

APÉNDICES

Apéndice 1. Selección de sistema	3
Apéndice 2. Características alternativa 1	6
Apéndice 3. Características alternativa 2	10
Apéndice 4. Características alternativa 3	12
Apéndice 5. Características alternativa 4	17
Apéndice 6. Evaluación alternativa extrusora de pistón hidráulico	19
Apéndice 7. Evaluación de alternativa extrusora de tornillo de potencia	20
Apéndice 8. Evaluación de alternativa sistema de llenado de gavera	21
Apéndice 9. Evaluación de alternativa Extrusora con tornillo sin fin	22
Apéndice 10. Diseño en detalle del sistema de extrusión por tornillo sin fin	23
Apéndice 11. Tipos y partes del tornillo sin fin	25
Apéndice 12. Parámetros de diseño del tornillo	27
Apéndice 13. Tipos de materiales a transportar por un tornillo sin fin	28
Apéndice 14. Cálculo del flujo volumétrico	30
Apéndice 15. Ecuaciones para el eje	32
Apéndice 16. Geometría de la hélice	37
Apéndice 17. Cálculos de la presión	41
Apéndice 18. Factor de material.	42
Apéndice 19. Factor de sobrecarga	43
Apéndice 20. Fuerzas que actúan sobre el eje.	44
Apéndice 21. Cálculo de reacciones	50

Apéndice 22. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga	52
Apéndice 23. Calculo de longitud de la boquilla.....	60
Apéndice 24. Cálculos de tornillo en la brida de la boquilla	67
Apéndice 25. Factor de carga axial del rodamiento.....	72
Apéndice 26. Vida nominal dinámica.....	73
Apéndice 27. Rodamiento seleccionado en punto C	76
Apéndice 28. Selección del rodamiento en punto b.....	77
Apéndice 29. Rodamiento en punto B	79
Apéndice 30. Selección de acople	80
Apéndice 31. Tabla 1 de la norma ASME B17.1-1967	81
Apéndice 32. Cálculos de la longitud de las chavetas y las ranuras de chaveta.	82
Apéndice 33. Cálculos para el diseño de la tolva	89
Apéndice 34. Manual de uso.....	94
Apéndice 35. Planos.....	103

Apéndice 1.

Tabla 1.1 Selección de sistema

Factor	Sistemas manuales	Sistemas hidráulicos	Tornillos de potencia o Arquímedes
Eficiencia	Baja, producción limitada por la fuerza y velocidad del operador en cuestión. La variabilidad humana afecta la uniformidad de los ladrillos y la consistencia en la producción diaria.	Media. Mayor producción que la manual, pero depende de la capacidad hidráulica. Permitiendo así ciclos de prensado más rápidos y uniformes	Alta. Optimización del proceso de formado, con velocidad ajustable. (velocidad del motor) el control preciso del tornillo de potencia asegura una presión uniforme en cada ladrillo
Costos	Bajos. Menor inversión inicial y mantenimiento sencillo, sin necesidad de fuentes de energía externa o componentes costosos.	Altos. Inversión inicial significativa, requiere mantenimiento especializado. Sumado a esto está el coste de la energía.	Moderados. Inversión media con costos de operación más bajos, mantenimiento más sencillo, pero es necesario el monitoreo de los tornillos.
Contaminación	Baja. No produce residuos adicionales ni requiere energía externa. Es una opción ecológica pero limitada en capacidad	Media. Ya que cuenta con consumo energético uso de aceite hidráulico el cual es muy contaminante en caso de falla.	Baja. Eficiencia energética alta con menos residuos no genera residuos contaminantes significativos y tiene un menor impacto ambiental.

Carga física	Alta. Requiere esfuerzo manual considerable, implicando desgaste físico. Esto puede generar problemas de salud a largo plazo y la necesidad de más descansos	Media. Reduce la carga física, aunque necesita intervención manual en la operación.	Media-Baja. Automatiza el proceso, minimizando la intervención manual y el esfuerzo físico del operario. Puede aumentar la productividad.
Mantenimiento	El mantenimiento de esta es muy sencillo económico. Siendo fáciles de reparar y la mayoría de los componentes son simples y robustos.	Requiere técnicos que sepan del trabajo especializados y pueden ser costosos. Puede ser vulnerable a fallos en las bombas.	Moderado, más simple que el sistema hidráulico. Con mantenimiento basado principalmente en la revisión de los tronillos de potencia.
Durabilidad	Alta, pocas piezas móviles fáciles de cambiar y fabricar sumado a esto un diseño robusto aporta vida útil a la maquina	Alta, pero depende del mantenimiento y sus componentes.	Alta, aunque depende de la calidad de los tornillos y su desgaste. Un buen diseño puede garantizar una larga vida útil con un mantenimiento adecuado.
Flexibilidad de uso	Alta, adaptable a diferentes tamaños de moldes y tipos de arcilla sin embargo la velocidad de producción y la uniformidad de los	Baja, diseños más específicos y menos adaptable. Aunque puede producir ladrillos uniformes.	Media, permite ajustes, pero requiere configuraciones precisas.

	ladrillos pueden ser limitadas		
Capacidad de producción	Baja. Limitada por la capacidad del operador. No es ideal para grandes volúmenes de producción, especialmente en jornadas largas	Media. Puede aumentar la producción en comparación con la manual, pero la capacidad depende del tamaño del sistema hidráulico.	Alta, puede producir a mayor velocidad y con consistencia, lo que es ideal para operaciones que requieren un gran volumen de ladrillos.
Diseño y complejidad	Simple. Los diseños son básicos, fáciles de fabricar y mantener, lo que los hace accesibles en términos de costo y requerimientos técnicos	Complejo. Requiere un diseño complejo, preciso y componentes específicos, lo que puede complicar su fabricación y aumentar los costos.	Moderado. El diseño con tornillos de potencia es más complejo que el sistema manual pero menos que el hidráulico. Requiere un equilibrio entre precisión en la fabricación y facilidad de mantenimiento.

Apéndice 2.

Características alternativa 1

En esta alternativa tiene un pistón hidráulico (ver Figura 1) como sistema de empuje, puesto que esta clase de pistones son muy utilizados en maquinaria en la que sea necesaria una gran presión y son de carga axial. Para el montaje de esta máquina el pistón hace la tarea de empujar la arcilla por la boquilla para realizar la tarea de extruir la forma del ladrillo.

Figura 2.1

Pistón hidráulico



Nota: Glual hidráulica disponible en:

https://www.glual.com/pdf/catalogos/catalogo_KZ_KP_K.pdf

El vástago del pistón está conectado a un disco de acero inoxidable, material seleccionado por su alta resistencia y excelente capacidad de mantenimiento (ver Figura 2.1). Este disco está en contacto directo con la arcilla a ser extruida, la cual es conducida a través de una guía cilíndrica (ver Figura 2.2) que la prepara para el proceso de extrusión.

Figura 2.1.

Tapa de acero inoxidable



Nota: Ruber, F. Tapas de acero inoxidable. (recuperado el 2 de septiembre de 2024) disponible en: <https://rubberfab.com/es/products/hose-fittings-adapters/stainless-steel-end-caps/>

Figura 2.2.

Cilindro de acero inoxidable



Nota: METALICAS PAZ CO [en línea] (Recuperado 2 de septiembre de 2024) disponible en: <https://www.metalicaspazco.com/servicio-de-rolado-y-curvadora-de-tubo/servicio-y-fabricacion-de-cilindros-en-lamina-de-acero-inoxidable/>

La guía cilíndrica tiene la función de alinear y canalizar de manera precisa la arcilla hacia la zona de extrusión. Su diseño asegura un flujo homogéneo del material, minimizando el riesgo de obstrucciones y garantizando una extrusión eficiente. Además, la geometría del cilindro está optimizada para mantener la integridad de la arcilla durante su paso, evitando deformaciones que puedan afectar la calidad del producto final.

El orificio de extrusión es de la forma deseada del ladrillo en este caso el tipo de ladrillo requerido es ladrillo tipo M así que el orificio de extrusión será rectangular (ver Figura 4).

Figura 2.3.

Boquilla de extrusión



Nota: Boquillas de acero. (Recuperado el 2 de septiembre de 2024) disponible en:

<https://spanish.alibaba.com/product-detail/Brick-machine-accessories-extruder-parts-Hollow-1600332770537.html>

El bombeo para mover el vástago del pistón, se hace mediante un mecanismo manual, el cual es similar al de un gato hidráulico (ver Figura 2.5) el cual hace uso de un sistema de bombeo que es fácilmente accionado por simple acción humana, el sistema cuenta con válvulas anti retorno para evitar que el fluido se devuelva al tanque.

Figura 4.

Gato hidráulico



Nota: Gato hidráulico. (Recuperado el 2 de septiembre de 2024) disponible en <https://www.tuherramienta.net/gato-hidraulico-de-botella/>

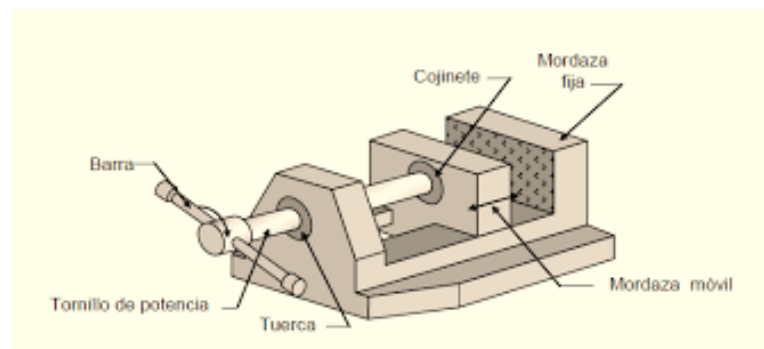
APÉNDICE 3.

Características alternativa 2

Para este sistema la boquilla de extrusión y el cilindro son los mismos de la alternativa anterior, la única diferencia es el mecanismo de extrusión ya que no se hace con pistón si no con el tornillo sin fin y la punta del tornillo está unida a la tapa, la cual está en contacto con la arcilla.

Figura 3.1.

Tornillo sin fin alternativa 2



Nota: Máquinas y mecanismos. (Recuperado el 21/09/2024)

Esta alternativa cuenta con un tornillo de potencia accionado por un motor eléctrico, el cual reduce la velocidad del motor, transfiriéndole potencia al material de extrusión.

Figura 3.2.

Actuador lineal eléctrico tornillo de potencia alternativa 2



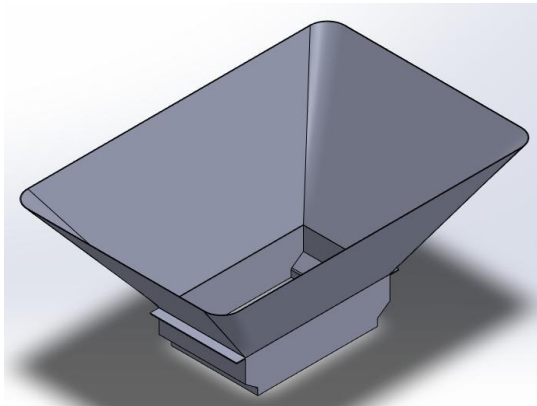
Nota: SICMA 21

APÉNDICE 4.

Características alternativa 3

En esta alternativa utiliza accionamiento mecánico y accionadores hidráulicos para su correcto funcionamiento.

Figura 4.1 Tolva de llenado

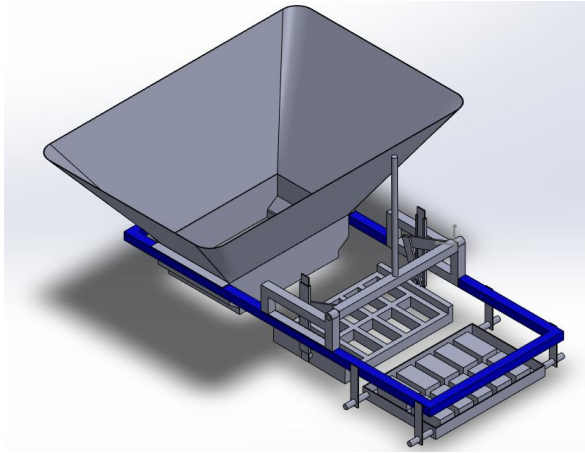


Nota: Diseñado en SolidWorks

El sistema cuenta con sistemas mecánicos simples de palanca y sistemas hidráulicos abastecido por tolva manualmente. El cual consta de un motor a combustión interna y una unidad manejadora de aceite junto con un motor hidráulico

Figura 4.2

Sistema de gavera

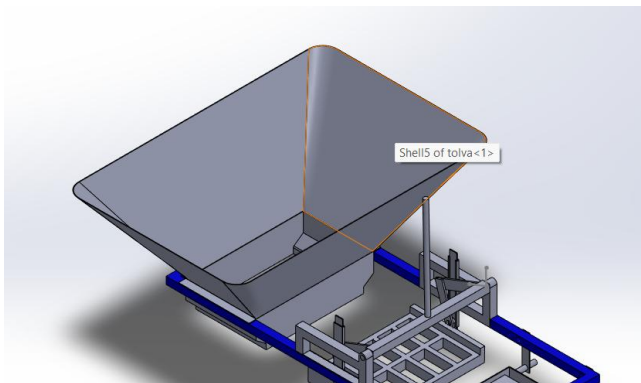


Nota: Diseño SolidWorks

Sistema de alimentación: el sistema de alimentación se lleva a cabo por medio de una tolva la cual es accionada por un cilindro hidráulico de doble acción el cual la lleva de adelante hacia atrás a medida que se requiera el llenado de las gaveras.

Figura 4.3

Sistema de alimentación



Nota: Diseño SolidWorks

Sistema de limpieza de gavera: el sistema de limpieza se lleva a cabo mediante otra gavera en la cual hay agua almacenada la cual limpia la gavera una vez que se sumerja y hace que el material no se quede pegado a las paredes de la gavera y así agilizando el proceso.

Figura 54.4

Sistema de limpieza



Nota: Diseño SolidWorks

Para el accionamiento de este sistema se necesita de un motor hidráulico el cual acciona la mezcladora en la tolva para que el material caiga uniformemente por gravedad hacia la gavera.

Figura 4.5

Motor hidráulico



Nota: Provectus. (Recuperado en 19/09/2024). Disponible en

<https://www.fluidpower.es/hidraulica/motores-hidraulicos/>

Este sistema lleva además un motor a combustión interna a gasolina el cual acciona la unidad hidráulica y mantiene un ritmo de trabajo constante.

Figura 4.6

Motor a combustión interna



Nota: Multiventas. (Recuperado en 19/09/2024). Disponible en:

<https://rysmultiventas.com.pe/producto/motor-honda-gx160-5-5-hp/>

Finalmente, dentro de este sistema, para el accionamiento de la tolva de llenado de gavera, será necesario un cilindro hidráulico que permitirá su desplazamiento bidireccional, asegurando un movimiento eficiente hacia adelante y hacia atrás.

Figura 4.7

Cilindro hidráulico



Nota: Direct Industry. (Recuperado en 19/09/2024) disponible en:

<https://www.directindustry.es/prod/parker-hannifin-france-sas/product-37138-733897.html>

APÉNDICE 5.

Características alternativa 4

Esta alternativa cuenta con menos piezas que los anteriores, sin embargo, aun así, haciendo el trabajo muy efectivo y fácil de operar. El sistema cuenta con un motor eléctrico de entre dos y 5 caballos de fuerza para su operación. (ver Figura 19)

Figura 5.1

Motor eléctrico



Nota: (Recuperado en 20/09/2024) disponible en: <https://www.mcb.com.mx/6-razones-por-las-cuales-fallan-los-motores-electricos/>

Este sistema también incluye una tolva de llenado, la cual puede fabricarse con láminas de acero y dimensionarse de acuerdo con los requisitos operativos y estructurales del sistema

Figura 5.2

Tolva alternativa 4

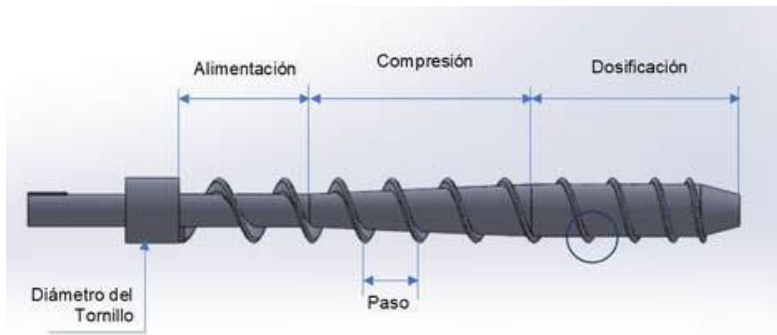


Nota: SAFI (Recuperado en 20/09/2024) disponible en: <https://safi.es/tolva-recepcion/>

Para llevar a cabo el proceso de extrusión, se utilizará un tornillo sin fin que impulsa el material hacia la boquilla de salida, tal como se presenta en la primera alternativa. Este proceso se desarrolla dentro del cilindro de extrusión, asegurando un flujo continuo y uniforme del material.

Figura 5.3

Tornillo de extrusión alternativa 4



Nota: IMCO GROUP. (Recuperado el 21/09/2024) disponible en: <http://www.imcogroup.co/blog/principios-basicos-tornillos-de-extrusion>

APÉNDICE 6.

Tabla 6.1

Evaluación alternativa extrusora de pistón hidráulico

Extrusora de piston hidraulico		
Criterio	Descripcion	Puntaje
Produccion	produccion baja debido a su falta de metodo de recarga continua lo cual demora la produccion en seri de ladrillos	4
Construccion	su construccion es medianamente sencillo dependiendo de la capacidad de la maquina y los elementos adicionales que sean necesarios para su operacion basica	5
Operación	facil de operar sin necesidad de mucha experiencia, perodicho esto es necesario una interaccion continua en el proceso de recarga	6
Durabilidad	Esta maquina dependera de l material que se fabrique, no siempre dependera de la norma, según la necesidad	5
Seguridad	Al ser una maquina para pequeñas producciones la seguridad no es un problema	7.5
Presupuesto	El presupuesto es limitado lo que hara que solo haya una de ellas en el sitio de operacion solamente	4.5
Mantenimiento	el mantenimiento es medianamente regular lo cual hace facil de manatener excepto por su unidad hidraulica la cual requiere de un tecnico	6
Fuente de energia	Ya que es una maquina operada con un motor el unico problema seria la adquisicionde combustible el cual es facil de conseguir y trasnportar hasta la fabrica	7
Total		45

APÉNDICE 7.

Tabla 7.1

Evaluación de alternativa extrusora de tornillo de potencia

Extrusora de tornillo de potencia		
Criterio	Descripcion	Puntaje
Produccion	produccion media debido a su falta de metodo de recarga continua lo cual demora la produccion en seri deladrillos aun asi mejor que la anterior.	5
Construccion	su construccion es medianamente sencillo dependiendo de la capacidad de la maquina y los elementos adicionales que sean necesarios para su operación basica.	5.5
Cperación	facil de operar sin necesidad de mucha experiencia, perodicho esto es necesario una interaccion continua en el proceso de recarga.	6
Durabilidad	Esta maquina dependera del material que se fabrique, no siempre dependera de la norma, según la necesidad de operación.	6
Seguridad	Al ser una maquina para pequeñas producciones la seguridad no es un problema muy significativo	7.5
Presupuesto	El presupuesto es limitado lo que hara que solo haya una de ellas en el sitio de operación solamente.	4.5
Mantenimiento	El mantenimiento es medianamente regular lo cual hace facil de mantener, conjuntamente a esto el mantenimiento adecuado del tornillo	6
Fuente de energia	Ya que es una maquina operada con un motor acombustion el unico problema seria la adquisicionde combustible el cual es facil de conseguir y trasportar hasta la fabrica.	7
Total		47.5

APÉNDICE 8.

Tabla 8.1

Evaluación de alternativa sistema de llenado de gavera

Sistema de llenado de gavera		
Criterio	Descripcion	Puntaje
Produccion	produccion alta debido a su facil recarga y facil operacion lo cual hace que en un solo conjunto de operacion se fabriquen muchos ladrillos	9
Construccion	su construccion es medianamente compleja debido a la cantidad de partes necesarias para su correcto funcionamiento y los materiales adecuados para que resista los ciclos acordados en el diseño	4
Operación	facil de operar sin necesidad de mucha experiencia, pero dicho esto es necesario una interaccion continua en el proceso de recarga pero no es problema	6
Durabilidad	Esta maquina dependera del material que se fabrique, no siempre dependera de la norma, según la necesidad de produccion	6
Seguridad	Al ser una maquina para pequeñas producciones la seguridad no es un problema	8
Presupuesto	El presupuesto es limitado lo que hara que solo haya una de ellas en el sitio de operacion solamente	4.5
Mantenimiento	el mantenimiento es medianamente regular lo cual hace facil de mantener excepto por su unidad hidraulica la cual requiere de un tecnico	6
Fuente de energia	Ya que es una maquina operada con un motor el unico problema seria la adquisicion de combustible el cual es facil de conseguir y transportar hasta la fabrica	7
Total		50.5

APÉNDICE 9.

Tabla 9.1

Evaluación de alternativa Extrusora con tornillo sin fin

Extrusora con tornillo sin fin		
critério	Descripcion	Puntaje
Produccion	produccion alta debido a su facil recarga y facil operación lo cual hace que en un solo conjunto de operación se fabriquen muchos ladrillos en serie	8
Construccion	su construccion es medianamente compleja debido a la cantidad de partes necesarias para su correcto funcionamiento y los materiales adecuados para que resista los ciclos acordados en el diseño entre ellos el tornillo sin fin	6
Operación	facil de operar sin necesidad de mucha experiencia, perodicho esto es necesario una interaccion continua en el proceso de recarga pero no es problema	6
Durabilidad	Esta maquina dependera del material que se fabrique, no siempre dependera de la norma, según la necesidad de produccion y la calidad de fabricacion y materiales utilizados para esto	7
Seguridad	Al ser una maquina para pequeñas producciones la seguridad no es un problema	8
Presupuesto	El presupuesto es limitado lo que hara que solo haya una de ellas en el sitio de operación solamente pero facil de producir	4.5
Mantenimiento	el mantenimiento es medianamente regular lo cual hace facil de manatener, dicho esto el tornillo sin fin tendra periodos de observacion y mantenimiento	6
Fuente de energi	Ya que es una maquina operada con un motor a combustion interna el unico problema seria la adquisicion de combustible el cual es facil de conseguir y trasnportar hasta la fabrica	7
Total		52.5

APÉNDICE 10.

Diseño en detalle del sistema de extrusión por tornillo sin fin

Hasta el momento, se cuenta con la siguiente información:

Motor: 6.5 HP, con un rango de velocidad de 1700 a 3500 RPM.

Boquilla de salida: 12 cm de ancho y 8 cm de alto.

A partir de estos datos, se deben definir los algunos aspectos técnicos para optimizar el rendimiento del sistema.

1. Diámetro del tornillo sin fin

El diámetro del cilindro debe permitir que la arcilla se desplace de manera eficiente sin atascos. El diámetro del tornillo sin fin generalmente es aproximadamente el doble del ancho de la boquilla de salida. En mi caso el lado de la boquilla tiene 12 centímetros de ancho así que el diámetro del tronillo sin fin seria del doble de esto. Lo cual serian 24 centímetros

2. Diámetro del eje del tornillo sin fin

El diámetro central del tornillo sin fin debe ser suficiente para soportar la carga de la arcilla y las fuerzas de torsión generadas por el motor. Se recomienda que el diámetro del eje oscile entre un 25% y 30% del diámetro del tornillo en este caso el tornillo es de 24 centímetros entonces el eje central podría estar entre 6 y 7.2 cm.

3. Paso del tornillo sin fin

El paso del tornillo sin fin es la distancia entre las espiras del tornillo y afecta directamente a la velocidad y la cantidad de material que se puede mover. En extrusoras de arcilla el paso del tronillo generalmente es igual o cercano al diámetro del tronillo. Como el tornillo tiene 24 cm de diámetro el paso podría ser de 20 cm.

4. Tipo de transmisión a utilizar

Para reducir las revoluciones por minuto del motor a un nivel adecuado para extrusión. Es necesario una transmisión reductora de engranajes. Un motor que va desde 1700 a 3500 rpm necesita reducirse a un rango óptimo de extrusión ya que generalmente el rpm por minuto en una máquina de este tipo va de 10 a 100 rpm. Una caja reductora de engranajes con una relación de reducción elevada sería la mejor opción, con una relación adecuada de unos 20:1 a 100:1 dependiendo de la arcilla y la velocidad de extrusión.

5. Longitud del cilindro donde va el tornillo sin fin.

Para el diseño del cilindro del tornillo sin fin dependerá del número de espiras del tornillo. Normalmente, para una extrusión continua, la longitud del tornillo debe ser 4 a 5 veces el diámetro del tronillo. Como nuestro tronillo será de 24 cm el cilindro debería tener una longitud de alrededor.

6. Velocidad optima del tornillo

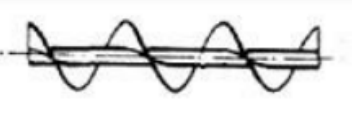
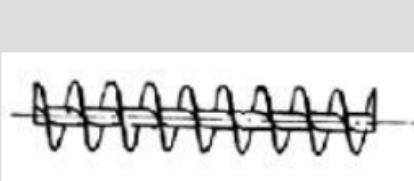

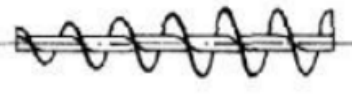
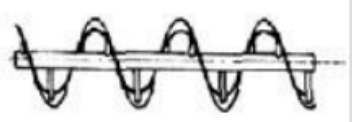
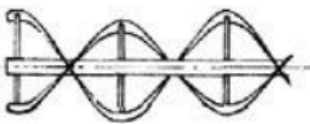
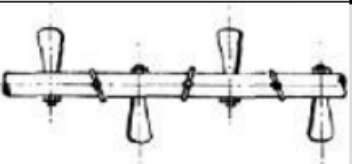
En el caso de la velocidad optima del tornillo para producir en nuestro caso un mínimo de 1000 ladrillos por día necesitamos calcular el volumen necesario de arcilla y la velocidad de extrusión. La velocidad del tornillo generalmente está determinada por la cantidad de arcilla que se necesita extruir en un minuto. En nuestro caso cada ladrillo tiene un volumen de 2.112 litros (12cm*8cm*22cm) y que necesitamos un volumen mínimo de 1000 ladrillos al día. Se necesitará extruir 2110 litros de arcilla por día en un lapso de 8 horas así que el tornillo deberá girar a una velocidad que permita mover esa cantidad de arcilla lo cual hace que se estime una velocidad de extrusión de entre 15 y 75 rpm.

APÉNDICE 11.

Tipos y partes del tornillo sin fin

Figura 11.1

Tipos de tornillo sin

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	Paso 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: *Ingeomecánica*. (Recuperado en 30/09/2024) disponible

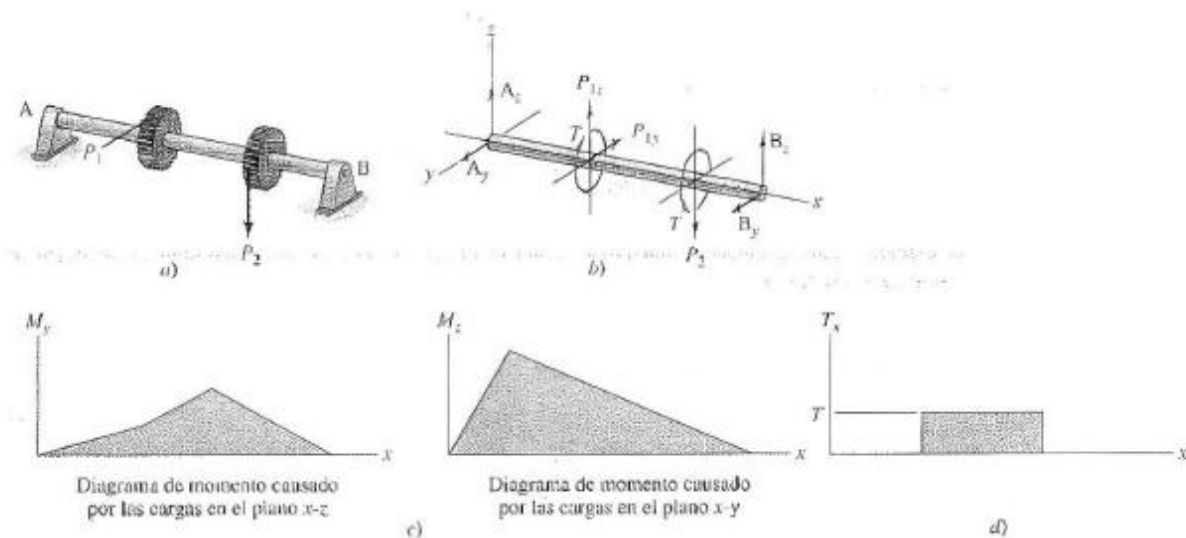
en <https://www.ingemecanica.com/tutoriales/calculo-de-transportadores-de-tornillo-sin-fin.html>

El procedimiento general para el diseño de ejes es el siguiente:

- Se desarrolla un diagrama de cuerpo libre empleado los diversos elementos de la maquina montados sobre el eje por su carga estáticamente equivalente o los componentes de torsión que tenga el elemento
- Se dibuja un diagrama de los elementos flexionantes en los planos x-y y x-z el momento interno resultante en cualquier sección a lo largo del eje se expresa como la siguiente ecuación $M_{xy}^2 + M_{xz}^2$
- Se desarrolla un diagrama de los pares de torsión como se muestra en la figura 22d el par de torsión que genera el motor debe estar balanceado con las demás fuerzas ejercidas en el eje.
- Se debe localizar la sección crítica donde el par de torsión y el momento son mayores
- Para materiales dúctiles se utiliza la teoría del esfuerzo cortante máximo o la teoría de distorsión.

Figura 11.2

Pasos generales del diseño de ejes



Nota: Hamrock et al., 2000 página 425.

APÉNDICE 12.

Parámetros de diseño del tornillo

- 1. Husillo diámetro constante.** Los husillos de extrusión suelen presentar geometrías variables, pero en este caso se ha optado por un diámetro constante. Esta decisión se debe a que el material a procesar es homogéneo y abrasivo, lo que evita variaciones significativas en su temperatura y propiedades durante la extrusión. Además, esta configuración simplifica el proceso de fabricación, haciéndolo más accesible y económico.
- 2. Relación de longitud con diámetro del tornillo.** La capacidad de homogenización del tornillo aumenta con la longitud del mismo. Para determinar su dimensión óptima, se establece que su longitud debe estar entre cuatro y cinco veces su diámetro.
- 3. Ventaja de la relación corta.** Un cilindro de longitud reducida disminuye el consumo energético, lo que se traduce en menores costos de fabricación y mantenimiento.
- 4. Geometría del tornillo sin fin.** El diseño geométrico del tornillo sin fin requiere cálculos específicos para garantizar su correcto funcionamiento. Estos cálculos incluyen el diámetro del eje, el paso del tornillo y la configuración óptima para el transporte eficiente del material.

APÉNDICE 13.

Tipos de materiales a transportar por un tornillo sin fin.

Los materiales a transportar por un tornillo sin fin son (Ingeomecánica):

1. Materiales clase I. Los materiales clase 1 están compuestos por partículas pulverulentas y no abrasivas, con un peso específico que oscila entre 0.4 y 0.7 t/m³. Estos materiales fluyen con facilidad, lo que facilita su transporte mediante un tornillo sin fin.

Entre ellos se encuentran la cebada de trigo, la harina de trigo y el carbón en polvo, que por su baja densidad y naturaleza liviana pueden ser transportados sin generar un desgaste significativo en el sistema. También se incluyen materiales como la cal hidratada y pulverizada, que presentan un comportamiento similar en términos de transporte.

2. Materiales de clase II. Esta clase agrupa materiales que pueden presentarse en fragmentos grandes o pequeños y, en muchos casos, vienen mezclados con polvo. Aunque no son abrasivos, su peso específico, que oscila entre 0.6 y 0.8 t/m³, puede influir en su desplazamiento dentro del tornillo sin fin.

Ejemplos de estos materiales incluyen el alumbre en polvo, el haba de soja y los granos de hulla en finos y menudos, los cuales requieren un diseño adecuado del tornillo para garantizar un flujo eficiente. También se encuentra la cal hidratada, cuyo comportamiento de transporte es similar al de otros polvos finos.

3. Materiales clase III. En esta categoría se encuentran materiales semi-abrasivos de tamaño reducido, que generalmente se combinan con partículas en polvo. Su peso específico varía entre 0.6 y 1.2 t/m³, lo que hace que su comportamiento en el transporte pueda diferir dependiendo del diseño del tornillo.

Ejemplos de estos materiales incluyen el alumbre en terrones, el bórax, el carbón vegetal y el corcho troceado, que pueden generar cierto nivel de desgaste en el sistema. Otros materiales como la pulpa de papel, la leche en polvo, la sal, el almidón, la azúcar refinada y el jabón pulverizado también pertenecen a esta categoría, caracterizándose por su facilidad de manipulación.

4. Materiales de clase IV. Los materiales de clase IV presentan una estructura granular o de tamaño pequeño y suelen estar mezclados con polvo. Son semi-abrasivos y tienen un peso específico que oscila entre 0.8 y 1.6 t/m³.

En este grupo se incluyen sustancias como la bauxita en polvo, el negro de humo, la harina de huesos y el cemento, que pueden desgastar las superficies en contacto si no se elige un diseño de tornillo adecuado. También forman parte de esta categoría materiales como la arcilla, el azufre, la arena y el polvo de piedra caliza, los cuales pueden compactarse si no se manejan con las velocidades y estructuras apropiadas. Además, elementos como la azúcar refinada, las resinas sintéticas y el óxido de zinc también entran en esta clasificación debido a sus propiedades físicas.

5. Materiales clase V. Los materiales de clase V son los más abrasivos y pueden presentarse tanto en forma de polvo como en fragmentos. Su manipulación mediante tornillos sin fin puede provocar un desgaste acelerado de los componentes del sistema, por lo que se recomienda evitar su contacto con soportes y cojinetes.

En este grupo se encuentran las cenizas, los hollines de conductos de humos, el cuarzo pulverizado y la arena silíceo, materiales que por su naturaleza abrasiva no son adecuados para el transporte con este tipo de mecanismo. Como norma general, no se aconseja el uso de tornillos sin fin para el manejo de estos materiales, ya que podrían comprometer la integridad del equipo.

APÉNDICE 14.

Cálculo del flujo volumétrico y de la densidad de la mezcla

Los resultados obtenidos son los siguientes:

$$V = l * a * h$$

$$V = 28cm * 13.5cm * 8cm$$

$$V = 3024cm^3$$

$$V = 0.003024m^3$$

Con estos datos podemos obtener la cantidad de volumen de arcilla para llegar a la meta mínima de 1200 ladrillos al día o 150 ladrillos por hora la cual sería de:

$$\dot{v} = V * U = \text{volumen de extrusión}$$

$$V = \text{volumen de un ladrillo}$$

$$U = \text{ladrillos por hora}$$

$$\dot{v} = 0.003024m^3 * 150l/h$$

$$\dot{v} = 0.4536m^3/h \text{ para un mínimo de 1200 ladrillos en 8 horas de trabajo.}$$

La densidad promedio se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{m}{v} \rightarrow \frac{\text{masa}}{\text{volumen}}$$

Donde:

$$\rho = \text{densidad; } \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

m= masa; (kg)

v= volumen del ladrillo en metro cubico; (m^3)

Con esta fórmula podemos obtener la densidad (ρ) de la arcilla a trabajar y con el resultado obtenido podremos calcular el flujo volumétrico necesario. Así entonces, se obtuvo que con una masa de 10.275 kilogramos y un volumen de 0.005 m³:

$$\rho = \frac{m}{v} \rightarrow \frac{10.275kg}{0.006m^3}$$

$$\rho = 1712kg/m^3$$

Cálculo del flujo volumétrico

$$\dot{m} = \text{flujo masico} = \rho_{arcilla} * \dot{v}$$

$$\dot{v} = \text{volumen de extrusion: } \dot{v} = 0.4536m^3/h$$

Cálculo del flujo másico.

$$\dot{m} = \frac{1712kg}{m^3} * 0.378m^3/h$$

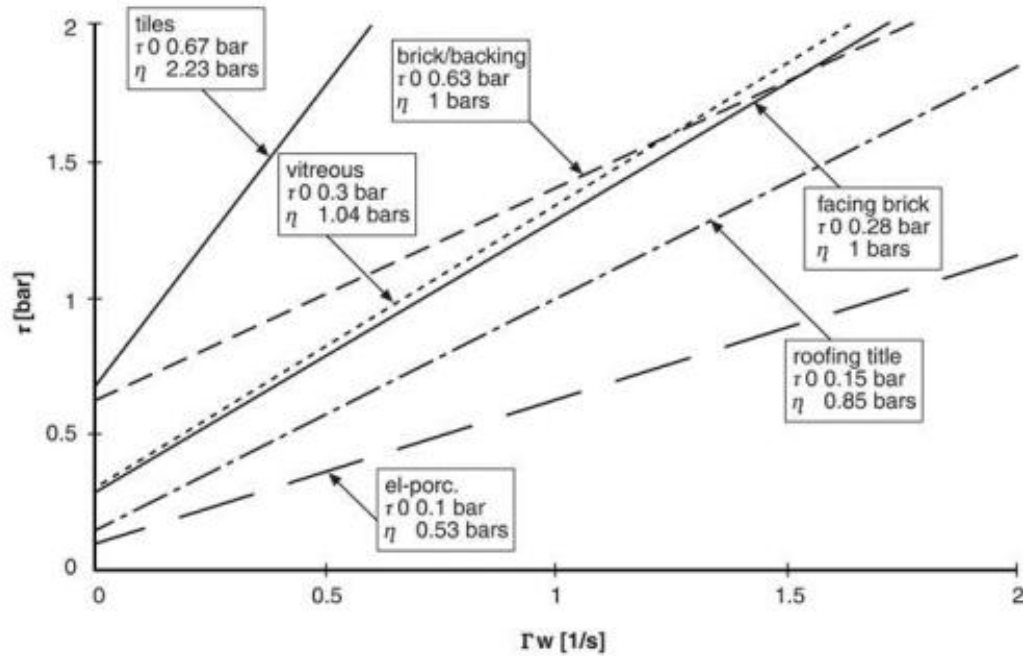
$$\dot{m} = 776.5632kg/h$$

APÉNDICE 15.

Ecuaciones para el eje.

Figura 15.1

Viscosidad de la arcilla para tipo Brick/Backing



Nota: Handle, 2007 (Recuperado el 9/10/2024).

Para el cálculo del eje se utilizaron la viscosidad de la arcilla y las dimensiones previamente establecidas, lo que permitió generar una gráfica con curvas que representan la distribución de presión.

Ángulo exterior del eje:

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

$$W_c = \left(\frac{P}{p_i}\right) \cos(\theta_c) - e$$

$$W = \frac{w_b + w_c}{2}$$

Donde:

$D_c =$ diametro del eje en (mm)

$\theta_c =$ angulo exterior del eje ($^\circ$)

$W_c =$ ancho del canal para el eje (mm)

$e_c =$ espesor del filete para el eje (mm)

$b_c =$ ancho del filete para el eje (mm)

Reemplazamos los datos y tenemos que:

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

$$\theta_c = \tan^{-1}\left(\frac{98.8mm}{\pi * 75mm}\right)$$

$$\theta_c = 22.74^\circ$$

Ancho del canal para el eje:

$$W_c = \left(\frac{P}{p_i}\right) \cos(\theta_c) - e$$

$$W_c = \left(\frac{98.8mm}{1}\right) \cos(22.74) - 9$$

$$W_c = 82.12mm$$

W ancho medio del eje:

$$W = \frac{w_b + w_c}{2}$$

$$W = \frac{87 + 82.12}{2}$$

$$W = 84.56$$

Longitud helicoidal total de la sección de medición:

$$z(r) = \frac{L_T}{\sin(\theta_{(r)})}$$

$$V_{bz} = \pi n D_b \cos(\theta_b)$$

$$V_{cz} = \pi n D_b \cos(\theta_c)$$

Donde:

$z(r)$ = longitud helicoidal total de la sección de medición (mm)

n = velocidad de rotación del tornillo

V_{bz} = componente z de la velocidad del vuelo del tornillo $\left(\frac{mm}{s}\right)$

V_{cz} = componente z de la velocidad del eje del tornillo $\left(\frac{mm}{s}\right)$

Así entonces, para encontrar el componente de la velocidad de vuelo del tornillo ya tenemos los datos del número de revoluciones, el diámetro del tornillo y los ángulos respectivos.

$$V_{bz} = \pi n D_b \cos(\theta_b)$$

$$V_{bz} = \frac{\pi 25}{60} * 150mm * \cos(11.8)$$

$$V_{bz} = 192.2 \frac{mm}{s}$$

Componente z de la velocidad del eje en el tornillo:

$$V_{cz} = \pi n D_b \cos(\theta_c)$$

$$V_{cz} = \pi * \frac{15}{60} * 0.15m * \cos(20.90)$$

$$V_{cz} = 184.43 \frac{mm}{s}$$

Caudal de la masa rotacional:

$$Q_{md} = \frac{\rho_m V_{bz} W H F_d}{2}$$

$$F_d = \frac{16W}{\pi^3 H} \sum_{i=1,3,4...}^{\infty} \frac{1}{i^3} \tanh\left(\frac{\pi H}{2W}\right)$$

$$Q_{md} = \text{caudal de la masa rotacional} \left(\frac{kg}{s}\right)$$

$$\rho_m = \text{densidad del material a transportar} \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$H = \text{altura del ala del tornillo (mm)}$$

$$F_d = \text{factor de forma para el flujo rotacional (adimensional)}$$

$$Q_{md} = \frac{\rho_m W H^3 F_P}{12\eta} \left[\frac{\partial P}{\partial Z}\right]$$

Factor de forma para el flujo rotacional:

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

$$\eta = \text{viscosidad de corte promedio del fluido en el canal (pa.s)}$$

$$Q_{md} = \text{caudal masico inducido por presion} \left(\frac{kg}{s}\right)$$

$$\frac{\partial P}{\partial Z} = \text{gradiente de presion en la direccion z} \left(\frac{MPa}{m}\right)$$

$$F_P = \text{factor de forma para flujo rotacional (adimensional)}$$

Caudal masico total:

$$Q_m = Q_{md} - Q_{mp}$$

$$Q_m = \frac{\rho_m V_{bz} W H F_D}{2} - \frac{\rho_m V_{bz} W H^3 F_P}{12\eta} \left[\frac{\partial P}{\partial Z} \right]$$

Donde:

$$Q_m = \text{caudal masico total } \left(\frac{kg}{s} \right)$$

APÉNDICE 16.

Geometría de la hélice

Para establecer las dimensiones de las hélices se tuvieron en cuenta el diámetro externo del tronillo, el diámetro del eje y el paso y se utilizaron la siguientes formulas:

Ancho de la pestaña:

$$A = \frac{\theta_{exterior} - \theta_{interior}}{2}$$

$$A = 37.5mm$$

Longitud exterior de la hélice desplegada:

$$L_E = \sqrt{(\theta_{exterior})^2 * \pi^2 + P^2}$$

$$L_E = 481.48mm$$

Longitud interior de la hélice cuando está desplegada:

$$L_i = \sqrt{(\theta_{interior})^2 * \pi^2 + P^2}$$

$$L_i = 255.49mm$$

Radio interior de la hélice:

$$r = \frac{A * L_i}{L_E - L_i}$$

$$r = 42.39mm$$

Radio exterior de la hélice:

$$R = r + A$$

$$R = 79.09mm$$

Perímetro de circunferencia externa de hélice:

$$\Delta = 2\pi * R$$

$$\Delta = 502.02 \text{ mm}$$

Circunferencia interna de hélice:

$$\beta = \frac{L_E * 360^\circ}{\Delta}$$

$$\beta = 345.27$$

Avance o desplazamiento entre vueltas de hélice:

$$X = 360^\circ - \beta$$

$$X = 14.72^\circ$$

Longitud de la sección inicial de la hélice:

$$L = \Delta - L_E$$

$$L = 20.54 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{2}P = \frac{1}{2} * 98.8 \text{ mm} = 49.4 \text{ mm}$$

$$D1 = 75 \text{ mm}$$

$$\phi_{\text{exterior}} = 340 \text{ mm}$$

$$\phi_{\text{interior}} = 85 \text{ mm}$$

Ancho de la pestaña:

$$A = \frac{\theta_{\text{exterior}} - \theta_{\text{interior}}}{2}$$

$$A = \frac{150 \text{ mm} - 75 \text{ mm}}{2}$$

$$A = 37.5 \text{ mm}$$

Longitud exterior de la hélice y la circunferencia exterior de la hélice cuando esta se encuentra desplegada:

$$L_E = \sqrt{(\theta_{exterior})^2 * \pi^2 + P^2}$$

$$L_E = \sqrt{(150mm)^2 * \pi^2 + 98.8mm^2}$$

$$\mathbf{L_E = 481.48mm}$$

Longitud interior de la hélice cuando está desplegada:

$$L_i = \sqrt{(\theta_{interior})^2 * \pi^2 + P^2}$$

$$L_i = \sqrt{(75mm)^2 * \pi^2 + 98.8^2}$$

$$\mathbf{L_i = 255.49mm}$$

Radio interior de la hélice:

$$r = \frac{A * L_i}{L_E - L_i}$$

$$r = \frac{37.5mm * 252.22mm}{479.75mm - 252.22mm}$$

$$\mathbf{r = 42.39mm}$$

Radio exterior de la hélice:

$$R = r + A$$

$$R = 41.56mm + 37.5mm$$

$$\mathbf{R = 79.09mm}$$

Perímetro de circunferencia externa de hélice:

$$\Delta = 2\pi * R$$

$$\Delta = 2\pi * 79.09mm$$

$$\Delta = 502.02\text{mm}$$

Circunferencia interna de hélice:

$$\beta = \frac{L_E * 360^\circ}{\Delta}$$

$$\beta = \frac{481.48 * 360^\circ}{502.02}$$

$$\beta = 345.27$$

Avance o desplazamiento entre vueltas de hélice:

$$X = 360^\circ - \beta$$

$$X = 360^\circ - 345.27^\circ$$

$$X = 14.72^\circ$$

Longitud de la sección inicial de la hélice:

$$L = \Delta - L_E$$

$$L = 502.02 - 481.48$$

$$L = 20.54\text{mm}$$

APÉNDICE 17.

Cálculos de la presión

a) Presión en el tornillo

$$P_t = \frac{6 * \mu * V * L}{h^2 * \cos(\theta)}$$

Donde:

$\mu =$ viscosidad de la arcilla $1000 \text{ Pa} * \text{s}$ Benbow & B

$$h = \text{profundidad del canal} = \frac{D - Di}{2} = 0.0375\text{m}$$

Así entonces:

$$P_t = \frac{6 * 1000 * 0.18 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.75\text{m}}{0.0375^2 * \cos(11.8)}$$

$$P_t = 588456 \text{ pa} = 0.588456 \text{ Mpa presión del tornillo}$$

b) Presión en la boquilla

Para poder encontrar la presión en la boquilla necesitaremos la longitud equivalente de la boquilla y el radio hidráulico de la boquilla respectivamente (Blackburn, 2006 y Reed, 1995).

Donde:

$L_b =$ longitud equivalente de la boquilla (0.2m)

$$h_b = \text{Radio hidraulico de la boquilla} \frac{4 * A_b}{(\text{perimetro mojado})}$$

$$h_b = \frac{4 * 0.0108\text{m}^2}{2 * (0.135 + 0.08)}$$

$$h_b = 0.100\text{m}$$

$$P_b = \frac{6 * 1000\text{Pa} * \text{s} * 0.0097 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.2\text{m}}{(0.100\text{m})^2}$$

$$P_b = 1164\text{PA} = 0.001164 \text{ MPa}$$

APÉNDICE 18.

Tabla 18.1

Factor de material.

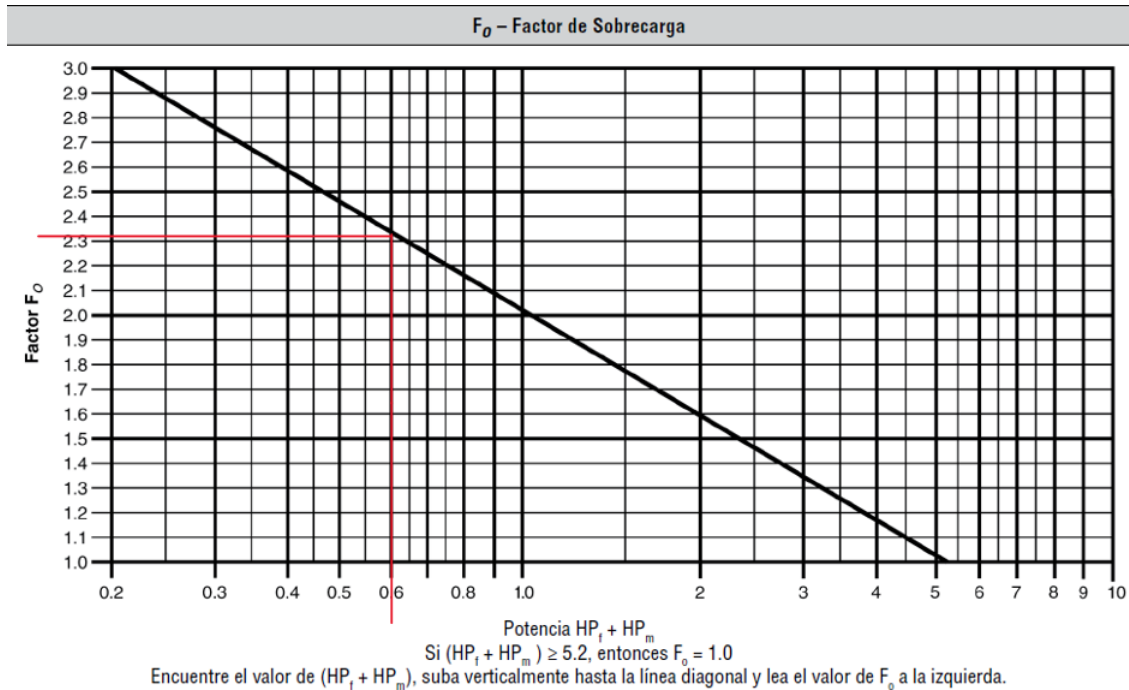
Material	Peso libras por pie cúbico	Código de Material	Selección de Rodamiento Intermedio	Serie de Componentes	Factor de Material Fm	Carga de Artesa
Ácido adíptico	45	A100-35	S	2	.5	30A
Ácido bórico, fino	55	B6-25T	H	3	.8	30A
Ácido hexanoico (ver ácido adíptico)	—	—	—	—	—	—
Ácido oxálico (etano diácido) cristales	60	B6-35qS	L-S	1	1	30A
Ácido salicílico	29	B6-37u	H	3	.6	15
Ajonjolí, semilla	27-41	B6-26	H	2	.6	30A
Alfalfa	14-22	B6-45WY	H	2	.6	30A
Alfalfa (pellet)	41-43	C1/2-25	H	2	.5	45
Alfalfa, semilla	10-15	B6-15N	L-S-B	1	.4	45
Algarroba	48	B6-16N	L-S-B	1	.4	30B
Algodón, semilla pasta rodada	35-40	C1/2-45HW	L-S	1	.6	30A
Algodón, semilla pasta, seco	40	B6-35HW	L-S	1	.6	30A
Algodón, semilla prensada, pasta	40-45	C1/2-45HW	L-S	2	1	30A
Algodón, semilla prensada, trozos	40-45	D7-45HW	L-S	2	1	30A
Algodón, semilla seca, desfibrada	22-40	C1/2-25X	L-S	1	.6	45
Algodón, semilla seca, no desfibrada	18-25	C1/2-45XY	L-S	1	.9	30A
Algodón, semilla, cascarillas	12	B6-35Y	L-S	1	.9	30A
Algodón, semilla, en harina, extraída	35-40	B6-45HW	L-S	1	.5	30A
Algodón, semilla, en harina, torta	25-30	B6-45HW	L-S	3	.5	30A
Algodón, semilla, hojuelas	20-25	C1/2-35HWY	L-S	1	.8	30A
Almendra, quebrada	27-30	C1/2-35q	H	2	.9	30A
Almendra, entera con cáscara	28-30	C1/2-35q	H	2	.9	30A
Almidón	25-50	A40-15M	L-S-B	1	1	45
Alumbre, (sulfato de aluminio) fino	45-50	B6-35u	L-S-B	1	.6	30A
Alumbre, (sulfato de aluminio) terrón	50-60	B6-25	L-S	2	1.4	45
Alúmina	55-65	B6-27MY	H	3	1.8	15
Alúmina briquetada	65	D3-37	H	3	2	15
Alúmina, molido fina	35	A100-27MY	H	3	1.6	15
Aluminato (hidróxido de aluminio)	45	B6-35	H	2	1.7	30A
Aluminato de sodio, molido	72	B6-36	H	2	1	30B
Aluminio, viruta con aceite	7-15	E-45V	H	2	.8	30A
Aluminio, viruta seca	7-15	E-45V	H	2	1.2	30A
Antimonio en polvo	—	A100-35	H	2	1.6	30A
Arcilla (ver bentonita, tierra diatomáceas, arcilla)						
Arcilla calcárea	80	DX-36	H	2	1.6	30B
Arcilla calcinada	80-100	B6-36	H	3	2.4	30B
Arcilla cerámica, seca, fina	60-80	A100-35P	L-S-B	1	1.5	30A
Arcilla para tabiques, seca, fina	100-120	C1/2-36	H	3	2	30B
Arcilla seca, en trozos	60-75	D3-35	H	2	1.8	30A
Arena de banco, húmeda	110-130	B6-47	H	3	2.8	15
Arena de banco, seca	90-110	B6-37	H	3	1.7	15
Arena de fundición, de desmoldeo	90-100	D3-37z	H	3	2.6	15
Arena de fundición, seca (ver arena)	—	—	—	—	—	—
Arena de sílica, seca	90-100	B6-27	H	3	2	15
Arena de zirconio (con recub. de resina)	115	A100-27	H	3	2.3	15
Arena fosfórica	90-100	B6-37	H	3	2	15
Arena sílica (con recubrimiento de resina)	104	B6-27	H	3	2	15
Arroz en bruto	32-36	C1/2-35N	L-S-B	1	.6	30A
Arroz, cascarilla	20-21	B6-35NY	L-S-B	1	.4	30A
Arroz, con cáscara	45-49	C1/2-25P	L-S-B	1	.4	45
Arroz, entero y con cascarilla	20	B6-35NY	L-S-B	1	.4	30A
Arroz, molido a semolina	42-45	B6-35P	L-S-B	1	.4	45
Arroz, pulido	30	C1/2-15P	L-S-B	1	.4	45
Arsenato de plomo	72	A40-35R	L-S-B	1	1.4	30A
Arseniato de plomo (ver arsenato de plomo)	—	—	—	—	—	—

Nota: Mrtinsprocket. (Recuperado el 17/10/2024) disponible en: [chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpgclefindmkaj/https://es.martinsprocket.com/docs/catalogs/material%20handling/2_transportadores%20helicoidales/seccion_h_helicoidales](https://es.martinsprocket.com/docs/catalogs/material%20handling/2_transportadores%20helicoidales/seccion_h_helicoidales)

APÉNDICE 19.

Tabla 19.1

Factor de sobrecarga



Nota: Martinsprocket. (Recuperado el 17/10/2024) disponible en: [chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclefindmkaj/https://es.martinsprocket.com/docs/catalogs/material%20handling/2_transportadores%20helicoidales/seccion_h_helicoidales.pdf](https://es.martinsprocket.com/docs/catalogs/material%20handling/2_transportadores%20helicoidales/seccion_h_helicoidales.pdf)

APÉNDICE 20.

Fuerzas que actúan sobre el eje.

1. Las cargas que actúan sobre el eje son:

1.1 Masa de la arcilla. Para encontrar la masa de arcilla sobre el extrusor se determina mediante el volumen de arcilla que soporta el eje.

$$V_{arcilla} = \frac{\pi * r^2 * L_z}{2}$$

Donde:

$V_{arcilla}$ = volumen de arcilla en (m³)

r = Radio del eje (m)

L_z = longitud del tornillo que esta en contacto con la arcilla (m)

Y se tiene que:

$$V_{arcilla} = \frac{\pi * (0.075m)^2 * (0.75)}{2}$$

$$V_{arcilla} = 0.006626m^3$$

Para encontrar la masa de la arcilla utilizaremos la siguiente ecuación

$$m_{arcilla} = V_{arcilla} * \rho$$

Donde:

$$\rho = \text{la densidad de la arcilla en } \frac{Kg}{m^3} = 1712 \frac{Kg}{m^3}$$

$$m_{arcilla} = 0.006626m^3 * 1712 \frac{Kg}{m^3}$$

$$m_{arcilla} = 11.34kg$$

Las cargas distribuidas que actúan sobre el eje están representadas por la siguiente ecuación:

$$F_{arcilla} = \frac{m_{arcilla} * g}{L_z}$$

Donde:

$m_{arcilla}$ = masa de la arcilla en (kg)

g = gravedad = $9.82 \frac{m}{s^2}$

L_z = longitud del tornillo que esta en contacto con la arcilla (m)

Tenemos que:

$$F_{arcilla} = \frac{11.34kg * 9.82 \frac{m}{s^2}}{0.75m}$$

$F_{arcilla} = 148.47 \frac{N}{m}$ fuerza de la arcilla sobre el eje

1.2 Peso de las hélices. Para el cálculo del peso de las hélices ya que no tenemos aun el prototipo nos apoyamos del programa SolidWorks donde podemos obtener el peso y el área de esta y así multiplicar por el número de hélices totales entonces podremos obtener el peso por completo de la misma.

Para determinar el volumen se hace uso de la siguiente ecuación:

$$V_{helices} = A_{helices} * e * \#_{helices}$$

Donde:

$V_{helices}$ = volumen de helice en (m^3)

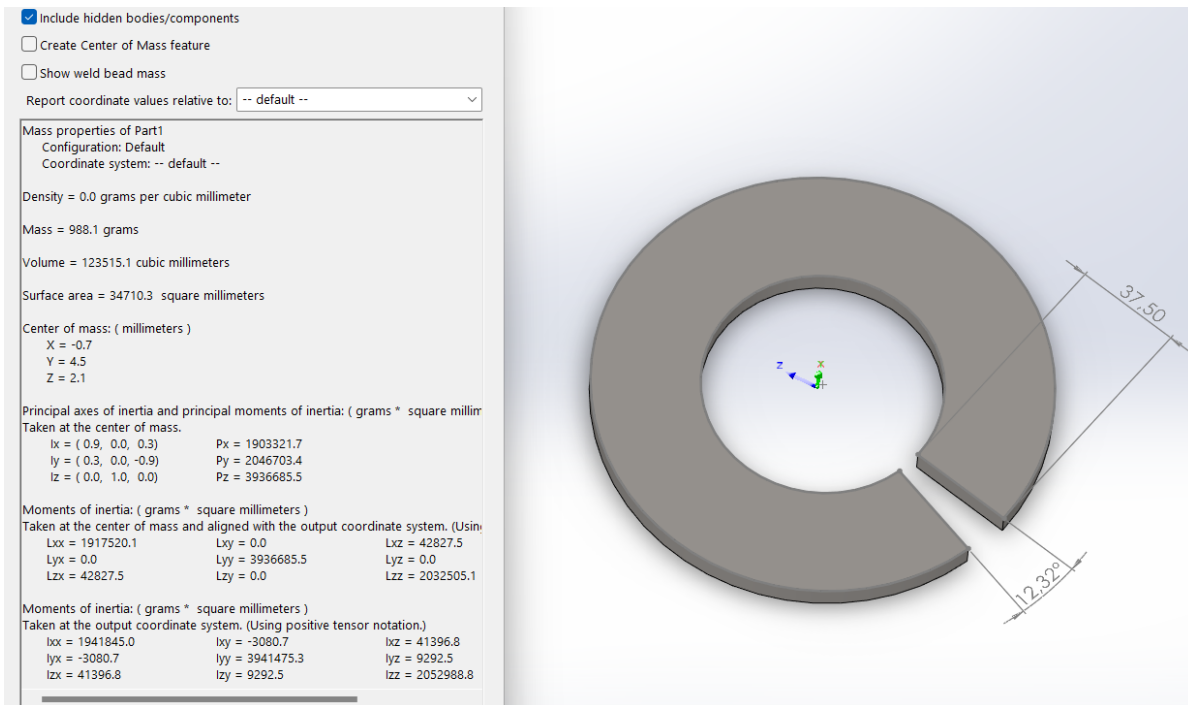
$A_{helices}$ = area de helice en (m^2)

$\#_{helices}$ = numero de helices

e = espesor de la helice (m)

Figura 20.1

Hélice



Como se puede observar se tiene que la hélice tiene un área de 62304.1 mm².

$$A = 0.0325149m^2$$

Entonces tenemos:

$$V_{helices} = A_{helices} * e * \#_{helices}$$

$$V_{helices} = 0.0000829293m^3$$

$$V_{helices} = 0.0000829293m^3 * 7.57$$

$$V_{Helices} = 0.0006277m^3$$

Con el volumen podemos encontrar la fuerza que ejerce la hélice con la siguiente ecuación.

$$F_{helice} = \frac{V_{helices} * \rho_{helice} * g}{L_z}$$

Donde:

$V_{helices}$ = volumen de las helices en m^3

F_{helice} = volumen de helice m^3

ρ_{helice} = densidad del material en $\frac{kg}{m^3}$

g = Gravedad $\frac{m}{s^2}$

L_z = longitud del tornillo en contacto con la arcilla

$$F_{helice} = \frac{0.0006277 * 7810 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.6m}$$

$$F_{helice} = 86.96 \frac{N}{m}$$

1.3 Peso del eje. Para encontrar estos datos del peso del eje necesitamos su volumen y su densidad lo cual se calcula con las siguientes ecuaciones.

a) Volumen de eje

$$V_{eje(D-F)} = \pi * (r_{eje})^2 * L_{eje(D-F)}$$

$$V_{eje(D-F)} = \pi * (0.0375 m)^2 * 0.75m$$

$$V_{eje(D-F)} = 0.003313 m^3$$

$$V_{eje(A-D)} = \pi * r_{eje}^2 * L_{eje(A-D)}$$

$$V_{eje(A-D)} = \pi * (0.035m)^2 * 0.30m$$

$$V_{eje(A-D)} = 0.0001154m^3$$

b) Volumen total

$$V_{eje total} = 0.00265m^3 + 0.0007696 m^3$$

$$V_{eje\ total} = 0.0034196\ m^3$$

Así entonces, el peso del eje se determina con la siguiente ecuación:

$$W = \frac{\rho_{Acero} * V_e * g}{L}$$

Donde:

$$\rho_{Acero} = \text{densidad del acero en } \frac{kg}{m^3}$$

$$V_e = \text{volumen del eje en } (m^3)$$

$$W_{eje\ (D-F)} = \frac{7850 \frac{kg}{m^3} * 0.00331\ m^3 * 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.75m}$$

$$W_{eje\ (D-F)} = 339.11 \frac{N}{m}$$

$$W_{eje\ (A-D)} = \frac{7850 \frac{kg}{m^3} * 0.001154m^3 * 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.3}$$

$$W_{eje\ (A-D)} = 294.71 \frac{N}{m}$$

1.4 Fuerza distribuida. Para encontrar la fuerza distribuida en el eje sumamos las fuerzas de las hélices, la arcilla y el eje que se ven representado en la figura, entonces tenemos que:

$$F_{distribuida(D-F)} = F_{arcilla} + F_{helice} + W_{eje(D-f)} +$$

$$F_{distribuida(D-F)} = 148.44 \frac{N}{m} + 86.96 \frac{N}{m} + 339.11 \frac{N}{m}$$

$$F_{distribuida(D-F)} = 574.54 \frac{N}{m}$$

$$F_{distribuida(A-D)} = W_{eje(A-D)}$$

$$F_{distribuida(A-D)} = 294.71 \frac{N}{m}$$

Al observar el diagrama de cuerpo libre se obtienen las reacciones con las cuales se establecerán los momentos flectores que afectan al eje. El toque total que actúa a lo largo de todo el husillo se calcula con la siguiente ecuación:

$$T_x = \frac{Pot}{N}$$

Donde:

$$Pot = potencia transmitida al husillo = 2.1hp = 1565.97$$

$$N = velocidad angular$$

$$T_x = \frac{1565.97 w}{\frac{2\pi * 25}{60}}$$

$$T_x = 598.15N * m$$

APÉNDICE 21.

Cálculo de reacciones

Con la ayuda del diagrama de cuerpo libre del eje se procederá a calcular las diferentes reacciones:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{cx} - F_x = 0$$

$$R_{cx} = F_x$$

$$R_{cx} = \mathbf{26507.18N}$$

Para calcular las reacciones eje se emplea la sumatoria de fuerzas en y, de la siguiente manera:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{By} + R_{Cy} - F_{distribuida(A-D)} - F_{distribuida(D-F)} = 0$$

$$R_{By} + R_{Cy} = F_{distribuida(A-D)} + F_{distribuida(D-F)}$$

$$R_{By} + R_{Cy} = 294.71 \frac{N}{m} * 0.30m + 574.54 \frac{N}{m} * 0.75m$$

$$R_{By} + R_{Cy} = 88.41 N + 430.905N$$

$$R_{By} + R_{Cy} = \mathbf{519.315 N}$$

También fue necesario calcular el momento flector, que para este caso dio como resultado cero.

$$\sum M_x = 0$$

$$T_{motor} = T_{reacion}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

Para el cálculo de momento en el eje z se tomó como referente el punto c:

$$-R_{By} * 90mm - F_{distribuida(D-F)} * 430mm + F_{distribuida(A-C)} * 245mm \\ + F_{distribuida(C-D)} 55mm = 0$$

$$-R_{By} * 100mm - \left(574.59 \frac{N}{m} * 0.75m\right) * 430mm + \left(294.71 \frac{N}{m} * 0.245m\right) * 122.5mm \\ - \left(294.71 \frac{N}{m} * 0.055m\right) * 27.5mm = 0$$

$$-R_{By} * 55mm - 185751.02Nmm + 8844.98Nmm = 0$$

$$-R_{By} * 55mm - 17689.93Nmm = 0$$

$$-R_{By} = \frac{68921.35Nmm}{55mm}$$

$$-R_{By} = \mathbf{1769N}$$

El signo negativo indica que la reacción va en el eje -y ya que hay más peso del lado derecho del punto de referencia el cual fue el punto c y por lo tanto tenemos:

$$R_{By} + R_{Cy} = 519.315N$$

$$-1769N + R_{Cy} = 519.315N$$

$$R_{Cy} = \mathbf{2288.315N}$$

APÉNDICE 22.

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

A continuación, procederemos a calcular cada uno de los elementos de la fórmula para poder encontrar finalmente el valor de S_e .

a) Factor de modificación de la condición superficial

Tabla 22.1.

Factor de condición superficial

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

Nota: (Richard y Keith, 2008, p. 274)

Para calcularlo, emplearemos la siguiente formula:

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Donde:

K_a = Factor de modificacion de condicion superficial (adim)

a = Factor (Mpa)

b = Exponente (adim)

S_{ut} = Resistencia a rotura en ta traccion (MPa)

$$K_a = 4.51(850MPa)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.7548$$

b) Factor de modificación de tamaño

En nuestro caso no hay efecto de tamaño por lo que entonces:

$$K_b = 1.51 * d^{-0.157} \rightarrow 51 < d \leq 254mm \text{ (pagina 275 Shigley)}$$

$$K_b = 1.51 * (75.0mm)^{-0.157}$$

$$K_b = 0.76$$

c) Factor de carga

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexion} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases}$$

Se toma un factor de K_c igual a 1

$$K_c = 1$$

d) Factor de temperatura

En este caso la temperatura es temperatura ambiente por lo que se toma un valor de 1

$$K_d = 1$$

e) Factor de confiabilidad

Según Shigley la mayoría de los datos de resistencia a la fatiga se reportan como valores medios y este dado por la siguiente ecuación:

$$K_e = 1 - 0.08Z_a$$

Donde:

$$Z_a = \text{variacion de transformacion (adim)}$$

$K_e = \text{Factor de confiabilidad}$

Para el cálculo de Z_α debemos recurrir a los datos de la siguiente tabla:

Tabla 22.2

Factor de confiabilidad correspondientes a desviaciones estándar

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

Nota: (Richard y Keith, 2008, p. 279)

Se tomó como base una confiabilidad del 95 % y se tiene que:

$$K_e = 1 - 0.08(1.645)$$

$$K_e = \mathbf{0.8684}$$

f) **Factor de concentración de concentración de esfuerzo por fatiga.**

Tiene como propósito la reducción del límite de resistencia a la fatiga debido a los efectos o lo que significa que hay que tener un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles (Richard y Keith 2008).

Donde:

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo maximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}}$$

La sensibilidad de la muesca que está definida por:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Donde \sqrt{a} se define como constante de Neuber y es una constante del material:

$$a = 0.025 * S_{ut}^{0.5}$$
$$a = 0.025 * 850^{0.5}$$
$$a = 0.7288mm$$

$$a = 0.028in$$

Para determinar el factor teórico de concentración de esfuerzo la fórmula utilizada es la siguiente:

$$\frac{D_c}{d}$$

$$\frac{r_m}{d}$$

Donde:

$$D_c = \text{diametro mayor}$$

$$d = \text{diametro menor}$$

$$r_m = \text{radio de la muesca} = 4mm$$

$$\frac{D_c}{d} = \frac{75mm}{70mm} = 1.076$$

$$\frac{r_m}{d} = \frac{4}{70} = 0.057$$

Así entonces tenemos que la sensibilidad de la muesca es:

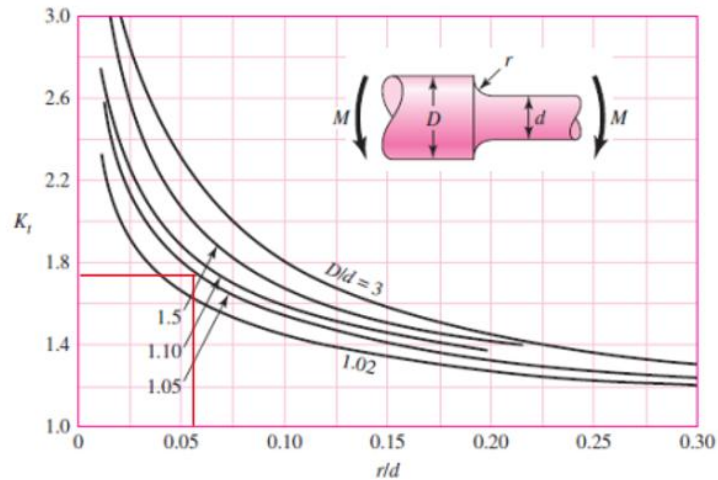
$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0280}}{\sqrt{0.15748}}}$$

$$q = 0.7$$

Tabla 22.3.

Factor de concentración de esfuerzo para un eje con reducción.



Así entonces, los valores obtenidos anteriormente al ser cotejados con los datos de la tabla nos arrojan un factor $K_t = 1.75$. Con este valor podemos encontrar el valor K_f (factor de concentración de esfuerzo por fatiga).

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

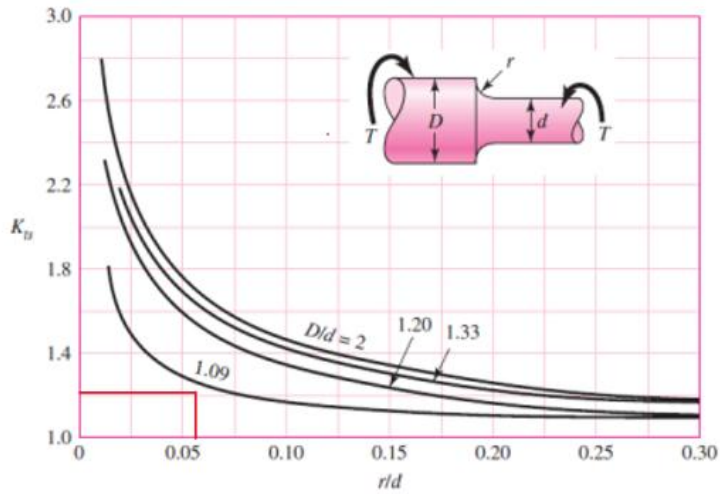
$$K_f = 1 + 0.70(1.75 - 1)$$

$$K_f = 1.525$$

De manera similar cotejamos los valores obtenidos con los valores de la siguiente tabla para determinar el valor de K_{ts} o factor de concentración de esfuerzo.

Tabla 22.4.

Factor de concentración de esfuerzo a torsión.



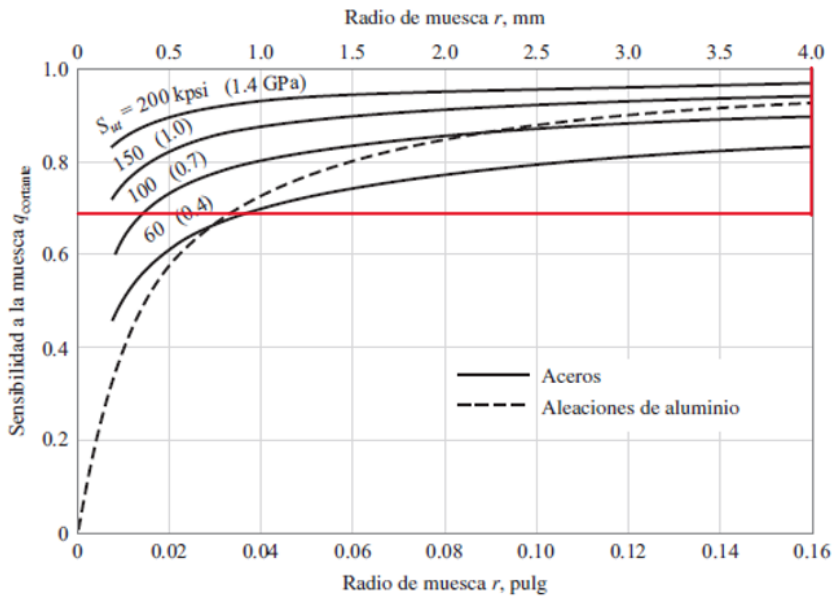
Lo que nos da un: $K_{ts} = 1.20$

Con estos valores entramos en la gráfica para encontrar la sensibilidad de la muesca a cortante de:

$q_{cortante} = 0.7$. (Ver Figura 33)

Figura 22.1.

Sensibilidad de la muesca a cortante



Nota: (Richard y Keith, 2008, p. 282)

Con los datos al fin obtenidos se calcula el factor de esfuerzos por fatiga se calculó el factor de concentración de esfuerzo por una carga cortante

$$K_{fS} = 1 + q_{cortante} (K_{ts} - 1)$$

$$K_{fS} = 1 + 0.7(1.20 - 1)$$

$$K_{fS} = 1.14$$

g) Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$$S'_e = 0.5(S_{ut}) = 0.5(850 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 425 \text{ MPa}$$

Finalmente, con estos factores podemos encontrar la resistencia a la fatiga así:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

$$S_e = 0.7548 * 0.76 * 1 * 1 * 0.8684 * 425$$

$$S_e = 211.71MPa$$

APÉNDICE 23.

Cálculo de longitud de la boquilla

1. Para el cálculo de la longitud de la boquilla se utilizó la siguiente fórmula:

Reemplazando se tiene:

$$L_b = \frac{a * h^3 * \Delta P}{12 * \dot{v} * \eta}$$

$$L_b = \frac{0.135m * 0.08m^3 * 412000Pa}{12 * 0.00012333 * 100000Pa * s}$$

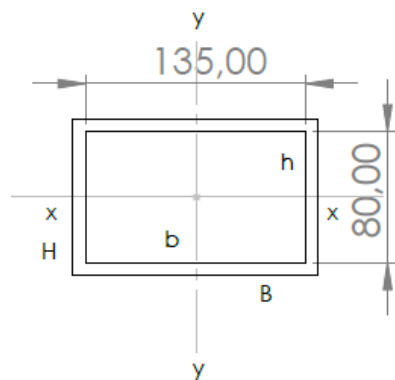
$$L_b = 0.19m$$

2. Cálculo de espesor de la boquilla

En el caso del espesor de la boquilla, dado que está sometida a la presión generada por la fuerza de extrusión, se calculó el momento flector en la pared para determinar su grosor adecuado. El análisis se realizó en la sección más amplia, ya que es la que soporta la mayor presión debido a la mayor área que abarca.

Figura 23. 1.

Sección rectangular de boquilla



Empleando la siguiente ecuación encontraremos el momento de inercia con respecto a x:

$$I_x = \frac{B * H^3}{12} - \frac{b * h^3}{12}$$

Con base en el diseño sustituimos las medidas anteriores de base y altura compuestas para el diseño de la boquilla en función del espesor de 3mm

$$I_x = \frac{(b + 2e) * (h + 2e)^3}{12} - \frac{b * h^3}{12}$$

Para la construcción de la boquilla se seleccionó el acero AISI 410 ya que tiene excelente resistencia a la abrasión y tiene un esfuerzo a la fluencia de 240 MPa (34.8ksi) con un factor de seguridad de 2, logrando que su vida útil se alargue considerablemente.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n}$$

Reemplazando se tiene

$$\sigma_{adm} = \frac{240MPa}{2}$$

$$\sigma_{adm} = 120MPa$$

Como se puede observar el valor del esfuerzo admisible es mucho menor que el esfuerzo de fluencia lo que indica que se encuentra dentro del rango elástico. Se procedió a calcular el esfuerzo máximo:

$$\sigma_{max} = \frac{M_f * c}{I_x} \leq \sigma_{adm}$$

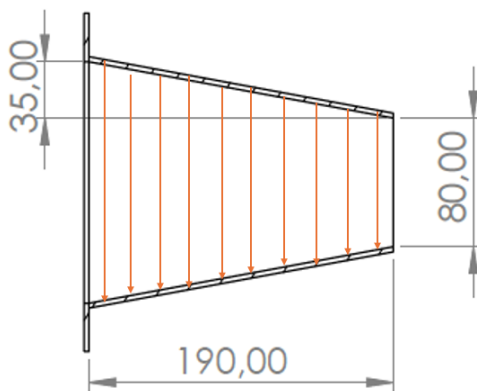
Procedemos a calcular el momento flector de la sección.

3. Cálculo del momento flector

En el caso de la boquilla, dado que su longitud es de solo 19 centímetros, el ángulo de inclinación es relativamente pequeño, con un valor de 10° . Esto permite considerar que la presión actúa de forma axial, por lo que su efecto no se tendrá en cuenta en el análisis. En su lugar, se tomará en consideración el peso de la arcilla y, con base en la geometría de la boquilla, se analizará la sección de mayor área, donde se presenta una carga distribuida en forma trapezoidal.

Figura 23.2.

Dimensiones de la boquilla



Para el análisis de los esfuerzos se tomará como una viga empotrada con carga trapezoidal por lo que se toman las diferentes cargas distribuidas sobre ésta.

4. Cargas

Para las cargas se dividirá la sección en tres partes, dos de forma triangular y una en forma cuadrada las cuales son soportadas por la boquilla.

a) Carga distribuida rectangular

$$w_{rec} = \frac{v_{rect} * \rho_{rect} * g}{L_b}$$

$$v_{rect} = L_b * b * h$$

$$v_{rect} = (0.19 * 0.135 * 0.080)m$$

$$v_{rect} = 0.002052m^3$$

$$w_{rec} = \frac{0.002052m^3 * 1712 \frac{kg}{m^2} * 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.19m}$$

$$w_{rec} = 181.38 \frac{N}{m}$$

b) Carga distribuida triangular

$$w_{trian} = \frac{v_{tria} * \rho_{rect} * g}{L_b}$$

$$v_{tria} = \frac{b * h}{2} * ancho$$

$$v_{tria} = \frac{(0.035 * 0.19)m}{2} * 0.135m$$

$$v_{tria} = 0.000449m^3$$

$$w_{tria} = \frac{0.000449m^3 * 1712 \frac{kg}{m^2} * 9.81 \frac{m}{s^2}}{0.19m}$$

$$w_{tria} = 39.68 \frac{N}{m} * 2$$

$$w_{tria} = 79.36 \frac{N}{m}$$

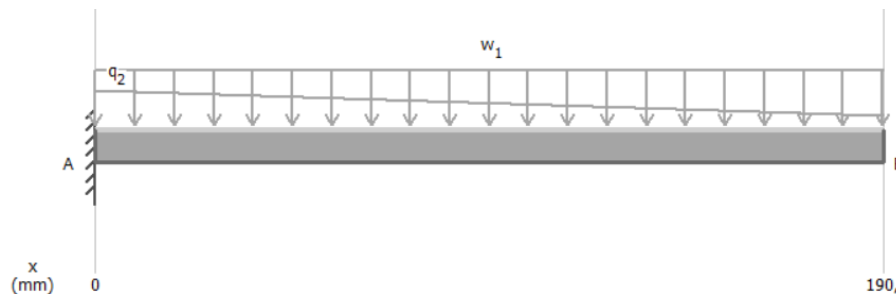
$$w_{total} = w_{tria} + w_{rect}$$

$$w_{total} = 260.74 \frac{N}{m}$$

De esta forma, la carga sobre el elemento se representa como se muestra a continuación. Para su análisis, se utilizaron herramientas del programa MDsolids, con el cual se generaron los siguientes diagramas.

Figura 23.36.

Carga sobre boquilla

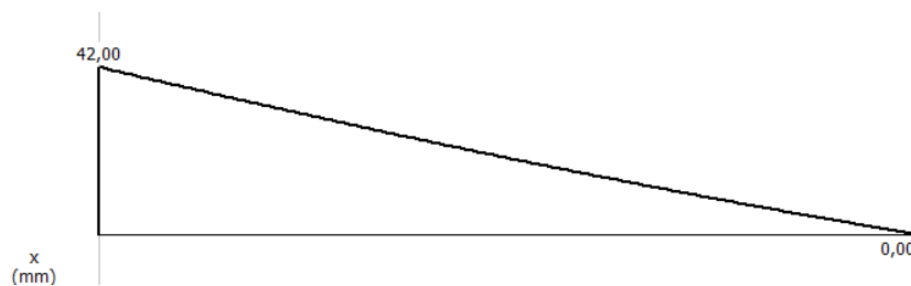


Como se aprecia a continuación (ver Figura 23.4) se puede observar que el córtate máximo en la boquilla es de 42N respectivamente.

$$F_{cortante\ maximo} = 42N$$

Figura 23.4

Diagrama de fuerzas cortante

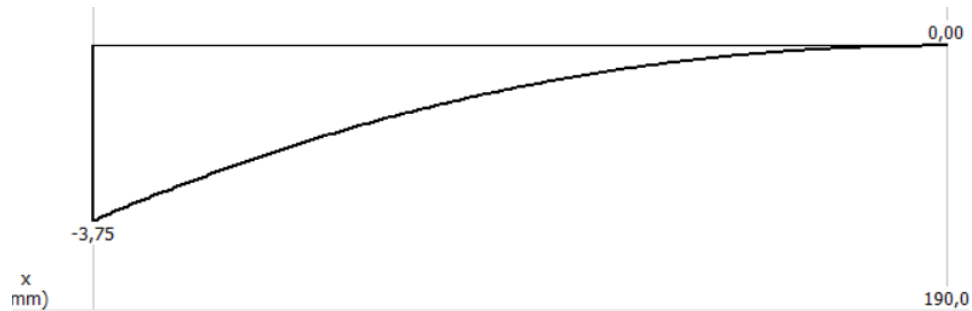


Con los datos obtenidos, tenemos que el momento flector máximo en la entrada de la boquilla es

$M_{maximo} = 3.75Nm$, como se muestra en la siguiente Figura.

Figura 23.5

Diagrama de momento flector



Con este valor se asumirá un valor de tan solo tres milímetros, considerando la comercialidad de láminas de acero con sus respectivos calibres disponibles en cualquier ferretería.

Siguiendo con la ecuación se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_{max} = \frac{M_f * c}{I_x}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_f * c}{\frac{(b * 2e) * (h + 2e)^3}{12} - \frac{b * h^3}{12}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{3.75Nm * \frac{0.156m}{2}}{\frac{(0.135m + 2(0.003m)) * (0.08m + 2(0.003m))^3}{12} - \frac{0.135m * (0.08m)^3}{12}}$$

$$\sigma_{max} = 170687.50Pa$$

$$\sigma_{max} = \mathbf{0.1706MPa}$$

Entonces se cumple que:

$$\sigma_{max} = \frac{M_f * c}{I_x} \leq \rho_{adm}$$

$$\mathbf{0.1706MPa \leq 120MPa}$$

Finalmente, con los datos obtenidos podemos concluir que un espesor de 3 mm es más que suficiente para la boquilla.

APÉNDICE 24.

Cálculos de tornillo en la brida de la boquilla

1. Presión en la boquilla

$$P_{Total} = 0.41226MPa$$

$$P_{Total} = 412000 \frac{N}{m^2}$$

$$P_{Total} = 0.41226 \frac{MN}{m^2}$$

2. Cálculo de la fuerza que se aplica en la boquilla:

$$F = \frac{P * \pi * \theta^2}{4}$$

Donde:

$\theta =$ *diametro de cilindro extrusor*

$$F = \frac{0.412 \frac{MN}{m^2} * \pi * 0.15^2}{4}$$

$$F = 0.00728MN$$

Para este cálculo tomaremos como base 6 pernos:

$$F_i = \frac{7280N}{6}$$

$$F_i = 1213.33N = \text{fuerza por perno}$$

Así entonces, a la fuerza equivalente será:

$$F_{perno} = 1213.33N$$

$$F_{perno} = 1.21333KN$$

3. Caculo de área de esfuerzo

Para este cálculo deberán utilizarse pernos de M17 a M36 grado 8.8 con diámetro nominal de 17 mm de los cuales utilizaremos pernos M17 2mm según lo estipulado por normas ISO para rosca métrica.

Tabla 24.1.

Valores nominales del límite elástico

GRADO METRICO	DIAMETRO NOMINAL	Sut (Mpa)	Syt (Mpa)	Sp (Mpa)
4.6	M5 – M36	400	240	225
4.8	M1.6 - M16	420	340	310
5.8	M5 - M24	520	415	380
8.8	M17 - M36	830	660	600
9,8	M1.6 - M16	900	720	650
10,9	M6 - M36	1040	940	830
12.9	M1.6 - M36	1220	1100	970

Nota: Normas de tornillos teoría de tornillos diseño de máquinas dos.

a) Área resistente del perno

$$A_s = \frac{\pi}{4} * (d - 0.9382 * P)^2$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} * (17 - 0.9382 * 2)^2$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} * (17 - 1.8764)^2$$

$$A_s = 179.95mm^2$$

b) Esfuerzo en el perno

$$\sigma = \frac{F_{perno}}{A_s}$$

$$\sigma = \frac{1213.33N}{179.95mm^2}$$

$$\sigma = 6.74MPa$$

Se debe tener en cuenta:

- a) Para el esfuerzo permisible: un grado 8.8
- b) Límite de fluencia $S_y = 660MPa$
- c) Factor de seguridad de $F_s = 2$

Así entonces:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{660MPa}{2}$$

$$\sigma_{perm} = 330MPa$$

Lo cual nos da como resultado:

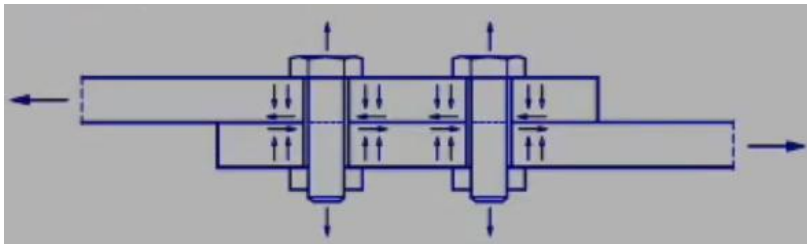
esfuerzo por perno $\sigma = 6.74MPa$

esfuerzo permisible $\sigma_{perm} = 320MPa$

La unión de la boquilla en este caso será a simple cortadura, como se observa a continuación, lo cual nos deja ver que el esfuerzo por tornillo es mucho menor que el esfuerzo permisible $\sigma < \sigma_{perm}$.

Figura 24.2.

Unión a simple cortadura



Nota: Uniones atornilladas. Universidad politécnica de valencia.

4. Separación mínima entre tronillo y borde de placa

Según las normas (ISO 898-1) ésta distancia está definida como un múltiplo del diámetro nominal del tornillo.

a) Distancia mínima del borde $e_{min} = 1.5d$

b) Para perno M17($d = 17mm$)

Así entonces:

$$e_{min} = 1.5 * 17$$

$$e_{min} = \mathbf{25.5mm}$$

Esto nos da como resultado que la distancia entre el eje del tornillo y el borde más cercano de la placa debe ser de al menos **25.5 mm**.

5. Separación mínima entre tornillos

La distancia mínima para los tornillos (paso entre centros de tornillo) depende del diámetro nominal y generalmente es de 2 como se observa en la siguiente formula:

$$P_{min} = 2 * d$$

$$P_{min} = 2 * 17mm$$

$$P_{min} = \mathbf{34mm}$$

Esto nos da como resultado que la separación mínima entre los tornillos mínimos debe ser de **34 mm**.

6. Cálculo de par de apriete del tornillo

$$MA = K * d * FM$$

Donde:

$MA = \text{el par o torque aplicado al tornillo (Nm)}$

$d = \text{diametro del tornillo en mm}$

$FM = \text{la precarga del tornillo (N)}$

$K = \text{constante de proporcionalidad o factor de tuerca}$

Tabla 24.2

Valores típicos para k en tornillos de acero

Condición del tornillo	K
Acabado negro, sin galvanizado	0,2 ÷ 0,3
Galvanizado con zinc	0,17 ÷ 0,22
Galvanizado con cadmio	0,11 ÷ 0,15
Lubricado	0,12 ÷ 0,16

Nota: <https://sudandolagotagorda.blogspot.com/2011/01/calculo-del-par-de-apriete-o-torque-de.html>

Así entonces reemplazando los datos de la formula se obtiene que:

$$MA = 0.2 * 0.017 * 1213.3$$

$$MA = 4.125Nm$$

APÉNDICE 25.

Tabla 25.1

Factor de carga axial del rodamiento

Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo								Factores de cálculo			
d	d ₁ =	B	C	r _{1,2} min.	r _{3,4} min.	a	d _a máx.	d _b min.	D _a min.	D _a máx.	D _b min.	C _a min.	C _b min.	r _a máx.	r _b máx.	e	Y	Y ₀
mm							mm								-			
70	84,7	20	16	1	1	17	77	78	93	92	96	4	4	1	1	0,31	1,9	1,1
	89,9	25	19	1,5	1,5	23	78	79,5	98	101	105	5	6	1,5	1,5	0,43	1,4	0,8
	88,9	31	25,5	1,5	1,5	22	78	79,5	99	101	105	5	5,5	1,5	1,5	0,28	2,1	1,1
	95,3	37	29	2	1,5	27	80	80,5	104	111	115	6	8	2	1,5	0,37	1,6	0,9
	94	24	21	2	1,5	25	82	80,5	110	116	118	4	5	2	1,5	0,43	1,4	0,8
95	31	27	2	1,5	28	81	80,5	108	116	119	4	6	2	1,5	0,43	1,4	0,8	

Nota: Catálogo SKF, p.703.

APÉNDICE 26.

Vida nominal dinámica

La vida nominal dinámica L_{10} se calcula con

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

Para rodillos, $p = \frac{10}{3}$ necesitamos la capacidad de carga dinámica (C) del rodamiento, que se encuentra en el catálogo SKF. ¹⁵

$$L_{10} = \left(\frac{211000}{42623}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 206.75 \text{ millones de revoluciones}$$

a) Conversión de vida nominal en horas

Se usa la siguiente expresión:

$$L_{10h} = \frac{1000000 * L_{10}}{60 * n}$$

Para $n = 15$ rpm

$$L_{10h} = \frac{1000000 * 206.75}{60 * 15}$$

$$L_{10h} = 229722 \text{ horas}$$

b) Verificación de la capacidad estática

La capacidad de carga estática (C_0) también se verifica como la fuerza equivalente estática aplicada al rodamiento menor o igual que la capacidad de carga básica del rodamiento y se expresa como:

$$F_o \leq C_0$$

Donde:

$$C_0 = 250000N$$

Entonces la fuerza total aplicada F_t es:

$$F_t = F_r + F_a$$

$$F_t = 1028.47 + 26507$$

$$\mathbf{F_t = 27535N}$$

Lo cual cumpliría con la desigualdad de:

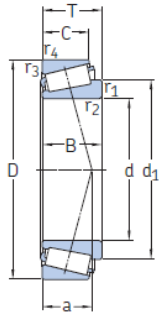
$$F_o \leq C_0$$

$$\mathbf{27535N \leq 250000}$$

Figura 26.1

Dimensiones de los rodamientos SKF

d 70 – 75 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	–
70	100	20	85,8	112	12,7	5 000	6 000	0,49	32914	2BC
	110	25	125	153	17,3	4 500	5 600	0,85	▶ 32014 X	4CC
	110	31	159	196	22,8	4 800	5 600	1,05	▶ 33014	2CE
	120	37	211	250	28,5	4 300	5 300	1,7	▶ 33114	3DE
	125	26,25	155	156	18	4 300	5 300	1,25	▶ 30214	3EB
	125	33,25	195	208	24,5	4 300	5 300	1,6	▶ 32214	3EC

Nota: Catálogo SKF p. 702.

APÉNDICE 27.

Rodamiento seleccionado en punto C

Figura 27.1

Selección de rodamiento



30214

Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos

Los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos están diseñados para admitir cargas radiales y axiales combinadas, y proporcionar una baja fricción durante el funcionamiento. El aro interior, con rodillos y jaula, puede montarse por separado del aro exterior. Estos componentes desmontables e intercambiables facilitan el montaje, el desmontaje y el mantenimiento. Al montar un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos contra otro y aplicar una precarga, se puede conseguir una aplicación de rodamiento rígida.

- Alta capacidad de carga radial y axial
- Soportan cargas axiales en un sentido
- Baja fricción y larga vida útil
- Componentes desmontables e intercambiables

Image may differ from product. See technical specification for details.

Dimensiones

Diámetro interno	70 mm
Diámetro exterior	125 mm
Ancho total	26.25 mm
Ancho del aro interior	24 mm
Ancho del aro exterior	21 mm
Ángulo de contacto	15.642 °

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	155 kN
Capacidad de carga estática básica	156 kN
Velocidad de referencia	4 300 r/min
Velocidad límite	5 300 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Nota: SKF selección de rodamiento disponible en: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-30214>

APÉNDICE 28.

Selección del rodamiento en punto b

a) Vida nominal del rodamiento

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6 \text{ Revoluciones}$$

Donde:

C= capacidad dinámica del rodamiento

P= carga equivalente

Tabla 28.1

Factor de carga

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
70	90	10	12,4	13,2	0,56	-	4 300	0,14	▶ 61814-2RS1	-
	90	10	12,4	13,2	0,56	15 000	7 500	0,14	▶ 61814-2RZ	-
	90	10	12,4	13,2	0,56	15 000	9 000	0,14	▶ 61814	-
	100	16	23,8	18,3	0,9	14 000	8 500	0,34	▶ 61914	-
	100	16	23,8	21,2	0,9	-	4 000	0,35	61914-2RS1	-
	100	16	23,8	21,2	0,9	14 000	7 000	0,35	61914-2RZ	-
	110	13	29,1	25	1,06	13 000	8 000	0,44	▶ 16014	-
	110	20	39,7	31	1,32	13 000	11 000	0,7	6014 M	-
	110	20	39,7	31	1,32	13 000	8 000	0,61	▶ 6014	-
	110	20	39,7	31	1,32	-	3 600	0,63	▶ 6014-2RS1	6014-RS1
	110	20	39,7	31	1,32	13 000	6 300	0,64	▶ 6014-2Z	6014-Z
	125	24	60,5	45	1,9	11 000	10 000	1,3	6214 M	-

Nota: Catálogo SKS p. 284.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6$$

$$L_{10} = \left(\frac{60500}{765.7927}\right)^3 * 10^6$$

$$L_{10} = 4.93 * 10^{11} \text{ revoluciones}$$

b) Duración en horas

$$L_{10h} = \frac{L_{10h}}{60 * n}$$

Para su velocidad máxima en $n = 75\text{rpm}$

$$L_{10h} = \frac{4.93 * 10^{11}}{60 * 75}$$

$$L_{10h} = 1.095 * 10^8 \text{ horas}$$

Para velocidad mínima de operación $n = 15\text{rpm}$

$$L_{10h} = \frac{4.93 * 10^{11}}{60 * 15}$$

$$L_{10h} = 5.477 * 10^8 \text{ horas}$$

Lo que da como resultado que el rodamiento es más que suficiente para la maquina por lo que es viable seleccionar un rodamiento 6214M del catálogo SKF.

APÉNDICE 29.

Rodamiento en punto B

Figura 29.1.

Selección de rodamiento en punto b



6214 M

Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Image may differ from product. See technical specification for details.

Dimensiones

Diámetro interno	70 mm
Diámetro exterior	125 mm
Ancho	24 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	60.5 kN
Capacidad de carga estática básica	45 kN
Velocidad de referencia	11 000 r/min
Velocidad límite	10 000 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Nota: SKF <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6214%20M>.

APÉNDICE 30.

Tabla 30.1

Selección de acople

Referencia	Eje Piloto	Eje máximo	ØD	L	M	Diseño	Torque Max. Nm	Peso (kg)
A40-14	9	28	68	79,4	43	AC1	295	1,1
A40-16	13	32	77	87,4	50	AC1	386	1,5
A50-16	13	40	96	99,7	60	AC1	735	2,65
A50-18	13	45	107	99,7	70	AC1	931	3,55
A60-18	18	56	128	123,5	85	AC1	1750	6,4
A60-22	18	71	152	123,5	110	AC1	2370	10,4
A80-18	23	80	170	141,2	115	AC1	3880	13,05
A80-22	28	100	203	157,2	140	AC1	5580	21,65
A100-20	33	110	233	178,8	160	AC1	8780	32,35
A120-22	53	140	304	222,7	210	AC1	17100	69
A160-20	73	200	405	310,1	280	AC2	35000	177,5
A200-18	85	205	426	519,5	294	AC1	57000	294,4
A200-22	95	260	507	519,5	374	AC1	71900	461,6

Nota: INTERMEC.

APÉNDICE 31.

Tabla 31.1

Tabla 1 de la norma ASME B17.1-1967

NOMINAL SHAFT DIAMETER		NOMINAL KEY SIZE			NOMINAL KEYSEAT DEPTH	
Over	To (Incl)	Width, W	Height, H		H/2	
			Square	Rectangular	Square	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	3/32	3/64	3/64
7/16	9/16	1/8	1/8	1/8	1/16	1/16
9/16	7/8	3/16	3/16	3/16	3/32	3/32
7/8	1-1/4	1/4	1/4	3/16	1/8	3/32
1-1/4	1-3/8	5/16	5/16	1/4	5/32	1/8
1-3/8	1-3/4	3/8	3/8	1/4	3/16	1/8
1-3/4	2-1/4	1/2	1/2	3/8	1/4	3/16
2-1/4	2-3/4	5/8	5/8	7/16	5/16	7/32
2-3/4	3-1/4	3/4	3/4	1/2	3/8	1/4
3-1/4	3-3/4	7/8	7/8	5/8	7/16	5/16
3-3/4	4-1/2	1	1	3/4	1/2	3/8
4-1/2	5-1/2	1-1/4	1-1/4	7/8	5/8	7/16
5-1/2	6-1/2	1-1/2	1-1/2	1	3/4	1/2
6-1/2	7-1/2	1-3/4	1-3/4	1-1/2*	7/8	3/4
7-1/2	9	2	2	1-1/2	1	3/4
9	11	2-1/2	2-1/2	1-3/4	1-1/4	7/8
11	13	3	3	2	1-1/2	1
13	15	3-1/2	3-1/2	2-1/2	1-3/4	1-1/4
15	18	4	4	3	3	1-1/2
18	22	5	5	3-1/2	3-1/2	1-3/4
22	26	6	6	4	4	2
26	30	7	7	5	5	2-1/2

*Some key standards show 1-1/4 in. Preferred size is 1-1/2 in.
 Shaded areas: See Part 3, page 1.
 All dimensions given in inches.

Nota: ASME B17.1-1967

APÉNDICE 32.

Cálculos de la longitud de las chavetas y las ranuras de chaveta.

1. Longitud de chaveta

La chaveta ya que debe resistir un torque $t=598.61\text{Nm}$ sin que falle por corte o aplastamiento se utilizan la siguiente ecuación:

$$L_c = \frac{2T}{S_s * w_c * d_{eje}}$$

Donde:

$$T = 598.61\text{Nm}$$

$$S_s = 0.577 * 400\text{MPa} = 231\text{MPa} \text{ (criterio de von mises)}$$

$$w_c = 20\text{mm} \text{ (ancho de la chaveta)}$$

$$d_{eje} = 70\text{mm}$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$L_c = \frac{2 * (598.61 * 10^3)}{(2.31 * 10^6) * (20 * 10^{-3}) * (70 * 10^{-3})}$$

$$L_c = 23.8\text{mm}$$

2. Longitud por esfuerzo de compresión

$$L_c = \frac{4T}{S_y * w_c * d_{eje}}$$

Donde:

$$S_y = 248\text{MPa} \text{ limite de fluencia del acero A36}$$

Sustituyendo valores:

$$L_c = \frac{4 * (598.61 * 10^3)}{(248 * 10^6) * 20 * 10^{-3} * (70 * 10^{-3})}$$

$$L_c = 24.6mm$$

Por consiguiente, para evitar alguna falla por la compresión, se elige la mayor longitud calculada que es de una longitud de 25mm.

3. Chaveta del eje del reductor

$$L_c = \frac{2T}{S_s * w_c * d_{eje}}$$

$$L_c = \frac{2 * (598.61 * 10^3)}{(231 * 10^6) * (10 * 10^{-3}) * (38 * 10^{-3})}$$

$$L_c = 15.14mm$$

4. Longitud por esfuerzo de compresión

$$L_c = \frac{4T}{S_y * w_c * d_{eje}}$$

$$L_c = \frac{4 * (598.61^3)}{(248 * 10^6) * 10 * 10^{-3} * (38 * 10^{-3})}$$

$$L_c = 28.2mm$$

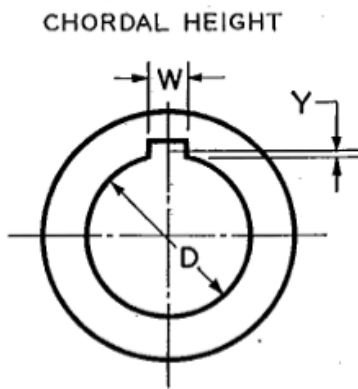
Por lo que para evitar falla entonces tomaremos una longitud de 28mm con esta longitud la chaveta resistirá el torque sin fallar prematuramente.

5. Chavetas y ranuras de chaveta

La altura de la cuerda o altura cordal que es la distancia desde la base de la ranura del eje hasta la superficie superior de la chaveta. se determina a partir de la siguiente formula

Figura 32.17.

Altura cordal



Nota: ASME B17.1-1967 Pag.5

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

6. Profundidad del chavetero en el cubo del acople.

a) Para chaveta de tornillo extrusor

$$W = 20mm$$

$$D = 70mm$$

$$Y = \frac{70 - \sqrt{70^2 - 20^2}}{2}$$

$$Y = 1.458mm$$

b) Para chaveta de eje de reductor

$$W = 10mm$$

$$D = 38mm$$

$$Y = \frac{38 - \sqrt{38^2 - 10^2}}{2}$$

$$Y = 0.6mm$$

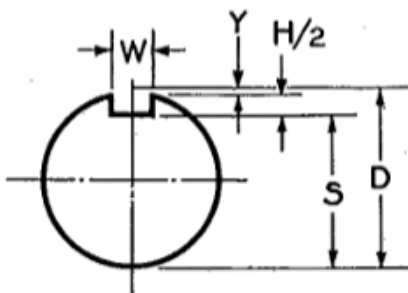
7. Profundidad del chavetero del eje

La distancia desde la parte inferior del chavetero del eje hasta el lado opuesto el eje se especifica mediante la dimensión S, que se encuentra con la siguiente formula:

Figura 32.2

Profundidad de la ranura de chaveta en el eje

DEPTH OF SHAFT KEYSEAT



Nota: ASME B17.1-1967

Para determinar el eje del tornillo extrusor utilizaremos la siguiente ecuación:

$$S = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

Donde:

$$W = 20mm$$

$$D = 70mm$$

$$H = 12mm$$

$$Y = 1.458$$

$$S = \frac{70 - 12 + \sqrt{70^2 - 20^2}}{2}$$

$$S = 62.54mm$$

Para determinar el eje del reductor utilizaremos la misma ecuación, pero aplicando los valores correspondientes:

$$W = 10mm$$

$$D = 38mm$$

$$H = 8mm$$

$$Y = 0.6mm$$

$$S = \frac{38 - 8 + \sqrt{38^2 - 10^2}}{2}$$

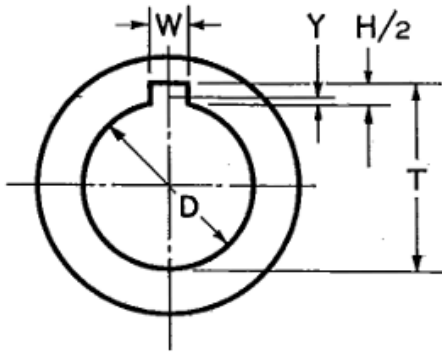
$$S = 33.33mm$$

8. Profundidad de la ranura de chaveta en el cubo

Es la profundidad de la ranura mecanizada dentro del acople y es donde se inserta la chaveta para transmitir torque entre eje y el acople. Según ASME B17.1-1967 es la distancia desde la parte inferior del asiento de chaveta del cubo hasta el lado opuesto del orificio del cubo, se especifica con la dimensión T y se utiliza la siguiente formula.

Figura 32.3

Profundidad de la ranura de chaveta en el cubo



Nota: ASME B17.1-1967, p. 5.

Para determinar la profundidad de la ranura de la chaveta del cubo utilizaremos la siguiente fórmula:

$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C$$

Donde:

C = es la tolerancia

$C = 0.127\text{mm}$ de holgura para chavetas paralelas

$C = 0.508\text{mm}$ de interferencia para chavetas conicas

Así entonces:

a) Para el acople con el tornillo extrusor

$$T = 70 - 1.458 + 6 + 0.127$$

$$T = 74.669\text{mm}$$

b) Para el acople con el eje del reductor

$$T = 38 - 0.6 + 4 + 0.127$$

$$T = 41.527$$

APÉNDICE 33.

Cálculos para el diseño de la tolva

1. Presión en las paredes de la tolva

La presión en las paredes de la tolva se determina a partir de la fuerza ejercida por la columna de arcilla, de la siguiente manera (Published in bulk solids handling, (2017). Vol. 37 No. 2)

$$P = \rho * g * h$$

Donde:

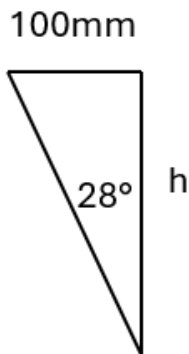
$$\rho = 1712 \frac{Kg}{m^3}$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Lo único que resta es calcular su altura. Con las medidas previamente seleccionadas, se procedió a determinar este valor:

Figura 33.1 C

Cálculo de altura de tolva



$$h = \frac{Co}{Ca}$$

$$h = \frac{100}{\tan(28^\circ)}$$

$$h = 183.07mm$$

Así entonces:

$$P = 1712 \frac{Kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} * 0.18m$$

$$P = 3023.04Pa$$

2. Área y volumen de tolva

a) Área de la boca superior de la tolva

$$A_1 = (400 * 400)mm = 160000mm^2$$

b) Área de la base de la tolva

$$A_2 = (150 * 200)mm = 30000mm^2$$

c) Volumen de tolva

$$V_t = \frac{h}{3} * (A_1 * A_2 + \sqrt{A_1 * A_2}) + A_2 * h_1$$

$$V_t = \frac{183.07}{3} * (160000mm^2 * 30000mm^2 + \sqrt{160000mm^2 * 30000mm^2}) + 30000mm^2 * 183.07$$

$$V_t = 17113132.79mm^3$$

3. Carga soportada por la arcilla en la tolva

$$m = \rho_{arcilla} * V_t$$

$$m = 1712 \frac{Kg}{m^3} * 0.01711313279m^3$$

$$m = 29.3Kg$$

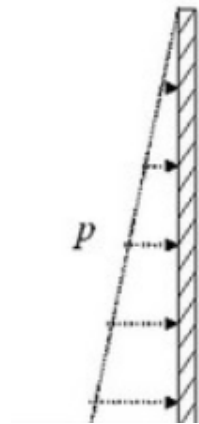
4. Cálculo del espesor de la tolva

Para la tolva, se seleccionará un material que ofrezca resistencia a la abrasión y a la oxidación, además de ser fácilmente disponible en la región. Por ello, se utilizará acero ASTM A36, ya que está diseñado específicamente para resistir el desgaste por abrasión, siendo ideal para aplicaciones con arcilla.

El análisis se enfocará en una de las paredes de la tolva, dado que sus dimensiones no varían significativamente entre sí. Para simplificar el cálculo, se modelará como una placa rectangular sometida a carga hidrostática, aplicando la solución de Zignoli para este tipo de placas.

Figura 33.2

Carga hidrostática



Nota: Carga hidrostática autofem.

El esfuerzo de fluencia del acero ASTM A36 es de $\sigma_y = 250MPa$, un esfuerzo admisible de: $\sigma_{adm} = 125MPa$ el modulo de elasticidad es de 200GPa como es una placa resistente utilizaremos un factor de seguridad de 2. Para esto se calculó la carga hidrostática con la siguiente formula. ²³

$$P = \rho * g * h$$

$$P = 1712 * 9.81 * 0.183$$

$$P = 3075Pa$$

5. Cálculo de la carga distribuida sobre la placa (q)

$$q = P = 3075Pa$$

6. Cálculo de momento flector máximo

Para una carga hidrostática el momento flector máximo se puede aproximar como:

$$M_{max} = \frac{q * L^2}{12}$$

Donde L=0.4m

$$M_{max} = \frac{3075 * (0.4)^2}{12}$$

$$M_{max} = 41$$

Espesor de la placa

$$t = \sqrt{\frac{6 * M_{max} * Fs}{\sigma_{adm}}}$$

Donde:

σ_{adm} = esfuerzo admisible del material

L = longitud de la característica de la tolva

Así entonces:

$$t = \sqrt{\frac{6 * 41 * 2}{125000000}}$$

$$t = 0.002m \approx 2mm$$

Aproximamos t=3mm

7. Deflexión máxima

Se calculó la deflexión máxima usando la fórmula de placas rectangulares

$$\delta_{max} = \frac{C * q * L^4}{E * t^3}$$

Donde:

El coeficiente C para placas rectangulares con bordes fijos y carga hidrostática es aproximadamente 0.0138.²⁴

$$\delta_{max} = \frac{0.0138 * 3075 * 0.4^4}{200 * 10^9 * 0.003^3}$$

$$\delta_{max} = 0.06mm$$

APÉNDICE 34.

Manual de uso



Contenido

Características generales de la máquina 2

Motor	2
Sistema de reducción de velocidad	2
Componentes de la máquina	3

Información de seguridad 5

Pautas generales de seguridad	5
Uso del equipo de protección personal	5
Precauciones durante la operación	5

Procedimiento de operación 6

Puesta en marcha del equipo	6
Apagado del equipo	7

Mantenimiento 7

Mantenimiento diario	7
Mantenimiento semanal	8
Mantenimiento mensual	8

Recomendaciones 8

Características generales

Este manual de operación se elaboró para orientar a los usuarios de la máquina en la correcta utilización de esta. El propósito es garantizar un funcionamiento eficiente, prologar la vida útil del equipo y reducir la posible reparación de elementos a lo largo de su vida de operación.

Motor

El equipo está equipado con un motor eléctrico de 3 caballos de fuerza (Hp) que generan 1500 rpm.

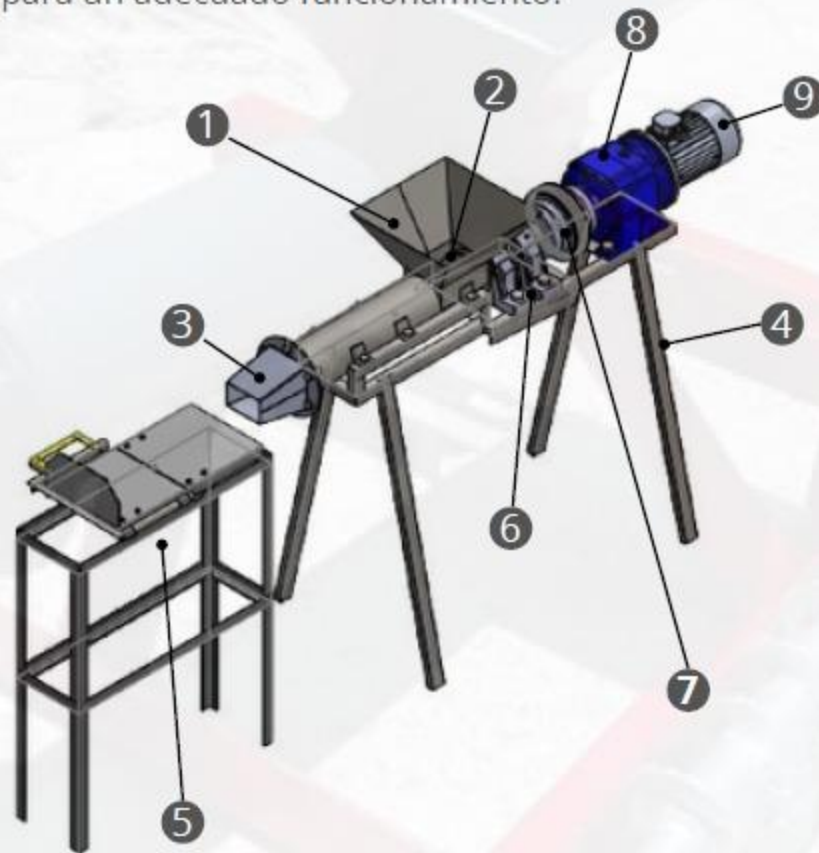
Sistema de reducción de velocidad

Utiliza un reductor de tornillo sin fin con reducción 60:1 para evitar el sobredimensionamiento de la maquina.

Características generales

Componentes de la máquina

Asegúrese de que todos los componentes estén en su lugar para un adecuado funcionamiento.



① Tolva de alimentación, por donde se introduce la arcilla a la máquina.

Características generales

Componentes de la máquina

- ② Tornillo sin fin, que es el encargado de transportar y comprimir la arcilla para que salga por la boquilla de extrusión.
- ③ Boquilla de extrusión, la cual es la encargada de moldear la arcilla.
- ④ Estructura de soporte que es la encargada de brindar la estabilidad a la maquina.
- ⑤ Mesa de corte, para cortar el material a la distancia adecuada de cada ladrillo.
- ⑥ Rodamientos los cuales brindan estabilidad y soportan el peso del eje.
- ⑦ Acople, encargado de transmitir la potencia hacia el tornillo sin fin.
- ⑧ Reductor de velocidad, encargado de reducir la velocidad del motor.
- ⑨ Motor eléctrico.

Información sobre seguridad

ADVERTENCIA

Antes de operar la máquina, es importante leer y seguir las instrucciones de seguridad:

1. Nunca introduzca por ningún motivo las manos, o ningún objeto duro en la tolva de alimentación mientras la maquina está en funcionamiento.
2. Utilice obligatoriamente los elementos de protección personal. Guantes, gafas de seguridad y ropa resistente.
3. Evite a toda costa tocar partes móviles mientras la maquina está en funcionamiento como lo son el sistema de transmisión el acople de cadena.
4. Mantenga su zona de trabajo limpia, libre de cualquier cosa que pueda impedir el libre movimiento en la operación de la máquina.
5. No opere la máquina si detecta ruidos inusuales, vibraciones excesivas o cualquier otra anomalía. Detenga la operación y revise el equipo antes de continuar.

Procedimiento de operación

Puesta en marcha del equipo

1. Ubique la maquina en una superficie estable y con suficiente espacio para su operación.
2. Conecte el equipo a la fuente de alimentación.
3. Asegúrese de que la maquina esta totalmente vacía en caso de no estarlo enjuague con agua para diluir el material duro que pueda obstruir la correcta puesta en marcha del equipo.
4. Ponga en marcha el equipo y verifique que el movimiento sea el correcto.
5. Realice una prueba de funcionamiento sin carga. Deje que la máquina funcione por unos segundos sin material para asegurarse de que opera correctamente antes de introducir la arcilla.
6. Con cuidado introduzca la arcilla en la tolva de manera progresiva sin empujar con objetos que puedan obstruir el correcto funcionamiento de las hélices.

Procedimiento de operación

Apagado del equipo

1. En primera instancia detenga el flujo de alimentación del equipo.
2. Derrame agua en el sistema de extrusión para diluir residuos grandes de arcilla.
3. Apague el motor mediante el interruptor adaptado.
4. Limpie la boquilla del tornillo son fin y la tolva para evitar la acumulación de residuos de arcilla que puedan quedar endurecidos.

Mantenimiento

Diariamente

1. Limpie los residuos dejados de la operación anterior con una tela húmeda para facilitar la operación.
2. Revise el estado del sistema de transmisión, acople y reductor de velocidad.

Procedimiento de operación

Mantenimiento

Semanalmente

1. Revise las chumaceras, lubríquelas si es necesario y manténgalas limpias.

Mensualmente

1. Inspeccioné el ajuste de los tornillos si es necesario y evalúe el estado general del bastidor para evitar posibles fallos.

Recomendaciones

1. Para el correcto funcionamiento asegúrese de que la consistencia de la arcilla sea la adecuada.
2. En caso de ruidos inusuales asegúrese de lubricar las partes móviles y demás.
3. Después de cada jornada de trabajo cubrir la maquina con una manta para proteger de agentes externos que puedan afectar su vida útil.
4. En caso de fallos que no se contemplen en este manual se recomienda contactar al fabricante.

APÉNDICE 35.

Planos