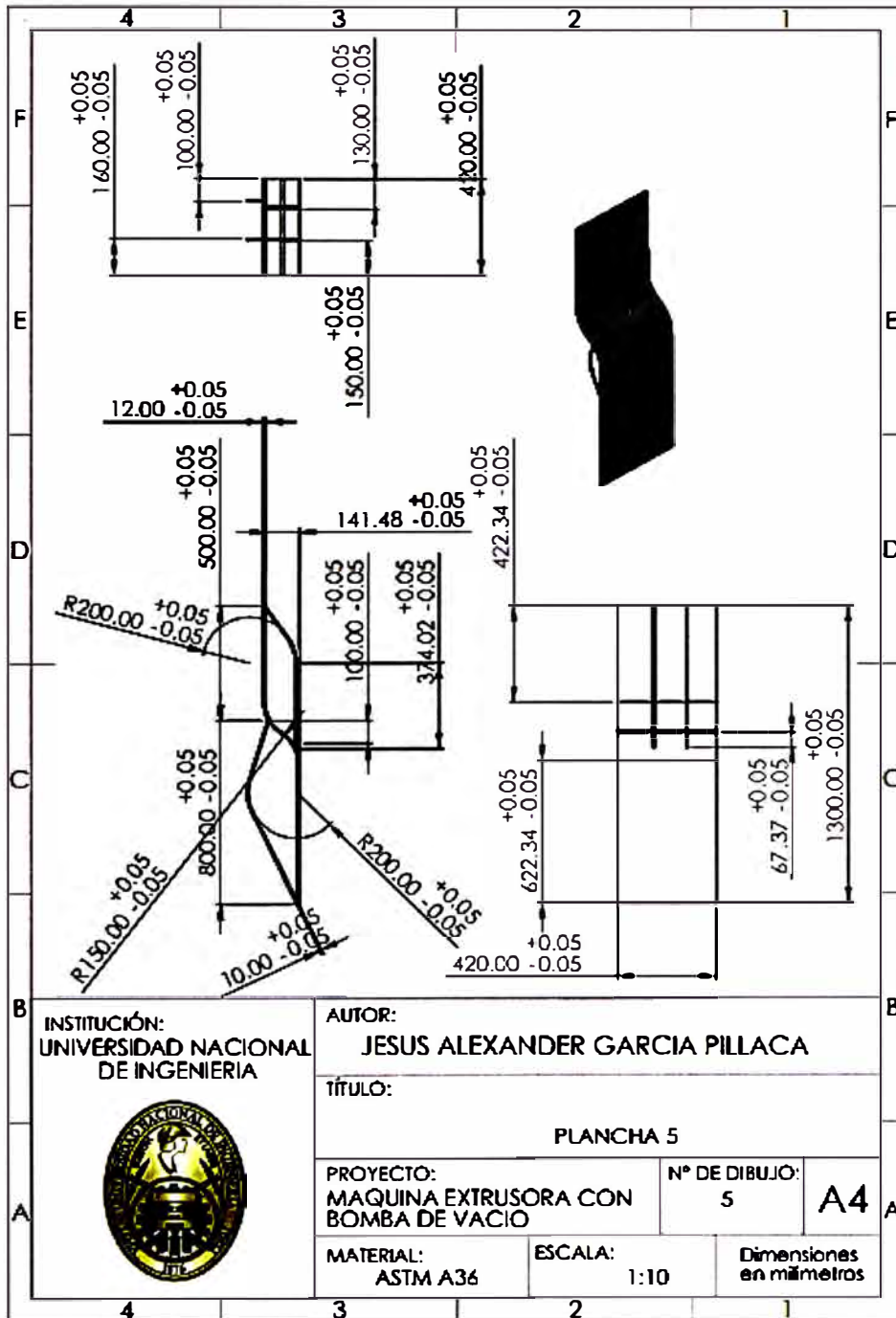
Plancha 8



Nota: Plano de la plancha de la carcasa. Los agujeros pequeños de arriba son del eje apisonador y en el agujero grande se ubica la turbina de succión de aire. Fuente: El mismo autor.

Plano 5

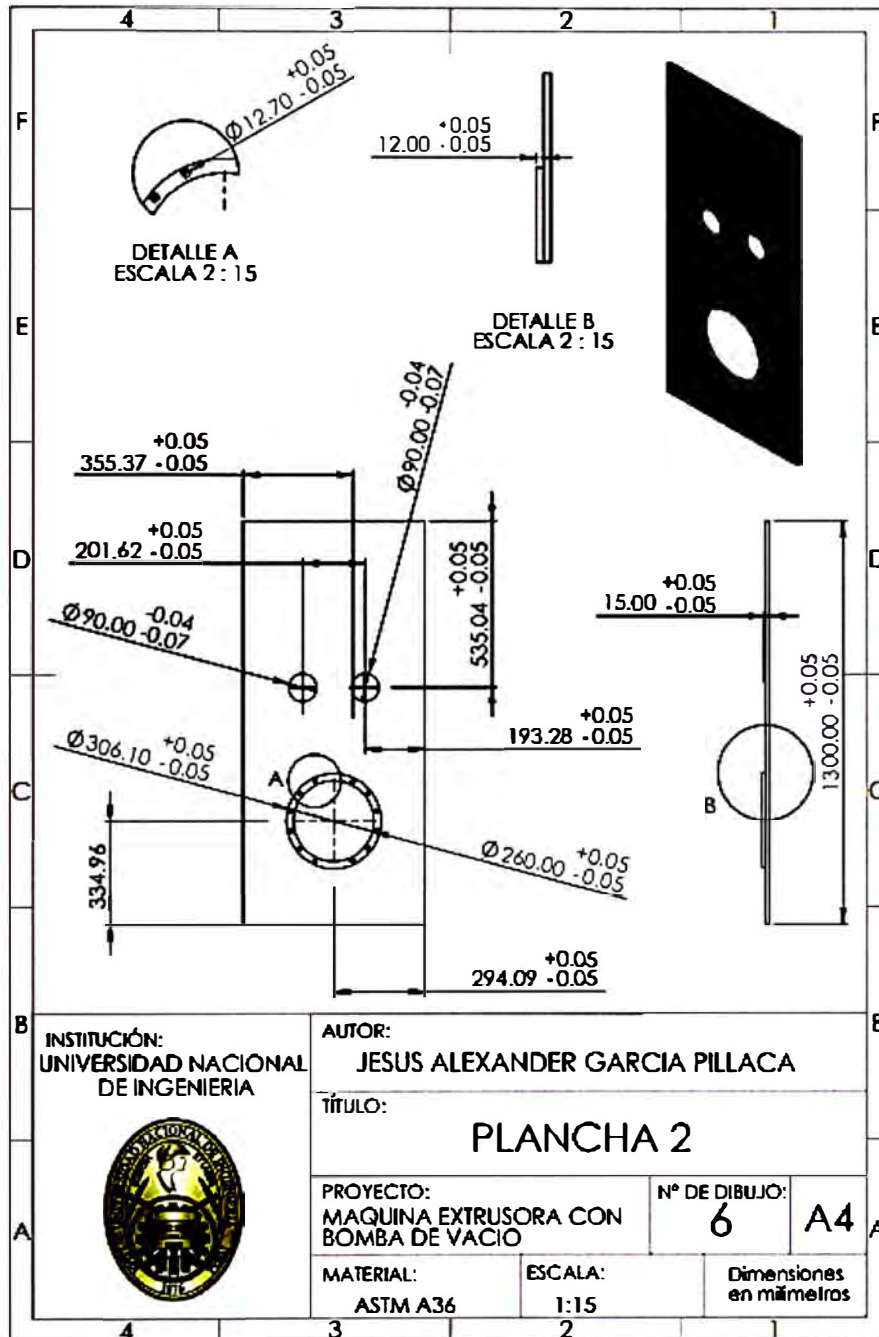
Plancha 5



Nota: Esta plancha es parte de la carcasa, se le sueldan unas rejillas para desairar. Fuente: El mismo autor.

Plano 6

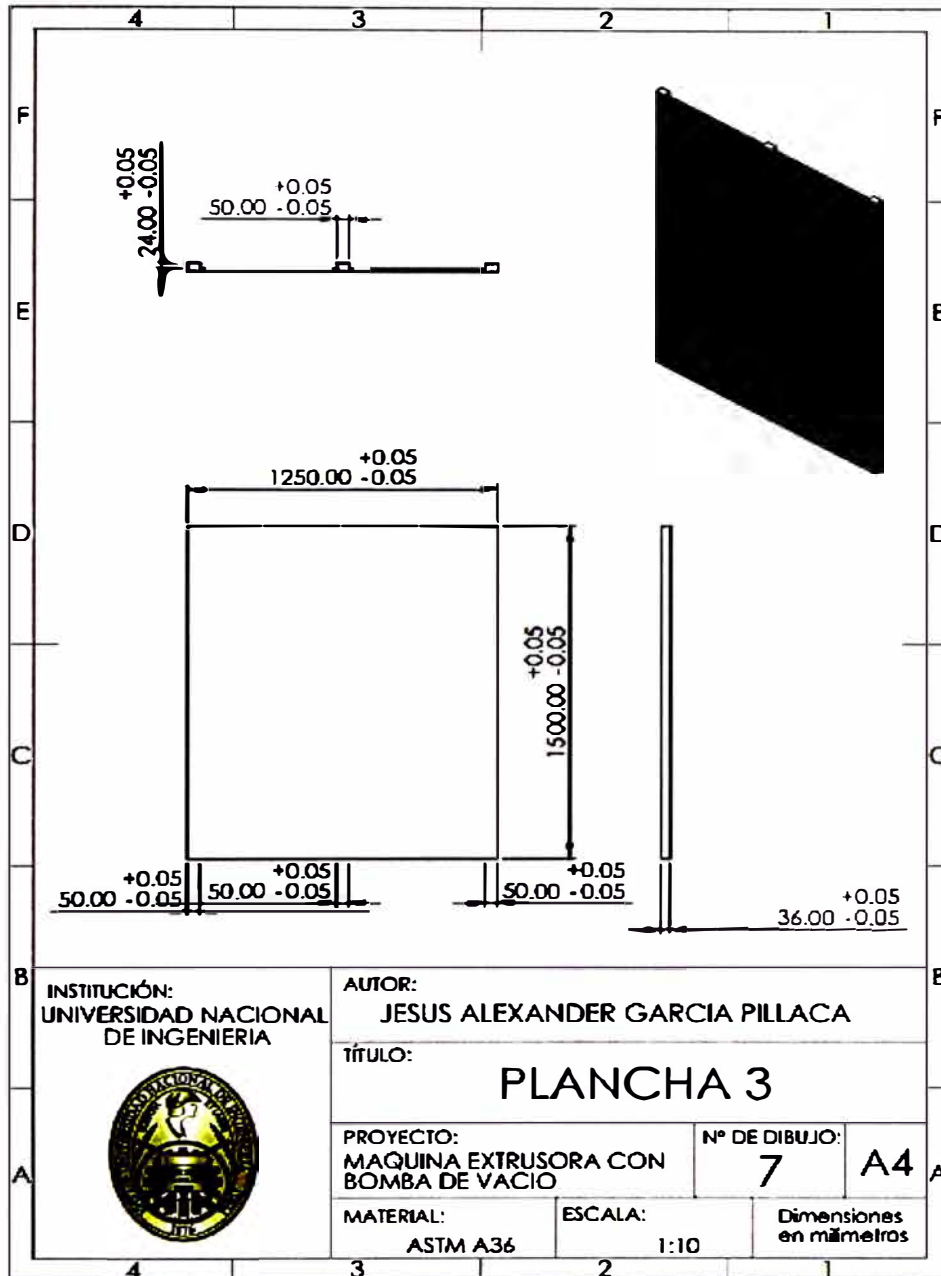
Plano de la plancha 2



Nota: Plancha de la carcasa. Los dos agujeros pequeños son para los ejes de los apisonadores y el agujero grande para tornillo Fuente: El mismo autor

Plano 7

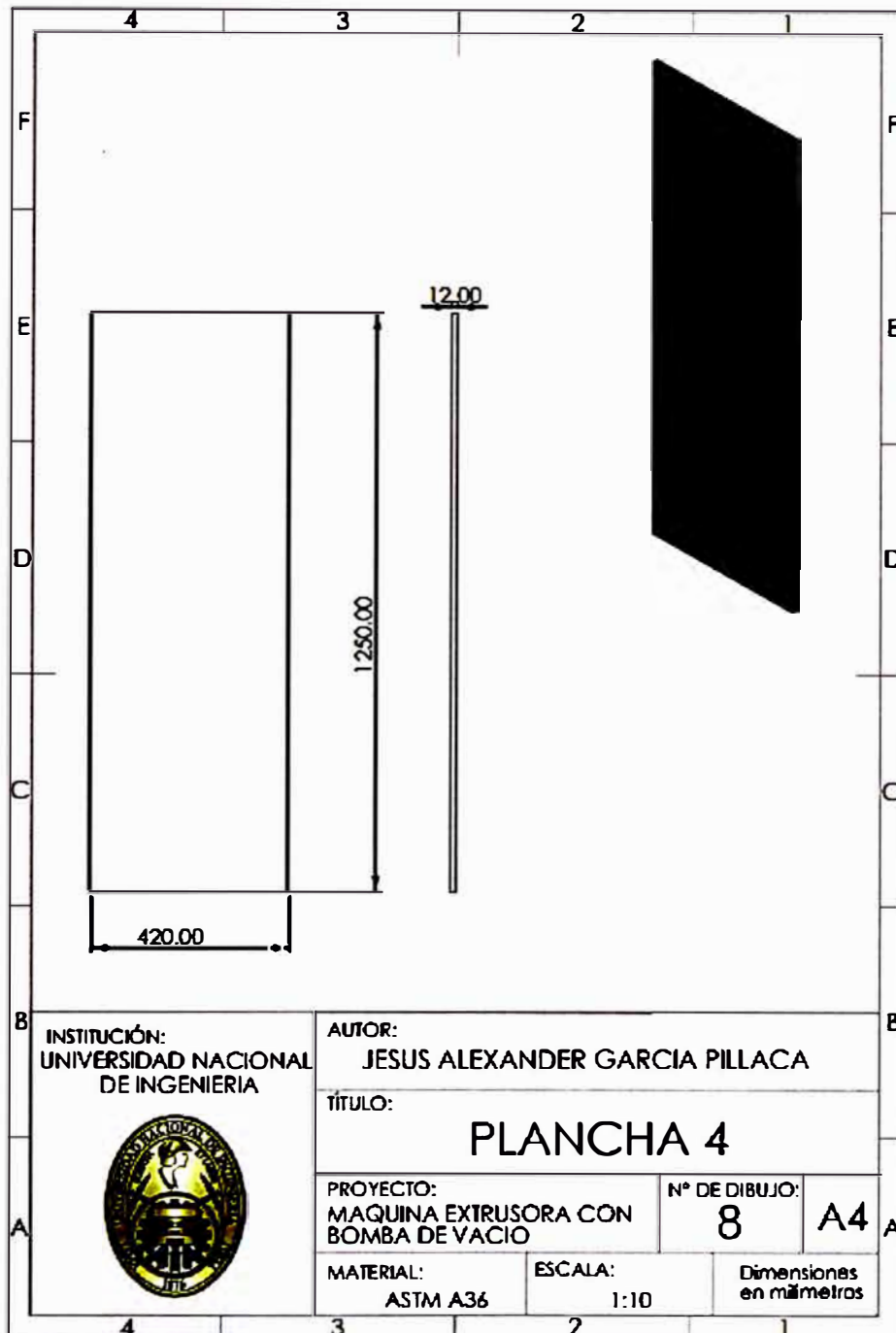
Plano de la plancha 3



Nota: Plancha de acero para soportar la carcasa de la maquina extrusora. Fuente: El mismo autor

Plano 8

Plancha 4

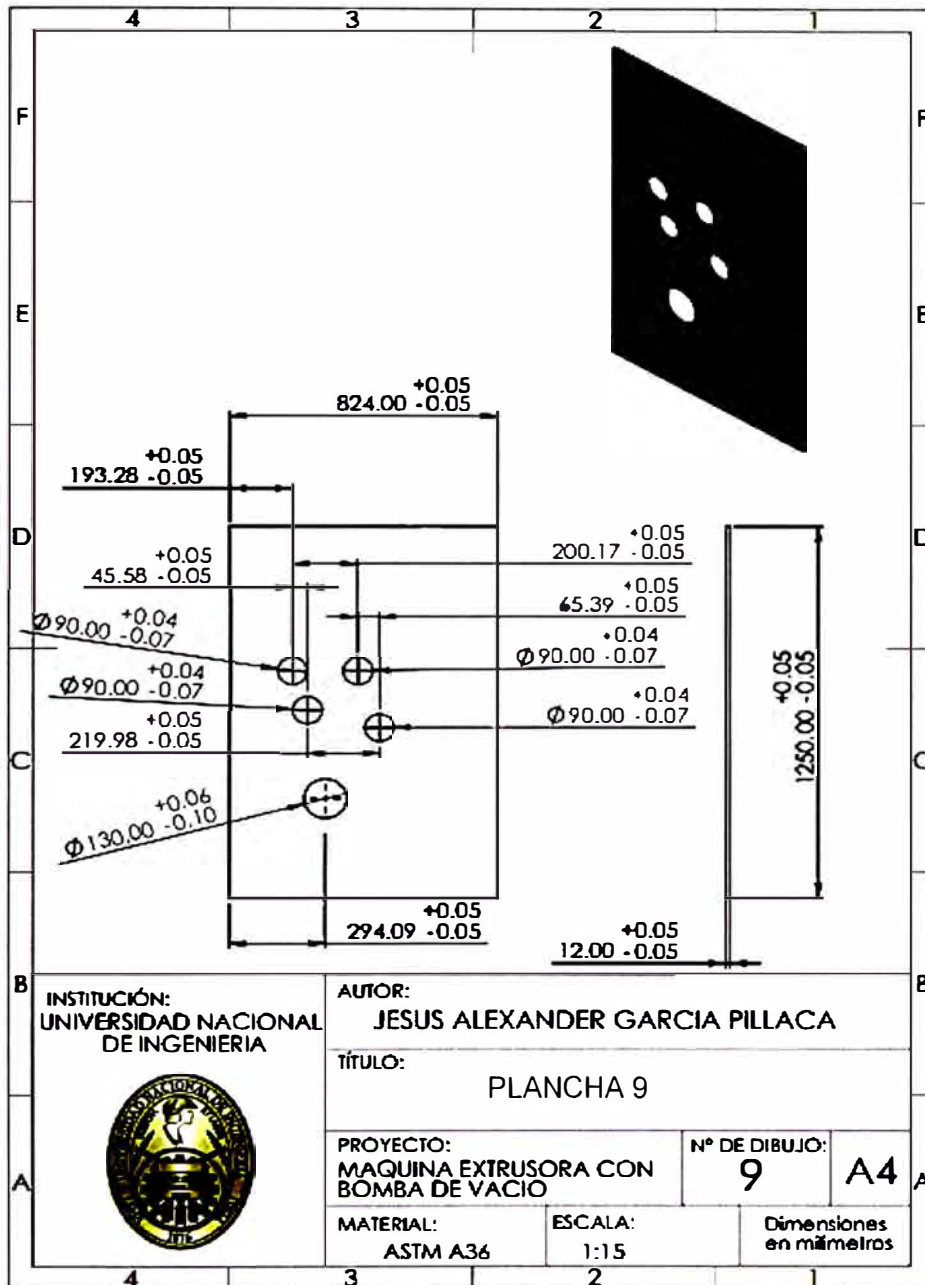


Nota: Plancha de la carcasa que se instala entre la caja reductora y el área de alimentación para proteger los ejes.

Fuente: El mismo autor

Plano 9

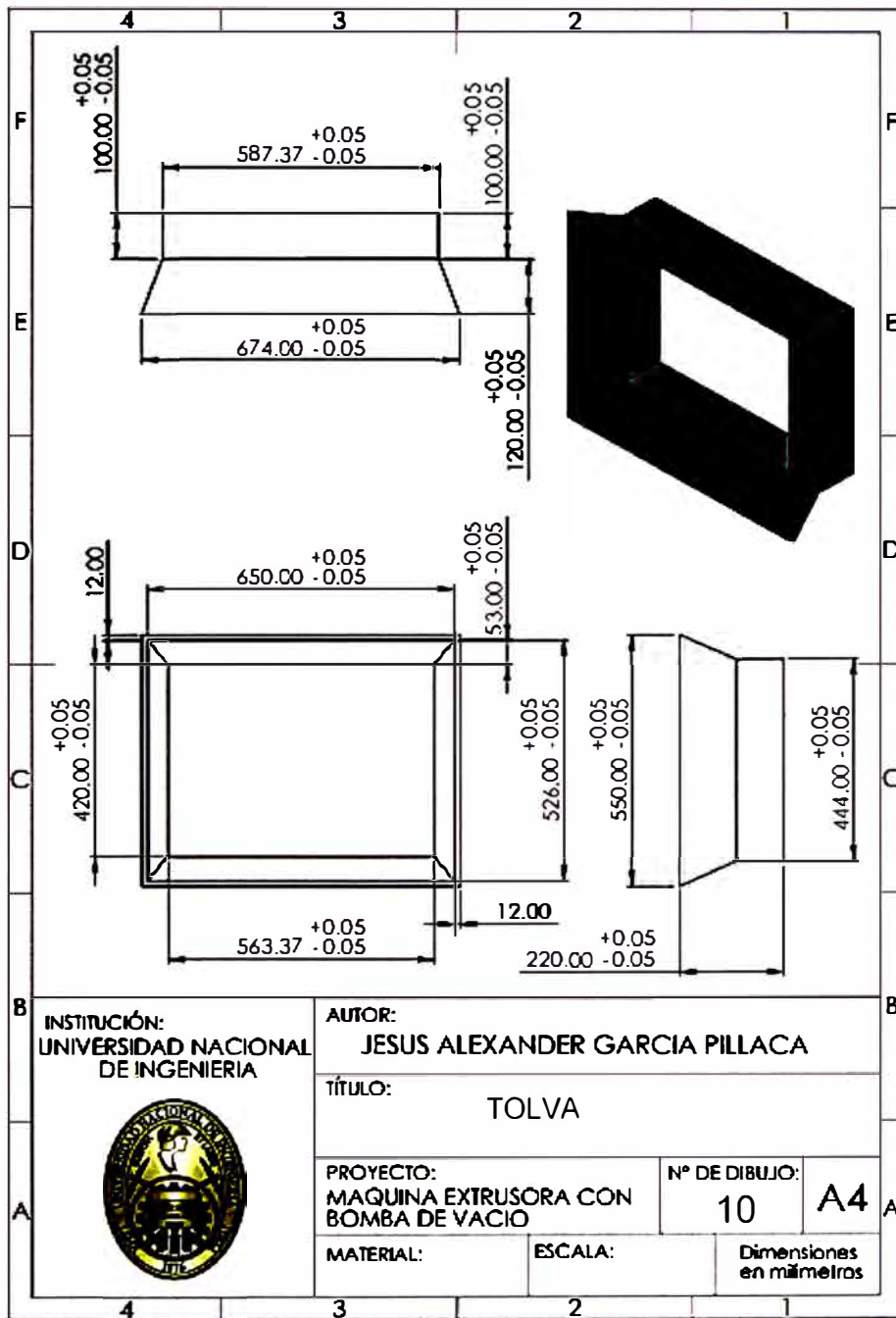
Plancha 9



Nota: Plancha por donde se instalan todos los ejes de la maquina extrusora. Fuente: El mismo autor

Plano 10

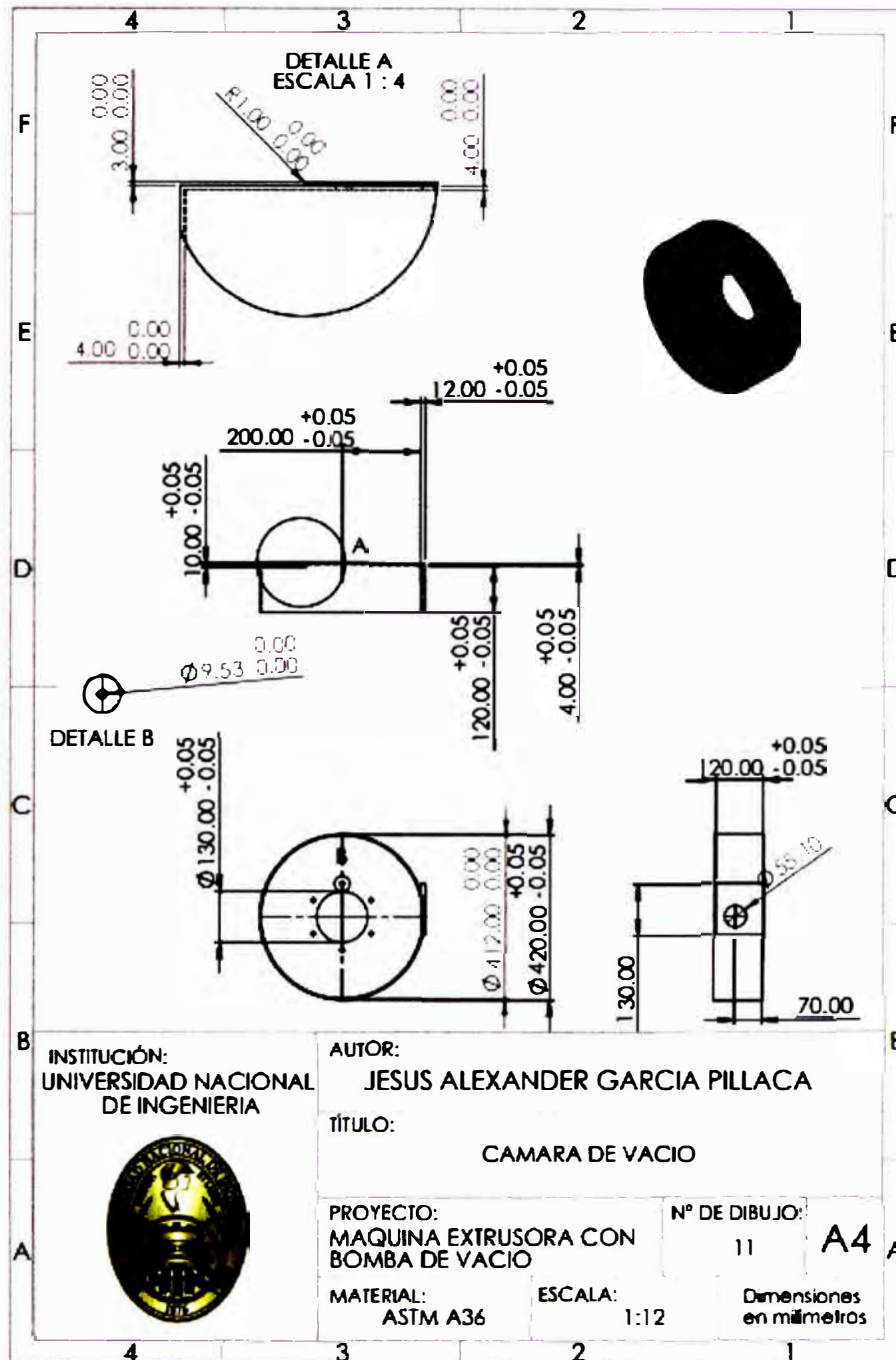
Plano de la tolva



Nota: Plano de la tolva, es el área por donde se alimenta con la pasta a la maquina extrusora Fuente: El mismo autor

Plano 11

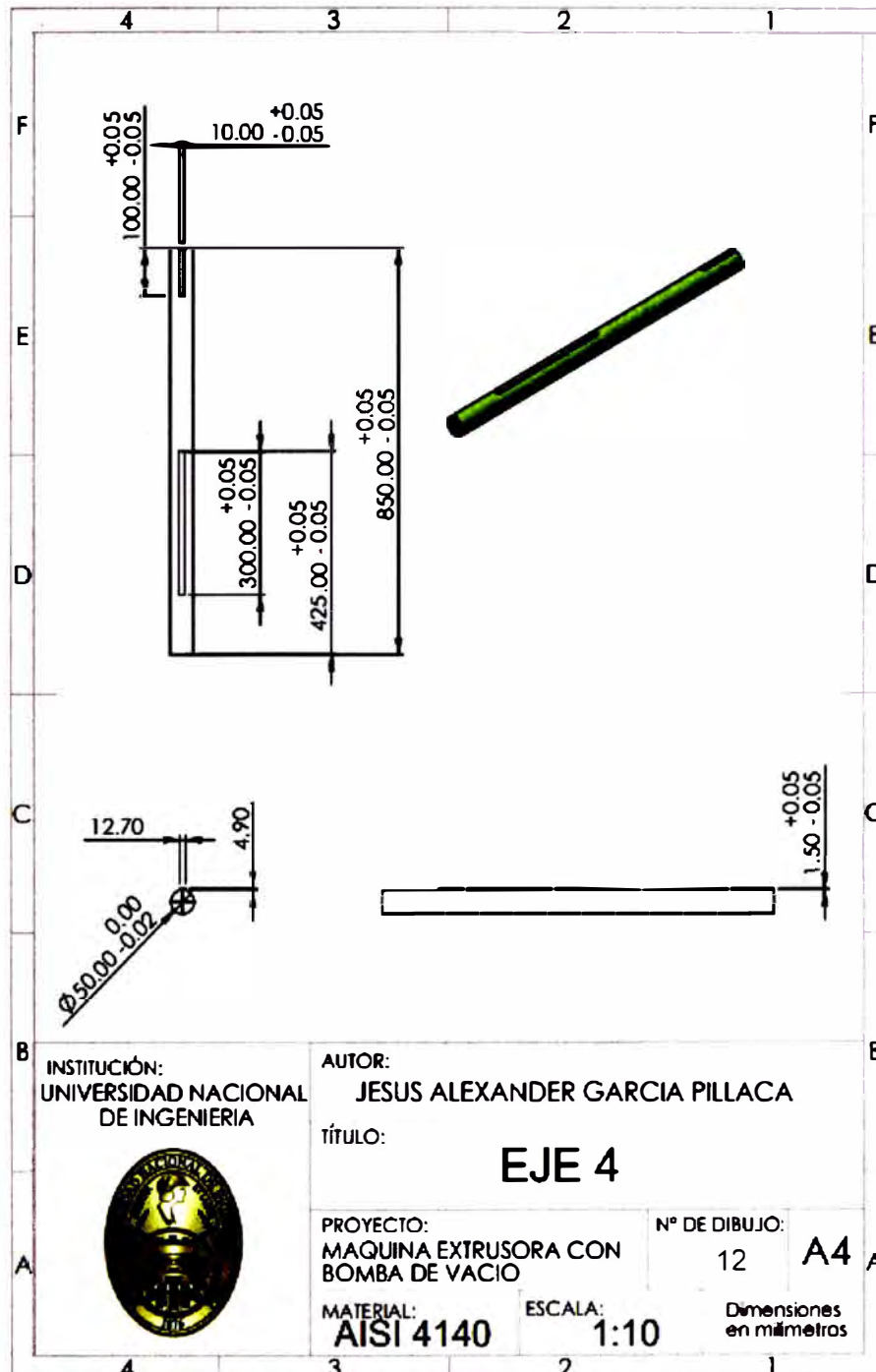
Plano de cilindro para vacio



Nota: Es el cilindro en donde se crea el vacio por la bomba de vacio. Fuente: El mismo autor

Plano 12

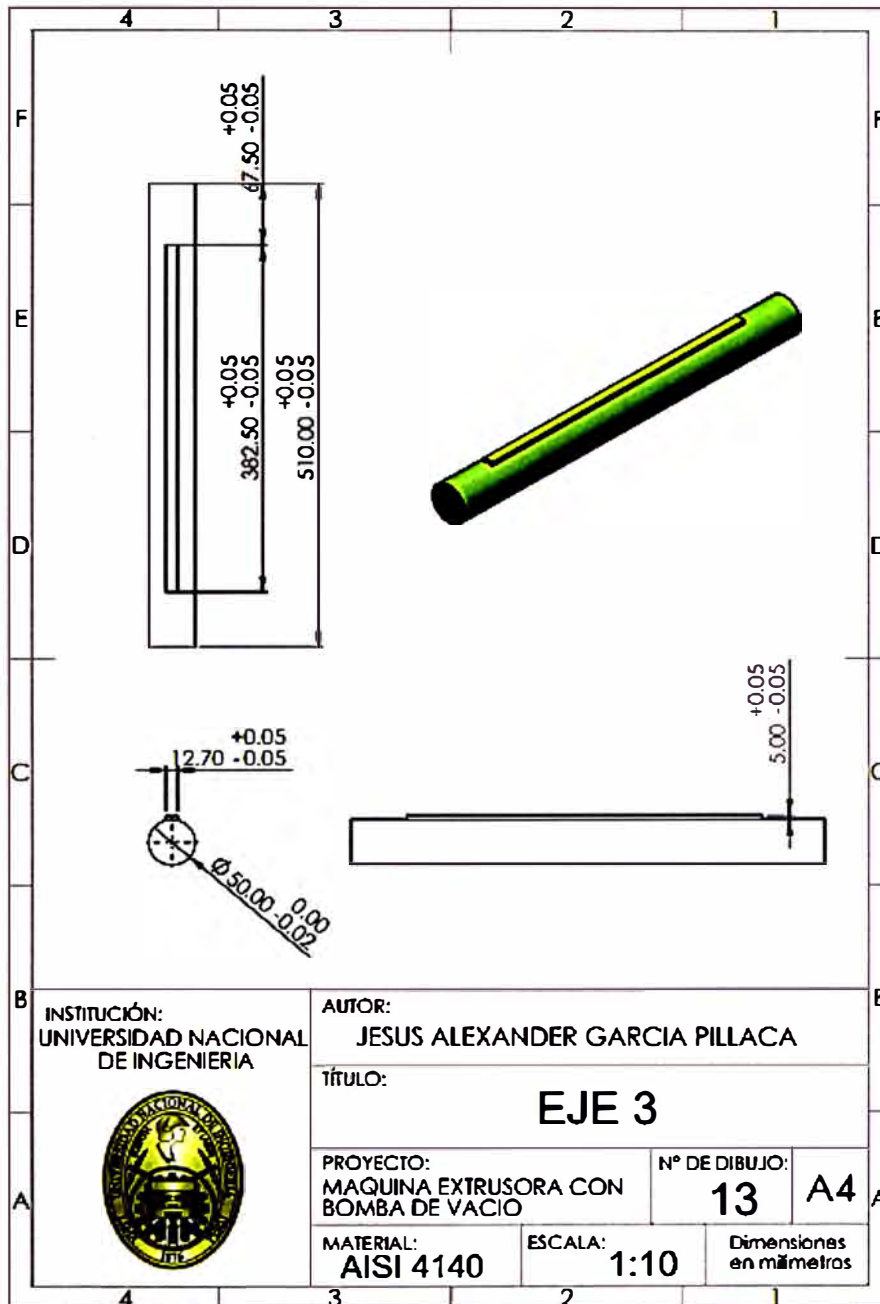
Plano del eje 4



Nota: Eje donde se instala el engranaje en la caja reductora. Fuente: El mismo autor

Plano 13

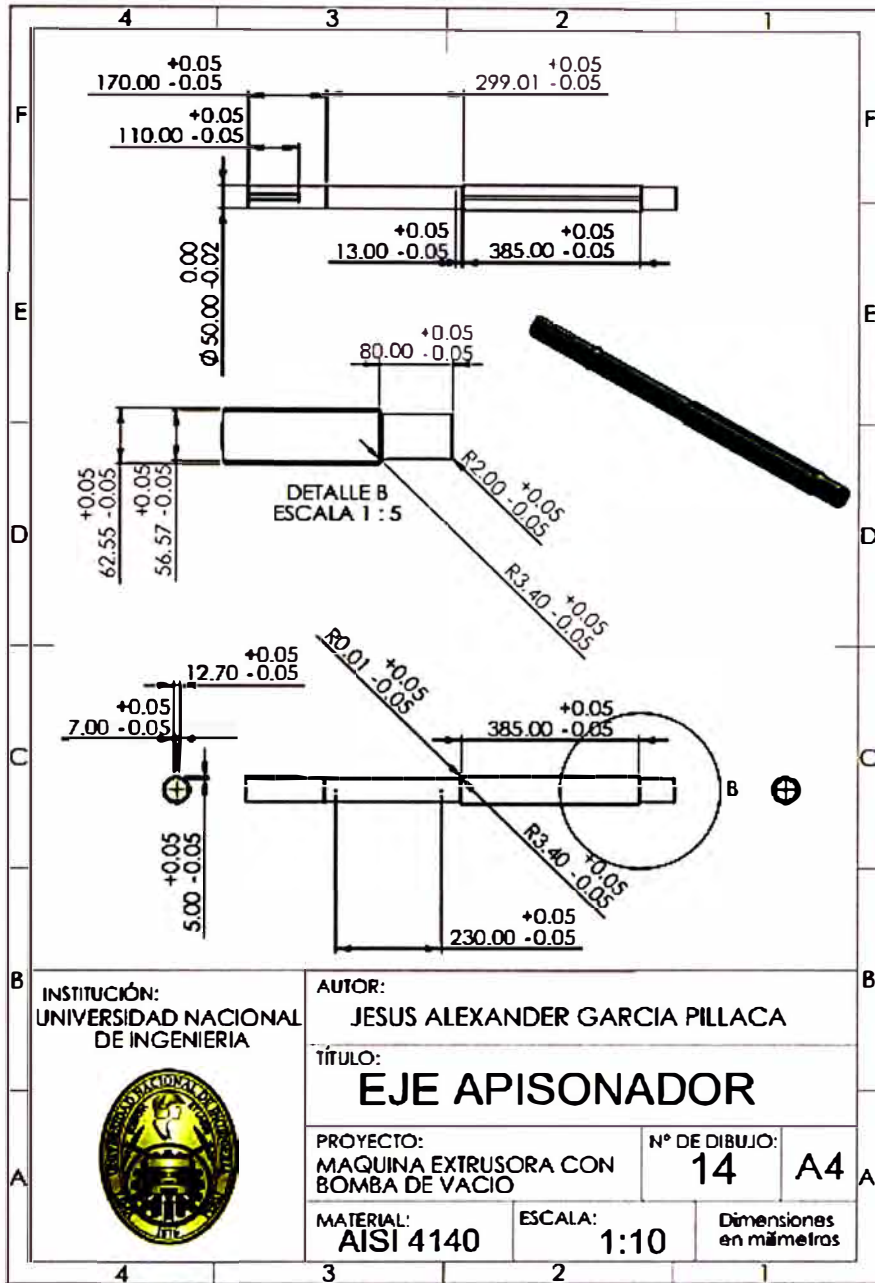
Plano del eje 3



Nota: Eje instalado en la caja reductora donde se instala los engranajes para cambiar las revoluciones. Fuente: El mismo autor

Plano 14

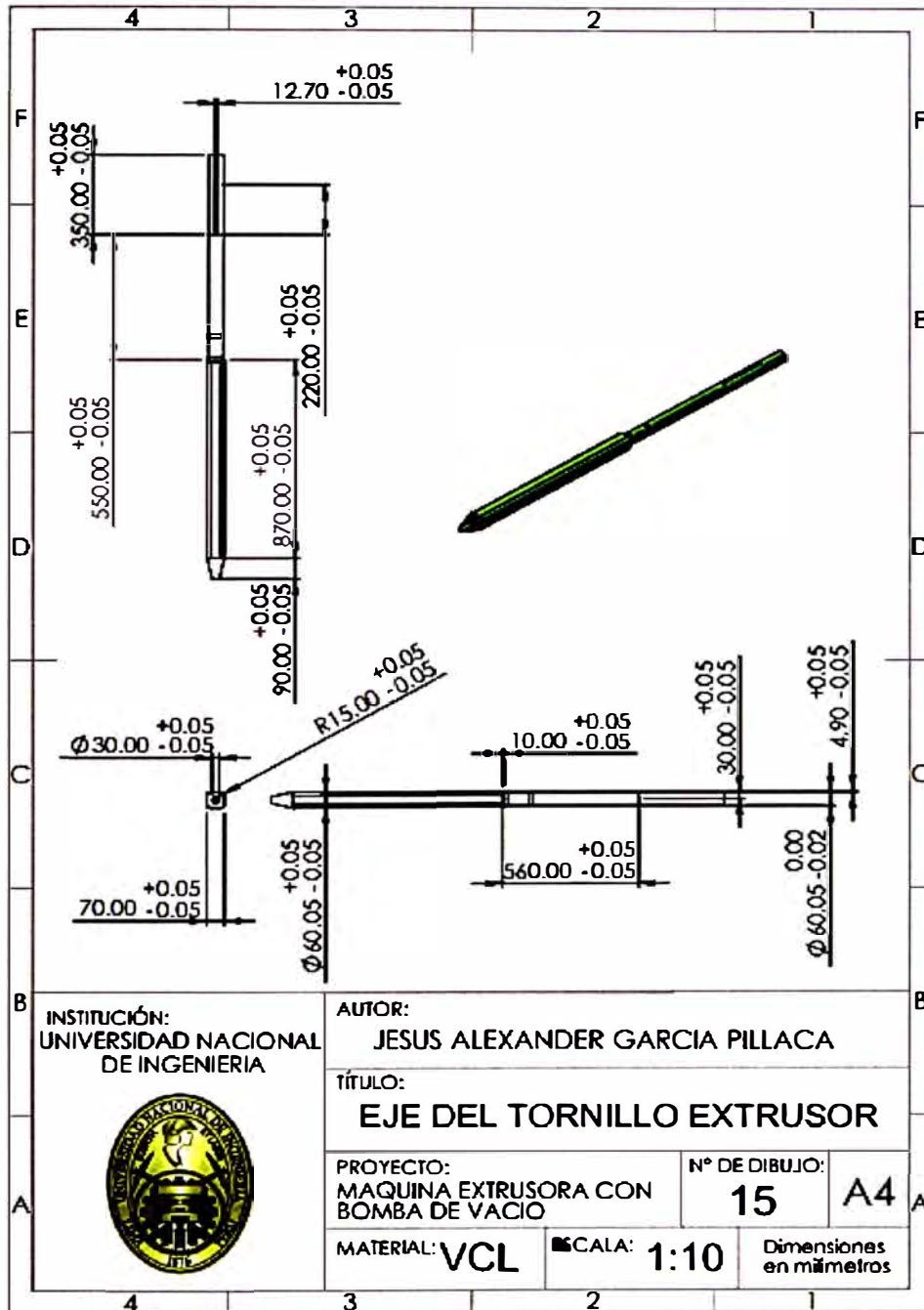
Plano del eje del apisonador



Nota: Nota del eje del apisonador, para el presente proyecto se requiere 2. Fuente: El mismo autor

Plano 15

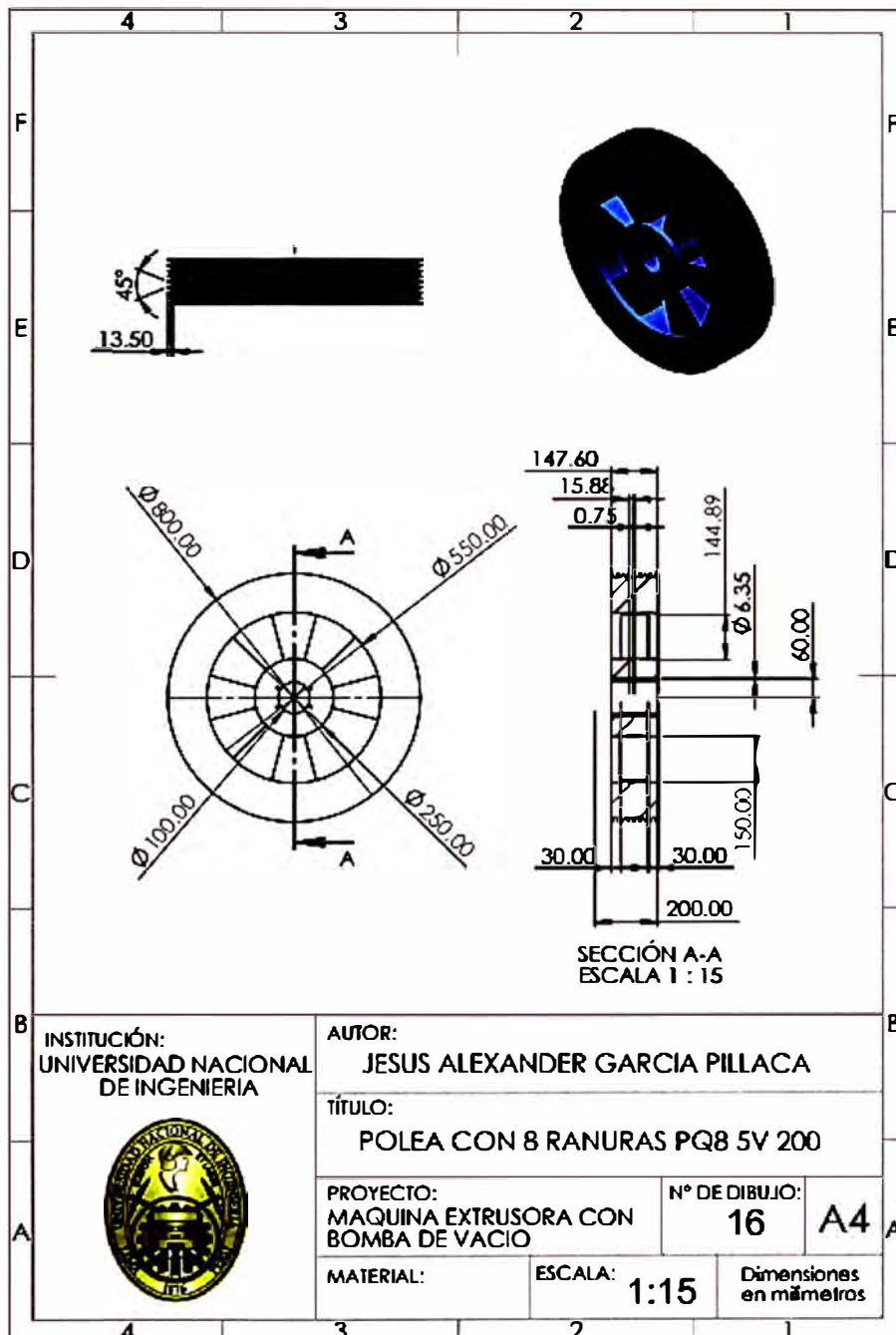
Plano del eje del tornillo extrusor



Nota: Plano del eje donde se instala el tornillo extrusor Fuente: El mismo autor

Plano 16

Polea grande



Nota: La polea grande se instala en el eje 4. Fuente: El mismo autor

Plano 17

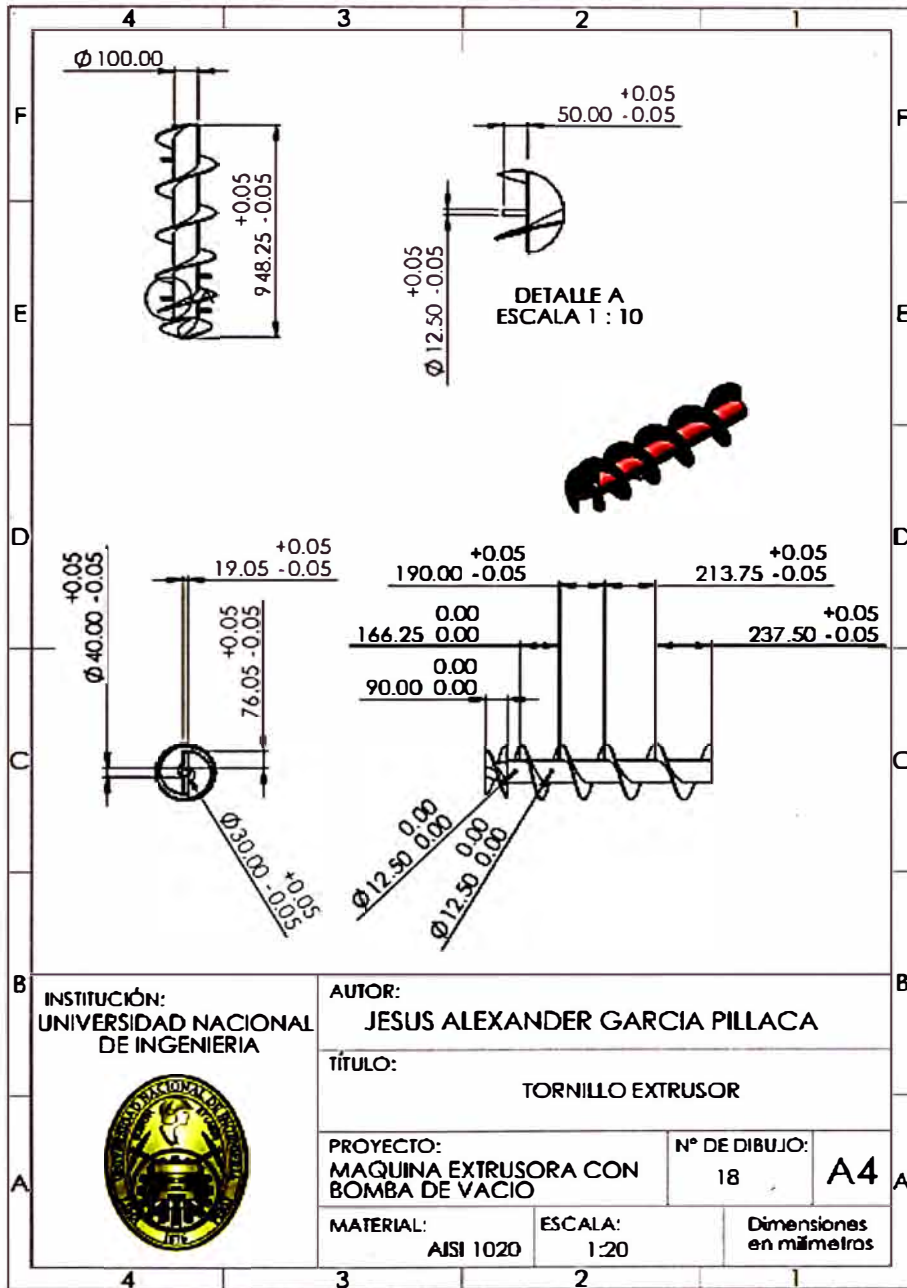
Polea pequeña



Nota: Plano de la polea pequeña, esta polea se instala en el eje del motor. Fuente: El mismo autor

Plano 18

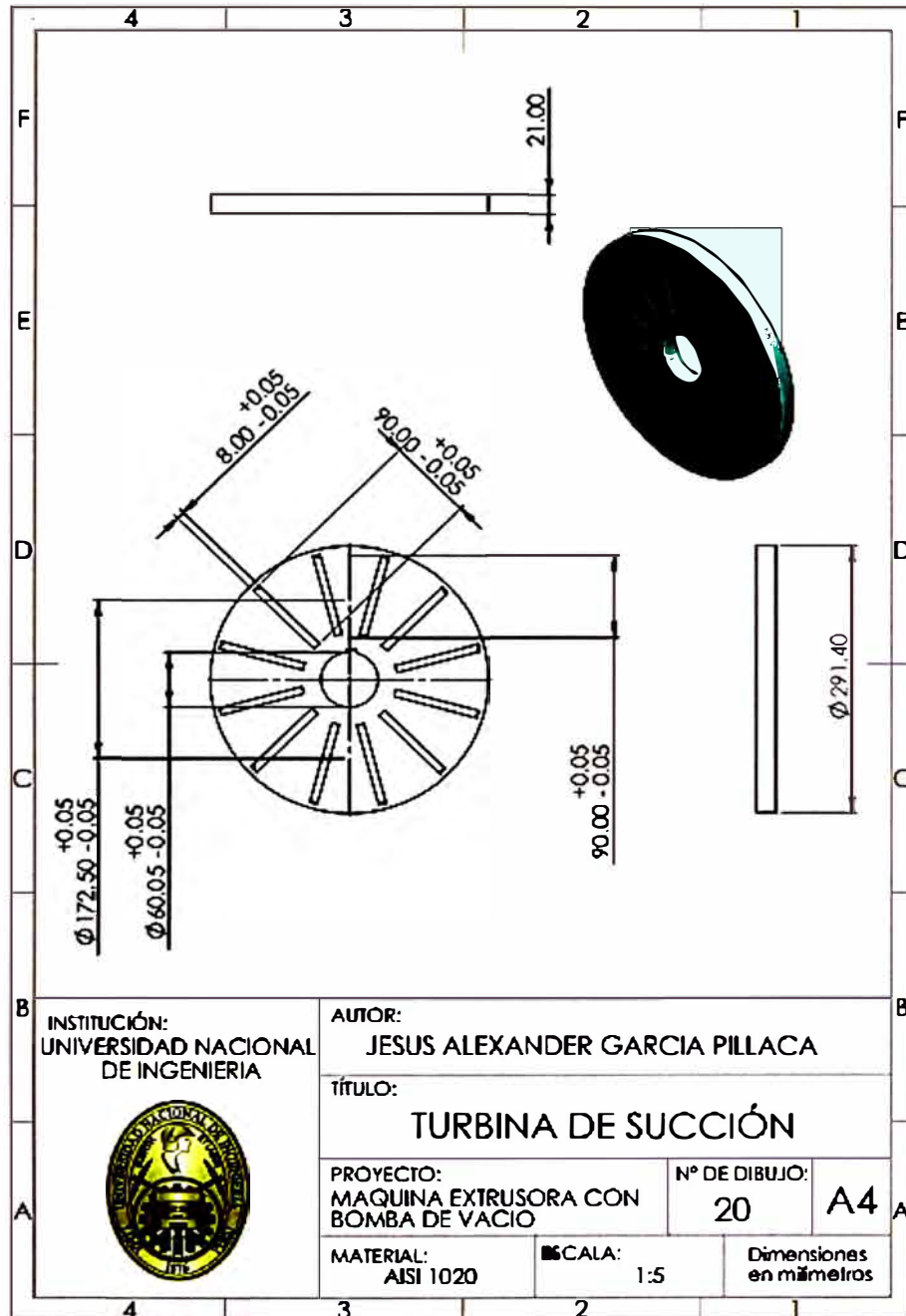
Plano del Tornillo extrusor



Nota: Este plano muestra las dimensiones del tornillo extrusor. Fuente: El mismo autor

Plano 19

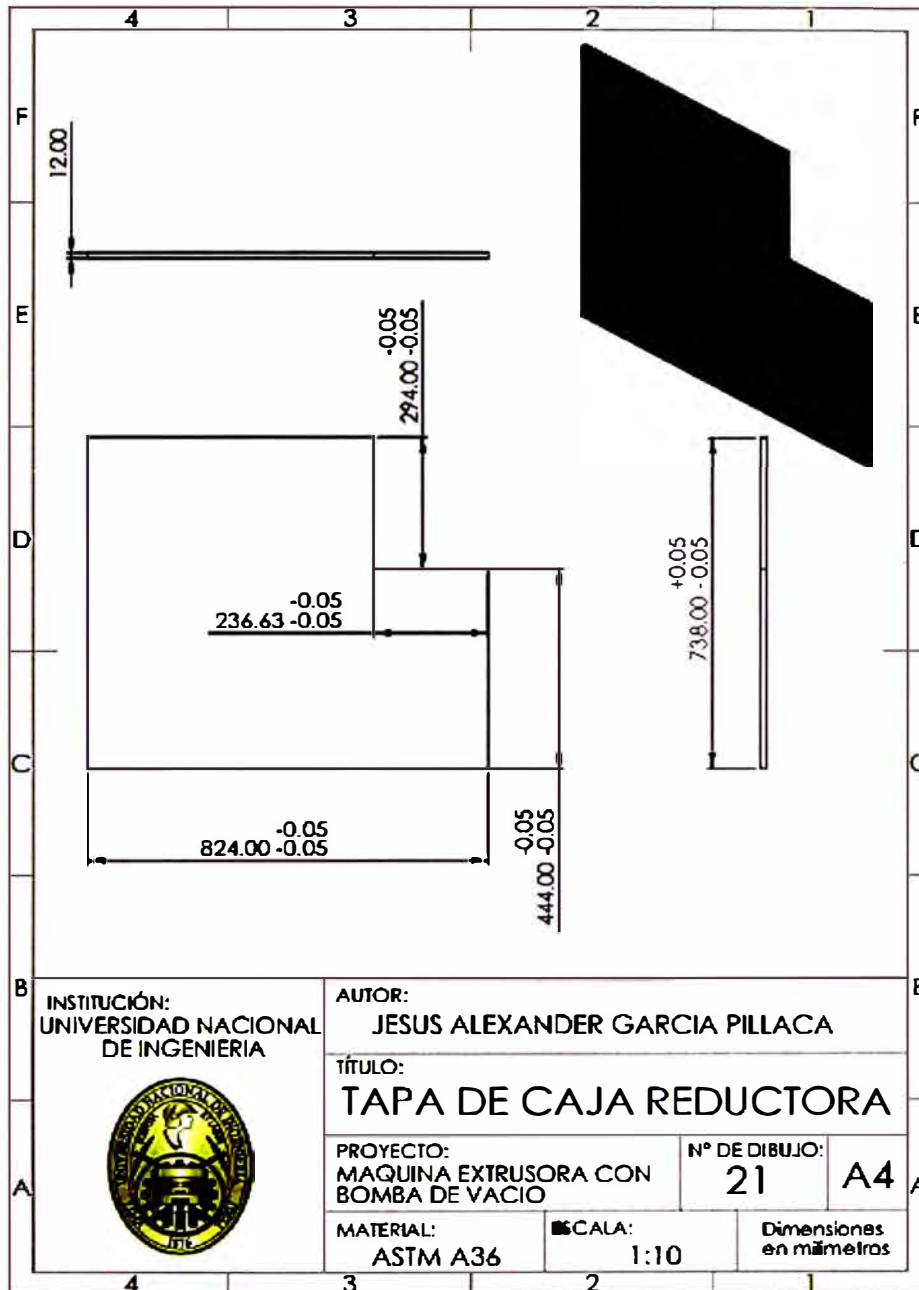
Turbina de sección



Nota: La turbina de succión gira con el eje del tornillo. Permite que pase el aire, pero no la pasta. Fuente: El mismo autor

Plano 20

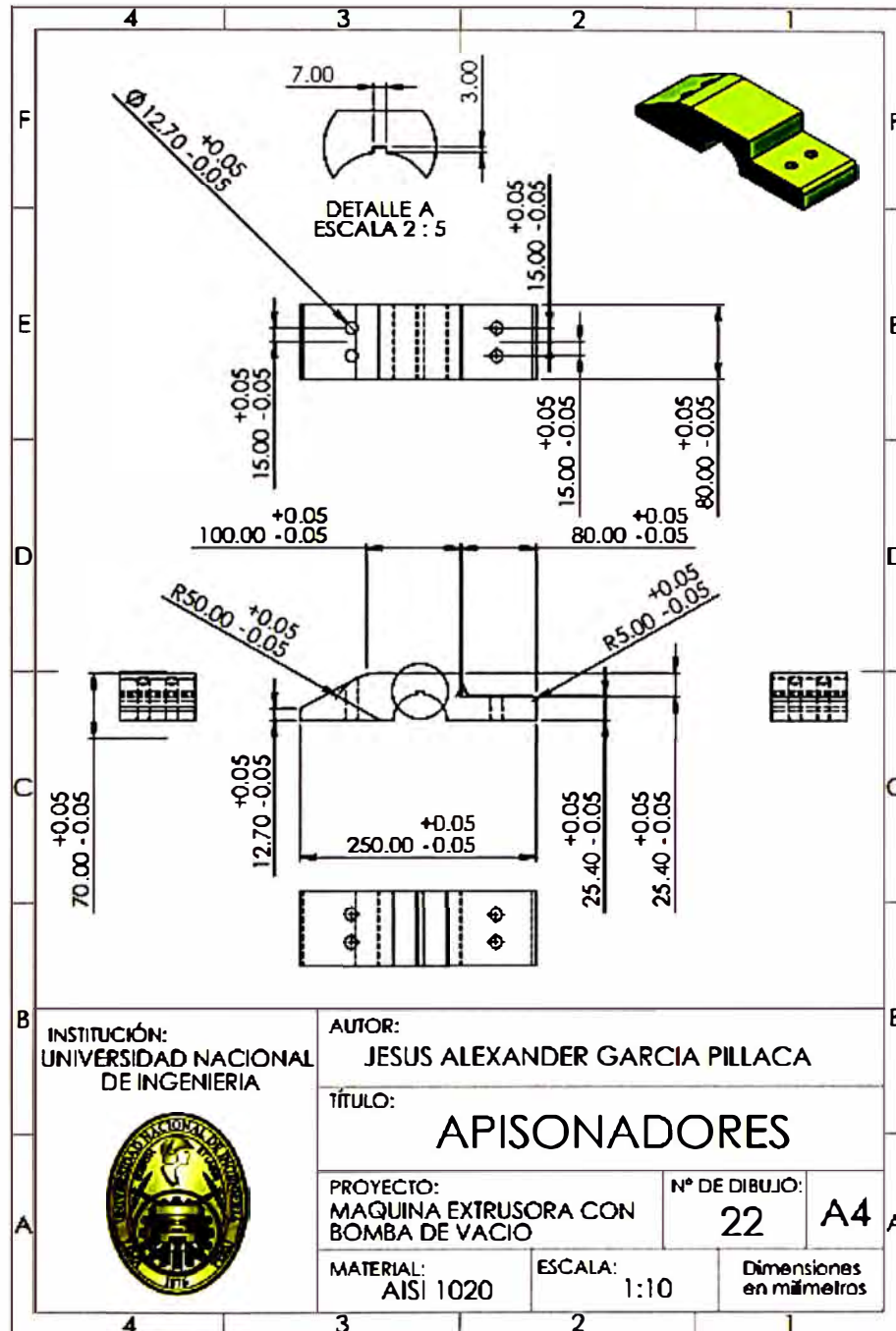
Tapa caja reductora



Nota: Es la plancha metálica que se pone encima de la caja reductora para proteger a los elementos mecánicos de la maquina extrusora. Fuente: El mismo autor

Plano 21

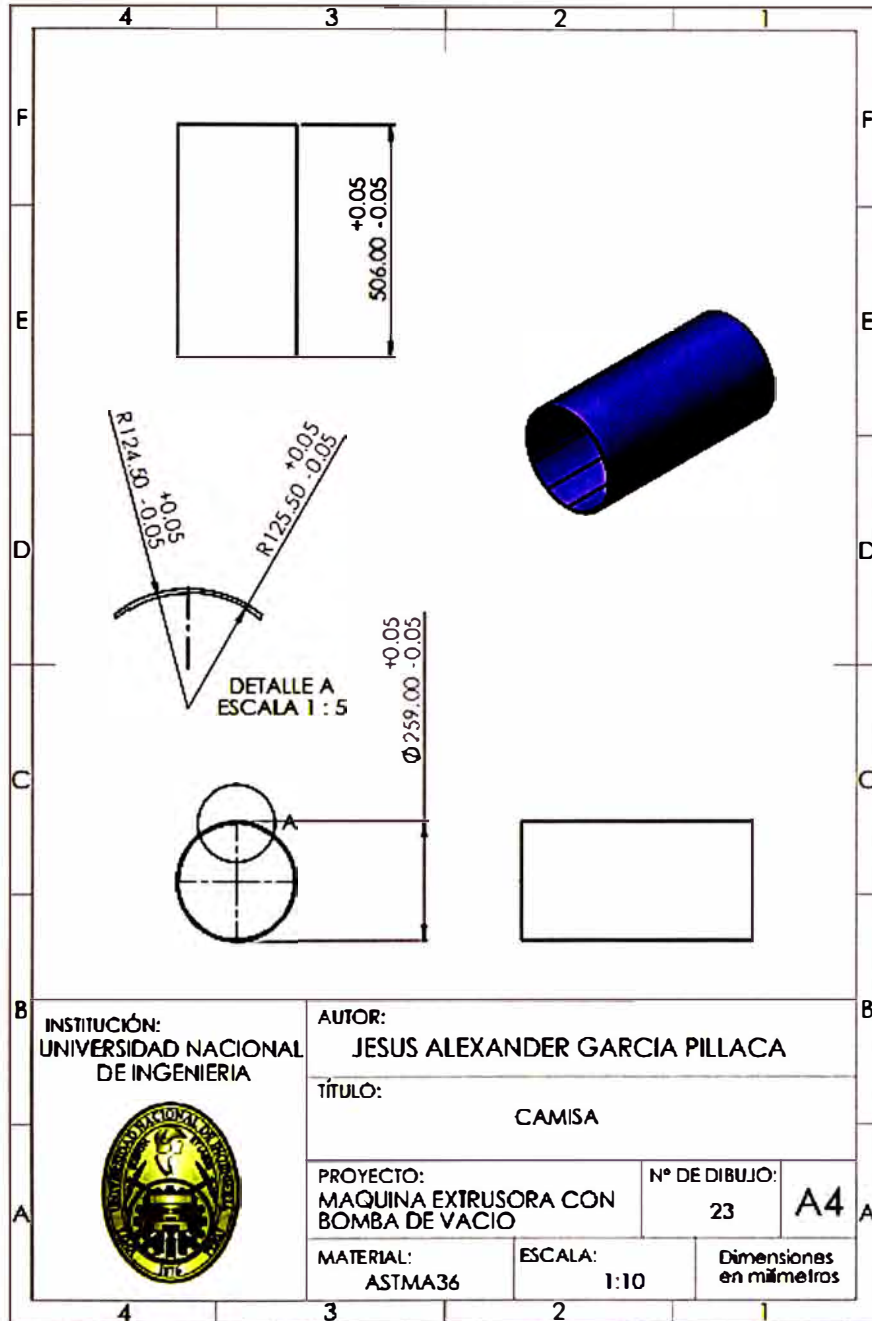
Plano de los apisonadores



Nota: Para el presente proyecto se van a usar 6 pares de apisonadores, se instala 3 en cada eje Fuente: El mismo autor

Plano 22

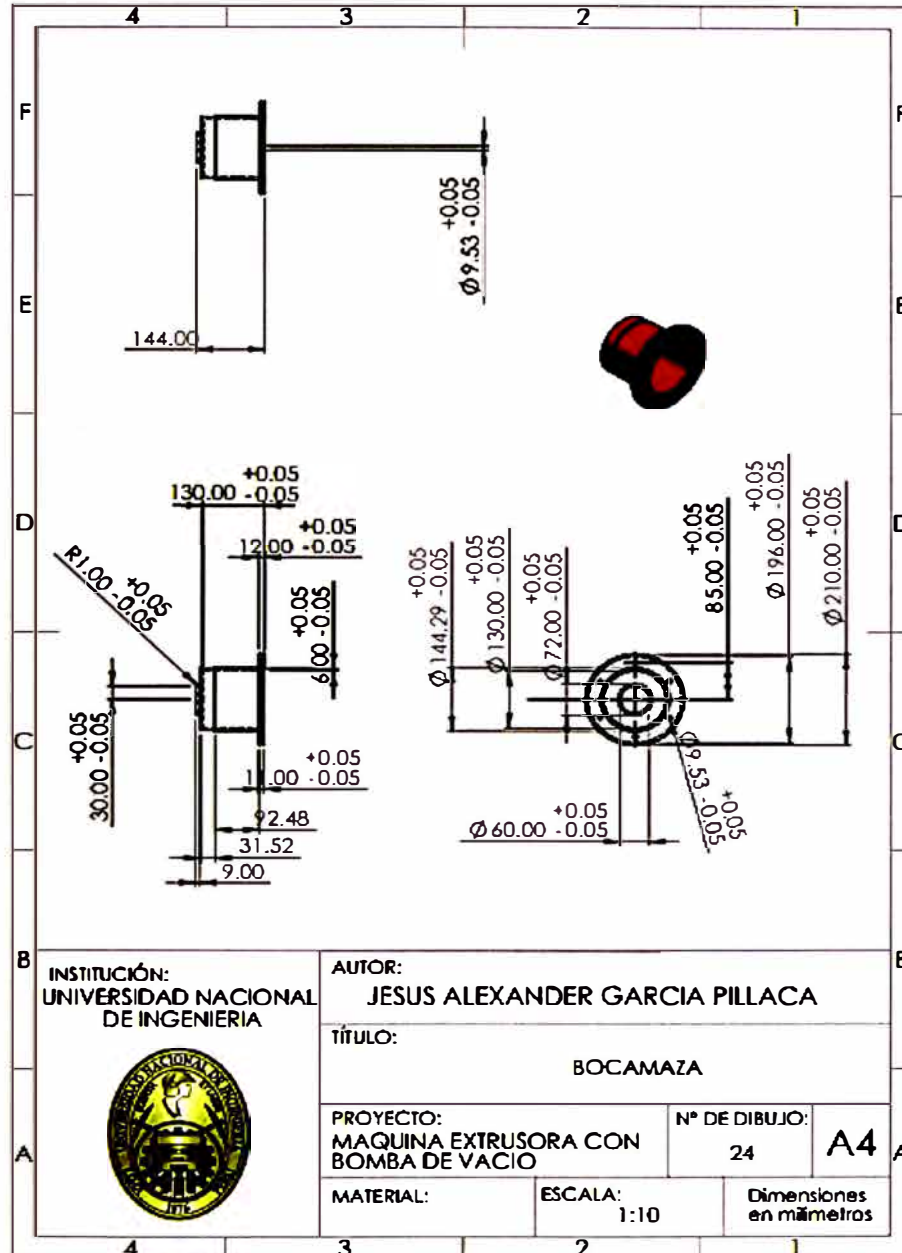
Plano de camisa



Nota: Es parte del cañón y está instalado en la superficie interna del cilindro. Fuente: El mismo autor

Plano 23

Plano de bocamaza



Nota: Se instala en el eje del tornillo extrusor. Hay un rodamiento cilindrico de ranuras y un rodamiento cilindrico.

Fuente: El mismo autor