



PONTIFICIA **UNIVERSIDAD CATÓLICA** DEL PERÚ

Esta obra ha sido publicada bajo la licencia Creative Commons
Reconocimiento-No comercial-Compartir bajo la misma licencia 2.5 Perú.

Para ver una copia de dicha licencia, visite
<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/2.5/pe/>



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

DISEÑO DE UN EMBRAGUE MECÁNICO PARA EL ACOPLAMIENTO DEL EJE DE UNA RUEDA HIDRÁULICA DE 2m DE DIÁMETRO Y QUE TRANSMITE 1kW DE POTENCIA

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

Víctor Alberto Cuadros Basis

ASESOR: Luis Cotaquispe Zevallos

Lima, Noviembre del 2009

RESUMEN

Existe al presente una rueda hidráulica en la PUCP que no está siendo aprovechada eficientemente. En uno de los extremos del eje tiene una bomba que se acciona con el giro y al otro lado del eje simplemente está apoyado en una chumacera. Este proyecto inicia cuando se descubrió el potencial de elaborar un mecanismo que permitiría utilizar el giro del extremo libre para almacenar energía. Actualmente, la energía producida por ese lado del eje estaba en completo desuso y a través de esta iniciativa esta energía se podrá aprovechar y utilizar de manera eficiente. El proyecto se empleará a través de un sistema de embrague que fue diseñado con este propósito ya que se quiere acoplar un generador mientras el eje esté girando.

Se efectuó un análisis físico, estático, técnico y económico, finalmente se diseñó un procedimiento que cumplió con las obligaciones propuestas. Esto se logró siguiendo los siguientes pasos: un estudio extenso del estado del arte, estudio de las funciones principales del sistema, las alternativas viables, las evaluaciones técnicas, evaluaciones económicas, cálculos, proceso de selección, esquemas representativos, finalizando con un estudio del mercado peruano.

De acuerdo al reto asumido inicialmente, y después de la investigación, el diseño, la elaboración de planos y las respectivas revisiones se puede decir que se logró obtener los resultados previstos con este sistema de embrague. El embrague soportará el torque entregado por la rueda hidráulica de 1kW de potencia y 2m de diámetro sin esforzar al operario, prometiendo que el trabajo será seguro, liviano, confiable y económico. De esta manera se puede concluir que se cumplieron las metas establecidas logrando superar este desafío.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DE UN EMBRAGUE MECÁNICO PARA EL ACOPLAMIENTO DEL EJE DE UNA RUEDA HIDRÁULICA DE 2m DE DIÁMETRO Y QUE TRANSMITE 1kW DE POTENCIA.

ÁREA : Diseño # 189

PROPUESTO POR : Ing. Miguel Hadzich Marín

ASESOR : Dr. Luis Cotaquispe Zevallos

TESISTA : Víctor Alberto Cuadros Basis

CÓDIGO : 2002.0546

FECHA : 26 de Noviembre del 2008



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El embrague mecánico es un elemento que está relacionado con el movimiento de rotación, y éste se encarga de transmitir o absorber energía mecánica. Es el elemento encargado de transmitir la potencia del motor hacia una carga externa. El embrague puede ser accionado muchas veces, ya que su principal característica es que absorbe temporalmente la energía y luego la libera. Actualmente el embrague se aplica en muchas industrias, siendo la automotriz la dominante en el mercado.

El siguiente trabajo se aplicará a una rueda hidráulica de 2 m de diámetro que transmite una potencia de 1 kW. Esta rueda acciona una bomba de agua que se encuentra situada a uno de los extremos del eje y en este momento, el otro extremo del eje se encuentra libre. Se planea implementar un sistema de embrague mecánico para acoplar dicho eje a un generador eléctrico. Se analizarán y diseñarán los mecanismos involucrados en el proceso de acoplamiento para obtener un proyecto óptimo.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UN EMBRAGUE MECÁNICO PARA EL
ACOPLAMIENTO DEL EJE DE UNA RUEDA HIDRÁULICA DE 2m
DE DIÁMETRO Y QUE TRANSMITE 1kW DE POTENCIA.**

Introducción

1. Descripción y clasificación de los embragues.
2. Diseño y cálculo del embrague.
3. Cálculo y selección de accesorios
4. Análisis de costos del proyecto

Conclusiones y Recomendaciones

Planos

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

D
09/10/09
DAWTE COTAS

Dr. Luis Cotaquispe Zevallos
Asesor



**A mi mamá por siempre lograr motivarme con su cariño y afecto,
A mi papá por siempre querer lo mejor para mí,
A mi hermana Vanessa por ser mi mejor amiga,
Y a mi hermana Tatiana por siempre creer en mí.**

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, deseo expresar mi agradecimiento a mi asesor el Dr. Luis Cotaquispe Zevallos por el apoyo incondicional que me brindó a lo largo de la tesis. Su experiencia y conocimiento fueron de trascendental importancia para direccionar este trabajo. Asimismo, aprecio el interés y el respeto que tuvo al momento que le brindé mis sugerencias e ideas.

Deseo a la vez, reconocer a todos los profesores de la especialidad de ingeniería mecánica, especialmente al Dr. Dante Elías y al Dr. Paul Lean, ya que sin su ayuda no hubiera podido lograr mis metas. Gracias a todas las enseñanzas de los profesores pude desarrollar criterio, capacidad de análisis y sobre todo mi conocimiento en cuanto a ingeniería.

Igualmente, a toda mi familia por siempre motivarme a ser mejor, a mi enamorada por su paciencia y apoyo y a todos mis compañeros y amigos que me acompañaron a través de mis años de carrera.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN.....	i
APROBACIÓN DE TEMARIO DE TESIS.....	ii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS.....	v
INTRODUCCIÓN.....	1
I. DESCRIPCIÓN Y CLASIFICACIÓN DE LOS EMBRAGUES	3
1.1 Introducción de los embragues	3
1.2 Tipos de embragues	4
1.2.1 Embragues de contacto positivo	5
1.2.2 Embragues de fricción	5
1.2.3 Embragues de sobre marcha	8
1.2.4 Embragues magnéticos	10
1.2.5 Acoplamientos de fluidos	12
1.3 Materiales utilizados	14
1.4 Aplicaciones.....	15
II. DISEÑO Y CÁLCULO DEL EMBRAGUE.....	17
2.1 Descripción del proyecto.....	17
2.2 Análisis del funcionamiento.....	18
2.3 Proyecto óptimo	28
2.4 Cálculos preliminares.....	30
III. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ACCESORIOS.....	34
3.1 Diseño de la palanca	34
3.2 Sistema de embrague	40
3.3 Selección de un reductor de velocidad.....	44
3.4 Cálculos del sistema propuesto	48
3.5 Selección de las chumaceras.....	59
3.6 Estructura para soportes.....	64
IV. ANÁLISIS DE COSTOS DEL PROYECTO.....	66
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	71
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	73

A N E X O S

Anexo A: Catálogo LENTAX: Reductor de velocidad

Anexo B: Catálogo LOVEJOY: Acoplamiento flexibles

Anexo C: Tabla de deformaciones en ejes y árboles

Anexo D: Uniones entre eje y cubo

Anexo E: Especificaciones de la chumacera SKF



INTRODUCCIÓN

En el Área de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú se ha desarrollado un proyecto el cual tiene como finalidad activar una bomba a través del giro de una rueda hidráulica. Viendo el funcionamiento del sistema se observó que uno de los extremos del eje estaba siendo desaprovechado, ya que éste terminaba en el apoyo. Por esta razón, se decidió elaborar un mecanismo que permitiera aprovechar el giro del eje para almacenar energía. Este objetivo se lograría a través de un generador, pues convertiría la energía mecánica en eléctrica para luego poder ser almacenada.

Uno de los requisitos pre establecidos para este proyecto es que el generador se pueda acoplar y desacoplar cuando se estime conveniente. Siendo un sistema de embrague la única forma de acoplar dos ejes en movimiento, se decidió diseñar un sistema que funcione con el mismo principio, pero simplificando la forma constructiva.

El sistema de embrague es un tipo de acoplamiento mecánico que se utiliza para acoplar o desacoplar elementos rotativos de dispositivos mecánicos. Esta conexión puede hacerse a través de un sistema mecánico, neumático, hidráulico, eléctrico, o incluso automático. Este mecanismo permite transferir la misma velocidad de rotación, la potencia y el torque, permitiendo utilizar el giro en otros elementos.

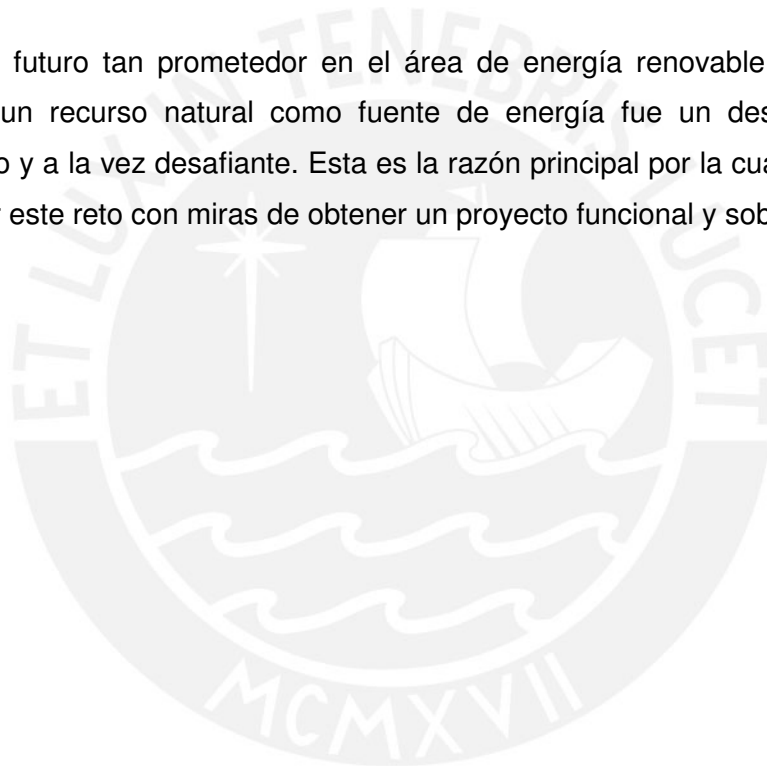
Se tendrá presente el análisis y el diseño de los dispositivos involucrados en el proceso de acoplamiento para obtener un proyecto óptimo. Esto incluirá un análisis físico de los mecanismos de accionamiento, un análisis estático de los elementos, un análisis general de costos del proyecto y finalmente el diseño del sistema propuesto.

La metodología que se seguirá para obtener un trabajo preciso será en primer lugar un estudio extendido del estado del arte. Así se obtendrá la mayor información posible de los mecanismos existentes, conociendo de esta manera como se pueden aplicar de forma constructiva. Luego se proseguirá a elaborar el capítulo de diseño, donde se analizarán las funciones principales del sistema, las alternativas viables, las evaluaciones técnicas y económicas y los cálculos preliminares. Para el

tercer capítulo se desarrollará el sistema elegido, el cual tendrá las selecciones realizadas, los cálculos en detalle y los esquemas correspondientes. Para finalizar se hará un estudio del mercado, mostrando los costos involucrados en llevar a cabo el proyecto, al igual que ver la oferta actual de los proveedores existentes en el Perú.

El objetivo general del proyecto fue poder aprovechar el giro del eje a través de un generador y esto se logró cumpliendo con el objetivo específico de crear un sistema que me permitiera acoplar el eje principal de la rueda hidráulica a un eje secundario mientras este estuviera en movimiento.

Con un futuro tan prometedor en el área de energía renovable y limpia, buscar utilizar un recurso natural como fuente de energía fue un desafío interesante, atractivo y a la vez desafiante. Esta es la razón principal por la cual se ha escogido afrontar este reto con miras de obtener un proyecto funcional y sobresaliente.



CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN Y CLASIFICACIÓN DE LOS EMBRAGUES

1.1 Introducción de los embragues

El embrague es un tipo de acoplamiento mecánico que es utilizado para acoplar o desacoplar las partes que conducen o las partes conducidas de una maquinaria. Esta conexión puede ser mecánica, neumática e hidráulica, eléctrica, o automática. Si ambos elementos conectados giran, entonces el dispositivo se conoce como embrague, en cambio, si uno gira y el otro está estático, se conoce como freno. Este mecanismo permite que tengan la misma velocidad de rotación, en cambio, el freno reduce la velocidad hasta que sea nula.

La función principal de los embragues es transmitir o absorber energía mecánica de rotación, trasladando a la vez el torque a la carga. Hay diversos tipos de embragues, pero todos se basan en el mismo funcionamiento. Se utilizan muy a menudo en máquinas de producción al igual que en vehículos. Tienen también la facilidad de permitir que una carga sea impulsada mediante un motor eléctrico menor a lo que se requeriría si estuviera conectada directamente. También es posible utilizar un embrague como un dispositivo de emergencia, ya que podría desacoplar el eje del motor en el caso de bloqueo de una máquina. Son muy útiles y, hoy en día, se pueden encontrar en todo tipo de maquinaria donde haya energía de rotación.

1.2 Tipos de embragues

En el mercado hay una gran variedad de embragues, utilizándose algunos para reducir torques, otros para altas velocidades, y otros para cargas grandes. Estos embragues se clasifican en cuatro categorías:

1. Mecánico
2. Neumático e hidráulico
3. Eléctrico
4. Automático

Dentro de esas categorías se encuentran una amplia variedad embragues, como se puede ver a continuación en la figura 1.1:

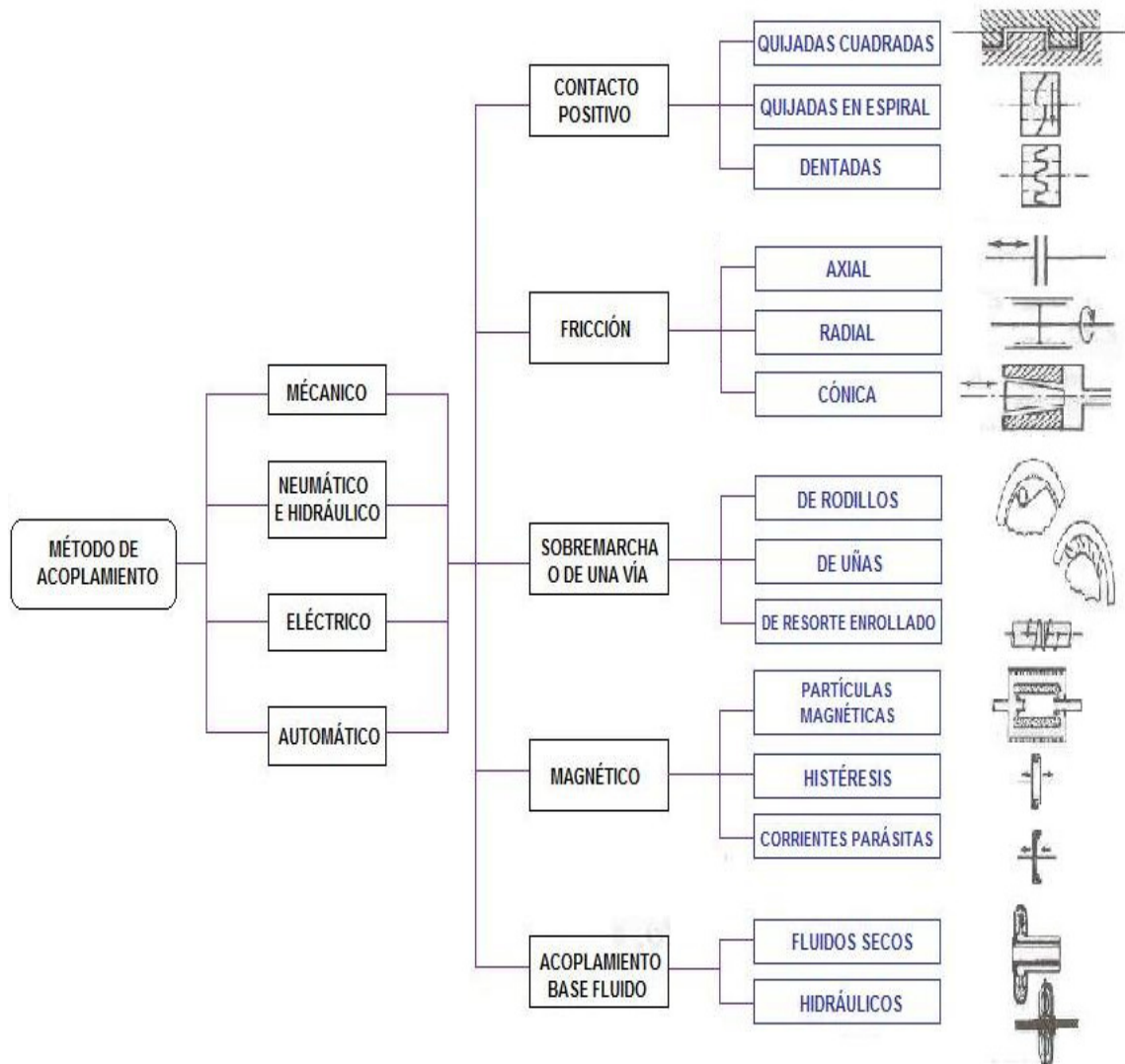


Figura 1.1: Tipos de Embragues [1]

1.2.1 Embragues de contacto positivo

Los embragues de contacto positivo obtienen una interferencia mecánica con quijadas de forma cuadrada, de diente de sierra, o con dientes de formas diversas. Estos dispositivos no son considerados útiles funcionando como frenos porque no pueden disipar tanta energía como lo hace un freno de fricción, y funcionando como embragues sólo pueden acoplarse a velocidades relativamente bajas.

- Embragues de quijadas : 60 RPM
- Embragues de dientes : 300 RPM

La gran ventaja que tiene este embrague es que provee un acoplamiento positivo y transmite pares de torsión elevados sin deslizamiento.

Para mejorar su funcionamiento, hoy en día se combinan con un embrague de fricción. Al hacer esto los dos elementos llegan a casi la misma velocidad, antes que las quijadas o dientes se acoplen.

1.2.2 Embragues de fricción

Los embragues de fricción son los más utilizados porque le dan al operador control de la máquina. El funcionamiento se basa en dos o más superficies compatibles que se presionan mediante una fuerza normal para producir un par de torsión por fricción. Son diseñadas para reducir las vibraciones gracias al deslizamiento durante el acople. Las superficies pueden ser planas, cónicas o cilíndricas. En caso que la fuerza fuera axial sería un embrague de disco, dirección radial sería un embrague de tambor, o cónicas sería un embrague cónico. Un embrague de disco tiene una o dos superficies de fricción, y el embrague de tambor tiene solamente una superficie de fricción [7].

Los embragues de fricción operan en seco o en húmedo. El aceite reduce bastante el coeficiente de fricción, sin embargo, se incrementa de manera importante la transferencia de calor. Los embragues húmedos suelen utilizarse con varios discos para poder compensar su menor coeficiente de fricción. Son más seguras ya que cuando alcanza un torque que exceda al máximo, ocurre un deslizamiento.

a) Embragues de disco

Los embragues de disco son los más utilizados en la industria, ya que son los que se utilizan en el mercado automovilístico. El embrague de disco más simple está formado por dos discos, uno recubierto con un material de alta fricción, y el otro usualmente de acero. Se presionan axialmente con una fuerza normal, y con esto generan la fuerza de fricción, que al final es la que mantendrá a los dos discos unidos. La fuerza puede ser aplicada mecánica, neumática, hidráulica, eléctrica o automáticamente. El desgaste de los discos nuevos se encuentra en las partes más alejadas, luego del uso la presión máxima se encuentra cerca al centro ya que es la zona menor desgastada, y de ahí en adelante se puede considerar un desgaste uniforme, por lo que los dos extremos están a una presión uniforme. Los cálculos para cada uno de estos estados son distintos, y la hipótesis de desgaste uniforme facilita el cálculo, por esta razón muchos diseñadores utilizan esta suposición. En la figura 1.2 se puede ver un embrague de este tipo.

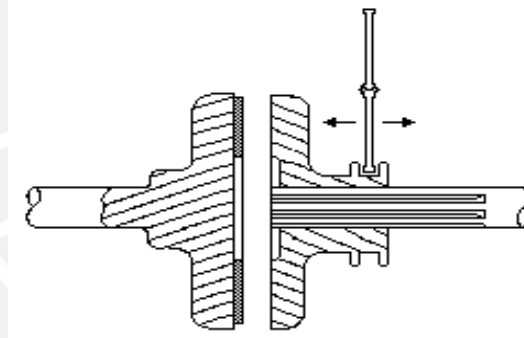


Figura 1.2: Embrague de disco [2]

Los discos son presionados uno contra otro para poder transmitir el esfuerzo de torsión. Los discos pueden ser secos o húmedos, todo depende de la ventaja que uno desea aprovechar. Cuando están húmedos, tienen la ventaja de tener un desgaste menor, mayor vida útil, y menores temperaturas de trabajo, y cuando están secos, tienen un mayor coeficiente de fricción. Puede haber un disco, como varios, todo depende de la carga a trabajar ya que si es muy pesada conviene trabajar con más de un disco. Este tipo de embrague consiste en:

- El volante del motor
- El disco de embrague

- El plato opresor

El disco de embrague es plano, de acero, y con un cubo estriado que corre en el eje de mando de la transmisión. Detrás del disco se encuentran unos resortes de gran capacidad de carga que oprimen el disco entre el volante y el plato opresor. Una vez acoplado el disco, la potencia del motor se transmite hacia él, y de él al eje de mando. Al accionar el embrague, es decir, desacoplarlo, el plato opresor retrocede y separa el disco del volante; cancelando la transmisión ya que no hay contacto alguno.

b) Embragues centrífugos

El embrague centrífugo funciona bajo el mismo principio que el freno de tambor ya que el esfuerzo de torsión se transmite a través de la zapata del tambor que es dependiente de la fuerza normal.

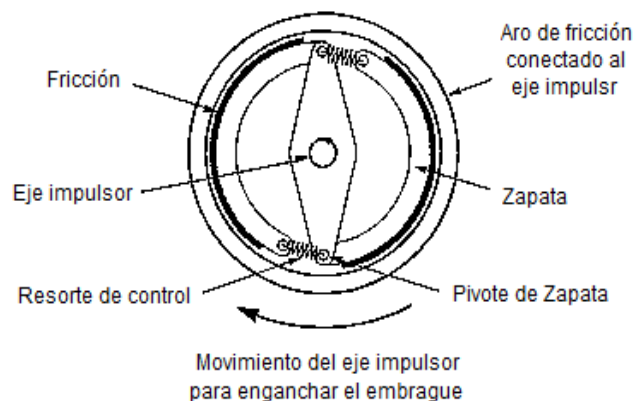


Figura 1.3: Embrague centrífugo [2]

La fuerza normal es proporcional a la velocidad de rotación ya que al aumentar la velocidad hay un mejor acoplamiento. Este tipo de embrague se acopla automáticamente cuando la velocidad proveniente del eje excede una cierta magnitud. Los elementos de fricción se impulsan radialmente hacia afuera creando una fuerza centrífuga contra el interior de un tambor cilíndrico. Los componentes de este embrague se pueden ver en la figura 1.3 con mayor claridad. Algunas ventajas de tener este tipo de embragues es que son automáticos, se deslizan automáticamente para no atorar al motor una vez alcanzada una velocidad alta, no hay deslizamiento, y tienen una larga vida.

c) Embragues cónicos

Los embragues cónicos son compuestos por dos conos, uno macho y uno hembra, que se acoplan a través de una fuerza axial. En comparación con embragues de discos, estos embragues pueden transmitir un mayor torque requiriendo una fuerza normal menor, y esto se debe al efecto causado por el cono, que a la vez disminuye el momento de inercia. Este resultado se puede ver en la figura 1.4.

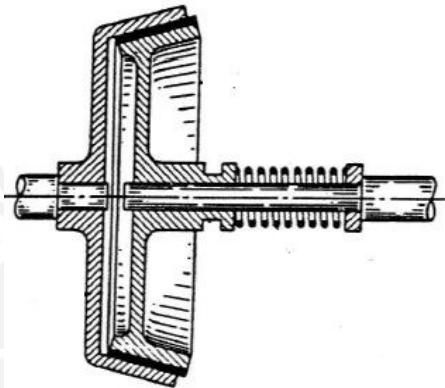


Figura 1.4: Embrague cónico [3]

Estos tipos de embragues funcionan principalmente con máquinas herramientas ya que están hechas para trabajar con ejes de altas velocidades.

1.2.3 Embragues de sobre-marcha

Estos embragues son de uso frecuente porque tienen pocos contragolpes y transmiten altos torques.

a) Embragues de rodillos

Este tipo de embrague se utiliza como un dispositivo en una transmisión que separa el eje impulsor cuando éste gira más rápido que el eje de la transmisión. Los rodillos están posicionados en todo el diámetro interno como se puede apreciar en la figura 1.5.

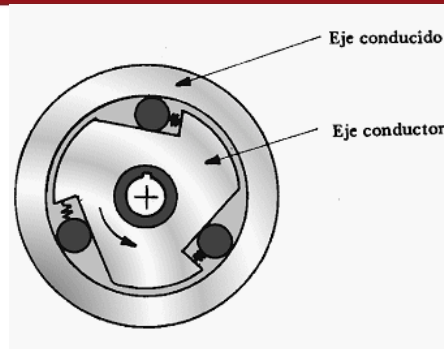


Figura 1.5: Embrague de rodillo [4]

El mejor ejemplo de este mecanismo se puede encontrar en las bicicletas, ya que se utiliza para que los pedales no giren con las llantas. Estos embragues también son utilizados en grúas como elemento de seguridad ya que impide que la carga se caiga.

b) Embragues de uñas

Los embragues de uñas están compuestas por una parte interna y una externa, el cual tiene uñas entre ellas, y estas actúan sobre la circunferencia permitiendo una rotación relativa en una sola dirección, ya que cuando el giro se intenta invertir, las uñas se agarran y esto ocasiona un bloqueo, como se puede ver en la figura 1.6.

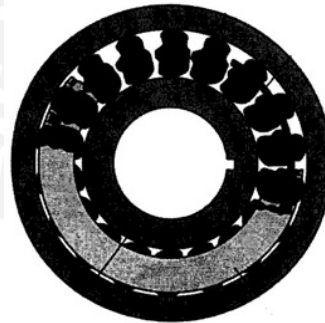


Figura 1.6: Embrague cónico [3]

c) Embragues de resortes

Este embrague se puede ver en la figura 1.7, es de sobre-marcha, sin embargo funciona con el principio de fricción ya que funciona con un resorte. Cuando el eje gira, ajusta el resorte de forma que aprieta ambos ejes y los engancha a ambos sólidamente, de tal modo que permite que el torque sea transmitido. Para

desacoplar el eje se gira en el sentido contrario, provocando que se desenrolle el resorte.

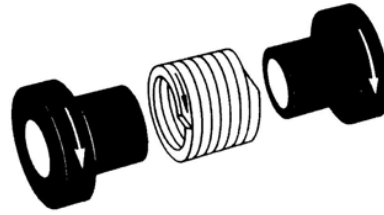


Figura 1.7: Embrague de resortes [3]

1.2.4 Embragues magnéticos

Por lo general, embragues magnéticos tienen muchas ventajas ya que funcionan con tiempos de respuesta muy breves, inician y paran de forma muy suave, y son muy fáciles de controlar. La vida útil de estos embragues es muy prolongada, y son muy buenos para trabajar a fuerzas constantes porque son silenciosos y transmiten el torque de forma muy suave.

a) Embragues de partículas magnéticas

Estos embragues no tienen contacto entre el disco de embrague y la carcasa ya que la unión se hace magnéticamente. El espacio que hay entre estas dos partes está lleno de un polvo ferroso muy fino, que forman cadenas a lo largo de las líneas de flujo gracias a la bobina energizada. Cuando hay muchas variaciones de velocidad son muy recomendadas ya que son fáciles de tensionar y de posicionar.

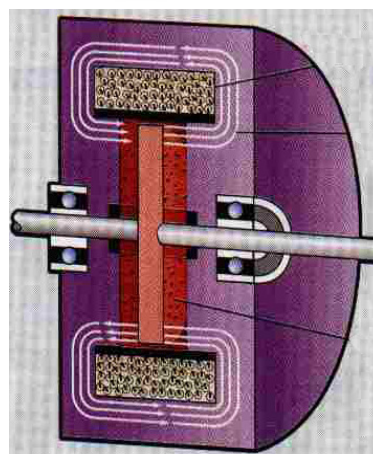


Figura 1.8: Embrague de partículas magnéticas [5]

En la figura 1.8 se puede ver como es un embrague de este tipo, mostrando las partículas magnéticas, al igual que el bobinado.

b) Embragues de histéresis magnética

Estos embragues funcionan con el mismo principio que todos los embragues magnéticos ya que no tienen un contacto mecánico entre los elementos en rotación. El rotor en este caso es empujado por el campo magnético que es generado por la bobina, que se puede distinguir en la figura 1.9. Con esto se podría controlar de manera independiente el par de torsión de la velocidad. Estos dispositivos son silenciosos y trabajan suavemente por el hecho que no hay contacto entre los elementos mecánicos. Por esta misma razón tienen una larga vida útil [6].

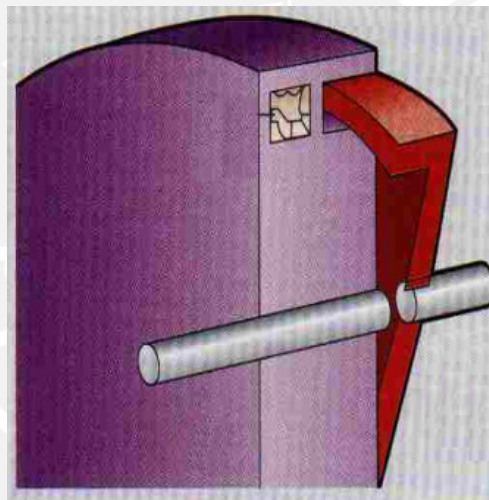


Figura 1.9: Embrague de histéresis magnética [5]

c) Embragues de corrientes parásitas

Este tipo de embrague es muy similar a los dos anteriores mencionados porque al desacoplarse tienen una fricción cero, por el hecho que no hay contacto entre el rotor y los polos, pero en este caso la bobina forma corrientes parásitas que son las que se encargan de acoplar magnéticamente el embrague. La estructura es parecida a los dos embragues mencionados anteriormente, como se puede notar en la figura 1.10, pero la desventaja de este embrague es que siempre existirá un pequeño deslizamiento, debido a que las corrientes parásitas necesitan un movimiento relativo entre el rotor y los polos.

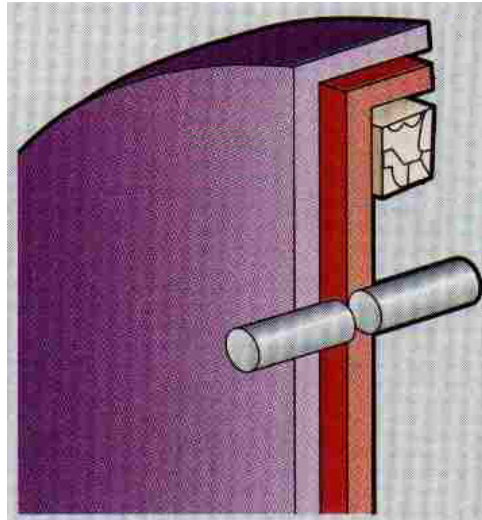


Figura 1.10: Embrague de corrientes parásitas [5]

1.2.5 Acoplamiento de fluidos

Este tipo de acoplamiento transmite el par de torsión a través de un fluido, principalmente aceite o aire comprimido. Usualmente contiene dos ventiladores en una cubierta sellada, donde uno de ellos bate el aceite, y este gira el ventilador de salida alternadamente. Cuando el fluido es aire, utiliza la presión para empujar el vástago sobre la horquilla del embrague. En la industria, los embragues hidráulicos han sido utilizados en el mercado automotriz, marino y aéreo, sin embargo, los embragues neumáticos se usan principalmente en fábricas. Una ventaja de ambos es que controlan muy bien el arranque ya que amortiguan los impactos en la transmisión.

a) Embragues hidráulicos

Este tipo de embrague funciona por medio de un fluido como el aceite, que con alta presión se transporta hacia pistones, y estos se encargan de acoplar y desacoplar el embrague. Cuando se trata de aplicaciones industriales o marinas, tiene un gran mercado, ya que entrega una respuesta rápida y el trabajo es suave y controlado. La desventaja de este embrague es el mantenimiento, al igual que la eficiencia, ya que un pequeño porcentaje de fluido es convertido en calor. El embrague se puede apreciar en la figura 1.11.

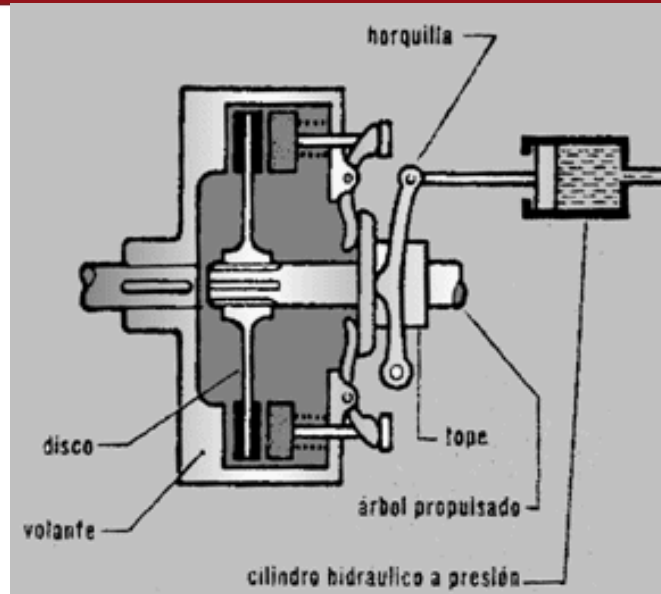


Figura 1.11: Embrague hidráulico [4]

b) Embragues neumáticos

El funcionamiento de este embrague depende de aire comprimido ya que este lo recibe una cámara que luego conecta con un aro externo, creando el acoplamiento. Se controla fijando una presión de referencia, y el acoplamiento puede ser con aire y desacoplando con resortes, o al revés. Este método de acoplamiento es el más común en cuanto equipo industrial ya que mayoría de las fábricas disponen de aire comprimido que puede ser utilizado, y porque genera poco calor, pero en otras aplicaciones no es muy utilizado. En la figura 1.12 se logra distinguir un embrague de este tipo.



Figura 1.12: Embrague hidráulico [3]

1.3 Materiales utilizados

Los materiales utilizados para las partes estructurales de los embragues suelen componerse de aceros o fundiciones de hierro. Las superficies que trabajan en contacto, usualmente se recubren con un material que tenga un alto coeficiente de fricción uniforme, propiedades poco dependientes de condiciones externas, buena conductividad térmica, capacidad de resistir altas temperaturas, alta resistencia al desgaste, rayado, y raspaduras, buena resistencia a la compresión y a la abrasión térmica. Los recubrimientos pueden ser:

- Moldeados
- Tejidos
- Material metálico sintético
- Aceros endurecidos

Los recubrimientos moldeados son los más utilizados ya que poseen resinas poliméricas, y estos aglutinan ciertos añadidos como el zinc o el latón, sin embargo los metales sinterizados tienen una resistencia más elevada contra la temperatura y a compresión que los otros tipos de materiales. También se utilizan materiales como el corcho, la madera y el hierro fundidos como recubrimiento. Usualmente se basa la selección dependiendo de factores como los que se muestran en las tablas 1.1 y 1.2.

Tabla 1.1: Materiales de fricción [8]

MATERIAL	COEFICIENTE DE FRICCIÓN		TEMPERATURA MÁXIMA		PRESIÓN MÁXIMA	
	EN HÚMEDO	EN SECO	°F	°C	psi	kPa
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.05	0.15-0.20	600	320	150-250	1000-1750
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0.05-0.1	0.1-0.4	1000	540	150	1000
Metal pulverizado* sobre acero duro (templado)	0.05-0.1	0.1-0.3	1000	540	300	2100
Madera sobre acero o hierro fundido	0.16	0.2-0.35	300	150	60 - 90	400-620
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.12	0.3-0.5	200	100	10 - 40	70-280
Corcho sobre acero o hierro fundido	0.15-0.25	0.3-0.5	200	100	8 - 14	50-100
Fieltro sobre acero o hierro fundido	0.18	0.22	280	140	5 - 10	35-70
Asbesto tramado* sobre acero o hierro fundido	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	175-260	50-100	350-700
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.08-0.12	0.2-0.5	500	260	50-150	350-1000
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.12	0.32	500-750	260-400	150	1000
Grafito sobre acero	0.05-0.1	0.25	700-1000	370-540	300	2100

* El coeficiente de fricción puede mantenerse dentro de 5% en el caso de materiales específicos en este grupo.

Fuente: Shigley. *Diseño de Elementos de Máquinas*

Tabla 1.2 Propiedades de los materiales de fricción [8]

	TRAMADOS	MOLDEADOS	DE BLOQUE RÍGIDO
Resistencia a la compresión, kpsi	10-15	10-18	10-15
Resistencia a la compresión, MPa	70-100	70-125	70-100
Resistencia a la tensión, kpsi	2.5-3	4-5	3-4
Resistencia a la tensión, MPa	17-21	27-35	21-27
Temperatura máxima, °F	400-500	500	750
Temperatura máxima, °C	200-260	260	400
Velocidad máxima, ft/min	7500	5000	7500
Velocidad máxima, m/s	38	25	38
Presión máxima, psi	50-100	100	150
Presión máxima, kPa	340-690	690	1000
Coefficiente de fricción, medio	0.45	0.47	0.40-0.45

Fuente: Shigley. *Diseño de Elementos de Máquinas*

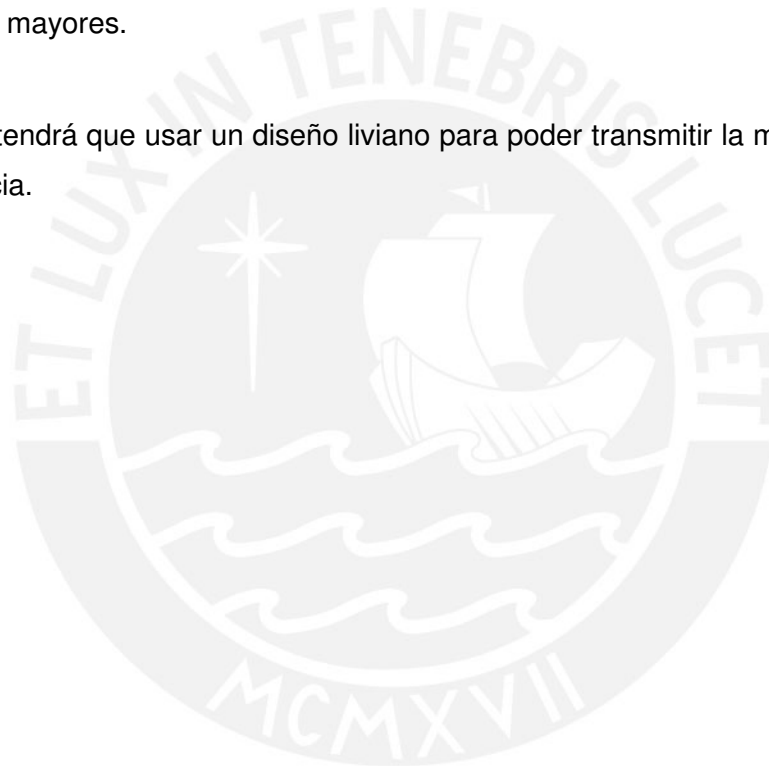
1.4 Aplicaciones

- Son utilizados para enganchar y desenganchar la transmisión de la energía mecánica rotatoria de un elemento del sistema a otro. Esto permite que la parte conducida del sistema se pueda prender y apagar controlando el sistema de alimentación.
- Permite que la máquina pueda manipularse sin necesidad de detener la máquina.
- Se utilizan para controlar la energía a partir de un elemento de un sistema a otro. Esto evita sobrecargas y daños por choque a las piezas conducidas.
- Los embragues de sobre-marcha ya permite que la impulsión transmita el torque a la máquina conducida en solamente una dirección. Considerando las velocidades relativas de los ejes conductores y conducidos, permite que el movimiento relativo de los ejes gire en una dirección, y no en la otra.
- Permiten que el impulso sea comenzado en condiciones de vacío.
- Los embragues que limitan la torsión responden a la diferencia de torque a lo largo del embrague. En una diferencia predefinida del esfuerzo de torsión, desunirá

totalmente los dos componentes conectados, o permitirá que una cantidad predefinida de torque sea transmitida, disipando el exceso de la energía.

Analizar el sistema es muy importante, ya que hay muchas aplicaciones y cada embrague suministra diferentes beneficios para todos los tipos de necesidades. En este caso:

- El torque será relativamente alto ya que se trabajará con bajas velocidades.
- No requerirá tanto mantenimiento ya que el proyecto en sí no podrá sumar costos mayores.
- Se tendrá que usar un diseño liviano para poder transmitir la mayor cantidad de potencia.



CAPÍTULO 2

DISEÑO Y CÁLCULO DEL EMBRAGUE

2.1 Descripción del proyecto

En el área de energía se ha construido una rueda hidráulica de tubos la cual utiliza el agua de un chorro para crear un giro en el eje de la rueda. Esta rueda actualmente acciona una bomba de agua que se encuentra situada a uno de los extremos de su eje. Al otro extremo gira libremente apoyado en una chumacera.

La fuerza de la corriente arrastra las paletas de la rueda, llenando a su vez los tubos de agua. El movimiento de la rueda eleva el agua para luego ser canalizada. Sin la necesidad de energía contaminante, se puede lograr que funcione una bomba de agua. El trabajo actual consiste en implementar un sistema de acoplamiento mecánico que acople el lado del eje que está libre, a un generador eléctrico. Esto se hará para aprovechar el giro de la rueda, y con el generador poder cargar baterías, para luego usar como fuente de energía.

Se va a requerir que el generador eléctrico se conecte y desconecte mientras el eje está girando. Por esta razón, se solicita un acoplamiento de tipo embrague ya que es el único que cumple esta función. Se analizarán y diseñarán los mecanismos involucrados en el proceso de acoplamiento para obtener un proyecto óptimo. Esto incluye un análisis dinámico y estático de los mecanismos de accionamiento,

análisis energético del proceso de acoplamiento y el diseño estructural de los elementos a utilizar.

La rueda hidráulica, que se puede apreciar en la figura 2.1, gira a una velocidad baja de 24 RPM ya que es grande y el flujo de agua que la mueve no es suficiente para generar una mayor velocidad y la potencia que entrega es de 1 KW. Por su gran tamaño genera un torque muy elevado.



Figura 2.1: Rueda Hidráulica

2.2 Análisis del funcionamiento

En el mercado hay diversos tipos de acoplamientos. Unos se acoplan una vez que el motor este apagado y otros se conectan repetitivamente, como es el caso del embrague. Por esta razón, hay parámetros importantes que se deben tomar en cuenta a la hora de diseñar o de seleccionar un embrague. Como el presente

trabajo consiste en diseñar un embrague, el tamaño tendrá que ser el adecuado ya que habrá limitaciones de espacio. El accionamiento tendrá que ser mecánico por exigencias de costo, y los materiales al igual que las partes estructurales tendrán que ser seleccionadas siguiendo una serie de pasos que aseguren que el sistema trabaje en forma correcta. Para lograr esto se tendría que ver si se trabajará en condiciones severas o con cargas térmicas y estructurales muy grandes.

Para iniciar el proceso de diseño se tendrá que conocer el torque con el que se manejará el sistema, ya que podría ocurrir un deslizamiento, o simplemente el embrague no cumpliría su función. Una vez conocido el torque se calculará el momento de inercia de todas las piezas que pertenecen al sistema, ya que eso afectaría el arranque del sistema, sea en posición acoplada o desacoplada. Luego se debe considerar el tiempo mínimo necesario para transferir la velocidad al eje secundario, ya que en algunos casos se necesita tener un tiempo de reacción muy rápida. Luego vienen factores menos importantes pero necesarios para tener un desempeño y rendimiento óptimo. Factores como: El entorno del sistema, como la temperatura o los efectos del enfriamiento, la vida útil, la configuración, el tamaño físico, el costo, la disponibilidad, y la capacidad para disipar energía. Todos esos agentes determinan cual será el mejor embrague para el caso que uno busca. En este caso en particular, se desarrollará una metodología de diseño que permitirá analizar cuál es la mejor opción para el problema propuesto [8].

Para empezar el análisis del funcionamiento, se tendrá que hacer una lista de exigencias la cuál contendrá los requisitos necesarios para que el proyecto funcione de forma apropiada, al igual que los datos numéricos y aclaraciones si es que hubiera [9].

Esta metodología de diseño ayuda a organizar los requerimientos antes de abordar el método ya que funciona como un contrato entre el cliente y el diseñador. Esta lista se hace al comienzo para manejarte a ciertos parámetros, pero una vez concluido el diseño, se revisa para ver si se ha cumplido con todo los exigencias propuestas. En la tabla 2.1 se pueden ver los obligaciones que se tendrán que cumplir para que el proyecto funcione correctamente, prometiendo un trabajo eficiente, barato y seguro.

Tabla 2.1: Lista de requerimientos

LISTA DE REQUERIMIENTOS		
	Requisitos	Datos y Aclaraciones
EMBRAGUE	Embrague transferirá la potencia del eje principal, a un eje secundario.	Se realizará con un método de acoplamiento.
	Se podrá accionar el acoplamiento mientras el eje este en movimiento.	Tendrá que ser un embrague.
	Deberá soportar la velocidad de giro del eje.	Velocidad mínima de 24 RPM
	El embrague deberá soportar el torque del eje.	Torque mínimo de 397.89 N*m
	Repuestos estarán disponibles y serán intercambiables.	Se podrán encontrar en el Perú.
	Se utilizarán materiales adecuados para el embrague.	Materiales que disipen el calor y que se desgasten después de un largo uso.
	Un funcionamiento seguro y confiable.	Tendrá una carcaza de protección.
SISTEMA	El operario no ejercerá más fuerza que la permitida por norma, para mover la palanca.	Un límite de 25 kilos de fuerza.
	Realizar un diseño cómodo para el que operará el sistema.	Que sea fácil de operar.
EXTERNO	Materiales anticorrosivos debido al alto porcentaje de humedad en el ambiente.	Que pueda operar con condiciones no favorables.
	Deberá ser lo más liviano posible para no sobrecargar al eje.	No causará ninguna flexión al eje significativo.
	Tendrá que ser un diseño rentable.	Será lo más económico posible.

Con esta tabla cumplida, recién se podrá empezar el análisis del funcionamiento a través de algún cuadro que estructure las funciones principales. Se mostrará el sistema y el proceso desde que inicia, hasta el momento en el que acabe, detallando todas las entradas y salidas del procedimiento.

Como entradas principales está la fuerza humana, el embrague, la rueda hidráulica, el rodamiento, y el aceite. Al tener estas entradas, cada una de ellas entrega una parte importante al sistema. La entrada más importante será la primera ya que esta dará paso a que las otras cumplan un papel importante en el proceso. En este caso, la más importante es la fuerza humana, que se refiere al operario que hará que esto funcione. Se encargará de abrir el paso de agua y eso hará que la rueda hidráulica empiece a girar dando como resultado que el eje empiece a girar. Una vez que esto empiece a suceder, el sistema está en marcha, pero la función que se tiene que cumplir ni siquiera ha empezado. Para transferir la potencia al eje

secundario, se necesitará incorporar otras entradas significantes que son: el embrague, los rodamientos, y el aceite. A continuación se puede ver un cuadro representando estas entradas y salidas en la figura 2.2.

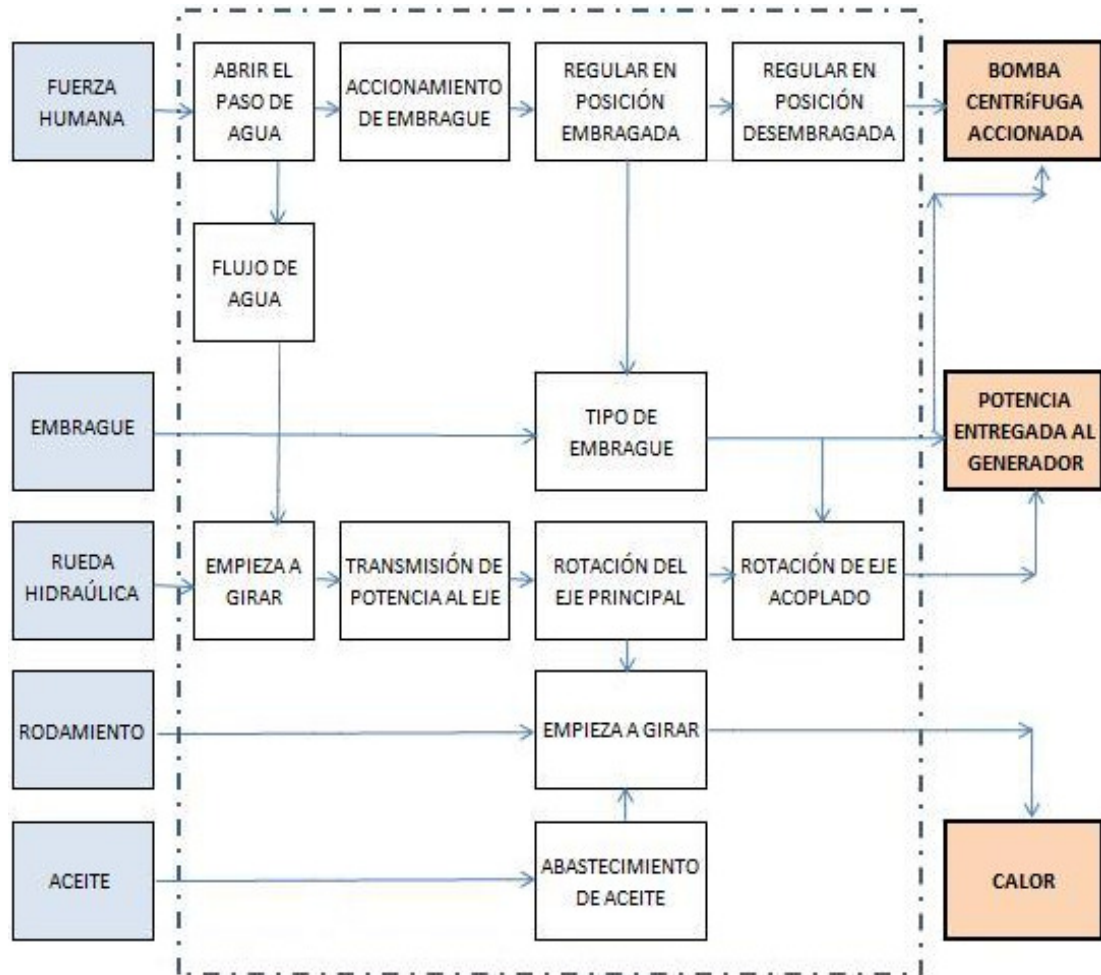


Figura 2.2: Estructura de Funciones

El embrague es el mecanismo que permite transferir el giro al eje subsiguiente y el que lo acciona es el operario. Para que estos ejes funcionen correctamente se necesita tener rodamientos que soporten el eje en apoyos fijos, y para que estos tengan una larga duración se necesitará mantener con aceite.

El trabajo va a variar, ya que a veces se va a querer aprovechar la bomba existente y a veces se va a querer utilizar el generador que se quiere acoplar. Es por eso que las posiciones embragada y desembragada tendrán que tener alguna forma de regulación.

Otro factor importante para que este sistema funcione cumpliendo los requerimientos principales, es escoger que tipo de embrague es el más adecuado para este tipo de trabajo. Este análisis será el más tedioso ya que aquí se tomará en cuenta todos los factores mencionados al comienzo del capítulo.

Una vez que se tiene una estructura de funciones bien organizada, se puede extender con más detalle presentando una comparación a través de un cuadro con todas las alternativas posibles para cada parte de la estructura. La función principal es dividida en funciones parciales, y a estas se le asignan soluciones parciales. Este cuadro se puede apreciar en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Cuadro de Alternativas

CUADRO DE ALTERNATIVAS						
FUNCIONES		ALTERNATIVAS				
FUERZA HUMANA	ACCIONAMIENTO DEL EMBRAGUE	PALANCA	PEDAL	BOTÓN		
	REGULAR EN POSICION EMBRAGADA	OJO CHINO (CON TORNILLO)	SEGURO (BARRA DE MADERA)	HUECO EN FORMA DE OCHO	MANIJA DE PUERTA	PALANCA DE AJUSTE
EMBRAGUE	TIPO DE EMBRAGUE	DENTADAS	DISCO	CÓNICO	HIDRAÚLICO	PARTÍCULAS MAGNÉTICAS
RODAMIENTO	EMPIEZA A GIRAR	BOLA	RODILLOS			
ACEITE	ABASTECIMIENTO DE ACEITE	MANUAL	GRASERA			

En este sistema en particular no se tendrá que analizar la rueda hidráulica ni el flujo del agua ya que son condiciones fijas que no cambiarán a lo largo de su funcionamiento.

Para el accionamiento del embrague se eligieron cinco opciones, el cual contienen diferentes alternativas para cada rubro. Estas se presentan a continuación, en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Matriz morfológica

FUNCIONES	OPCION 1	OPCION 2	OPCION 3	OPCION 4	OPCION 5
Accionamiento del embrague	Pedal	Palanca	Botón	Palanca	Pedal
Regular en Posición Embragada	Ojo Chino (Con Tornillo)	Manija de Puerta	Hueco en Forma de Ocho	Palanca de Ajuste	Seguro (Barra de Madera)
Tipo de Embrague	Hidráulico	Disco	Partículas Magnéticas	Dentadas	Cónico
Rodamiento	Bola	Rodillos	Bola	Bola	Rodillos
Aceite	Manual	Grasera	Manual	Grasera	Grasera

Para la primera opción, se eligió un sistema bien parecido al de un automóvil, ya que sería por accionamiento hidráulico a través de un pedal. La forma en que regularía la posición es un problema en este caso. El ojo chino permite un desplazamiento sin restricciones en el sentido del eje, sin embargo no sería tan útil ya que los embragues tienen una distancia muy corta entre discos. Al tener el tornillo como método de ajuste, ocasionaría complicaciones de tiempo al igual que de comodidad ya que sacar y poner el tornillo es trabajoso.

En la segunda opción se eligió un embrague de disco, el cual pertenece a la gama de embragues de fricción, que son los más simples de construir. El accionamiento sería gracias a una palanca que manipularía el operario. Para regular la posición se utilizaría un sistema muy parecido al de una perilla de puerta ya que tendría una parte metálica que entraría a un hueco, y esta se soltaría al girar la perilla.

La tercera opción es la más cara de todas ya que usaría electricidad para generar el acople a través de un embrague de partículas magnéticas. El posicionamiento se regularía a través de dos huecos unidos con una reducción en forma de cuello. Eso no sería muy conveniente ya que permitiría sólo dos posiciones, y estas tendrían que estar muy cercanas.

En la cuarta opción se utiliza un embrague de fricción como en el caso de la opción dos, pero en este caso es a través de dientes. Es inconveniente usar este tipo de embrague ya que la rueda hidráulica trabaja con velocidades muy bajas, y es probable que el torque sea muy grande, así provocando que la fuerza de corte en los dientes sea muy elevada. En cuanto la forma de regulación, la palanca es muy utilizada para los asientos de bicicleta. Se regula la posición deseada y se ajusta con una palanca pequeña.

En la quinta opción también se utiliza un embrague de fricción ya que son los más económicos y porque los repuestos serían fácil de conseguir. En este caso se intento ahorrar con el sistema de posicionamiento ya que se utilizaría una simple barra de madera para restringir el movimiento de la palanca. En cuanto el embrague, es un cono macho que entra a un hueco hembra, provocando el acoplamiento entre los dos elementos.

Para cada función principal hay diversas opciones a las cual se puede recurrir, pero debe haber un estudio previo que demuestre cual de las opciones es la más favorable, en el sentido técnico y económico. Esto se realiza ya que a plena vista no se puede determinar cuál es mejor. Esto se debe realizar a través de un sistema de puntaje, ya que así uno considera cada condición individualmente permitiendo un resultado más preciso.

Para la evaluación técnica se considera un puntaje de cuatro puntos para un caso ideal, y para la evaluación económica son siete puntos. Hay diferencia de puntajes ya que el puntaje final es el más relevante, y como la estimación económica tiene sólo tres componentes, se le tiene que considerar más puntaje por rubro. Todos los mecanismos cumplen su función de acoplar, pero examinando los costos, se ve que hay un contraste muy grande. Una vez estudiada cada función, se suma todo el puntaje por opción, permitiendo así un razonamiento general por elección.

Esto sería considerado el quinto paso de la metodología, ya que antes de llegar a este punto se tuvo que pasar por la lista de exigencias, la caja negra, el cuadro de alternativas, y la matriz morfológica. Todas estas fases previas representaron todas las partes generales del proyecto. En este paso se analizará con mayor detalle que en los pasos preliminares. En la tabla 2.4 se puede ver la comparación completa de cada propiedad técnica al igual que de cada factor económico.

Tabla 2.4 Proyecto Preliminar

PROYECTO PRELIMINAR						
PROPIEDAD TÉCNICA	EVALUACIÓN TÉCNICA					
	1	2	3	4	5	IDEAL
ACCIONAMIENTO DEL EMBRAGUE	2	3	4	3	2	4
REGULAR EN POSICIÓN	2	4	3	2	3	4
TIPO DE EMBRAGUE	4	3	4	2	3	4
RODAMIENTO	2	3	2	2	3	4
ACEITE	2	3	2	3	3	4
TOTALES	12	16	15	12	14	20
FACTOR ECONÓMICO	EVALUACIÓN ECONÓMICA					
	1	2	3	4	5	IDEAL
COSTO DE MATERIAL	4	7	3	6	5	7
COSTO DE FABRICACIÓN	4	7	3	6	6	7
COSTO DE MANO DE OBRA	5	6	7	6	5	7
TOTALES	13	20	13	18	16	21

Para la parte técnica, se estudió en primer lugar el accionamiento del embrague. La opción dos tuvo más puntaje que el resto, luego lo siguió la palanca y finalmente el pedal. Este razonamiento se debe a la comodidad del operario. Mientras más cómodo sea ocupando el menor tiempo de accionamiento, sería la mejor opción. El pedal y la palanca son casi igual de cómodos, pero la palanca permitía una mejor posición para el operario ya que no dispondría de mucho espacio como para sentarse, y accionar un pedal parado no es lo más conveniente.

En cuanto el posicionamiento, los factores analizados fueron:

- El manejo
- La construcción
- El mantenimiento
- Los repuestos

La perilla de puerta obtuvo el puntaje más alto ya que es muy fácil de conseguir y porque el sistema funciona eficientemente. El hueco en forma de ocho y el seguro

con una barra de madera obtuvieron el segundo lugar teniendo el mismo puntaje porque el hueco en forma de ocho es difícil de construir y porque el seguro de madera le da más trabajo al operario. La palanca de ajuste y el ojo chino tuvieron un puntaje más bajo debido a que el operario asumiría no sólo más trabajo, sino también uno más tedioso.

El tipo de embrague recibió un puntaje de acuerdo a su tiempo de respuesta, al igual que por sus propiedades físicas. El embrague hidráulico y el de partículas magnéticas tienen las mejores propiedades, dan menos carga al operario, y transmiten la potencia de forma eficiente. Es por eso que se le asignó el puntaje más alto. El embrague de disco y el cónico obtuvieron el segundo lugar, no porque trabajen de manera ineficaz, sino porque le adicionan más carga al operador. El embrague de dientes, es el menos apropiado para este proyecto ya que la rueda hidráulica entrega mucho torque al eje, transfiriendo así una fuerza de corte muy grande para los dientes.

Los rodamientos y la manera de abastecer el aceite son dos rubros que tienen poca importancia para el proyecto ya que no efectúan un papel trascendental en el funcionamiento. Los rodamientos de rodillos tienen una capacidad de carga muy grande, son más apropiados para aplicaciones de larga duración, resisten cargas pesadas e impactos. En cambio, los rodamientos de bolas presentan menor resistencia a la fricción, funcionan con bajos torques, baja vibración, y con muy altas velocidades. Por estas características se eligió el rodamiento de rodillos.

La función principal del lubricante es de reducir el rozamiento, disminuir el desgaste e impedir la corrosión. Trabaja como capa protectora entre las superficies de rodadura, impidiendo el contacto entre las superficies, sin importar la carga. En cuanto a la selección, se necesitan considerar dos puntos importantes: el grado de rigidez y la facilidad con la que fluye el líquido. Esto se escoge de acuerdo a la temperatura de trabajo, la velocidad, y el calor que se emite. En este proyecto se utilizará grasa ya que es económica, tiene buena adhesión, y protege contra la humedad. Incluso el 90% de los rodamientos son lubricados de esta manera.

La provisión del aceite es dificultosa cuando es de forma manual ya que una vez que giran los elementos, es delicado tener las manos cerca. Por esta razón se eligió una grasera.

En el aspecto económico, la opción dos tuvo el mejor puntaje ya que la palanca, la perilla de puerta y el embrague de disco son las que tienen el costo de material al igual que el costo de fabricación más barato. La mano de obra sería el único punto donde no fue el más fuerte, ya que con un sistema magnético con botón, se requiere menos trabajo del operador. La tercera opción provee este mecanismo, sin embargo el costo de material, al igual que el de fabricación, es el más caro de todos. El resto de opciones tienen costos promedio dentro de estas medidas.

En la apreciación técnica y económica se puede alcanzar un puntaje total de veinte y veintiún puntos correspondientemente. Como se puede ver en la tabla 2.5, se sacaron porcentajes de las sumas totales de cada opción con respecto al máximo puntaje posible. Estas proporciones muestran que tan buena es la alternativa con respecto a las otras ya que están siendo comparadas por el mismo patrón.

Tabla 2.5: Evaluación técnica y económica

ALTERNATIVA	EVALUACIÓN TÉCNICA	EVALUACIÓN ECONÓMICA
1	60.00%	61.90%
2	80.00%	95.24%
3	75.00%	61.90%
4	60.00%	85.71%
5	70.00%	76.19%

Como se puede apreciar, la opción dos obtuvo el porcentaje más alto en la evaluación técnica, al igual que en la económica por todas las razones mencionadas precedentemente.

En la figura 2.5 se puede ver una gráfica donde muestra la alternativa dos como el mejor proyecto de las cinco que se presentaron. Siendo el caso ideal 100% en la evaluación técnica y en la económica, se seleccionó esta opción por ser la que más se acercó al caso ideal. Las otras opciones igual no se descartarán ya que ninguna recibió un puntaje tan bajo. Incluso, todas están por encima del 60%, significando que todas las alternativas funcionarían bien para el proyecto.

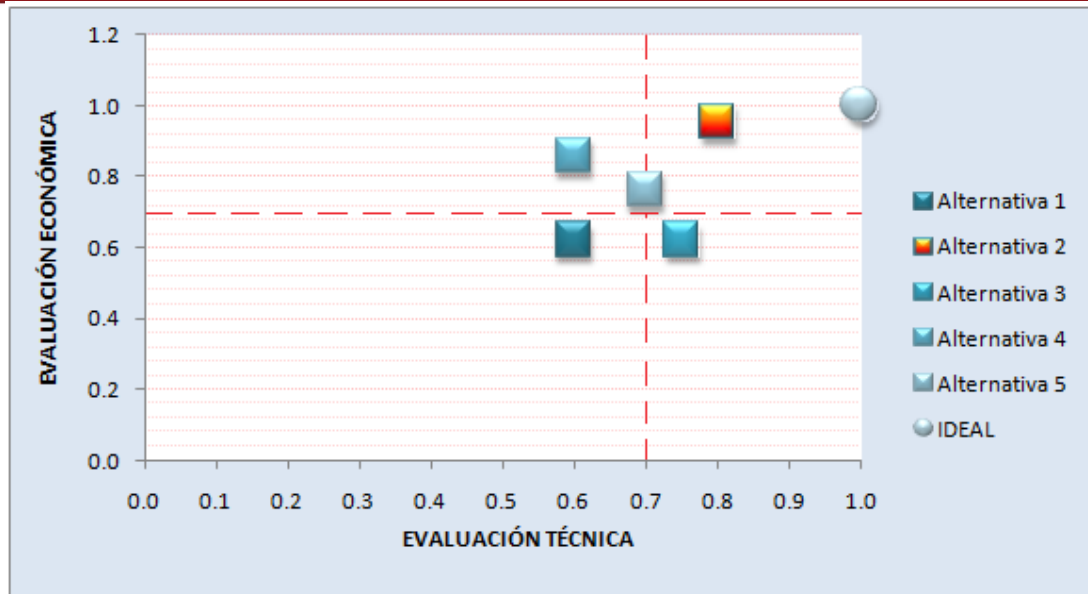


Figura 2.5: Selección del Proyecto Óptimo

2.3 Proyecto óptimo

Consecutivamente, luego de una larga metodología de diseño se prosigue a generar el proyecto en sí. En la tabla 2.6, se puede ver la alternativa que fue seleccionada. Como ya se sabe con qué componentes se van a trabajar, se prosigue con diseñar algunos planos preliminares, al igual que con la investigación de diferentes materiales que sean accesibles en el mercado, preferiblemente peruano.

Tabla 2.6: Proyecto elegido

FUNCIONES	OPCION 2
Accionamiento del embrague	Palanca
Regular en Posición Embragada	Manija de Puerta
Tipo de Embrague	Disco
Rodamiento	Rodillos
Aceite	Grasera

En la figura 2.6 se puede distinguir una vista de planta de la selección del proyecto elegido para una visión general del sistema.

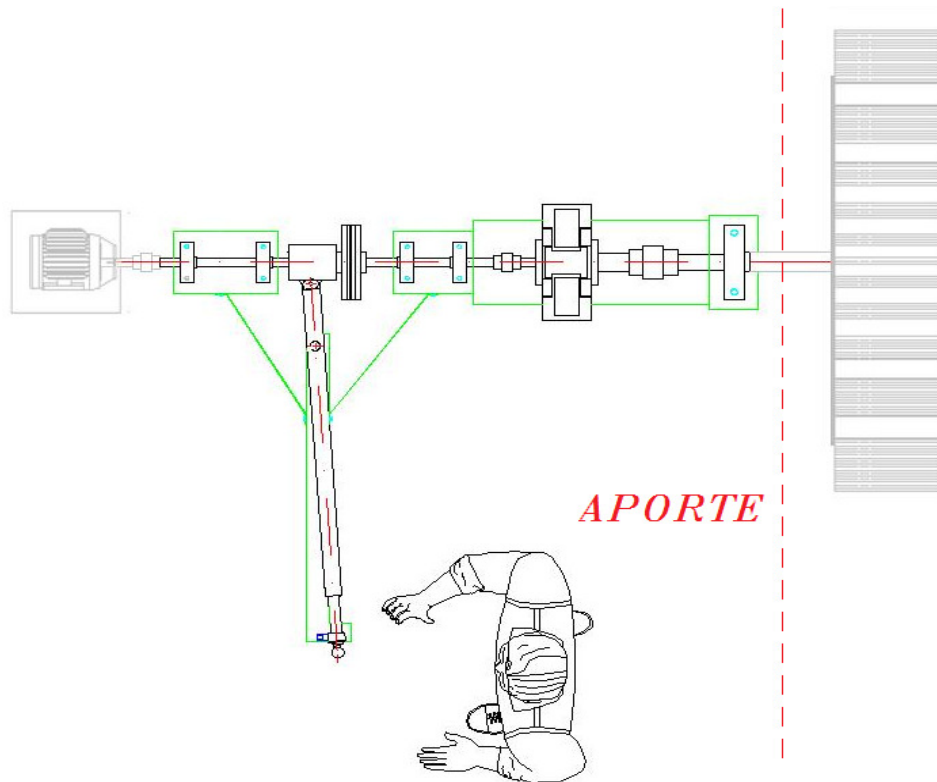


Figura 2.6: Proyecto óptimo

El mecanismo de palanca se refiere a una barra de metal que tenga algún punto de apoyo. En ese mismo punto de soporte tendrá un juego mínimo que permitirá que el disco de embrague se pueda desplazar una cierta distancia. En la parte de arriba de la palanca habrá una perilla de puerta que encajará en un hueco. Esto permitirá posicionar el embrague en estado embragado y desembragado sin que un operario tenga que sostenerla. La perilla será como se muestra en la figura 2.6.



Figura 2.7: Perilla Seleccionada [11]

El material de fricción con el que se trabaja se selecciona de acuerdo a su aplicación. Se toman en cuenta factores como:

- Presión Máxima
- Coeficiente de fricción
- Rango de temperaturas de trabajo
- Características de desgaste/durabilidad
- Resistencia a la compresión/tracción
- Velocidad máxima
- Fuerza de actuación
- Período inicial de funcionamiento

En mayoría de las ramas de ingeniería, se tiende a comprar un poco más de lo necesario ya que uno está acostumbrado a trabajar con factores de seguridad. Pero con embragues no siempre es lo más seguro ya que en algunas ocasiones es un error muy considerable. Por ejemplo, se sabe que el coeficiente de fricción de los materiales que trabajan con contacto es relativamente alto, pero el coeficiente de fricción más alto no siempre es la mejor opción, debido a que la fuerza o el torque de actuación puede ser menor. Es por eso que los valores calculados deben aproximarse mucho a los valores escogidos.

2.4 Cálculos preliminares

Datos conocidos:

- Fuerza máxima generada por el operario: **25 kg**
- Potencia entregada = **1000 W**
- Velocidad de rotación = **24 RPM**

Con estos datos, se puede hallar el torque que transfiere la rueda hidráulica al eje principal:

$$T = \frac{P}{\omega} \qquad T = \frac{1000W}{24RPM * \frac{\pi}{30}}$$

$$T = 397.887 Nm$$

Con el torque hallado se pueden hallar todas las variables mostradas en la ecuación número 1:

$$T = F \cdot f \cdot R_f \quad (1)$$

$T =$ Capacidad de momento (Nm)

$F =$ Fuerza axial (N)

$f =$ Coeficiente de rozamiento

$R_f =$ Radio de rozamiento (m)

Hay dos consideraciones que se pueden suponer. El primer caso es cuando se considera que la presión de contacto es uniforme y el segundo caso es asumiendo que el desgaste es el que se mantiene uniforme. En el primer caso, el radio de rozamiento es [11]:

$$R_f = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \quad (2)$$

En el segundo es:

$$R_f = \left(\frac{R_o + R_i}{2} \right) \quad (3)$$

$R_o =$ Radio exterior de contacto de las superficies (mm)

$R_i =$ Radio interior de contacto de las superficies (mm)

La ecuación de la fuerza axial F y el momento torsor T en función a la presión de según la teoría de presión de contacto uniforme está dada por las ecuaciones 4 y la 5 correspondientemente.

$$F = \frac{p\pi}{4} \cdot (D_o^2 - D_i^2) \quad (4)$$

$$T = \frac{\pi p f}{12} \cdot (D_o^3 - D_i^3) \quad (5)$$

Las ecuaciones con respecto a la presión, utilizando la teoría de desgaste uniforme son las ecuaciones 6 y la 7:

$$F = \frac{p\pi D_i}{2} \cdot (D_o - D_i) \quad (6)$$

$$T = \frac{\pi p D_i}{8} \cdot (D_o^2 - D_i^2) \quad (7)$$

En este caso en particular se utilizará el método de desgaste uniforme ya que según Robert Mott el error de cálculo entre este método será mayor que el 5% porque la relación de los diámetros $D_{int.}/D_{ext.}$ es mayor que 0.5 [11]. Usualmente se utiliza el procedimiento de presión constante para frenos, ya que es más importante como se presiona el disco que como se desgasta.

La fuerza axial necesaria para acoplar los dos discos se obtiene utilizando las ecuaciones de desgaste uniforme que fueron señaladas anteriormente en las ecuaciones 6 y 7. Las medidas utilizadas serán las de un plato de embrague de un automóvil ($D_{int.}=0.16m$ y $D_{ext.}=0.24m$).

$$397.89 Nm = \frac{(0.3)\pi P}{8} \cdot (0.24m^2 - 0.16m^2) \cdot (0.16m)$$

Luego se despeja P, hallando así el valor de presión de contacto entre platos.

$$P = 659.65 \frac{kN}{m^2}$$

Ahora con la presión, se determinará la fuerza axial que necesitaremos para empujar los discos uno contra otro manualmente a través de un operario.

$$F_{AXIAL} = \frac{\pi(0.16m)(659647.5 \frac{N}{m^2})}{2} \cdot (0.24m - 0.16m)$$

Resolviendo la ecuación se obtiene:

$$F_{AXIAL} = 13.26kN$$

Los discos utilizados no tendrán que absorber energía temporalmente para luego liberarla, sino que se accionará para mantenerla firme en la posición embragada o desembragada. Es por eso que ambos discos serán de un material como el asbesto en vez de tener uno de acero. Lo bueno es que es fácil de encontrar en el medio,

tiene un coeficiente de fricción muy alto, es muy seguro y no son tan caros como otros materiales para discos de fricción [12].

El diámetro de los discos escogidos tendrán las mismas medidas que los platos que se utilizan en los carros ya que hay incontables personas capacitadas para hacerles mantenimiento y también porque los repuestos son más fáciles de conseguir. Otros beneficios de utilizar los discos de embragues de los carros es la garantía que los remaches utilizados tendrán un buen funcionamiento y que la temperatura de trabajo no superará lo permitido.



CAPÍTULO 3

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ACCESORIOS

3.1 Diseño de la palanca

En la figura 2.6 se muestra el aporte que se añadirá a la rueda hidráulica existente y dentro de ese sistema está la palanca que multiplicará la fuerza del operario. El material que se seleccionó de la palanca fue aluminio ya que el lugar donde se iba a ubicar el sistema no era el más adecuado, por el alto nivel de humedad y por el riesgo de chorreo que presentaban los tubos en las paletas de la rueda hidráulica. Es un material económico, de fácil mecanizado, y lo más importante es que tiene una muy alta resistencia a la corrosión [13]. Los datos de la barra que se utilizará como palanca se pueden apreciar en la tabla 3.1 y el diseño en la figura 3.1 en donde se muestra un detalle de planta de la palanca.

Tabla 3.1: Palanca seleccionada

Densidad del Aluminio (kg/m ³)	Largo de la Barra (m)	Radio (m)	Area (m ²)	Volumen (m ³)	Masa (kg)	Peso (N)
2698	1	0.0250	0.0020	0.0020	5.2975	51.97

En la parte inferior de la figura 3.1, se puede apreciar un tipo de oreja que será el punto donde la palanca empujará al sistema del disco. La fuerza ejercida por el operario es amplificada proporcionalmente a la distancia en la que se encuentra el pivote. Esta fuerza se transfiere al disco a través del pin de cabeza que atraviesa la rótula y la oreja.

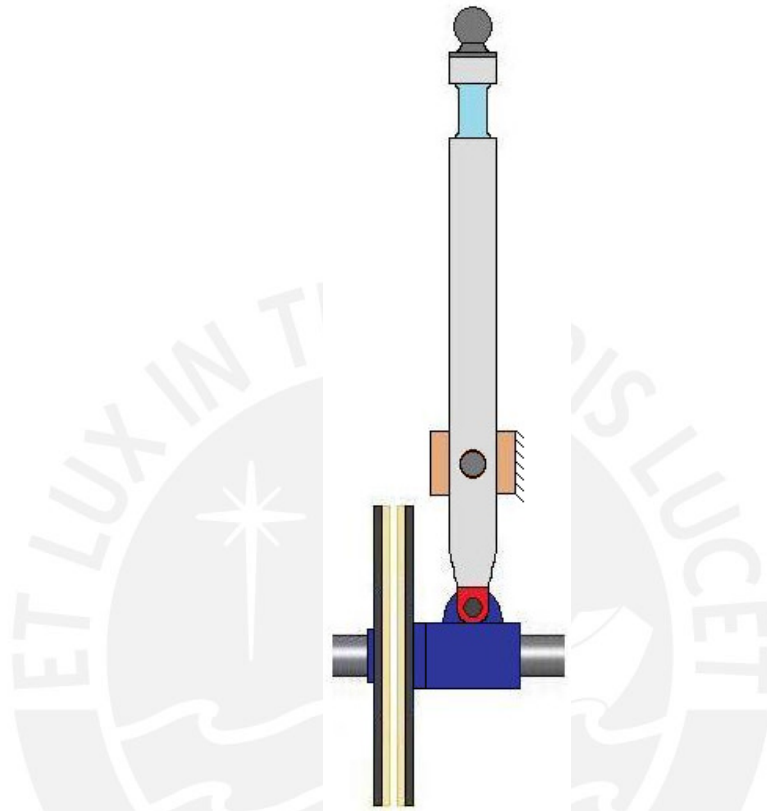


Figura 3.1: Vista básica de Planta de la Palanca

El movimiento de la palanca gira en torno a un pivote. Eso significa que los dos extremos no se moverán en sentido completamente horizontal sino con un pequeño ángulo, entonces eso puede generar cargas adicionales al sistema de embrague al igual que al pivote, pero como la distancia de recorrido de los discos es tan corta se puede aminorar con una tolerancia grande en el agujero.

Según la Ley de Seguridad y Salud en el Trabajo de los Estibadores Terrestres y Transportistas Manuales, la máxima fuerza que puede ejercer un operario con una palanca, es de 250 N. Como no se puede exigir demás al operario se utilizará una gran palanca para multiplicar su fuerza.

En la tabla 3.2 se pueden ver los datos de potencia y velocidad de la rueda hidráulica, el coeficiente de fricción de los discos, y las dimensiones que se

consideraron para el disco. Las medidas fueron hechas con respecto a un embrague de disco de un automóvil por razones de cálculo, y el coeficiente de fricción fue considerando con el asbesto tramado como el material de contacto sobre acero o hierro fundido. Como los valores fluctúan de 0.3 – 0.6 en seco, se eligió 0.3 por ser el valor más crítico.

Tabla 3.2: Datos de la rueda hidráulica y del disco de embrague

Potencia (W)	Velocidad (RPM)	Fricción	Diámetro Externo (m)	Diámetro Interno (m)
1000	24	0.30	0.240	0.160

En primer lugar, se debe calcular la fuerza axial necesaria para que los dos discos de fricción puedan acoplarse. Si la fuerza no es tan grande, se puede llevar a cabo el proyecto como fue diseñado en un inicio, pero si es demasiado grande, se necesitará considerar alternativas para reducir el torque.

En teoría, la fuerza axial que le llega al disco gracias al operario debería ser mayor que la fuerza necesaria para que los discos se acoplen sino los discos resbalarían y nunca transmitirían el torque necesario. Es por eso que antes de proseguir con el método de diseño, se debe analizar si la fuerza del operario será suficiente para accionar el movimiento del eje secundario. El DCL de las fuerzas externas sin las reacciones del sistema se puede ver en la palanca esquematizada de la figura 3.2.

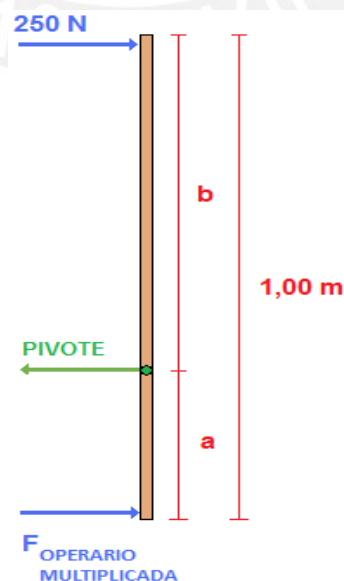


Figura 3.2: Posición del pivote con respecto a la fuerza del operario

Tabla 3.3: Tabulación para determinar la posición del apoyo

a (m)	b (m)	$F_{\text{OPERARIO MULTIPLICADA}} \text{ (N)}$
0.10	0.90	2250.00
0.11	0.89	2022.73
0.12	0.88	1833.33
0.13	0.87	1673.08
0.14	0.86	1535.71
0.15	0.85	1416.67
0.16	0.84	1312.50
0.17	0.83	1220.59
0.18	0.82	1138.89
0.19	0.81	1065.79
0.20	0.80	1000.00
0.21	0.79	940.48
0.22	0.78	886.36
0.23	0.77	836.96
0.24	0.76	791.67
0.25	0.75	750.00
0.26	0.74	711.54
0.27	0.73	675.93
0.28	0.72	642.86
0.29	0.71	612.07
0.30	0.70	583.33

Con la tabla 3.3 se puede ver qué posición es la más adecuada para poner el pivote, ya que por fuerza y distancia el brazo de palanca multiplica la fuerza del operario. La mínima distancia que se puede colocar el pivote es de 0.1 m y eso se debe al poco espacio que quedaría entre el pivote y el sistema de disco. Por esta razón se utilizará la fuerza axial correspondiente a esa medida ya que es la máxima fuerza que el operario podrá generar. Para saber qué posición utilizar, se debe cumplir que la:

$$F_{\text{OPERARIOMULTIPLICADA}} \geq F_{\text{AXIAL}}$$

Utilizando sólo la palanca sería imposible en cualquier posición ya que en ninguna posición alcanza la fuerza necesaria para vencer la fuerza axial.

$$b \cdot 250N = a \cdot F_{\text{OPERARIOMULTIPLICADA}}$$

$$2250N \leq 13263N$$

La perilla en la parte superior de la palanca tendrá el mismo mecanismo que se utiliza en una puerta común y corriente. Cuando se gira la perilla para un sentido se levanta el macho y cuando se gira para el sentido contrario se inserta el macho en la hembra que en este caso son los agujeros. Esto asegurará el posicionamiento de la palanca.

Los agujeros donde ingresará este seguro estarán en un soporte diseñado especialmente para que avance 10 mm en el eje horizontal. El cálculo para las dimensiones de estos agujeros se hará con respecto a la palanca que tiene longitud fija, y con respecto al apoyo fijo. Esto proporcionará las distancias necesarias al igual que la ubicación exacta de donde tendría que ir situado cada agujero para asegurar la posición acoplada y desacoplada.

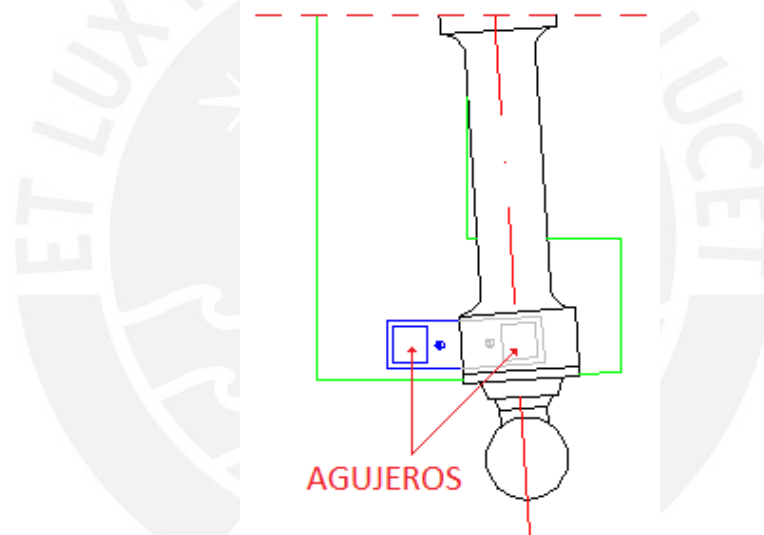


Figura 3.3: Soporte con agujeros para la perilla

Una vez ilustrado, se puede ver que el desplazamiento vertical entre los dos agujeros es casi imperceptible. Esto significará que teniendo una tolerancia de esa distancia en el pivote la palanca podrá desplazarse verticalmente lo justo y necesario. En la figura 3.3 se puede apreciar el soporte con agujeros que contendrá la palanca.

Para analizar el DCL de la palanca se debe asumir que el embrague está en posición embragada para que el sistema esté en equilibrio. Esto significaría que la fuerza multiplicada del operario está en dirección contraria.

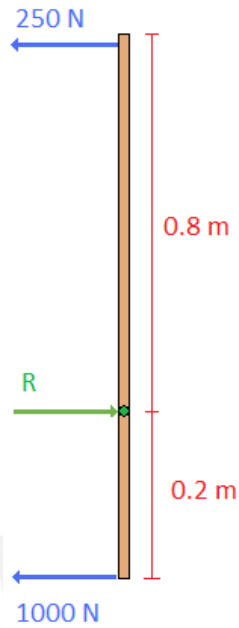


Figura 3.4: DCL de la palanca en posición embragada

En la figura 3.4 se puede apreciar el DCL de la palanca y con esto se procede al cálculo de resistencia. Utilizando las medidas mostradas en la figura 3.4 como referencia se procede a hacer los diagramas de fuerza cortante y de momento flector que se pueden apreciar en la figura 3.5. La reacción R se obtiene con una sumatoria de fuerzas simple.

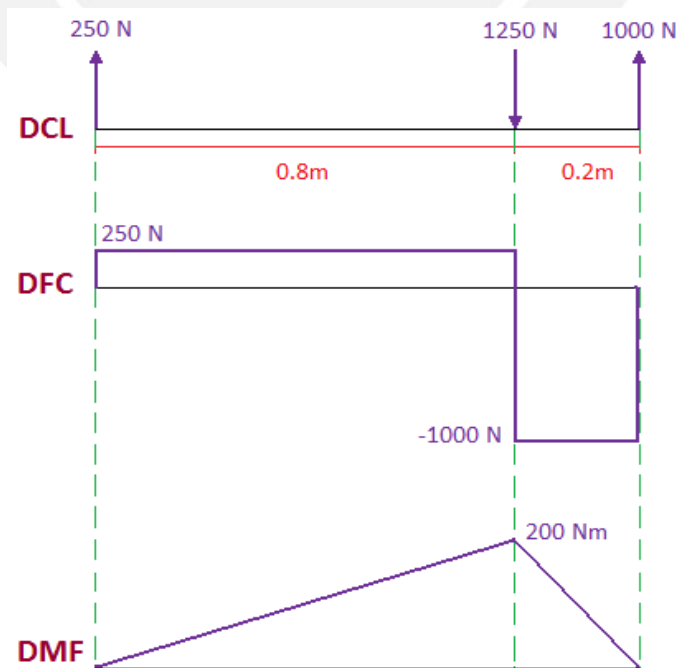


Figura 3.5: Diagramas de Fuerza y Momento de la palanca

La palanca se comprueba por flexión y por corte utilizando las ecuaciones 8, 9 y 10.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3(\sigma_\tau)^2} \quad (8)$$

$$\sigma_f = \frac{32 \times M_f}{\pi * (d)^2} = \frac{32 \times 200 Nm}{\pi * (0.025m)^2} = 3259493 \frac{N}{m^2} \quad (9)$$

$$\sigma_\tau = \frac{F}{A} = \frac{1000N}{\pi * (0.025m)^2} = 509296 \frac{N}{m^2} \quad (10)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(3259493 \frac{N}{m^2})^2 + 3(509296 \frac{N}{m^2})^2}$$

$$\sigma_{eq} = 3376.75 \frac{kN}{m^2} \times F.S$$

Se utiliza un F.S.=3 ya que la fuerza aplicada a la palanca puede ser más de 25 kg, y el esfuerzo admisible del aluminio AA6061 es $\sigma_{adm} = 48 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{eq} = 10131 \frac{kN}{m^2} < 48000 \frac{kN}{m^2} = \sigma_{adm}.$$

La palanca cumple con los requisitos de seguridad ya que no fallará ni por fluencia ni por fatiga incluso tomando un factor de seguridad tan alto.

El pivote y la palanca de aluminio pueden provocar un par galvánico, es por eso que se eligió utilizar un separador de plástico para que no ocurriera esto ya que puede provocar deterioro en ambos componentes.

3.2 Sistema de embrague

El sistema se basará en el mismo funcionamiento que un embrague de disco ya que son dos discos que se presionarán entre sí para transmitir el giro, sin embargo el diseño será más sencillo. Lo único que si se utilizará serán los discos de fricción.

El sistema estará compuesto por dos partes principales. La primera será una corredera de acero SAE 1045 que se deslizará por el eje con una bocina interna de bronce SAE 64 [14]. La oreja de la parte superior será la que transmitirá la fuerza de la palanca. La bocina quedará unida con un disco que soportará el material de fricción a través de tornillos, y con la corredera tendrá 0.5 mm de juego para permitirle girar en su eje. Entre la bocina y la corredera habrá dos canales para posicionar graseras. Esto dejará que la bocina gire libremente sin desgastarse y además reducirá la temperatura de trabajo generada por la fricción.

Para poder hacer el DCL del sistema se necesitará hallar el centro de masa de este dispositivo:

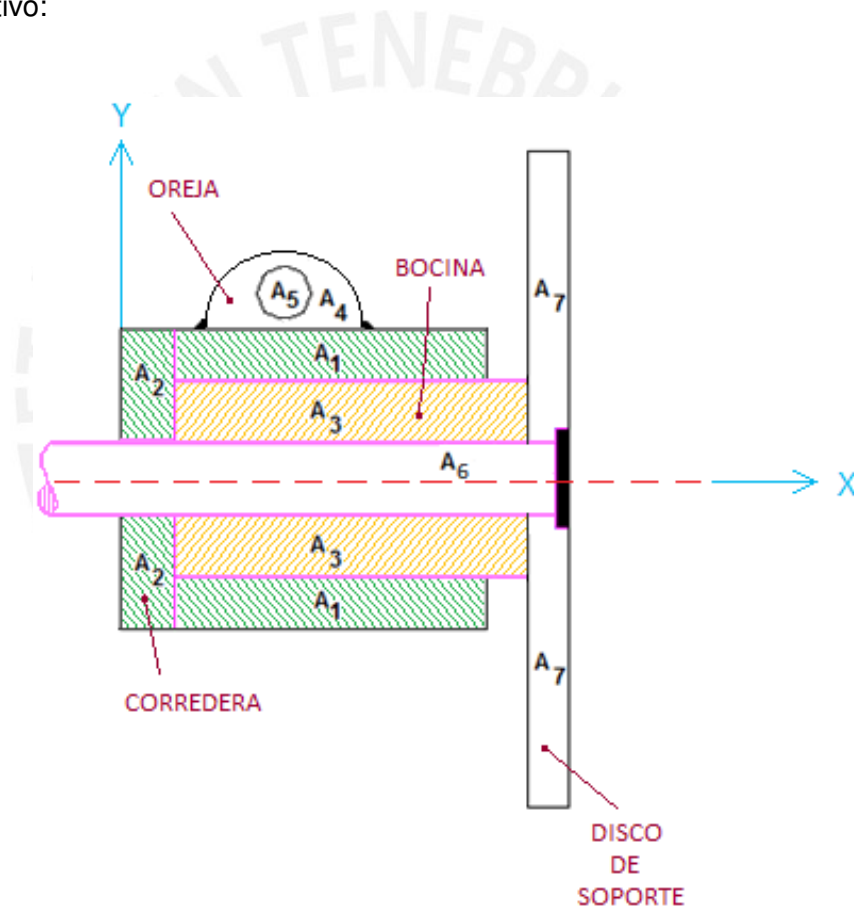


Figura 3.6: Esquema del sistema de fricción

En la figura 3.6 se puede observar cómo fueron separadas las áreas para poder realizar el cómputo.

$$\frac{A_1 d_1 \times 2 + A_2 d_2 \times 2 + A_3 d_3 \times 2 + A_4 d_4 - A_5 d_5 - A_6 d_6 + A_7 d_7 \times 2}{2 \times A_1 + 2 \times A_2 + 2 \times A_3 + A_4 - A_5 - A_6 + 2 \times A_7} = x$$

Resolviendo la ecuación se obtiene el centro de masa con respecto al extremo de la izquierda. Las dimensiones se pueden apreciar

$$\frac{2300mm^2 \times 67.5mm \times 2 + 1700mm^2 \times 10mm \times 2 + 5850mm^2 \times 85mm \times 2 + 1413.7mm^2 \times 57mm - 113.1mm^2 \times 57mm - 3925mm^2 \times 78.5mm + 1612.5mm^2 \times 153.5mm \times 2}{2300mm^2 \times 2 + 1700mm^2 \times 2 + 5850mm^2 \times 2 + 1413.7mm^2 - 113.1mm^2 - 3925mm^2 + 2 \times 1612.5mm^2} = \bar{x}$$

$$\bar{x} = 84.7mm$$

El centro de masa sólo se cálculo en el eje horizontal ya que el dispositivo es simétrico con respecto al eje. La única unidad que alternaría ese efecto sería la oreja soldada ya que es la única parte que no es simétrica, pero su influencia no es significativa.

Con las dimensiones y la densidad del material se puede calcular el peso total del elemento, lo cual servirá para el cálculo estático que se realizará más adelante en el capítulo. El material SAE 1045 se eligió por ser un acero al carbono de alta durabilidad y dureza. Como habrá un contacto constante entre la bocina de bronce y la corredera se necesitará un material resistente, es por eso que se prefirió utilizar este acero.

Tabla 3.4: Características del sistema de fricción

Componente	Densidad (kg/m ³)	Largo (m)	Radio Exterior (m)	Radio Interior (m)	Area (m ²)	Volumen (m ³)	Masa (kg)	Peso (N)
Corredera	7872	0.1350	0.055	0.0355	0.0055	0.00075	5.8919	57.80
Bocina	8876	0.1145	0.035	0.0125	0.0034	0.00038	3.4123	33.47
Oreja	7872	0.0200	0.030	0.0100	0.0011	0.00002	0.1731	1.70
Plato	7872	0.0150	0.120	0.0125	0.0447	0.00067	5.2839	51.83
Apoyo de Plato	7872	0.0150	0.035	0.0125	0.0034	0.00005	0.3965	3.89
PESO TOTAL (N)								148.70

En la tabla 3.4 se pueden encontrar las densidades, los componentes, y el peso total de los elementos.

En este dispositivo habrá canales entre la bocina de bronce con el dispositivo de acero para poder lubricarse a través de dos graseras. Se escogió una grasera de 3/8 NPT con un agujero de 5 mm de diámetro. Estos canales se harán diagonalmente para que el aceite pueda deslizarse fácilmente por toda la superficie, ya sea con el eje o con la bocina. La grasera luego se conectará a una manguera que será la que proveerá el aceite. El sub ensamble del sistema de embrague se puede comprender mejor en la figura 3.7.

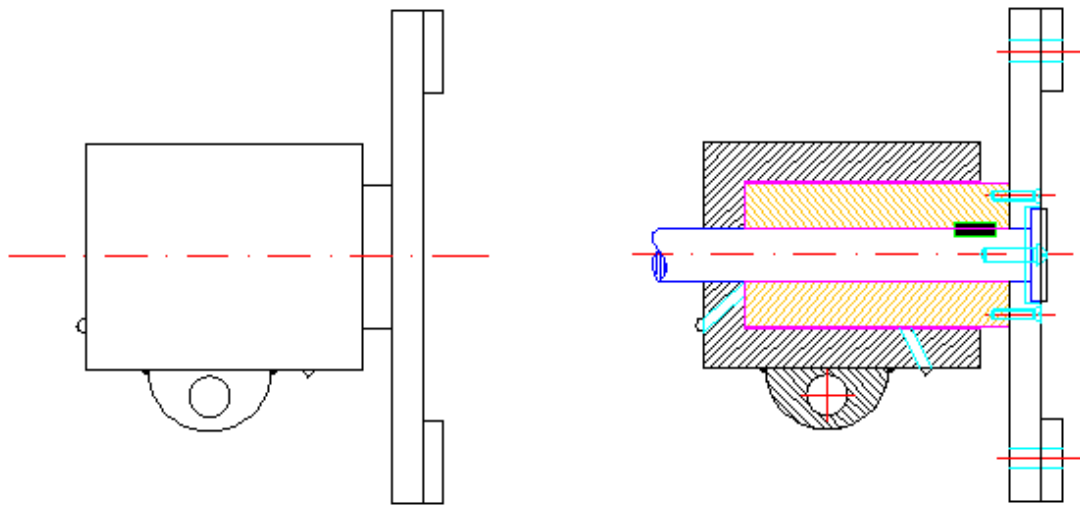


Figura 3.7: Sub ensamble del dispositivo de embrague

La corredera de acero se mantendrá fija ya que estará conectada a una palanca, sin embargo, la bocina de bronce girará de la misma manera que el eje. Este torque se transmitirá del eje a la bocina a través de una chaveta. Para calcular que chaveta requiere el sistema se analizará el eje con la ecuación 11.

$$P = \frac{F_{\tau}}{t \times L_{Ef}} \leq P_{adm.} \quad (11)$$

L_{Ef} = Longitud de contacto efectiva

t = Profundidad que penetra la chaveta en el cubo

P = Presión

h = Altura

$$P = \frac{2M_t}{d \times t \times L_{Ef}} \leq P_{adm.}$$

Como el eje es de acero, la presión admisible es de 90 N/mm^2 .

$$\frac{2M_t}{d \times t \times P_{adm.}} = \frac{2 \times \left(23873 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)}{25\text{mm} \times 4 \times \left(90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)} \leq L_{Ef}$$

$$5.31\text{mm} \leq L_{Ef}$$

Según la norma DIN 6885 se debe cumplir que $L > L_{Ef} + b$ y en este caso $b = 8\text{mm}$, entonces la longitud debe ser mayor a 13.31. La chaveta más cercana a estas características es la de $8 \times 7 \times 20\text{mm}$, es por eso que esta fue la seleccionada [26]. En el anexo D se puede ver más información sobre chavetas.

El eje que contiene el dispositivo de embrague tendrá un disco al extremo para que no se desplace más de lo permitido el embrague. El tope será del mismo material que el eje y permanecerá fijo gracias a un tornillo central.

3.3 Selección de un reductor de velocidad

En un eje de baja velocidad con alta potencia siempre se obtiene un alto torque, es por eso que se debe disminuir la potencia o aumentar la velocidad. Como la potencia permanece constante en todo el eje, sólo se podrá lograr la reducción del torque utilizando un reductor de velocidad. Como lo dice el nombre, este dispositivo se encarga de reducir velocidades, pero utilizándola de forma inversa, se logra amplificar con la misma relación de transmisión.

Para seleccionar un reductor adecuado se necesita determinar la potencia, la velocidad de entrada y la velocidad de salida requerida. Con estos valores se ingresa al catálogo correspondiente y simplemente se escogen los valores necesarios a la salida, ya que la velocidad de entrada en este caso sería la velocidad de salida. El reductor en este modelo se convertiría en un amplificador.

Una empresa argentina conocida en el ámbito nacional cuyo rubro principal es la fabricación de reductores de velocidad y moto reductores es LENTAX. Esta

empresa tiene más de 50 años de experiencia en el desarrollo y mejoramiento tecnológico de dichos productos para que tengan un nivel y calidad internacional. Ellos fabrican todos los cuerpos reductores de la serie de coaxiales con fundición de hierro gris, con nervios de refuerzo para aumentar su rigidez.

Los diseños son compactos con volumen y peso reducido, requiriendo menos espacio para montarlo. Tienen alta durabilidad, alto rendimiento y funcionan de forma suave y silenciosa. Para este proyecto se decidió trabajar con esta marca por todas las ventajas que ofrecen, y porque aparte se venden en Argentina, que por estar cerca facilitaría mucho su transporte.

En el catálogo hay muchos reductores adecuados ya que la mayoría cumplen con los requisitos necesarios, pero no todos convienen económicamente. Para tomar la mejor decisión, es beneficioso encontrar un balance entre el brazo de palanca, y la relación de transmisión, ya que a mayor relación, mayor es el costo. Según el catálogo hay reductores coaxiales y a 90°, pero en este caso se prefirió utilizar coaxiales para tener un sistema alineado.

Tabla 3.5: Relación de transmisión con respecto a la velocidad

Velocidad (RPM)	Torque (Nm)	Presión (N/m)	F_{AXIAL} (N)	Relación de Transmisión
1500	6.366	10554.290	212.207	62.5
1400	6.821	11308.168	227.364	58.3
1300	7.346	12178.027	244.854	54.2
1200	7.958	13192.862	265.258	50.0
1100	8.681	14392.214	289.373	45.8
1000	9.549	15831.435	318.310	41.7
900	10.610	17590.483	353.678	37.5
800	11.937	19789.294	397.887	33.3
700	13.642	22616.336	454.728	29.2
600	15.915	26385.725	530.516	25.0
500	19.099	31662.870	636.620	20.8
400	23.873	39578.587	795.775	16.7
300	31.831	52771.450	1061.033	12.5
200	47.746	79157.175	1591.549	8.3
100	95.493	158314.349	3183.099	4.2

En la tabla 3.5 se hace un cálculo de cuanta fuerza necesitarían los discos con respecto a diferentes velocidades tabuladas. Comparando esa fuerza con la fuerza que puede entregar el operario, uno puede ver que no se necesita una velocidad tan alta para que el sistema funcione. Incluso a partir de 200 RPM, el operario ya es capaz de unir los dos discos.

Tabla 3.6: Características para seleccionar el reductor de velocidad

a (m)	b (m)	F _{OPERARIO MULTIPLICADA} (N)	Velocidad (RPM)	Torque (Nm)	Presión (N/m)	F _{AXIAL} (N)	Relación de Transmisión
0.20	0.80	1000.00	400	23.873	39578.587	795.775	16.7

Los datos de la tabla 3.6 fueron escogidos ya que una distancia muy corta entre el pivote y el sistema de disco puede complicar el mantenimiento o el intercambio de piezas. Al utilizar esas distancias, hay una fuerza que le corresponde, y esa debe ser mayor o igual a la que necesita el disco para funcionar. Entonces se utilizó la tabla y se seleccionó la inmediata inferior para cumplir con el requisito. Luego de ese paso, se analiza esta información con el catálogo N° 520 de LENTAX, para así poder encontrar el reductor más adecuado para el sistema. Utilizando la potencia mínima de 1 kW, la velocidad de entrada de 24 RPM y la velocidad mínima de salida de 400 RPM, se puede encontrar el reductor más apropiado para este proceso.

En la tabla 3.7 se puede apreciar las potencias mecánicas en kilowatts y las relaciones nominales de cuatro tipos de reductores escogidos. Lo importante de los datos característicos es la relación de transmisión, ya que la velocidad de entrada en este caso será la de 24 RPM y no las que figuran en el cuadro. Los otros reductores se pueden encontrar en el anexo A.

Como necesita una relación de transmisión de 16.7, la relación de estos reductores que más se le asemeja es la de 16. Luego con el dato de la potencia de 1 kW, se selecciona el reductor más cercano a estas características ya que uno sobredimensionado puede significar un gasto mayor. En este caso todos los motores cumplen con la condición de la potencia, pero se utilizará el reductor DP100 ya que 5.52 kW es la menor potencia de las cuatro.

Tabla 3.7 Potencias mecánicas y relaciones nominales [15]

Modelo Model	n1 (r.p.m.)	Relaciones Nominales Nominal Ratio									
		6,3*	8*	10*	12,5*	16	20	22,5	25	28	31,5
DP 100	1800	25.1	24.6	20.5	13.9	12.7	10.0	8.60	6.81	6.72	5.37
	1500	21.7	21.3	17.7	12.0	11.0	8.61	7.43	5.89	5.81	4.64
	1200	17.9	17.5	14.6	10.1	8.73	6.89	5.93	4.70	4.62	3.67
	1000	15.3	14.9	12.5	8.76	7.21	5.74	4.93	3.90	3.83	3.02
	900	14.0	13.4	11.3	7.94	6.53	5.18	4.46	3.52	3.45	2.72
	750	12.1	11.2	9.42	6.70	5.52	4.34	3.75	2.94	2.87	2.28
DP 125	1800	48.8	46.7	36.7	26.4	20.2	16.0	13.7	11.7	11.0	9.28
	1500	42.2	40.4	31.7	22.8	17.5	13.8	11.8	10.1	9.49	8.02
	1200	35.4	32.3	25.5	19.1	14.0	11.0	9.45	8.06	7.59	6.43
	1000	30.9	26.9	21.3	16.6	11.7	9.20	7.88	6.70	6.33	5.37
	900	28.4	24.2	19.2	15.0	10.5	8.29	7.11	6.02	5.68	4.84
	750	24.7	20.2	16.0	12.5	8.76	6.92	5.96	5.00	4.71	4.05
DP 140	1800	84	64	50	40.0	30.4	25.3	19.9	17.7	16.2	13.4
	1500	73	55	43.6	34.6	26.3	21.9	17.2	15.3	14.0	11.6
	1200	60	44.1	35.1	27.5	21.1	17.5	13.8	12.2	11.2	9.28
	1000	51	36.8	29.4	22.8	17.6	14.6	11.5	10.2	9.35	7.73
	900	45.9	33.3	26.5	20.4	15.8	13.2	10.3	9.21	8.41	6.96
	750	38.3	28.0	22.1	16.9	13.2	11.0	8.61	7.73	6.99	5.81
DP 160	1800	102	94	76	59	48.6	39.7	33.2	27.9	25.7	20.0
	1500	88	81	66	51	42.0	34.3	28.7	24.1	22.2	17.3
	1200	71	65	54	42.4	33.6	27.5	22.9	19.2	17.8	13.9
	1000	59	54	45.9	36.6	28.0	22.9	19.1	16.0	14.8	11.6
	900	53	49.2	41.3	33.0	25.2	20.6	17.2	14.4	13.3	10.4
	750	44.2	41.9	34.4	27.6	21.0	17.1	14.4	12.1	11.1	8.68

Observando la tabla de relaciones presentada en el anexo A, se puede observar que la relación real es de 16.31, siendo más cercano al valor calculado de 16.7.

Según la tabla de medidas del reductor DP100 que se pueden encontrar en el anexo A, el eje D1 que se presenta en la figura 3.8, mide 24 mm, el eje D2 mide 55 mm y el reductor pesa 40 kg. Esos datos servirán para seleccionar los acoplamientos flexibles al igual que la carga que recibirán los rodamientos.

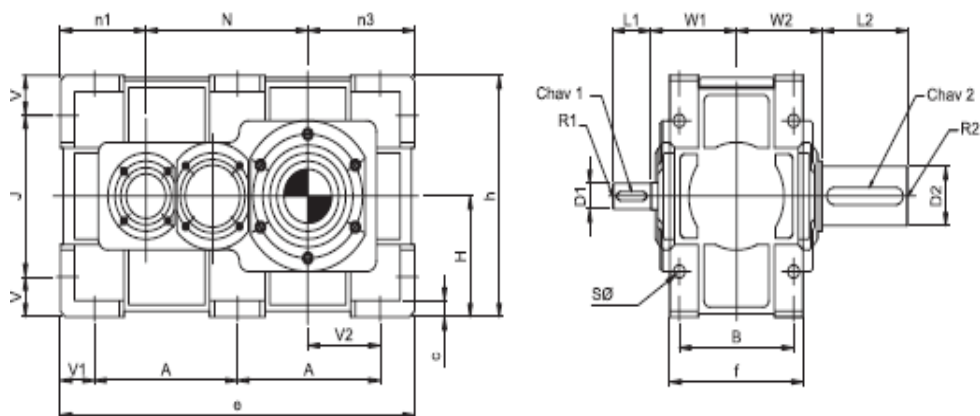


Figura 3.8: Reductor DP100 [15]

3.4 Cálculos del sistema propuesto

a) Cálculo del eje

Con un torque de 13.26 Nm se puede estimar cual es el diámetro mínimo que debe tener el eje secundario. Lo que más afectaría en este caso al eje sería el momento torsor ya que al tener tantos apoyos, el efecto de flexión será mínimo. Calculando con la ecuación 12, por rigidez a la torsión [16]:

$$d \geq 4\sqrt[4]{0.1M_t} \quad (12)$$

Se puede observar que el diámetro tiene que ser:

$$d \geq 4\sqrt[4]{0.1(23.873Nm)}$$

$$d \geq 27.96mm$$

El eje que existe actualmente mide 50 mm de diámetro, significando que mide casi el doble del que se agregará. Al reducir el diámetro del eje, reducimos costos ya que se seleccionarían chumaceras más chicas, al igual que rodamientos de diámetros menores, y acoplamientos flexibles de menor tamaño.

La fórmula aplicada para hallar el diámetro del eje es un cálculo general, que no sería seguro utilizarlo como decisión final ya que se tiene que comprobar por diversas leyes propuestas por Tochterman. Sin embargo, no hay elementos que flexionen el eje ni esfuerzos de corte muy elevados. Es por eso que se utilizará esta medida como referencia.

Como no es comercial utilizar un diámetro de 27.96 mm, se utilizará un diámetro cercano a este valor, el cual, en este caso será 25 mm. El método de cálculo para hallar este diámetro es conservador, es por eso que se puede tomar un diámetro un menor. Se tendrá que comprobar que esta medida cumple con la seguridad del sistema ya que el eje estará al intemperie y el lugar esta al acceso de cualquier persona. Un espectador o alumno podría sentarse en el eje, agarrarlo, o hacer

cosas que no están consideradas en el cálculo. Siendo la seguridad parte de los requerimientos del proyecto, se analizará esta dimensión con un factor de seguridad alto.

El material que se utilizará para el eje es el SAE 1045 ya que es un acero al carbón medio con fuerza, dureza y tenacidad y aparte es utilizado en muchas de las ramas en ingeniería en el Perú.

b) Selección del acoplamiento flexible

La mayoría de los sistemas mecánicos que contienen un eje, tienen acoplamientos flexibles porque permiten que ejes de diferentes tamaños o que no estén alineados se conecten. Usualmente las tolerancias mecánicas, el montaje, o las condiciones externas, pueden tener como consecuencia una desalineación entre ejes. Altas temperaturas hacen que los ejes se dilaten, el montaje nunca es 100% preciso, y las tolerancias no prometen perfecta exactitud. Todos estos efectos pueden introducir fuerzas axiales entre ejes cuando debería haber sólo perpendiculares, provocando posibles rupturas en el eje o en el rodamiento.

Este tipo de junta cumple un rol muy importante en este sistema ya que será el responsable de acoplar un eje con otro. Se escogió que sea flexible para que absorba las cargas que haya en otras direcciones, siendo rígido a la vez en el sentido de rotación. Tienen la ventaja de proteger maquinaria, agregándole vida útil al sistema. En la figura 3.9 se puede apreciar el tipo de acoplamiento seleccionado.



Figura 3.9: Acoplamiento flexible de garras [17]

Por facilidad de compra usualmente se seleccionan un tipo de acoplamiento para todo el sistema, pero como hay una diferencia tan grande de tamaños se recomienda utilizar diferentes acoplamientos. El reductor de velocidad tiene dos diámetros, el de entrada y el de salida, que miden: 24 mm y 55 mm respectivamente. El diámetro del eje secundario es de 25mm y el de la rueda hidráulica es de 50 mm. Para este caso se seleccionó un acoplamiento flexible de garras de la marca Lovejoy tipo A. Las especificaciones y dimensiones se pueden encontrar en el anexo B.

Estos acoplamientos flexibles permiten rangos de diámetros amplios ya que se pueden tornearse internamente para obtener el agujero deseado. Los dos rangos de los acoplamientos elegidos de tipo A son de 24 mm a 32 mm y de 48 mm a 60 mm. Uno iría ubicado entre el eje y uno de los extremos del reductor y el otro iría del otro extremo del reductor hacia el eje conectado con la rueda hidráulica. Se seleccionará otro acoplamiento más para poder conectar el generador al eje, pero eso dependerá del generador que se escogerá pues la selección depende del diámetro de salida.

c) Cálculos de resistencia del sistema

El estudio del sistema debe empezar por un cálculo estático, ya que con esto se obtienen los valores de las fuerzas que actúan sobre el eje, verificando así si el eje diseñado podrá soportar la carga o si habrá algún tipo de flexión o fatiga.

El sistema tiene tres ejes que serán acoplados, sea por acoplamientos flexibles, o por discos de fricción. Estos se pueden apreciar en la figura 3.10. Se calculará las reacciones que se encuentran en el eje más cercano al generador por ser el eje más crítico y el eje principal ya está montado entonces no es necesario realizar los cálculos.

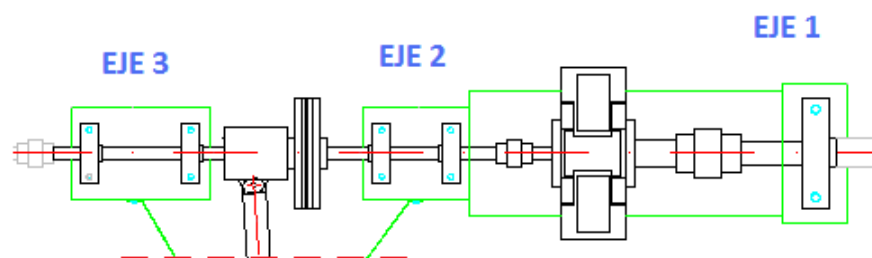


Figura 3.10: Ejes en el sistema

En el eje más cercano al generador se considerarán el peso del eje, los apoyos de chumacera, y el peso del sistema de embrague para efectuar el cálculo estático del sistema. Se asumirá que el efecto flector y torsor del embrague será asumido por la chumacera más cercana.

El eje que se acoplará a este eje mencionado anteriormente no será crítico pues no hay fuerzas mayores que actúen sobre él. El torque es el mismo que en el eje crítico pero la diferencia es que no hay elementos que puedan causar que se flexione el eje. Es por eso que sólo se analizará el más cercano al generador. La chumacera seleccionada para este eje se aplicará para todo el resto, ya que si cumple para el más crítico, cumplirá con el resto.

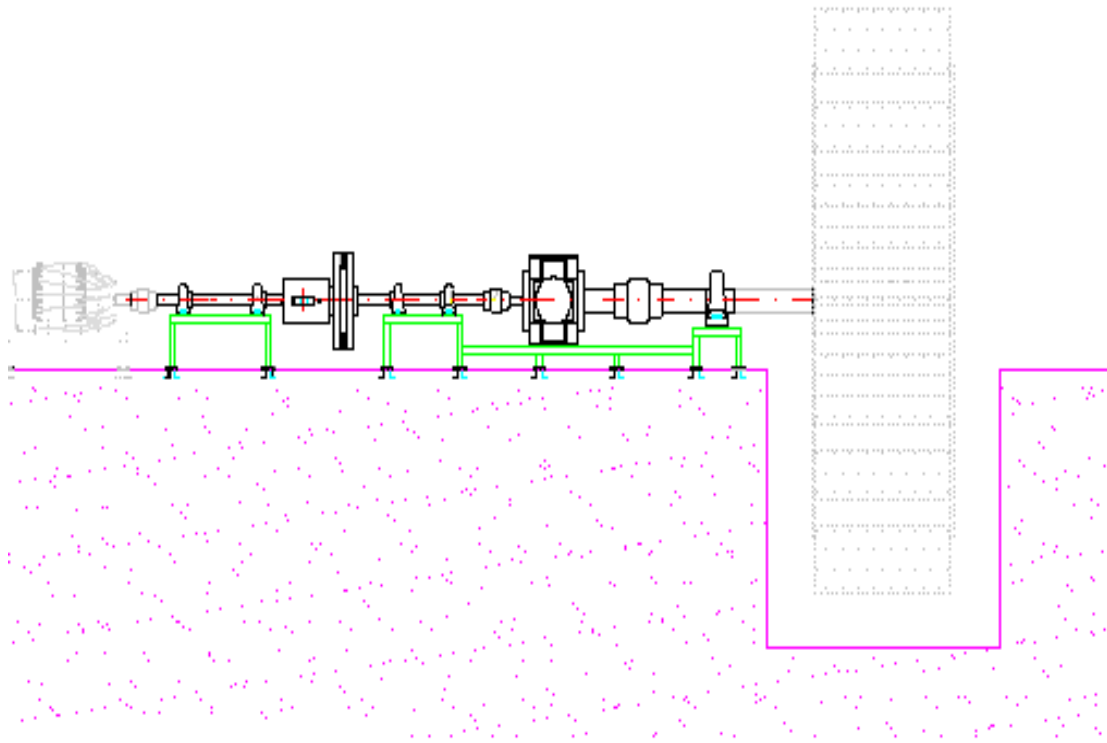


Figura 3.11: Sistema propuesto

En la figura 3.11 se puede ver la vista frontal del sistema propuesto, incluyendo la rueda hidráulica. Se asumió que el sistema es estático, entonces, todas las fuerzas y momentos deberían sumar cero, y por todos los apoyos que hay no debe haber ningún problema de flexión ni de fatiga, sin embargo se debe comprobar por seguridad.

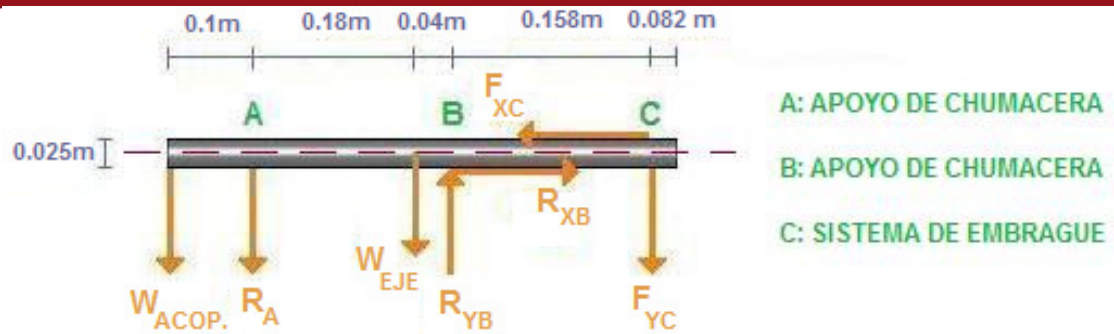


Figura 3.12: Diagrama de cuerpo libre del sistema izquierdo

El esquema mostrado en la figura 3.12 se debe comprobar por equilibrio para poder hallar el valor de las reacciones, utilizando las ecuaciones 13 y 14 respectivamente. Una vez encontrado el valor de las reacciones, se podrá seleccionar el rodamiento adecuado al igual que la chumacera correspondiente.

$$\sum F_y = 0$$

$$-W_{ACOP.} - R_A - W_{EJE} - F_{YC} + R_{YB} = 0 \quad (13)$$

Como la longitud del eje será de 0.56 m, el diámetro 0.025 m, y la densidad del material SAE 1045 que es $7.872 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$, entonces se podrá calcular el peso del eje.

$$W = 0.56m \times \pi 0.0125^2 m^2 \times 7872 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 21.23N$$

El peso del acoplamiento flexible al extremo es de 0.8 kg. En términos de fuerza, el valor de $W_{ACOP.}$ sería:

$$W_{ACOP.} = 0.8kg \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{ACOP.} = 7.85N$$

Para las fuerzas en el sentido horizontal, la fuerza axial generada por la palanca será recibida por el apoyo en el punto B, el cual será un rodamiento con apoyo de chumacera. Pero el efecto que sentirá no será el de la fuerza axial sino el de la fricción.

$$\sum F_x = 0$$

$$795.78N = F_{XC} = R_{XB}$$

Las fuerzas en el eje horizontal serán despreciables a la hora de calcular la sumatoria de momentos por el insignificante torque que representan. Esto corresponde al pequeño diámetro del eje y a la pequeña fuerza de fricción. Por eso, para hallar las variables faltantes, se resolverá la siguiente ecuación sin la fuerza axial.

$$\sum M_B = 0$$

$$0.22m \times (R_A) + 0.32m \times (7.85N) + 0.04m \times (21.23N) + 0.158m \times (-F_{YC}) = 0 \quad (14)$$

$$0.22m \times (R_A) + 3.36N + 0.158m \times (-148.7) = 0$$

$$R_A = 91.52N$$

Utilizando la ecuación 13 que utiliza la sumatoria de fuerzas verticales, se puede obtener el valor de la otra reacción.

$$-91.52N + R_{YB} = 177.78N$$

$$R_{YB} = 269.3N$$

Con estos valores se pudo generar los diagramas de fuerza en el eje vertical y horizontal al igual que los diagramas de momento. En la figura 3.13 se pueden apreciar todos los diagramas.

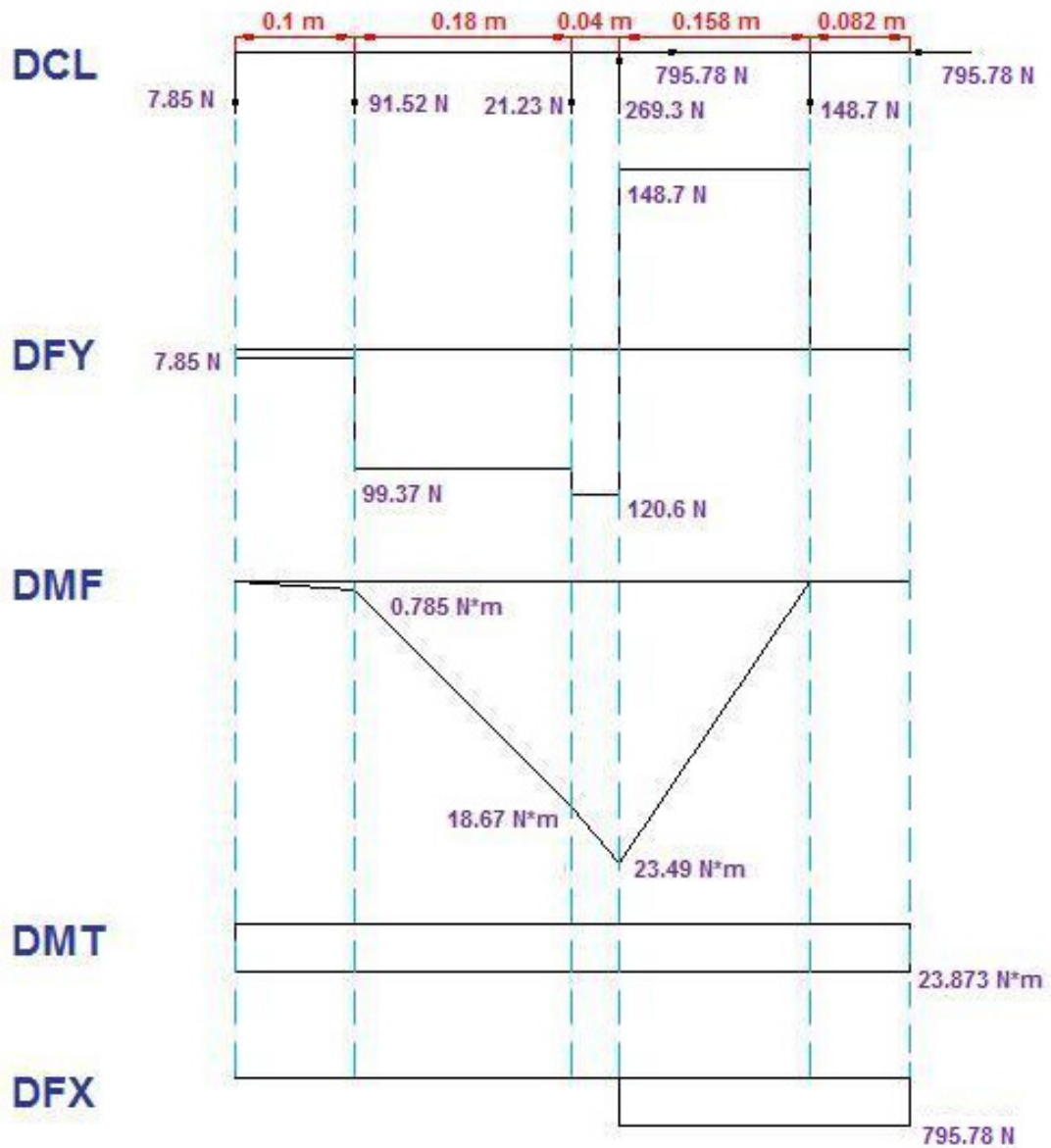


Figura 3.13: Diagramas de fuerza y de momento del sistema crítico

En la tabla 3.8 se puede observar el resumen de cargas, analizando los puntos críticos del eje.

Tabla 3.8: Resumen de cargas en el punto crítico

Fuerza Axial	13.26 kN
Fuerza Radial	120.6 N
Momento Flector	23.49 N*m
Momento Torsor	23.873 N*m

Con la ecuación 12 utilizada previamente se obtuvo una dimensión para el eje, pero es necesario comprobar que no fallará el eje por flexión, fatiga o torsión. Por esta razón procedemos a calcular el esfuerzo equivalente del punto crítico con la ecuación 15.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3(\alpha\sigma'_\tau)^2} \quad (15)$$

Se continúa hallando el esfuerzo normal y cortante debido a los momentos flectores y torsores del sistema, considerando los factores de carga, temperatura y de confiabilidad. También se considerarán los factores efectivos de concentración, el tamaño y el acabado superficial.

Sabiendo que los esfuerzos son los que se muestran en las ecuaciones 16 y 17:

$$\sigma'_f = \frac{\beta_f}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \times \sigma_f = \frac{\beta_f}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \times \frac{32M_f}{\pi d^3} \quad (16)$$

$$\sigma'_\tau = \frac{\beta_\tau}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \times \sigma_\tau = \frac{\beta_\tau}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c} \times \frac{16M_\tau}{\pi d^3} \quad (17)$$

Se obtienen los valores de las variables por tablas y estos se pueden apreciar en la tabla 3.9:

Tabla 3.9: Factores considerados para el diseño del eje

C_s	Acabado superficial	0.85
C_t	Tamaño	0.75
C_{temp}	Temperatura	1.00
C_{carg}	Carga	1.00
C_c	Confiabilidad	1.00
β_τ	Concentración de esfuerzos	1.60
β_f	Concentración de esfuerzos	2.20

Reemplazando los valores en las ecuaciones 16 y 17 se obtiene:

$$\sigma'_f = \frac{2.20}{(0.85) \cdot (0.75) \cdot (1.00) \cdot (1.00) \cdot (1.00)} \times \frac{32 \cdot (23490)}{\pi \cdot (25)^3} = 52.85 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma'_\tau = \frac{1.60}{(0.85) \cdot (0.75) \cdot (1.00) \cdot (1.00) \cdot (1.00)} \times \frac{16 \cdot (23873)}{\pi \cdot (25)^3} = 19.53 \text{ N/mm}^2$$

Luego la variable α se calcula con la ecuación 18:

$$\alpha = \frac{\sigma_{f_{ALT}}}{\sqrt{3 \times \tau_{t_{PULS}}}} = 0.8 \quad (\text{Alternante}) \quad (18)$$

Con los resultados de las ecuaciones 16, 17 y 18, se reemplaza en la ecuación 15 obteniendo así el esfuerzo equivalente.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(52.85)^2 + 3(0.8 \times 19.53)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 59.38 \text{ N/mm}^2$$

Se utilizará un factor de seguridad elevado ya que el eje estará expuesto a condiciones ambientales severas al igual que inciertas ya que cualquier alumno sería capaz de manipularlo. Con un F.S.=4 se obtiene:

$$\sigma'_{eq} = F.S. \times 59.38 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma'_{eq} = 237.52 \text{ N/mm}^2$$

Como el esfuerzo a la fluencia es de 390 N/mm², el eje no fallará ni por fluencia ni por fatiga aunque se considere un factor de seguridad tan alto como el que se consideró.

Una vez que se comprueba el eje con los criterios de falla, se procede con el cálculo de las deflexiones que sufrirá el eje. Con la deflexión máxima luego se puede hallar la velocidad crítica del eje y con eso se completa el cálculo de fallas.

En este caso, se producen deformaciones como se muestra en la figura 3.14. En el anexo C se pueden ver las diferentes formas constructivas de deformaciones típicas.

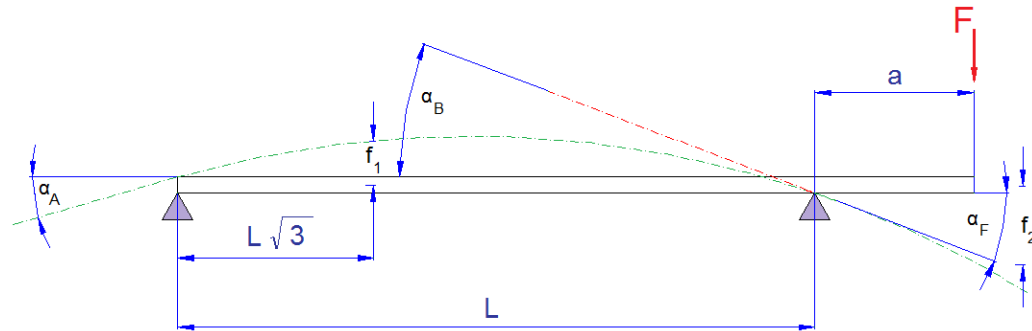


Figura 3.14: Esquema de las deformaciones en el eje

Utilizando la inercia del eje de la fórmula 19 y la tabla 3.10, se puede reemplazar las variables de las ecuaciones 20, 21, 22, 23 y 24 para poder hallar las deformaciones.

$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4} = \frac{\pi \cdot (12.5\text{mm})^4}{4} = 19174.8 \text{ mm}^4 \quad (19)$$

Tabla 3.10: Datos para hallar las deformaciones

F	148.7	N
a	158.0	mm
L	220.0	mm
E (Acero)	210000.0	N/mm ²

$$\alpha_A = \frac{F \cdot a \cdot L}{9 \cdot E \cdot I \cdot \sqrt{3}} = \frac{148.7\text{N} \cdot 158\text{mm} \cdot 220\text{mm}}{9 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 19174.8 \cdot \sqrt{3}} = 8.235 \times 10^{-5} \text{ rad} \quad (20)$$

$$\alpha_B = \frac{F \cdot a \cdot L}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{148.7\text{N} \cdot 158\text{mm} \cdot 220\text{mm}}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 19174.8} = 4.278 \times 10^{-4} \text{ rad} \quad (21)$$

$$\alpha_F = \alpha_A \cdot \left(2 + \frac{3 \cdot a}{L}\right) = 8.235 \cdot 10^{-5} \cdot \left(2 + \frac{3 \cdot 158\text{mm}}{220\text{mm}}\right) = 3.421 \times 10^{-4} \text{ rad} \quad (22)$$

$$f_1 = \frac{F \cdot a \cdot L^2}{9 \cdot E \cdot I \cdot \sqrt{3}} = \frac{148.7N \cdot 158mm \cdot (220mm)^2}{9 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 19174.8 \cdot \sqrt{3}} = 1.812 \times 10^{-2} mm \quad (23)$$

$$f_2 = \frac{F \cdot a^2 \cdot (L + a)}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{148.7N \cdot (158mm)^2 \cdot (220mm + 158mm)}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 19174.8} = 1.162 \times 10^{-1} mm \quad (24)$$

La flecha admisible por cada metro de longitud es de 0.5 mm y considerando que la longitud del eje calculado es de 378 mm, el $f_{adm} < 0.189$ mm. Ninguna de las flechas excede este valor así que cumple. En cuanto a la inclinación del eje, los apoyos con rodamientos rígidos de bola deben ser menor a 1×10^{-3} rad. y ninguno de los casos superan este valor. Por consiguiente, el eje no fallará por deformaciones.

Finalmente, se debe calcular la velocidad crítica del sistema para ver si el eje falla por exceso de velocidad. La velocidad crítica de rotación ocurre cuando las oscilaciones de rotación del eje entran en resonancia con las oscilaciones naturales del mismo. Esto puede hacer que el eje se deteriore y es por eso que se debe realizar este cálculo.

Para hallar la velocidad crítica se debe utilizar la ecuación 25:

$$n_{Cr} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{max}}} \quad (25)$$

La flecha máxima fue de 1.162×10^{-1} mm, entonces se reemplaza en la ecuación 25 y se obtiene la velocidad crítica en RPM.

$$n_{Cr} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{9800m/s^2}{1.162 \cdot 10^{-1} rad}} = 2775 \text{ RPM}$$

La velocidad de operación del eje será de 400 RPM. Según Rayleigh-Ritz esto debe ser menor que las dos terceras partes de la velocidad crítica la cual es 1850 RPM. Entonces el eje no fallará por la velocidad de operación.

3.5 Selección de las chumaceras

Comenzando el capítulo se pensó que los rodamientos de rodillos eran los más adecuados para este trabajo por su capacidad de trabajar con altas cargas, pero al tener los cálculos realizados, se pudo ver que con rodamientos de bolas es suficiente para que funcione bien el sistema.

La selección de las chumaceras se realizó a partir del catálogo de SKF, ya que proporciona los datos necesarios para poder seleccionar adecuadamente. Los datos técnicos de las chumaceras SKF se podrán encontrar en el anexo E, donde se mostrará el rango de chumaceras que hay en el catálogo. Este fabricante tiene muy buena reputación con respecto a sus rodamientos y apoyos y es por eso que se eligió esta opción.

En el sistema habrá dos tipos de chumaceras, una móvil y la otra fija. El apoyo fijo soportará toda la carga axial y radial, y el móvil estará en caso de dilatación o restricciones del eje que a largo plazo podría ocasionar rupturas. En la figura 3.15 se puede observar la chumacera ConCentra.

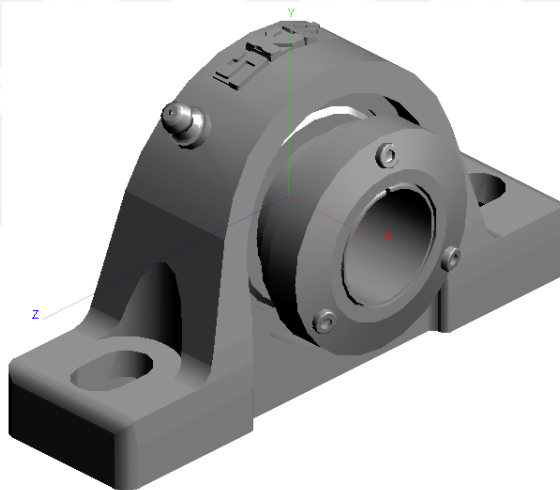


Figura 3.15: Chumacera [18]

Los rodamientos rígidos con una hilera de bolas resisten cargas radiales y además proveen un buen trabajo a revoluciones elevadas. Son el tipo de rodamiento más utilizado en la industria, incluso siendo las más económicas. Angularmente no son las más adaptables ya que tienen cierta restricción de movimiento, sin embargo son

usados en una gran variedad de aplicaciones. Son fáciles de diseñar, no se separan, y requieren de poca atención o mantenimiento en servicio. Estas características, unidas a su ventaja de precio, hacen que estos rodamientos sean los más populares de todos.

Se eligió el rodamiento con el diámetro del eje y la que menor carga soportaba ya que realmente no va a soportar cargas altas. La mayoría de rodamientos están sobredimensionados para máquinas herramientas, donde se utilizan fuerzas muy superiores que las que se manejarán en este sistema, es por eso que cualquier rodamiento cumpliría con el requisito de la carga.

La chumacera viene con el rodamiento adecuado, es decir, se venden como una sola pieza, entonces solamente sería necesario escoger la apropiada para el eje. Fue seleccionada la chumacera SY 25 PF del modelo ConCentra de la marca SKF para el apoyo móvil y las chumaceras GG.ASE05.-N y GG.ASE12-N de la marca FAG para las chumaceras fijas. La chumacera ConCentra no va enclavada, sino que tiene un sistema innovador que utiliza dos secciones cónicas que cuando se mueven una con respecto a la otra se crea un desplazamiento radial adicional. Las chumaceras FAG seleccionadas son las que soportarán las fuerzas axiales y radiales del sistema.

Tabla 3.11: Cargas de las chumaceras y del eje

	GG.ASE05.-N	GG.ASE12-N	SY 25 PF
Carga Radial	120.6 N		
Carga Axial	795.78 N		
Carga estática C_o	7800 N	36000 N	7800 N
Carga dinámica C	14000 N	52000 N	14000 N

Con los valores de la tabla 3.11 se comprueba si estos rodamientos son capaces de soportar las cargas del sistema y también se analiza cuanta durabilidad tendrán.

$$\frac{F_a}{F_R} = \frac{795.78N}{120.6N} = 6.6$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{795.78N}{7800N} = 0.1 \approx 0.13$$

Por consiguiente; y siguiendo el modelo de cálculo del catálogo.

$$e = 0.31$$

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.4$$

Como $e < F_a / F_R$, entonces se halla P con la ecuación número 26:

$$P = XF_R + YF_a = 0.56 \times 795.78 + 1.4 \times 120.6 \quad (26)$$

$$P = 614.48N$$

Con estos datos hallamos las horas de servicio del rodamiento con la ecuación número 27:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times N_p} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 400} \cdot \left(\frac{14000}{614.48} \right)^3 = 492776 \text{ horas} \quad (27)$$

Calculando un uso de cuatro horas diarias, obtenemos que el rodamiento FAG y el ConCentra tendrán una vida útil estimada de 337 años.

Analizando las chumaceras, se pudo observar que el eje de la rueda hidráulica termina en el apoyo existente, quitando la posibilidad de poder acoplarlo con el reductor de velocidad. Es por eso que se tuvo que considerar un nuevo recurso que admita extender el eje para luego permitir la conexión del acoplamiento flexible.

Este problema se resolvió utilizando un elemento de acero, que se acoplaría al eje para extenderlo a la longitud necesaria para agregar el acoplamiento flexible de garras. Un bosquejo del elemento unido con el eje a través de un pin de expansión, se puede observar en la figura 3.16.

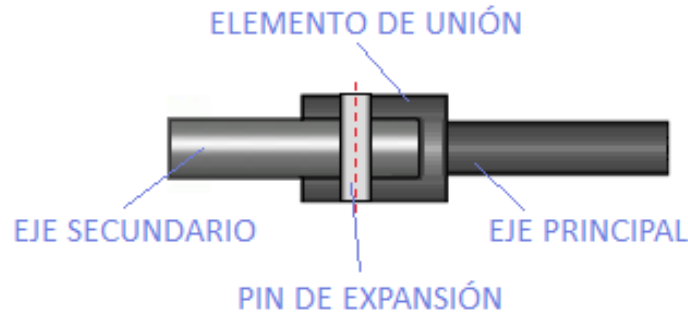


Figura 3.16: Sistema de postizo

El elemento agregado tendría que ser unido a través de un pin de expansión de 1/2" x 60 mm, ya que debe cumplir cierta proporción con el eje. Con estas nuevas medidas se tendría que cambiar la chumacera existente por una de mayor tamaño. El nuevo diámetro sería de 60 mm en la sección de la chumacera, y luego en la extensión que se logró se reducirá la medida a un diámetro de 55 mm para que empalme con la misma medida del reductor. El pin de seguridad es de acero St 52 y con la ecuación 28 se comprueba que el pin seleccionado no fallará.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{M_t / r}{2 \times \theta_{PIN}^2 \frac{\pi}{4}} \quad (28)$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{397890 \frac{N}{mm} / 50mm}{2 \times \theta_{PIN}^2 \frac{\pi}{4}} \leq 180 \frac{N}{mm^2}$$

$$5.81mm \leq d$$

En la figura 3.17 se puede observar la chumacera SKF y en la figura 3.18 se aprecia las chumaceras FAG seleccionadas para el sistema, al igual que la que reemplazaría a la existente. Se pueden observar todas las dimensiones requeridas al igual que la forma que tiene la chumacera.

La chumacera del sistema de embrague se utilizará cuatro veces en el proceso, sin embargo los rodamientos nuevos servirán para soportar el eje del mecanismo sin

reducir la eficiencia del proceso porque los rodamientos se consideran 100% eficientes.

Las chumaceras seleccionadas deben ser duraderas y deben soportar condiciones no favorables ya que estarán funcionando al aire libre. Las chumaceras seleccionadas tienen estas propiedades:

- son auto alineables
- compensan los errores de alineación estática del eje
- tienen una resistencia a la rotura de al menos, 250 N/mm²
- son re-engrasables
- están protegidos contra la suciedad y las salpicaduras de agua, mediante obturaciones P por ambos lados
- son aptos para temperaturas de funcionamiento desde -20 °C hasta +120 °C

Las chumaceras son soportes de rodamientos que normalmente son utilizados en ambientes externos por su gran tamaño. Son fáciles de montar, son auto alineables, y lo más importante para este proyecto es que son insensibles a la suciedad, polvo y humedad. Se seleccionarán del mismo proveedor FAG ya que productos afines en la mayoría de los casos trabajan bien si son del mismo fabricante. FAG tiene elementos particularmente económicos, tienen muchas combinaciones posibles de soportes y rodamientos, y se puede conseguir fácilmente en el Perú.

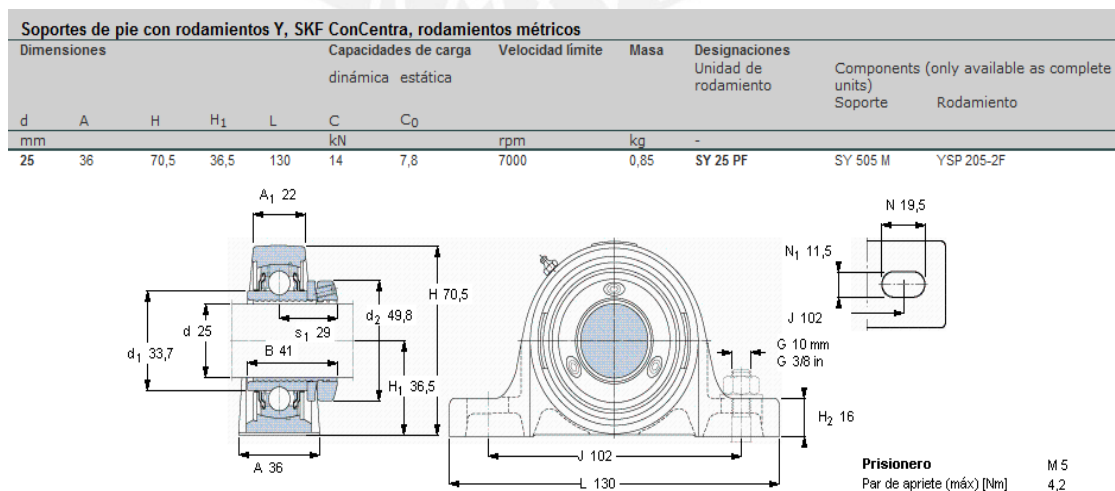


Figura 3.17 Datos técnicos de la chumacera SKF seleccionada [18]

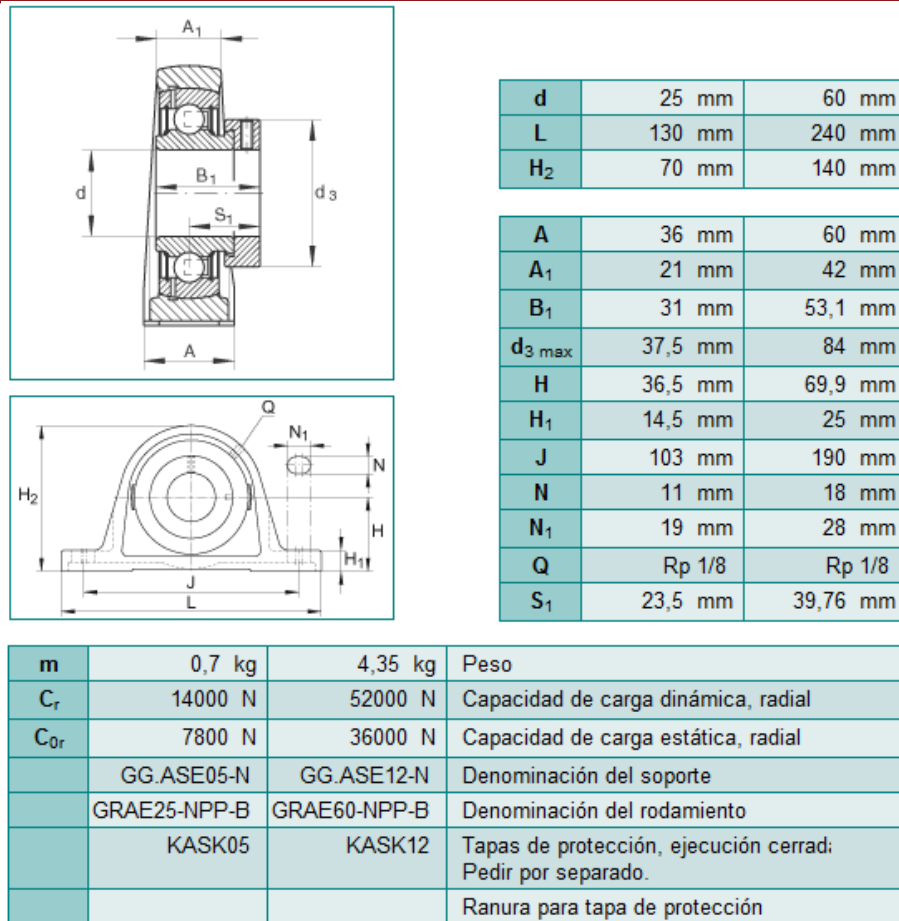


Figura 3.18 Datos técnicos de las chumaceras FAG seleccionadas [19]

3.6 Estructura para soportes

Las estructuras para los apoyos actuales son dos troncos de maderas el cual no promete un buen funcionamiento para el sistema. El eje no está bien alineado, y las chumaceras podrían estar mejor sujetadas. Por eso se plantea uniformizar todas las estructuras con planchas de acero ASTM A36 que se apoyen en el piso con pernos de anclaje.

El primer paso para cualquier montaje de estructuras es el estudio topográfico del suelo. Se hace una representación gráfica de la superficie de la tierra tomando en consideración las formas naturales o artificiales del entorno al igual que los detalles constructivos del medio. En este caso, se tendría que hacer un mapeo del nivel del suelo con respecto a un plano referencial para poder asegurar la uniformidad de las estructuras. Con esto se reduce la posibilidad de que los ejes estén desalineados o que los equipos estén mal montados [20].

Las estructuras serán de acero ASTM A36 ya que es un acero de construcción fácil de conseguir en el Perú. Este material proporciona cualidades de maleabilidad, dureza y resistencia, y contiene buenas propiedades de resistencia, rigidez y ductilidad. Su eficiencia es muy alta ya que se puede modificar su perfil para resistir altas flexiones o grandes cargas de compresión [21].

La desventaja del acero es que requiere de protección contra la corrosión en condiciones ambientales y el costo para aquello es muy elevado. Por esta razón se utilizan otros materiales en conjunto, como concreto normal o concreto reforzado. Como el sistema propuesto estará a la intemperie, se utilizará concreto para reforzar el acero ASTM A36. Algunas características de este acero pueden ser vistas en la tabla 3.12.

Tabla 3.12: Características del acero ASTM A36 [22]

Grado de Acero	Composición Química (% en peso)						
	C Máx.	Mn	P Máx.	S Máx.	Si Máx.	Cu	
ASTM A-36	0.25	0.80 - 1.20	0.040	0.050	0.40	--	
Prueba de Impacto CVN							
Espesor Pulg. (mm)	Temperatura de Prueba		Promedio Mín. en 3 Probetas Ft-Lb (Joules)	Promedio Mín. Individual Ft-Lb (Joules)			
	°F	°C					
SOLO COMO REQUERIMIENTO SUPLEMENTARIO							
Espesor		Requerimientos Físicos					
		Límite de Fluencia Mín.		Resistencia a la Tensión		Elongación % Mín.	
Pulg.	mm	KSI	MPA	KSI	MPA	EN 8"	EN 2"
0.180 - 0.500	4.8 - 12.7	36	250	58 - 80	400 - 550	20	21
Grados equivalentes:							
<ul style="list-style-type: none"> ■ BS EN 10025 S275 ■ JIS G3132 SPHT-400 							

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DE COSTOS DEL PROYECTO

En un proyecto el análisis de costos es elemental para notar que tan factible es el diseño. Habiendo innumerables soluciones para un mismo problema, el aspecto económico es el que diferencia a la mejor opción de las demás. Se ha examinado el aspecto económico desde el comienzo de la metodología ya que para tomar decisiones importantes, se tuvo que distinguir cuál era económicamente viable. Se estudiaron los precios del tipo de accionamiento, el tipo de embrague, el tamaño del reductor, y los materiales que se utilizarán. Pero los costos significativos se manejarán con referencias nacionales ya que el proyecto se llevará a cabo en el Perú.

En el Perú hay una gran cantidad de proveedores para los elementos que se necesitarán fabricar o seleccionar. Los componentes que se necesitarán fabricar serán:

- Bocina
- Palanca
- Estructuras metálicas
- Postizo
- Corredera
- Material de fricción
- Eje

Las estructuras metálicas se arman con planchas de acero, y estas, forman una especie de mesa. Para poder saber el costo total de las estructuras, es necesario realizar un metrado de todo el sistema para saber cuántas planchas se necesitarán, ya que el costo es por kilogramo soldado. En la tabla 4.1 se presenta el metrado al igual que el cálculo para obtener el costo total.

Tabla 4.1: Metrado de planchas para estructuras

Soportes	Área por lado	Espesor	Cantidad	Área (mm ²)	Volumen (mm ³)
1	3270	3	4	13080	39240
	6000	3	4	24000	72000
2	3840	3	4	15360	46080
	2600	3	4	10400	31200
3	3270	3	4	13080	39240
	4600	3	4	18400	55200
4	990	3	4	3960	11880
	4120	3	4	16480	49440
5	2520	3	4	10080	30240
	2800	3	4	11200	33600
TOTAL (mm ³)					408120
TOTAL (m ³)					0.0004
DENSIDAD (kg/m ³)					7872
COSTO DE MATERIAL (\$/kg)					4
COSTO TOTAL (\$)					12.85

Una vez obtenido todos los costos de fabricación de las estructuras, se prosigue con el análisis de costos del resto de los elementos que se producirán. Estos costos serán relativos ya que dependerán del valor de la materia prima, y esto fluctúa a través del tiempo.

Tabla 4.2: Precios de Elementos fabricados

Elemento	Empresa	Costo (\$)
Bocina	Mecánica Industrial Lira	47.25
Palanca (Aluminio)	Mecánica Industrial Lira	16.28
Planchas	Siderperu	12.85
Postizo	Fiesa	68.12
Corredera (SAE 1045)	Fiesa	19.49
Asbesto	Frenosa	44.76
Eje (SAE 1045)	Fiesa	20.47
TOTAL		229.22

En la tabla 4.2 se pueden ver los elementos mencionados anteriormente, con la empresa seleccionada, al igual que el costo que representan. En sí, los elementos fabricados dependen de la mano de obra y también dependen de la confianza que brindan los proveedores. Es por eso que se eligieron empresas que dan confianza siendo económicas a la vez.

Los dispositivos que se producirán tienen materiales en común. Es por eso que se buscó un proveedor que se encargue de todos los componentes de ese material. Los ejes, el postizo de eje, y el sistema de embrague son todos del material SAE 1045. La empresa escogida fue Fiesa, ya que producen elementos de forma económica y a la medida requerida. Otras empresas venden los elementos redondos por barras largas pero esto significa un gasto innecesario.

Una vez que se fabrican los elementos, se puede proseguir a seleccionar los dispositivos. Para todos esos elementos se requerirá ver qué materiales se necesitan, qué proveedores trabajan con esos materiales, y donde se pueden fabricar. Los dispositivos que se seleccionarán serán:

- Chumaceras
- Reductor de velocidad
- Perilla
- Pin de expansión
- Acoplamientos flexibles

Para ahorrar costos es mejor utilizar la menor cantidad de proveedores posible porque de esta manera facilita la compra cuando hay una gran cantidad de elementos por adquirir. Con esta estrategia salen beneficiados el contratista al igual que el cliente.

Algunos proveedores de acoplamientos flexibles y chumaceras son:

- Donosti Ducasse Perú
- Equipos mecánicos SA
- Flender
- Martín services SRL Perú Power Transmission S.A.C.
- Prodetsa Comercial SA

- Ajuste perfecto SAC

La empresa Donosti se dedica a vender acoplamientos flexibles, cadenas y discos. Trabajan con las marcas Omega, Falk y Star. La empresa Equipos mecánicos S.A. vende acoplamientos flexibles, crucetas, rejilla-cadena de la marca Omega. Flender ofrece acoplamientos flexibles N-EUPEX y sistemas hidráulicos. La empresa Martín Services SRL vende acoplamientos flexibles, rejillas, engranajes y discos. Perú Power Transmission S.A.C y Prodetsa Comercial S.A. son dos empresas dedicadas a vender equipos de transmisión de potencia al igual que acoplamientos flexibles [24].

Ducasse Comercial del Perú S.A. es una compañía relativamente nueva en el mercado que se dedica a importar elementos mecánicos tales como rodamientos, transmisiones, acoplamientos, chumaceras, piñones, cadenas, tensores, motores, y poleas. Atiende a nivel nacional teniendo su sede en Lima. Por tener tantos elementos que se necesitarán en este proyecto, se buscará trabajar con ellos [25].

En este caso, la empresa Ducasse del Perú, tuvo los mejores precios para las chumaceras y acoplamientos flexibles requeridos. La perilla es tan económica, que no es de gran importancia donde se adquiere, y el reductor se importaría de Argentina con la empresa Lentax.

Tabla 4.3: Precios de elementos seleccionados

Elemento	Fabricante	Tipo	Medida (mm)	Cantidad	Costo (\$)
Chumaceras	SKF	ConCentra	∅25	1	15,77
	FAG	B	∅25	3	42,66
	FAG	B	∅60	1	66,16
Reductor	LENTAX	DP100	-	1	340,55
Manija	YALE	Aluminio	-	1	5,00
Pin de expansión	FIESA	-	∅12	1	10,77
Acoplamientos flexibles	LOVEJOY	Curved Jaw B type	24/32	2	49,98
	LOVEJOY	Curved Jaw B type	48/60	1	147,50
TOTAL					662,62

En la tabla 4.3 se especifican los precios de cada elemento que se tendrá que seleccionar. Se notó que la marca FAG no era tan común en el mercado peruano ya que, no se estaba importando mucho de esa marca. Sin embargo con la empresa Ducasse se pueden conseguir los elementos por pedido.

Sumando los precios de las tablas 4.2 y la 4.3, se obtiene el costo total de material del proyecto:

$$\$662.62 + \$229.22 = \text{Costo de Material}$$

\$891.84

El costo de transporte y montaje puede hacerse a través de una empresa o con un operario encargado. Considerando S/. 20 soles por cada traslado de material y considerando 15 recorridos, se obtiene un total de S/. 300 soles por transporte. En cuanto el montaje, todo se puede hacer sin apoyo de grúas ya que el peso es accesible. Considerando el costo por montaje y nivelación de cada mesa S/. 100, el costo total ya que son tres mesas sería de S/. 300 soles. Al sumar ambas sumas totales y cambiando la moneda a dolares se obtiene un total aproximado de \$207.

$$\$891.84 + \$207 = \$1098.84$$

Se agregó un 10% por todos los imprevistos que puedan ocurrir en campo y luego redondeando el valor, se obtiene el costo total del proyecto.

$$\$1098.84 \times 1.1 = \$1208.72$$

Costo Total = \$1210

Con este valor se conoce todo los aspectos necesarios para realizar este proyecto. Los planos de instalación se pueden ver en los planos anexados. De esta manera, se concluye la metodología de diseño.

CONCLUSIONES

1. El objetivo principal de este proyecto fue buscar la transferencia de energía de la rueda hidráulica seleccionada a un generador mientras los ejes estuviesen en movimiento. No solo se logró el objetivo sino que también se hizo de manera eficiente tanto en costos, tiempo y seguridad.
2. Todas las partes y materiales utilizados están disponibles en el mercado peruano y son económicamente viables. Son de fácil adaptación y cómodo montaje.
3. En la etapa de diseño se experimentó con varias opciones, dentro de las cuales estaba el utilizar una palanca grande (más de 5 metros) para multiplicar la fuerza del operario, pero ésta no iba a funcionar. Al ser tan pequeña la distancia entre discos, el sistema sería muy sensible al movimiento, además que el apoyo de la palanca tendría que soportar demasiada carga y para lograr la fuerza necesaria la palanca tendría que ser innecesariamente larga. Después de haber evaluado los factores mencionados líneas arriba, la mejor solución fue utilizar un reductor de velocidad inverso, ya que al incrementar la velocidad de giro, el torque disminuiría significativamente.
4. Como se mencionó previamente, existía un problema en la unión entre la palanca de aluminio y el pivote de acero, éste radicaba en la posibilidad de que se produjese un par galvánico. Esto tenía como consecuencia el deterioro de las piezas por corrosión severa, razón por la cual es de gran importancia la selección de materiales. Asimismo, se debe tomar en consideración la selección de materiales dado que el trabajo es a la intemperie en una zona húmeda.
5. El dispositivo diseñado podrá manipularse sin necesidad de detener la máquina, el embrague soportará el torque generado por la rueda hidráulica, el operario no ejercerá más fuerza que la permitida por norma y el trabajo será seguro, liviano, confiable y económico. Por ende, se puede concluir que se cumplió con la lista de requerimientos del segundo capítulo.

RECOMENDACIONES

1. Se requiere un estudio topográfico para garantizar un buen trabajo para los soportes y que se revise las complicaciones como el terreno en el que se encuentra el sistema, estado actual en el que se encuentran los equipos, apoyos de las chumaceras existentes, chumaceras con cargas forzadas por la desalineación del eje y el desnivel del suelo.
2. La rueda hidráulica existente tiene un diámetro muy grande como para ser eficiente y generar energía, luego de indagar se descubrió que la selección del tamaño no se basó en estudios. Por esta razón, si en el futuro el proyecto almacena una buena cantidad de energía y se piensa hacer otra rueda hidráulica para abastecer más, se recomienda que se haga un análisis de las dimensiones de la rueda previo a la construcción, así logrando un desempeño más eficiente.
3. Se requiere cambiar los apoyos existentes, pues estos son troncos de madera, por estructuras de acero bien ancladas. Con esas simples mejoras, se podrá lograr un cambio significativo en la ingeniería de este proyecto.
4. Se necesita tomar en cuenta todos los factores que perjudican el trabajo de los embragues ya que podrían afectar al sistema diseñado en este proyecto. Estos factores podrían perturbar al procedimiento ya que si un embrague es ligeramente más pequeño para la carga aplicada, esto puede provocar que se deslice o que se sobrecaliente el embrague, y si el embrague es demasiado grande para la carga también es malo, ya que aumenta inercia innecesaria y esto puede provocar una sobrecarga al motor.
5. Se recomienda en caso hayan cambios de elementos, que se revisen los materiales, ya que el clima no es favorable para el sistema y si se hacen cambios sin haber hecho un análisis previo éstos pueden provocar una pérdida de material.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Sanchez V. Edwin, “Frenos y Embragues”. Universidad del Valle 2005
- [2] How to specify and choose a clutch. [En línea] [Consultado en Octubre 2008]. Disponible en <<http://www.co-design.co.uk/dpg/clu/clu5.htm>>
- [3] Tulio Piovan, Marcelo, “Cálculo y Selección de frenos y embragues”, UTN-FRBB 2004
- [4] Frenos y Embragues. [En línea] Rabanelli 2006. [Consultado el 23 de Septiembre del 2008]. Disponible en < <http://www.todomonografias.com/oficios/frenos-y-embragues-parte-2/>>
- [5] Foszcz, J. (2003, June). Clutches and brakes. *Plant Engineering*, 57(6), 57. Retrieved September 5, 2008, From Academic Search Complete database.
- [6] Clutches and Brakes . [En línea] 1997. [Consultado en Septiembre del 2008]. Disponible en <<http://www.emerson-ept.com/eptroot/public/schools/clthbrk.pdf> >
- [7] Sistema de embrague de fricción, parte 1. [En línea] 2008 [Consultado en Agosto del 2008]. Disponible en <<http://8000vueltas.com/2008/07/17/sistema-de-embrague-de-friccion-parte-1>>
- [8] J.E. Shigley y C.R. Mischke, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, McGraw Hill 2002
- [9] Hubka, Wladimir / Eder, W.Ernst, DESIGN SCIENCE, Springer, Berlin, 1995.
- [10] Perilla de puerta. [En línea] Imágenes de Google. [Consultado el 01 de Marzo del 2009]. Disponible en <http://www.homebits.co.uk/acatalog/Doorknob_440x293.gif>
- [11] [MOTT, Robert L., 1992] MOTT, Robert L. (1992), Diseño de elementos de maquinas. 2ª ed.

[12] Caucho. [En línea]. Foundation, Inc., 2009. [Consultado el 26 de Marzo del 2009]. Disponible en < <http://es.wikipedia.org/wiki/Caucho>>

[13] Aluminio. [En línea]. Foundation, Inc., 2009. [Consultado el 26 de Marzo del 2009]. Disponible en < <http://es.wikipedia.org/wiki/Aluminio>>

[14] Propiedades del bronce SAE 64 [En línea]. Anchor Bronze & Metals, Inc.2008 [consultado el 07 de Marzo del 2009]. Disponible en <<http://www.anchorbronze.com/c93700.htm>>

[15] Reductor de Velocidad. [En línea]. Lentax 2009 [consultado el 07 de Marzo del 2009]. Disponible en <<http://www.lentax.com/2008/lineas.asp?id=7>>

[16] B.J. Hamrock, B. Jacobson y S.R. Schmid, “Elementos de Máquinas”, McGraw Hill 2000

[17] Jaw type couplings. [En línea]. Lovejoy 2009 [consultado el 07 de Marzo del 2009]. Disponible en <<http://www.lovejoy-inc.com/content.aspx?id=206>>

[18] Chumacera ConCentra. [En línea]. SKF 2009 [consultado el 04 de Abril del 2009]. Disponible en <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?presentationType=3&lang=es&tableName=6_1_46&perfid=ALL>

[19] Soportes de Apoyo PASE [En línea]. Medias® of Schaeffler Group 2009 [consultado el 27 de Mayo del 2009]. Disponible en <http://medias.schaeffler.de/medias/es!hp.ec.br/PASE;bL9O_Sw2RLs7>

[20] Topografía. [En línea]. Foundation, Inc., 2008. [consultado el 05 de Marzo del 2009]. Disponible en < <http://es.wikipedia.org/wiki/Topograf%C3%ADa>>

[21] Steel Data CK45 [En línea]. Metal Ravne 2005 [Consultado en 05 de Marzo del 2009]. Disponible en <<http://www.metalravne.com/selector/steels/ck45.html>>

[22] Propiedades del acero. [En línea]. Tarsa 2009 [consultado el 27 de Octubre del 2009]. Disponible en http://www.tarsa.biz/pagina_nueva_27.htm

[23] Acoplamientos del Perú. [En línea]. Global Internet Services S.R.L. 2009 [consultado el 06 de Marzo del 2009]. Disponible en <http://www.amarillasperu.net/guia/acoplamientos.htm>

[24] Proveedor de Bocina y Palanca [En línea]. Mecánica Industrial Lira 2009 [consultado el 11 de Marzo del 2009]. Disponible en <http://www.mecindustriallira.com/main.html>

[25] Ducasse comercial [En línea]. Ducasse comercial Peru 2009. [consultado el 04 de 7 de Marzo del 2009]. Disponible en <http://www.ducasse.com.pe/>

[26] Chavetas y Chaveteros [En línea]. Global Spec 2009. [consultado el 14 de Septiembre del 2009]. Disponible en [http://www.tracepartsonline.net/\(S\(4fpyymvtrx50q145qnfho055\)\)/global/parts.aspx?CIsID=/ROOT/C21/C21.120/C21.120.030/&tp=2&st=0&Lang=es&Class=TRACE&fwsid=&tll=Chavetas+y+chaveteros](http://www.tracepartsonline.net/(S(4fpyymvtrx50q145qnfho055))/global/parts.aspx?CIsID=/ROOT/C21/C21.120/C21.120.030/&tp=2&st=0&Lang=es&Class=TRACE&fwsid=&tll=Chavetas+y+chaveteros)