

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**  
**ELECTRÓNICA Y SISTEMAS**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**  
**ELÉCTRICA**



**DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE**  
**POTENCIA OLEOHIDRAULICA PARA LA MAQUINA**  
**MOLEDORA DE AJÍ DE LA EMPRESA**  
**AGROINDUSTRIAS FAMASA S.A.C.**

**TESIS**

**PRESENTADO POR:**

**ELMER EFRAIN RAMOS CRUZ**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:**  
**INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**PUNO – PERU**

**2017**

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y SISTEMAS**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**  
 “DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA OLEOHIDRAULICA PARA LA MAQUINA MOLEDORA DE AJÍ DE LA EMPRESA AGROINDUSTRIAS FAMASA S.A.C”

**TESIS PRESENTADA POR:**  
 ELMER EFRAIN RAMOS CRUZ

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:**  
 INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

FECHA DE SUSTENTACIÓN: 14/12/2017



APROBADO POR EL JURADO REVISOR CONFORMADO POR:

PRESIDENTE : .....  
 Mg. OLGER ALEJANDRINO ORTEGA ACHATA

PRIMER MIEMBRO : .....  
 Dr. NORMAN JESÚS BELTRÁN CASTAÑÓN

SEGUNDO MIEMBRO: : .....  
 Ing. BENITO HUGO FERNANDEZ OCHOA

DIRECTOR DE TESIS: : .....  
 M.Sc. ARMANDO TITO CRUZ CABRERA

Área : Mecánica.

Tema : Sistema de transmisión de energía.

## DEDICATORIA

A DIOS. Por ser mi creador, por darme la fuerza y el coraje para hacer realidad este primer objetivo, por estar conmigo en cada momento de mi vida y por cada regalo de gracia que me ha dado y que inmerecidamente he recibido.

A mis padres: DIONICIO y ENREQUETA; por haberme dado la vida; por su trabajo y esfuerzo para brindarme siempre su apoyo incondicional; por el amor incomparable y la confianza que en mi depositaron y con los cuales, he logrado terminar mis estudios profesionales, que constituye la herencia más valiosa que pudiera recibir y por lo cual les viviré eternamente agradecidos.

¡Les prometo siempre seguir adelante!

... Elmer Efrain Ramos Cruz

## AGRADECIMIENTO

En primer lugar, le doy las gracias a dios por la vida que me da y por esta meta que alcanzo. Agradezco de manera muy sentimental, a todas las personas que por su apoyo y sabios consejos, pude cumplir mi alenado sueño de concluir mis estudios universitarios; en especial a mis padres, que siempre me dieron esa fuerza extraordinaria para seguir adelante y triunfar. Además agradezco a mis docentes, empezando desde los primeros años de estudio hasta la universidad, a mis compañeros de estudios por haber compartido muchas ideas, conocimientos; que gracias a todos ellos pude lograr esta meta.

## ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	17
ABSTRACT.....	18
CAPÍTULO I.....	19
INTRODUCCIÓN .....	19
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	22
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	22
1.2 FORMULACION DEL PROBLEMA .....	22
1.2.1 PROBLEMA GENERAL .....	23
1.2.2 PROBLEMA ESPECÍFICO .....	23
1.3 JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN .....	23
1.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	24
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	24
CAPÍTULO II.....	25
REVISIÓN DE LITERATURA .....	25
2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN .....	25
2.2 SUSTENTO TEÓRICO.....	26
2.2.1 LA OLEHIDRAULICA.....	26
2.2.1.1 VENTAJAS DE LA OLEOHIDRAULICA.....	26
2.2.2 LA HIDROSTATICA.....	27
2.2.3 PRESIÓN.....	27

2.2.4	NUMERO DE REYNOLDS.....	28
2.2.5	CAUDAL Y CAÍDA DE PRESION .....	29
2.2.6	COMPONENTES DE UN SISTEMA OLEOHIDRAULICO .....	33
2.2.6.1	BOMBA OLEOHIDRAULICA .....	33
2.2.6.1.1	DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO .....	34
2.2.6.1.2	CAUDAL Y POTENCIA DE LA BOMBA .....	34
2.2.6.2	TIPOS DE BOMBAS.....	35
2.2.6.2.1	BOMBA DE ENGRANAJES EXTERNOS.....	36
2.2.6.2.2	BOMBA DE PISTONES AXIALES.....	36
2.2.6.2.3	DISPOSITIVOS DE MANDO Y DE REGULACION.....	37
2.2.6.3	CILINDROS OLEOHIDRAULICOS .....	41
2.2.6.3.1	CARACTERÍSTICAS DE LOS CILINDROS .....	41
2.2.6.3.2	TIPOS DE CILINDROS.....	42
2.2.6.3.3	CALCULO DEL CILINDRO.....	43
2.2.6.4	VALVULAS DE CONTROL DE DIRECCION .....	47
2.2.6.4.1	VALVULAS DE CUATRO VIAS.....	48
2.2.6.4.2	TIPOS DE CENTROS DE LAS CORREDERAS.....	49
2.2.6.4.3	VALVULA DE MANDO DIRECTO Y TIPOS DE ACTUACION.....	50
2.2.6.4.4	VALVULAS ANTIRRETORNO.....	51
2.2.6.4.5	VALVULAS ANTIRRETORNO PILOTADAS.....	51
2.2.6.5	VALVULAS DE CONTROL DE PRESION .....	52
2.2.6.5.1	VALVULAS DE SEGURIDAD.....	52

2.2.6.5.2	DESCARGA A PRESION REDUCIDA “VENTING” .....	53
2.2.6.6	VALVULAS DE CONTROL DE CAUDAL .....	54
2.2.6.6.1	TIPOS DE REGULADORES DE CAUDAL.....	54
2.2.6.7	DEPOSITOS DE ACEITE .....	56
2.2.6.8	FILTROS .....	58
2.2.6.8.1	FILTRO DE PRESION.....	58
2.2.6.8.2	FILTRO DE RETORNO .....	59
2.2.6.8.3	DIMENSIONAMIENTO DEL FILTRO .....	59
2.2.6.9	FLUIDOS OLEOHIDRAULICOS.....	64
2.2.6.9.1	EXIGENCIA A LOS FLUIDOS OLEOHIDRAULICOS.....	64
2.2.6.10	MANGUERAS FLEXIBLES .....	66
2.2.6.10.1	CARACTERISTICAS DE LAS MANGUERAS .....	67
2.2.6.10.2	VELOCIDAD EN LAS LINEAS OLEOHIDRAULICAS .....	68
2.2.7	CALCULO DE LA BANDEJA.....	70
2.2.8	SIMBOLOS GRAFICOS SEGÚN NORMA ISO 1219-1.....	72
2.2.9	MAQUINA MOLEDORA DE AJI.....	72
2.3	GLOSARIO DE TERMINOS BASICOS .....	73
2.4	HIPOTESIS DE LA INVESTIGACION.....	75
2.4.1	HIPOTESIS GENERAL .....	75
2.4.2	HIPOTESIS ESPECÍFICO .....	75
	CAPITULO III.....	76
	MATERIALES Y MÉTODOS .....	76

3.1 TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN .....	76
3.2 POBLACIÓN Y MUESTRA DE LA INVESTIGACIÓN.....	76
3.3 UBICACIÓN Y DESCRIPCION DE LA POBLACION .....	76
3.4 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECTAR DATOS .....	77
3.5 TÉCNICAS PARA EL PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS .....	77
3.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	
OLEOHIDRAULICA.....	78
3.6.1 REALIZACIÓN DEL DIAGRAMA OLEOHIDRAULICO .....	78
3.6.2 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO.....	80
3.2.1 CALCULO DE LA BANDEJA.....	80
3.2.2 CALCULO DEL CILINDRO OLEOHIDRAULICO B.....	81
3.2.2.1 CALCULO DEL DIAMETRO DEL CILINDRO B .....	81
3.2.2.2 CALCULO DE LA PRESION EN EL PISTON B .....	83
3.2.2.3 CALCULO DE LOS CAUDALES EN EL CILINDRO B .....	83
3.2.2.4 CALCULO DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO BOMBA.....	84
3.2.2.5 CALCULO TIEMPO SALIDA Y ENTRADA DEL VASTAGO.....	84
3.2.3 CALCULO DEL CILINDRO OLEOHIDRAULICO A .....	85
3.2.3.1 CALCULO DEL DIAMETRO DEL CILINDRO A.....	85
3.2.3.2 CALCULO DE LA PRESION EN EL PISTON A.....	86
3.2.3.3 CALCULO DE LOS CAUDALES EN EL CILINDRO A.....	87
3.2.3.4 CALCULO TIEMPO SALIDA Y ENTRADA DEL VASTAGO.....	87
3.2.4 SELECCIÓN DEL ACEITE OLEOHIDRAULICO .....	88



3.2.5	VELOCIDADES EN LAS LINEAS DE PRESION Y RETORNO.....	88
3.2.6	CAIDAS DE PRESION EN LAS VALVULAS Y ACCESORIOS.....	89
3.2.7	CALCULO DEL FILTRO OLEOHIDRAULICO .....	90
3.3	CALCULO DE LA PRESION TOTAL DEL SISTEMA .....	91
3.3.1	CALCULO DE LA PRESION CUANDO SALE EL VASTAGO B.....	91
3.3.2	CALCULO DE LA PRESION CUANDO ENTRA EL VASTAGO B .....	93
3.3.3	CALCULO DE LA PRESION CUANDO SALE EL VASTAGO A .....	95
3.3.4	CALCULO DE LA PRESION CUANDO ENTRA EL VASTAGO A .....	96
3.4	CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR ELECTRICO.....	98
	CAPITULO IV.....	99
	RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....	99
4.1	ANALISIS DEL DIAGRAMA OLEOHIDRAULICO.....	99
4.2	COMPARACION DEL SISTEMA DE TRANSMISION Y DE LA FORMA	
	ARTESANAL.....	102
4.3	ANALISIS DE LOS COMPONENTES OLEOHIDRAULICOS .....	108
	CONCLUSIONES .....	110
	RECOMENDACIONES.....	111
	REFERENCIAS.....	112
	ANEXOS.....	114

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1:</b> caídas de presión en contracciones .....	31
<b>Figura 2:</b> bomba de engranajes exteriores .....	36
<b>Figura 3:</b> bomba de pistones axiales.....	37
<b>Figura 4:</b> regulador de presión función y curva.....	38
<b>Figura 5:</b> regulador de presión de ajuste mecánico .....	39
<b>Figura 6:</b> regulador de presión y caudal .....	41
<b>Figura 7:</b> cilindro oleohidraulico .....	42
<b>Figura 8:</b> coeficientes de fijación de los extremos del cilindro .....	44
<b>Figura 9:</b> relación de caudales en el cilindro oleohidraulico .....	47
<b>Figura 10:</b> válvula distribuidora .....	48
<b>Figura 11:</b> válvula distribuidora de cuatro vías .....	49
<b>Figura 12:</b> tipos de centro de corredera .....	50
<b>Figura 13:</b> válvula antirretorno pilotado.....	51
<b>Figura 14:</b> válvula de seguridad compuesta .....	52
<b>Figura 15:</b> válvula de seguridad con descarga venting.....	53
<b>Figura 16:</b> válvula reguladora de flujo de 3 vías .....	55
<b>Figura 17:</b> válvula reguladora de caudal compensado por temperatura .....	56
<b>Figura 18:</b> deposito oleohidraulico .....	57
<b>Figura 19:</b> filtro instalado en la línea de retorno .....	59
<b>Figura 20:</b> grafica del factor $f_1$ de reducción de viscosidad.....	61
<b>Figura 21:</b> perdida de presión en la carcasa de filtro.....	63
<b>Figura 22:</b> perdida de presión de un elemento filtrante .....	63
<b>Figura 23:</b> diagrama viscosidad vs temperatura .....	65

<b>Figura 24:</b> módulo de la manguera .....	68
<b>Figura 25:</b> diámetro de mangueras en pulgadas y milímetro .....	68
<b>Figura 26:</b> empresa agroindustrias famosa S.A.C. ....	77
<b>Figura 27:</b> bandeja que soporta la carga .....	81
<b>Figura 28:</b> diámetro y presión en el cilindro B .....	83
<b>Figura 29:</b> caudales del cilindro B .....	84
<b>Figura 30:</b> diámetro y presión en el cilindro A.....	86
<b>Figura 31:</b> caudales del cilindro A.....	87
<b>Figura 32:</b> presión total en la salida del vástago B .....	93
<b>Figura 33:</b> presión total cuando entra el vástago B .....	94
<b>Figura 34:</b> presión total cuando sale el vástago A .....	96
<b>Figura 35:</b> presión total cuando entra el vástago A .....	97
<b>Figura 36:</b> grafica potencia consumida vs temperatura .....	104

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1:</b> coeficiente de pérdidas secundarias.....	32
<b>Tabla 2:</b> coeficiente de pérdidas de adaptadores oleohidráulicos.....	33
<b>Tabla 3:</b> diámetros estándar del vástago y pistón del cilindro.....	46
<b>Tabla 4:</b> Finura del filtro absoluta para diversos componentes .....	60
<b>Tabla 5:</b> determinación del tamaño constructivo del filtro .....	62
<b>Tabla 6:</b> coeficiente de seguridad para cargas directas.....	71
<b>Tabla 7:</b> esfuerzo de fluencia del acero ASTM A-36.....	71
<b>Tabla 8:</b> datos técnicos de la maquina moladora de ají .....	73
<b>Tabla 9:</b> momento flector de la bandeja .....	80
<b>Tabla 10:</b> espesor de la bandeja .....	80
<b>Tabla 11:</b> peso de la bandeja.....	81
<b>Tabla 12:</b> longitud efectiva del vástago B. ....	82
<b>Tabla 13:</b> fureza de pandeo critico del vástago B.....	82
<b>Tabla 14:</b> diámetro del vástago B. ....	82
<b>Tabla 15:</b> diámetros del piston y vástago. ....	83
<b>Tabla 16:</b> caudales que ingresan y salen del cilindro B.....	83
<b>Tabla 17:</b> desplazamiento volumétrico de la bomba. ....	84
<b>Tabla 18:</b> tiempo de entrada y salida del vástago B. ....	85
<b>Tabla 19:</b> longitud efectiva del vástago A. ....	85
<b>Tabla 20:</b> fuerza de pandeo critico del vástago A.....	85
<b>Tabla 21:</b> diámetro del vastago A. ....	86
<b>Tabla 22:</b> diámetros del piston y vástago del cilindro A. ....	86
<b>Tabla 23:</b> caudales que ingresan y salen del cindro A.....	87

<b>Tabla 24:</b> tiempo de entrada y salida del vástago A. ....	87
<b>Tabla 25:</b> velocidades del fluido en el circuito oleohidraulico.....	88
<b>Tabla 26:</b> caídas de presión en los componentes del sistema de transmisión.....	89
<b>Tabla 27:</b> caída de presión en el filtro oleohidraulico. ....	91
<b>Tabla 28:</b> caídas de presión cuando sale el vástago B.....	92
<b>Tabla 29:</b> caída de presión cuando entra el vástago B.....	93
<b>Tabla 30:</b> caída de presión cuando sale el vástago A. ....	95
<b>Tabla 31:</b> caídas de presión cuando entra el vástago A. ....	96
<b>Tabla 32:</b> potencia del motor eléctrico. ....	98
<b>Tabla 33:</b> potencia perdida por ciclo de trabajo de la B.D.V.V.....	100
<b>Tabla 34:</b> potencia perdida por día de la B.D.V.V. ....	100
<b>Tabla 35:</b> potencia perdida por ciclo de trabajo de la B.D.V.F. ....	101
<b>Tabla 36:</b> potencia perdida por día de la B.D.V.F. ....	101
<b>Tabla 37:</b> tiempo de entrada y salida de los vástagos A y B. ....	102
<b>Tabla 38:</b> realización del molido de aji por día con el sistema de transmisión. ....	103
<b>Tabla 39:</b> realización del molido de aji por día con el sistema artesanal. ....	103
<b>Tabla 40:</b> temperatura máxima del sistema de transmisión.....	104
<b>Tabla 41:</b> costo de mantenimiento anual. ....	105
<b>Tabla 42:</b> días de producción de molido de aji del sistema de transmisión.....	106
<b>Tabla 43:</b> costo de operación por año del sistema de transmisión.....	106
<b>Tabla 44:</b> costo anual de energía del sistema de transmisión. ....	106
<b>Tabla 45:</b> costo total del sistema de transmisión. ....	107
<b>Tabla 46:</b> costo de operación del sistema artesanal.....	107
<b>Tabla 47:</b> costo total del sistema artesanal. ....	108



**Tabla 48:** ganancia del sistema de transmision de potencia oleohidraulica. .... 108

**Tabla 49:** orden de pedido delos componentes oelohidraulicos. .... 109

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>Anexo A:</b> símbolos oleohidráulicos norma ISO 1219-1. ....	115
<b>Anexo B:</b> ficha técnica de la maquina moledora de ají. ....	118
<b>Anexo C:</b> ficha técnica plancha de acero de aceros Arequipa. ....	119
<b>Anexo D:</b> ficha técnica cilindros oleohidraulicos. ....	120
<b>Anexo E:</b> ficha técnica de la bomba oleohidraulica. ....	124
<b>Anexo F:</b> ficha técnica de mangueras oleohidraulicas. ....	125
<b>Anexo G:</b> ficha técnica del aceite oleohidraulico Shell telas T 32. ....	126
<b>Anexo H:</b> ficha técnica de los caudalímetros y manómetro. ....	129
<b>Anexo I:</b> ficha técnica de la válvula reguladora de caudal compensado por presion y temperatura.....	131
<b>Anexo J:</b> ficha técnica de las válvulas shuttle, check y check pilotado. ....	132
<b>Anexo K:</b> ficha técnica de la válvula distribuidora. ....	134
<b>Anexo L:</b> ficha técnica de la válvula reguladora de 3 vías. ....	135
<b>Anexo M:</b> ficha técnica del filtro y elemento oleohidraulico. ....	136
<b>Anexo N:</b> ficha técnica del motor eléctrico. ....	138
<b>Anexo O:</b> diagramas y montajes del sistema de transmisión de potencia Oleohidraulica.....	139

## ÍNDICE DE ACRÓNIMOS

**BDVV:** bomba de desplazamiento volumétrico variable.

**BDVF:** bomba de desplazamiento volumétrico fijo.

**DV:** desplazamiento volumétrico.

**LS:** censado de carga.

**TN:** tamaño nominal.

**DN:** diámetro nominal.

**VG:** grado de viscosidad.

**ISO:** organización internacional de estandarización.

**SAE:** sociedad de ingenieros de automoción.

**NPTF:** tubería nacional de rosca cónica para combustible.

**BSPP:** tuberías de normas británicas paralelas.

**ASTM:** sociedad americana de materiales y pruebas.



## RESUMEN

El presente trabajo de investigación tiene por objetivo diseñar un sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, para la maquina moladora de ají de la empresa agroindustrias famasa s.a.c. la empresa no cuenta con un sistema que pueda levantar una determinada cantidad de ají, y posteriormente empujar esa carga hacia la maquina moladora de ají para su respectivo molido de ají. Para esto se diseñará un sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, que tenga la capacidad de desarrollar fuerzas lineales a cualquier dirección. Se realizará el diagrama oleohidraulico utilizando las normas ISO 1219-1, para conocer el funcionamiento y los tipos de componentes oleohidráulicos, que tendrá el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica. Se realizará el cálculo y selección de estos componentes oleohidráulicos, dentro de los componentes seleccionados se tendrá dos cilindros oleohidráulicos, uno para realizar el levante de carga y el otro para el empuje de esa carga hacia la maquina moladora de ají. Se utilizara una bomba de desplazamiento volumétrico variable, que ofrecerá menores perdidas de potencia a diferencia de las bombas de desplazamiento volumétrico fijo, con este sistema de transmisión se reducirá el tiempo en realizar el molido de ají, obtenido mayor productividad y menor personal de trabajo para la realización del molido de ají, mejorando los beneficios económicos de la empresa agroindustrias famasa s.a.c.

**Palabras claves:** sistema de transmisión, oleohidraulica, diagrama oleohidraulico, desplazamiento volumétrico, productividad.

## ABSTRACT

The objective of this research work is to design a hydraulic power transmission system for the chili grinding machine of the agro-industry company famasa s.a.c. the company does not have a system that can raise a certain amount of chili, and later push that load to the chili pepper grinding machine for its respective chili pepper mill. For this, an oleohydraulic power transmission system will be designed, which has the capacity to develop linear forces in any direction. The oleohydraulic diagram will be made using ISO 1219-1 standards. To know the operation and the types of oleohydraulic components, which will have the hydraulic oil transmission system. The calculation and selection of these oleohydraulic components will be carried out, within the selected components there will be two oleohydraulic cylinders, one for lifting the load and the other for the thrust of that load towards the chili grinding machine. A variable displacement pump will be used, which will offer lower power losses, unlike the fixed displacement pumps, with this transmission system will reduce the time to perform the chili grinding, obtained higher productivity and less work personnel for the realization of the chili pepper mill, improving the economic benefits of the company agroindustrias famasa s.a.c.

**Keywords:** transmission system, oleohydraulics, oleohydraulic diagram, volumetric displacement, productivity.

# CAPÍTULO I

## INTRODUCCIÓN

La oleohidraulica se define como la tecnología que trata de la producción, transmisión y control de movimientos y esfuerzos por medio de líquidos a presión, principalmente aceites, ayudados o no por elementos eléctricos y electrónicos. Los accionamientos oleohidráulicos tienen ventajas singulares, de tal manera que los hacen imprescindibles en la construcción de gran número de máquinas, siendo utilizados fundamentalmente en aquellas tecnologías donde se requiera realizar importantes esfuerzos, principalmente lineales, y en los que se exija alta precisión, de tal manera que el desarrollo de éstas sin la oleohidraulica hubiera sido más limitado, o por lo menos diferente (Universidad del país vasco san Sebastián Donostia, 2007).

Con la constante evolución tecnológica, se tiene en el mercado la intensa necesidad de desarrollar técnicas de trabajo que posibiliten al hombre el perfeccionamiento en los procesos productivos y la búsqueda de la calidad. Para buscar la optimización de sistemas

en los procesos industriales, se hace el uso de la unión de los medios de transmisión de energía, siendo estos: Mecánica, electricidad, electrónica, neumática, hidráulica. Las experiencias han demostrado que la hidráulica viene destacándose y ganando espacio como un medio de transmisión de energía en los más variados segmentos del mercado, siendo la Hidráulica Industrial y Móvil las que presentan un mayor crecimiento. Sin embargo, se puede notar que la hidráulica está presente en todos los sectores industriales. Amplias áreas de automatización fueron posibles con la introducción de sistemas hidráulicos para control de movimientos (Parker hannifin corporation, 2001).

Actualmente la empresa agroindustrias famasa S.A.C. dedicada a la realización de molidos de ají cuenta con diversas maquinas moledoras, la empresa no cuenta con un sistema de transmisión que pueda levantar y empujar, una determinada cantidad de carga hacia la maquina moledora de ají.

Lo que motivo a desarrollar este proyecto es reducir los tiempos de realización del molido de ají, mejorando así la productividad, reduciendo el personal de trabajo y terminando con las constantes paradas del molido de ají. Para llevar a cabo este proyecto me he apoyado en la oleohidraulica como empleo del líquido como transmisor de potencia. Básicamente nos basamos en el principio de pascal.

Se desarrollará una serie de procedimientos; la realización de un diagrama oleohidraulico utilizando las normas ISO 1219-1, calculo y selección de los componentes que tendrá el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, esta selección de componentes se elegirá mediante los catálogos de los diversos fabricantes. La utilización de una bomba de desplazamiento volumétrico variable, en el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, que reduce las pérdidas de potencia en comparación a utilizar una bomba de desplazamiento volumétrico fijo.

**El capítulo I:** comprende el planteamiento del problema donde se explica claramente la problemática de desarrollar, el diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica para el mejoramiento de la productividad.

**El capítulo II:** da a conocer el marco teórico el cual con lleva temas del desarrollo del diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, los cuales son conceptos de gran importancia para comprender los siguiente capítulos.

**El capítulo III:** se da parte al diseño metodológico empleado el cual cita el tipo de investigación, técnicas de procesamiento de datos, realización del diagrama oleohidraulico y el cálculo del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.

**El capítulo IV:** se realiza el análisis de los resultados del diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica. Se va comparar la productividad, el personal de trabajo que realiza el molido de ají, del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica a implementar y de la forma artesanal que se emplea actualmente.

**Anexos:** Para mayor información se adjuntan a detalle los catálogos de los diferentes fabricantes, así como la documentación utilizada para la realización del diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica y planos relacionados al proyecto.

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

### 1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Actualmente la empresa agroindustrias famasa s.a.c. dedicada a la realización de molidos de ají y entre otros productos, se realiza de manera artesanal utilizando mayor tiempo en realizar el molido de ají. Lo que se plantea es diseñar un sistema de transmisión que tenga la capacidad de levantar una determinada carga y empujar hacia la maquina moledora de ají, reduciendo el tiempo en realizar el molido de ají y mejorando la productividad.

La neumática y la oleohidraulica son las únicas energías de transmisión que pueden realizar fuerzas lineales a cualquier dirección, de estas dos formas de transmisión de energía escogemos la oleohidraulica, debido a que pueden levantar grandes cantidades de carga y pueden ser fáciles de controlar y hacer sus respectivas regulaciones, ya que utilizan un fluido como transmisor de potencia y que es casi incompresible.

### 1.2 FORMULACION DEL PROBLEMA

El diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica para la realización del molido de ají, requiere una serie de procedimientos que conllevan a realizar un diagrama oleohidraulico mediante la norma ISO 1219-1, que nos explica el funcionamiento del sistema de transmisión y los diversos componentes que tendrá. Se realizará el cálculo de los diferentes componentes que tendrá el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, para la selección de los componentes utilizaremos los catálogos de los diversos fabricantes. Una vez obtenida el sistema de transmisión se va mejorar la productividad, reduciendo el tiempo en realizar el molido de ají, disminuyendo el personal de trabajo, todo esto conllevara a que la empresa tenga mejores beneficios económicos.

### 1.2.1 PROBLEMA GENERAL

Se plantea la siguiente pregunta:

¿Cómo aumentar la productividad en la realización del molido de ají en la empresa agroindustrias famasa s.a.c.?

### 1.2.2 PROBLEMA ESPECÍFICO

- a) ¿Cómo realizar un diagrama oleohidraulico del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica?
- b) ¿Cómo reducir las pérdidas de potencia del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica?

### 1.3 JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

El presente diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, brindará mejores beneficios económicos para la empresa, reduciendo el personal de trabajo que labora en la empresa, así mismo aumentará la producción del molido de ají mediante esta incorporación del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, que reducirá el tiempo en realizar el molido de ají.

El sistema de transmisión mediante la oleohidraulica ofrecerá grandes beneficios, como la facilidad de mover grandes cantidades de carga tanto lineal como rotacional, el control del movimiento es fácil, la regulación de los parámetros tanto de caudal y presión son fáciles de realizar. Utiliza un fluido oleohidraulico casi incompresible que ofrece mejor precisión en cuanto al control del movimiento. En la actualidad este tipo de sistema de transmisión no es muy utilizado en la parte industrial, ya que no se tiene un conocimiento profundo en diseñar un sistema de transmisión por medio de la oleohidraulica,

#### **1.4.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, que aumentará la productividad en la realización del molido de ají en la empresa agroindustrias famasa S.A.C.

#### **1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- a) Revisar las normas ISO 1219-1 que nos ayudará a realizar el diagrama oleohidraulico del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.
- b) Utilizar la bomba de desplazamiento volumétrico variable que reducirá las pérdidas de potencia del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.



## CAPÍTULO II

### REVISIÓN DE LITERATURA

#### 2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

Para la elaboración de este proyecto se recurrió a varias fuentes de información. A continuación, se dará una descripción de alguna de las fuentes de información consultada.

Ing. José Eloy Vargas Rocha, tesis en opción al grado de maestro en ciencias de la ingeniería mecánica con especialidad en térmica y fluidos, “sistemas de potencia oleohidraulica”, universidad autónoma de nueva león, México, agosto de 1998.

La presente tesis trata de la descripción de los diversos componentes oleohidráulicos que tiene un circuito oleohidraulico y las funciones, que pueden cumplir en cualquier diseño de un circuito oleohidraulico. Con la descripción de los componentes oleohidráulicos se puede entender cómo funcionan y para qué sirven cada componente.

Eric Marlon Jara Segura, tesis de “diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev”, pontificia universidad católica del Perú, Lima, junio del 2016.

La tesis trata de diseñar un banco de pruebas para una bomba de desplazamiento volumétrico variable, de pistones axiales con un compensador de flujo. El compensador de flujo mantiene el caudal constante a pesar de que varíe la carga. Esta tesis nos ayuda a cómo realizar la prueba de eficiencia de una B.D.V.V, las regulaciones que se deben realizar en las diversas B.D.V.V que existen en el mercado.

## 2.2 SUSTENTO TEÓRICO

### 2.2.1 LA OLEHIDRAULICA

El sistema oleohidraulico no es una fuente de potencia, es una forma de transmisión de energía, un motor eléctrico o un motor de combustión interna es el principal accionador de la bomba oleohidraulica. En este proyecto se escogió este medio de transmisor de energía por la versatilidad que tiene, además muestra mayores ventajas sobre otras formas de transmisión de energía (Serrano A., 2002).

#### 2.2.1.1 VENTAJAS DE LA OLEOHIDRAULICA

**Velocidad variable:** La mayoría de los motores eléctricos funcionan a una velocidad constante. El actuador (lineal o rotativo) de un sistema oleohidraulica, puede moverse a velocidades infinitamente variables (Serrano A., 2002).

**Reversibilidad:** Pocos accionadores primarios son reversibles, los que son reversibles, generalmente deben desacelerarse hasta una parada completa antes de invertirlos. Un actuador hidráulico puede invertirse, instantáneamente, en pleno movimiento, sin

problemas e incluso si tiene carga. Una válvula direccional o una bomba reversible proporcionan el control de la inversión (Serrano A., 2002).

**Protección contra las sobrecargas:** La válvula limitadora de presión en un sistema oleohidraulico lo protege contra las sobre cargas. Cuando la carga es superior al tarado de la válvula, la válvula dirige el flujo hacia el depósito limitando el torque o la fuerza de salida (Serrano A., 2002).

**Tamaño y peso:** Los componentes oleohidráulicos, debido a su elevada velocidad y torque, pueden proporcionar una potencia de salida elevada con pesos y tamaños pequeños en comparación con los motores eléctricos y otros (Serrano A., 2002).

**Pueden bloquearse:** El bloqueo de un motor eléctrico causa daños. Igualmente, las maquinas no pueden bloquearse bruscamente e invertirse su sentido. Un actuador oleohidraulico, sin embargo, puede quedar bloqueado sin que se produzca daños, al estar sobrecargado, y arrancara inmediatamente en cuanto disminuya la carga (Serrano A., 2002).

## 2.2.2 LA HIDROSTATICA

Cuando el sistema es accionado por una fuerza aplicada a un líquido contenido en un recipiente cerrado se le denomina sistema hidrostático. El principio precursor de la oleohidraulica es la ley de Pascal, que enunciada simplificadaamente, dice: “La presión aplicada a un líquido confinado se transmite en todas direcciones, y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales” (Yunus C. y Cimbala Y, 2012).

## 2.2.3 PRESIÓN

La presión se origina siempre que se produce una resistencia a la circulación de un líquido, o una fuerza que trata de impulsarlo. Representa la intensidad de la fuerza

Que se ejerce sobre cada unidad de área de la superficie considerada.

$$P = \frac{F}{A} \times 10^{-5} \quad \dots(\text{Ec. 1})$$

Donde:

P: presión (bar)

F: fuerza (N)

A: superficie (m<sup>2</sup>)

#### 2.2.4 NUMERO DE REYNOLDS

El comportamiento de un fluido, en particular en lo que se refiere a las pérdidas de energía, depende de que el flujo sea laminar o turbulento. Se demuestra en forma experimental y se verifica de modo analítico, que el carácter del flujo en un tubo redondo depende de cuatro variables: la viscosidad cinemática ( $\nu$ ), el diámetro del tubo (D) y la velocidad promedio del flujo (V). Osborne Reynolds fue el primero en demostrar que es posible pronosticar el flujo laminar o turbulento si se conoce la magnitud de un número adimensional (Yunus C. y Cimbala Y., 2012).

$$Re = \frac{V \times D}{\nu} \times 1000 \quad \dots(\text{Ec. 2})$$

Donde:

Re: número de Reynolds

$\nu$ : Viscosidad cinemática (mm<sup>2</sup>/s)

V: velocidad del fluido (m/s).

D: diámetro del conducto (mm).

El número de Reynolds es la relación de la fuerza de inercia sobre un elemento de fluido a la fuerza viscosa. La fuerza de inercia se desarrolla a partir de la segunda ley de movimiento de Newton. La fuerza viscosa se relaciona con el producto del esfuerzo

cortante por el área. Las siguientes formulas nos ayudaran a determinar las fricciones (f) de acuerdo al número de Reynolds (Yunus C. y Cimbala Y, 2012).

Flujo laminar: cuando  $Re < 2300$

$$f = \frac{64}{Re} \quad \dots \text{(Ec. 3)}$$

Flujo turbulento tuberías lisas:  $2300 < Re < 10^5$

$$f = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad \dots \text{(Ec. 4)}$$

### 2.2.5 CAUDAL Y CAÍDA DE PRESION

Para que un líquido pueda fluir tiene que ver una diferencia de presiones. Por consiguiente, cuando un líquido circula a través de una tubería de diámetro constante, la presión será siempre inferior en un punto más bajo de la corriente que en otro punto situado a contracorriente. Se requiere una caída de presiones para vencer las fricciones o rozamientos que puede tener los conductos (Yunus C. y Cimbala Y, 2012).

**Caudal:** El caudal origina el movimiento del actuador. La fuerza puede transmitirse mediante presión únicamente. El caudal del sistema hidráulico es suministrado por la bomba. Es la cantidad de líquido que pasa por un punto, por unidad de tiempo. Para poder calcular el caudal se aplica la siguiente ecuación:

$$Q = V \times A \times 10^4 \quad \dots \text{(Ec. 5)}$$

Donde:

Q: caudal (LT/min)

A: área de la circulación del fluido ( $m^2$ ).

V: velocidad del fluido (m/s).

**Caída de presión:** la ecuación de Darcy – Weisbach, es conveniente expresar la pérdida de presión para todos los tipos de flujos internos totalmente desarrollados. Flujos laminar o turbulento, tuberías circulares o no-circulares, superficies lisas o rugosas (Yunus C. y Cimbala Y., 2012).

$$\Delta P = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\rho \times V^2}{200} \quad \dots \text{(Ec. 6)}$$

Donde:

$\Delta P$ : pérdida de presión (bar)

f: factor de fricción

L: longitud de la tubería (m)

D: diámetro de la tubería (mm)

V: velocidad promedio (m/s)

$\rho$ : Densidad del aceite (kg/m<sup>3</sup>)

**Perdidas menores o secundarias:** El fluido en un sistema de tubería típico pasa a través de varias uniones, válvulas, flexiones, codos, ramificaciones en forma de letra T, entradas, salidas, ensanchamientos y contracciones además de los tubos. Dichos componentes (accesorios) interrumpen el suave flujo del fluido y provocan pérdidas adicionales debido al fenómeno de separación y mezcla del flujo que producen. Una válvula cerrada parcialmente puede provocar la pérdida de carga más grande en el sistema. El flujo a través de válvulas y uniones es muy complejo, y por lo general no es lógico un análisis teórico. En consecuencia, los fabricantes de los accesorios determinan las pérdidas de presión de manera experimental. Las pérdidas menores se expresan de la siguiente forma (Yunus C. y Cimbala Y., 2012).

$$\Delta P = \frac{k \times \rho \times V^2}{2} \times 10^{-5} \quad \dots \text{(Ec. 7)}$$

Donde:

$\Delta P$ : pérdida de presión (bar)

$k$ : coeficiente de pérdidas secundarias

$\rho$ : Densidad del aceite (kg/m<sup>3</sup>)

$V$ : velocidad promedio (m/s)

**Perdidas menores en adaptadores oleohidráulicos:** La caída de presión para los adaptadores o conectores oleohidráulicos se puede expresar de la siguiente forma:

$$\Delta P = \frac{k \times \rho \times V_2^2}{2} \times 10^{-5} \quad \dots \text{(Ec. 8)}$$

Donde:

$\Delta P$ : pérdida de presión (bar)

$k$ : coeficiente de pérdidas secundarias

$\rho$ : Densidad del aceite (kg/m<sup>3</sup>)

$V$ : velocidad promedio en el punto 2 (m/s)

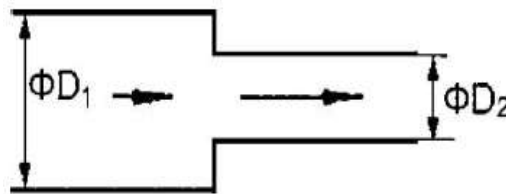


Figura 1: caídas de presión en contracciones

Fuente: Mahmoud G., Mohamed R, 2009.

**Coficiente de pérdidas secundarias:** Para los adaptadores oleohidráulicos en los circuitos de sistemas de transmisión de potencia oleohidráulicos, en especial en diseño de circuitos oleohidráulicos, el coeficiente de pérdidas secundarias en los adaptadores, que

se conectan entre los componentes oleohidráulicos y las mangueras oleohidraulicas, se expresará de la siguiente forma (Mahmoud G., Mohamed R, 2009).

$$k = 0.5 \left[ 1 - \frac{D_2^2}{D_1^2} \right] \quad \dots \text{(Ec. 9)}$$

Donde:

k: coeficiente de pérdidas secundarias

D<sub>2</sub>: diámetro de los adaptadores (mm)

D<sub>1</sub>: diámetro de los adaptadores (mm)

Los coeficientes de pérdida de presión en los adaptadores oleohidráulicos también se pueden obtener de las siguientes tablas.

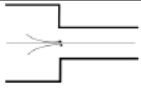
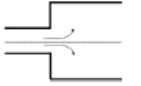






**Tabla 1:** coeficiente de pérdidas secundarias

Local Feature	$\xi$
Flexible pipe connection	0,3
Standard 90° elbow	1,2-1,3
Tee junction	3,5
Pipe inlet	0,5-1
Pipe outlet	1
Screen filter	1,5-2,5

Fuente: Mahmoud G., Mohamed R, 2009.



**Tabla 2:** coeficiente de pérdidas de adaptadores oleohidráulicos

Figura	k	Desc
	0,5	Entrada
	1	Salida
	0,15	Desvío
	0,05	
	1	
	0,5	
	1,3	
	0,1	

Fuente: Moreno M. 2008.

### 2.2.6 COMPONENTES DE UN SISTEMA OLEOHIDRAULICO

En todo sistema oleohidraulico se tiene los siguientes componentes principales: bombas, cilindros o motores oleohidráulicos , válvulas de control de dirección, válvulas reguladoras de flujo, válvulas de retención de flujo, válvulas limitadoras, depósito de aceite, filtros, mangueras o tuberías, fluidos oleohidráulicos.

#### 2.2.6.1 BOMBA OLEOHIDRAULICA

En sistema oleohidraulico, la bomba convierte la energía mecánica en energía oleohidraulica (potencia oleohidraulica) impulsando fluidos al sistema. Todas las bombas funcionan según el mismo principio, succionando un volumen en la entrada y empujando el volumen hacia el sistema; pero los distintos tipos de bombas varían en las formas de control de caudal que puedan tener (Serrano A., 2002).

### 2.2.6.1.1 DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO

La capacidad de caudal de una bomba puede expresarse con el desplazamiento volumétrico por revolución. El desplazamiento es el volumen de líquido transferido en una revolución. Es igual al volumen de una cámara de bombeo multiplicado por el número de cámaras que pasa por el orificio de salida durante una revolución de la bomba. El desplazamiento se expresa en centímetros cúbicos por revolución (Fialho A. 2007).

### 2.2.6.1.2 CAUDAL Y POTENCIA DE LA BOMBA

Una bomba puede suministrar pequeñas o grandes caudales hacia el sistema, que depende del número de revoluciones por minuto. En realidad puede bombear más caudal en ausencia de carga y menor a su funcionamiento de su presión nominal. El caudal que suministra una bomba se expresa en litros por minuto o galones por minuto (Fialho A. 2007).

$$Q = \frac{DV \times n \times \eta}{1000} \quad \dots \text{(Ec. 10)}$$

Donde:

Q: caudal que suministra la bomba (LT/min).

n: número de revoluciones (rpm).

DV: desplazamiento volumétrico (cc<sup>3</sup>/rev).

$\eta$ : Eficiencia volumétrica de la bomba entre 0.91 – 0.93 (Fialho A. 2007).

#### Potencia de una bomba oleohidraulica

Viene determinada por la siguiente ecuación:

$$P_b = Q \times P \times 1.6666 \quad \dots \text{(Ec. 11)}$$

Donde:

P<sub>b</sub>: potencia de una bomba oleohidraulica (W).

Q: caudal que la bomba suministra (LT/min).

P: presión en la salida de la bomba (bar).

### **La pérdida de potencia oleohidraulica**

La potencia perdida se debe al trabajo no realizado

$$P = Q \times \Delta P \times ED \times 0.016666 \quad \dots \text{(Ec. 12)}$$

Donde:

P: perdida de potencia (W).

Q: caudal (LT/min).

$\Delta P$ : caída de presión (bar).

ED: tiempo de funcionamiento (%).

#### **2.2.6.2 TIPOS DE BOMBAS**

Hay 2 tipos básicos de bombas. El primero es la bomba de desplazamiento no positivo. El segundo tipo de bomba es el desplazamiento positivo, que son utilizados en los sistemas oleohidráulicos industriales y maquinaria móvil. Estas bombas suministran al sistema una cantidad determinada de fluido, en cada carrera, revolución o ciclo. Este tipo de bombas se clasifica como de desplazamiento fijo o variable (Serrano A., 2002).

Las bombas de desplazamiento volumétrico fijo (B.D.V.F.) tienen un desplazamiento que no puede cambiarse a excepción de las bombas de tipo paleta o vanes. Las bombas de desplazamiento volumétrico variable (B.D.V.V.) utilizan controles externos, que pueden cambiar el desplazamiento volumétrico de una bomba como son las bombas de vanes y de pistón. Otros tipos de bombas pueden invertir el caudal como las bombas hidrostáticas. En este capítulo se estudia solo dos tipos de bombas, de engranajes externos y de pistones axiales.

### 2.2.6.2.1 BOMBA DE ENGRANAJES EXTERNOS

Una bomba de engranajes suministra un caudal, transportando el fluido entre los dientes de dos engranajes bien acoplados. Uno de los engranajes es accionado por el eje de la bomba y hace girar al otro. Las cámaras de bombeo, formadas entre los dientes de los engranajes, están cerradas por el cuerpo de la bomba y por las placas laterales (llamadas frecuentemente placas de presión o de desgaste). Los engranajes giran en direcciones opuestas, creando un vacío parcial en la cámara de entrada de la bomba. El fluido se introduce en el espacio vacío y es transportado, por la parte exterior de los engranajes, a la cámara de salida. Cuando los dientes vuelven a entrar en contacto los unos con los otros, el fluido es impulsado hacia afuera. La alta presión existente a la salida de la bomba impone una carga no equilibrada sobre los engranajes y los cojinetes que los soportan (Eaton Hydraulics training, 1995).

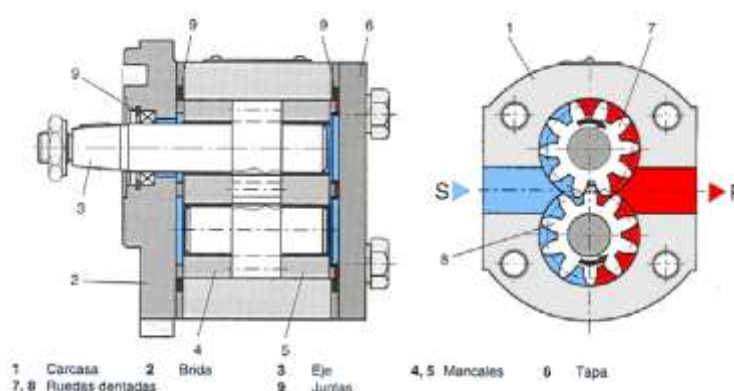


Figura 2: bomba de engranajes exteriores

Fuente: Eaton Hydraulics training, 1995.

### 2.2.6.2.2 BOMBA DE PISTONES AXIALES

En las bombas de pistones en línea, el conjunto de los cilindros y el eje de accionamiento tienen la misma línea central y los pistones se mueven alternativamente en sentido paralelo al eje. El tipo más sencillo de estas bombas se muestra en la figura 3. El eje de

accionamiento hace girar el barrilete, conteniendo los pistones, que están ajustados en sus alojamientos y conectados mediante patines y un anillo inclinado, de forma que los patines están apoyados sobre una placa circular inclinada (placa de presión). A medida que el barrilete gira, los patines siguen la inclinación de la placa, haciendo que los pistones tengan un movimiento alternativo. Los orificios, en la placa de distribución, están dispuestos de tal forma que los pistones pasan por la entrada cuando empiezan a salir de sus alojamientos y por la salida cuando se les obliga a entrar (Universidad del País Vasco San Sebastián Donostia, 2007).

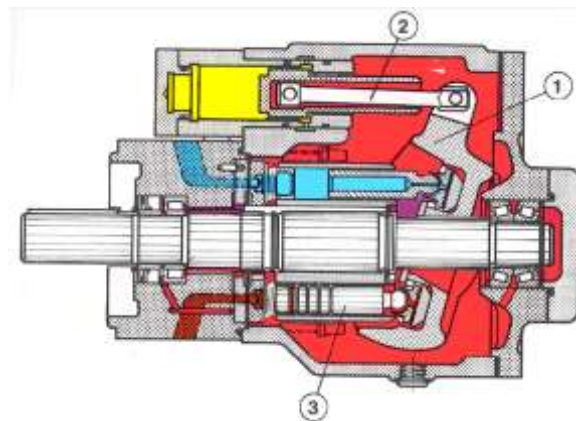


Figura 3: bomba de pistones axiales

Fuente: Universidad Del país vasco san Sebastián Donostia, 2007.

### 2.2.6.2.3 DISPOSITIVOS DE MANDO Y DE REGULACION

**Reguladores de presión:** La curva característica muestra que la bomba transporta su máximo caudal volumétrico y, al alcanzar la presión ajustada, “regula” es decir, en caso extremo, disminuye hasta un caudal (bomba de excentricidad cero). A lo largo de la curva de regulación, la bomba puede alcanzar cualquier caudal  $q_{v1}$  determinado por las válvulas de caudal entre los valores 0 y  $q_{max}$ . Si el consumidor no recibe el caudal de aceite, la presión ajustada se mantiene, la bomba repone solo las perdidas por fuga del sistema. La curva de regulación es una línea prácticamente vertical, la pendiente es una medida para

sensibilidad de reacción del regulador. Debe ajustarse una válvula de seguridad adicional bastante superior al propio regulador de presión. Estos dispositivos son básicamente válvulas (Bosch automation, 2010).

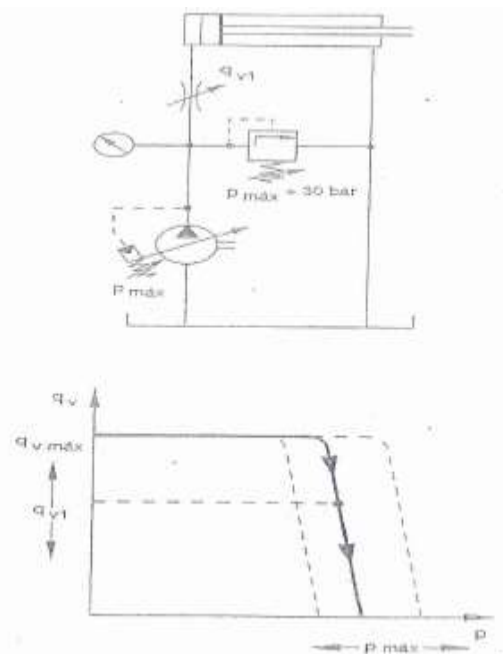


Figura 4: regulador de presión función y curva

Fuente: Bosch automation, 2010.

**Regulador de presión de ajuste mecánico:** La válvula reguladora dispuesta sobre el embolo de ajuste 1 puede considerarse como una válvula distribuidora de 3 vías con ajuste oleohidráulico en función de la presión. La alta presión llega al embolo de ajuste menor 2 y, a través de la válvula reguladora abierta, al embolo de ajuste mayor 1. Debido a la relación de superficies 2:1, el anillo de levas se mueve contra el embolo de ajuste 2 a su final de carrera y la bomba transporta el máximo caudal volumétrico (Bosch automation, 2010).

La alta presión llega también al lado frontal inferior de la corredera de válvula 4. Al alcanzarse la presión ajustada en el resorte opuesto 5, la corredera se mueve hacia arriba y descarga el embolo de ajuste 1 a la carcasa de la bomba sin presión. Con la

influencia del embolo de ajuste 2, que continua bajo presión, el anillo de levas se mueve hacia el centro, de manera que el caudal disminuye en función de la necesidad del consumidor. Cuando el caudal suministrado, el final de carrera viene determinado por el tope mecánico del embolo ajuste 1 en la carcasa de la válvula reguladora. Para realizar un ajuste exacto, cabe utilizar los discos de compensación 3. La presión de relación puede ajustarse, modifican fuerza del resorte, a través de un anillo de ajuste 6 (Bosch automation, 2010).

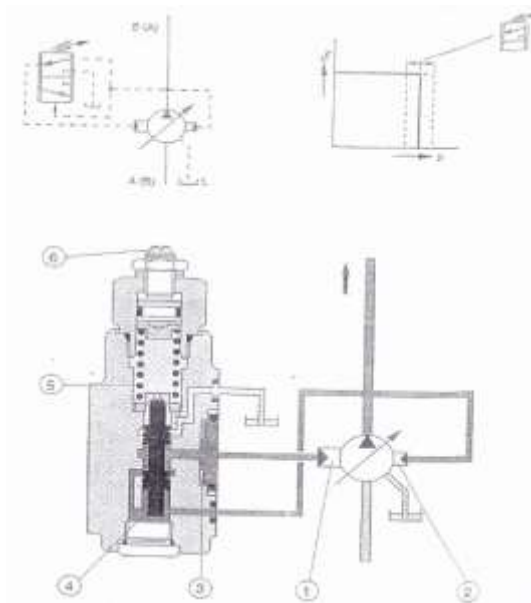


Figura 5: regulador de presión de ajuste mecánico

Fuente: Bosch automation, 2010.

**Regulador combinado de presión y de caudal:** Los reguladores de presión descritos anteriormente adaptan el caudal suministrado de una bomba de cilindrada variable el valor determinado de una válvula reguladora de caudal. Esta adaptación no se realiza, sin embargo, con la presión de trabajo respectiva en el consumidor, sino que la bomba transporta contra la presión máxima ajustada en el regulador. Si la válvula de caudal, como se describe a continuación, se integra en la regulación de la bomba, puede producirse una modificación del caudal sin exceso de presión. De esta forma, se mejora

de nuevo y en gran medida, el balance de potencia. La presión máxima puede, por lo tanto, limitarse como en el caso del regulador de presión (Bosch automation, 2010).

En caso de un numero de revoluciones accionamiento variable, puede utilizarse también este regulador para mantener constante el caudal suministrado de la bomba dentro de un margen determinado (Bosch automation, 2010).

**Modo de funcionamiento:** El caudal suministrado de la bomba pasa por un estrangulador de medición 9. La presión antes de este estrangulador llega al lado inferior y la presión después del estrangulador llega al lado superior de la corredera de válvula 4, la cual actúa de regulador de presión. La diferencia de presión de 10 a 12bar en el estrangulador de medición viene determinada por el resorte 5 y no se altera más durante el funcionamiento, el estrangulador de medición y la corredera de válvula (regulador de presión) funcionan como válvula reguladora de caudal compensadora de carga. Al contrario que la válvula reguladora de caudal, el caudal volumétrico no se ve influido directamente en los bordes de pilotaje del regulador de presión, sino que los bordes de pilotaje regulan la excentricidad del anillo de levas y con ello, el caudal suministrado de la bomba, se modifica este caudal, de manera bien calculada, a través de la sección transversal del estrangulador de medición 9 y, en este proceso, se compensan las magnitudes perturbadoras como las variaciones del número de revoluciones, las perdidas por fugas, etc. Al colocarse otra válvula limitadora de presión en el conducto de pilotaje que conecta con la cámara de resorte, se produce el efecto de un regulador de presión de pilotaje previo. El inyector de la corredera de válvula se desplaza en el conducto de pilotaje 7. La válvula de seguridad 10 debe ajustarse bastante superior a 8 (Bosch automation, 2010).



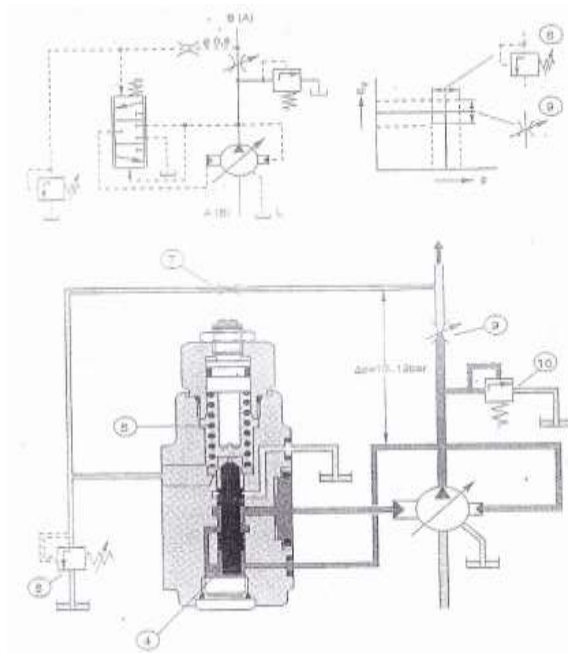


Figura 6: regulador de presión y caudal

Fuente: Bosch automation, 2010.

### 2.2.6.3 CILINDROS OLEOHIDRAULICOS

Son actuadores lineales, lo que significa que la salida de un cilindro es un movimiento y/o fuerza en línea recta. La función de los cilindros oleohidráulicos es convertir la potencia oleohidraulica en potencia mecánica lineal.

#### 2.2.6.3.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS CILINDROS

Las características de un cilindro incluyen sus dimensiones y su capacidad de presión. Las principales son:

- Diámetro del pistón
- Diámetro del vástago
- Longitud de la carrera

La capacidad de presión viene dada por el fabricante. Esta información puede obtenerse de la placa de referencias del cilindro o del catálogo del fabricante. La velocidad

del cilindro, la fuerza exterior disponible y la presión requerida para una carga dada, dependen todas del área del pistón. Entre las características técnicas podemos mencionar las juntas. (Schmitt G, 1990).

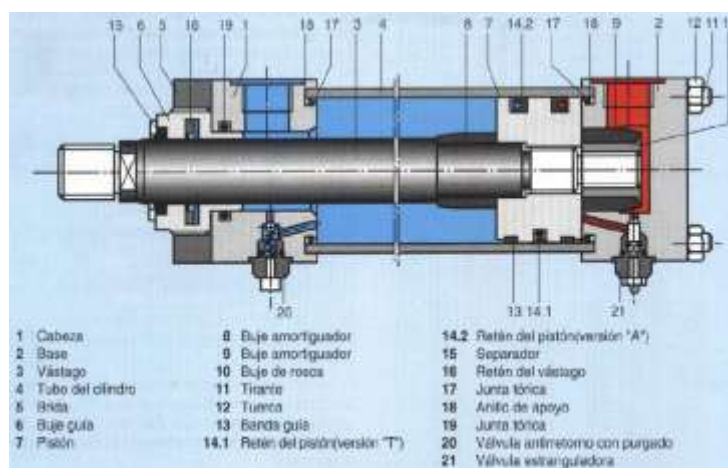


Figura 7: cilindro oleohidraulico

Fuente: Schmitt G, 1990

### 2.2.6.3.2 TIPOS DE CILINDROS

Hay varios tipos de cilindros incluyendo los de simple y los de doble efecto. Las características de diseño del cilindro utilizado en esta tesis se exponen a continuación.

**Cilindros de doble efecto:** Los cilindros que se van a emplear son de doble efecto debido a las características del funcionamiento del equipo, se requiere potencia a la entrada y salida del vástago. Estos cilindros se denominan también cilindros diferenciales porque presentan áreas distintas expuestas a la presión durante las carreras de entrada y salida del vástago. Esta diferencia es debido a la sección circular del vástago que reduce el área bajo presión durante su entrada. El vástago sale más despacio de lo que entra porque se requiere más fluido para llenar el área mayor del pistón. No obstante, se puede ejercer una fuerza superior porque la presión actúa sobre el área total del pistón. Cuando el vástago entra, el mismo caudal procedente de la bomba hace que éste se mueva más de

prisa porque el área del lado del vástago es más pequeña. Con la misma presión del sistema, la fuerza máxima ejercida por el cilindro es también menor porque también lo es el área bajo presión (Eaton Hydraulics training, 1995).

### 2.2.6.3.3 CALCULO DEL CILINDRO

Para el diseño del cilindro se ha empleado diferentes fórmulas que se han extraídas de diferentes libros de consulta que indico en la bibliografía.

**Calculo del esfuerzo de pandeo:** Para calcular la resistencia al pandeo se utilizara las formulas del libro de resistencia de materiales Robert L. Mott, que indica, que dependiendo del grado de esbeltez ( $\lambda$ ) se empleara las siguientes ecuaciones:

Si  $SR > Cc$  utilizamos Euler

EULER

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_e^2} \quad \dots \text{(Ec. 13)}$$

Si  $SR < Cc$  utilizamos Johnson B.

$$P_{cr} = A \times S_y \times \left( 1 - \frac{S_y \times SR^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right) \quad \dots \text{(Ec. 14)}$$

Donde:

$P_{cr}$ : carga crítica (N)

$Cc$ : relación de esbeltez de transición

$E$ : módulo de elasticidad (N/mm<sup>2</sup>)

$L_e$ : longitud efectiva (mm)

$SR$ : relación de esbeltez

$I$ : momento de inercia (mm<sup>4</sup>)

$S_y$ : resistencia a la cedencia (N/mm<sup>2</sup>),

**Calculo de la longitud efectiva ( $L_e$ )**

$$L_e = K \times L \times 1000 \quad \dots \text{(Ec. 15)}$$

Donde:

$L_e$ : longitud efectiva (mm)

K: coeficiente cuyo valor depende de la fijación del cilindro en sus extremos

L: longitud del vástago (m)

Para determinar el coeficiente de fijación se utilizara la siguiente figura

Caso de carga según Euler	Caso 1	Caso 2 (caso básico)	Caso 3	Caso 4
	Un extremo libre, un extremo fijamente sujetado.	Dos extremos articulados.	Un extremo articulado, un extremo fijamente sujetado.	Dos extremos fijamente sujetados.
Representación gráfica				
Long. pandeo libre	$\lambda_K = 2l$	$\lambda_K = l$	$\lambda_K = l \cdot \sqrt{2}$	$\lambda_K = 0.5l$
Situación de montaje para cilindros hidráulicos	Modo de fijación C, D, F	Modo de fijación A, B, E	Modo de fijación C, D, F	Modo de fijación C, D, F
Nota			Guiar la carga cuidadosamente dado que pueden producirse tensiones.	Poco conveniente, seguramente se producirán tensiones.

Figura 8: coeficientes de fijación de los extremos del cilindro

Fuente: Mannesmann Rexroth, 1991.

**Calculo de la relación de esbeltez (sr)**

$$SR = \frac{L_e}{r_{min}} \quad \dots \text{(Ec. 16)}$$

Donde:

$r_{min}$ : radio de giro mínimo (mm).

$L_e$ : longitud efectiva (mm)

**Calculo del radio de giro mínimo ( $r_{\min}$ )**

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \dots \text{(Ec. 17)}$$

Donde:

A: área del vástago ( $\text{mm}^2$ ).

I: momento de inercia ( $\text{mm}^4$ ).

Para el caso de un área circular el radio de giro mínimo será

$$r_{\min} = \frac{d}{4} \quad \dots \text{(Ec. 18)}$$

Donde:

d: área del vástago (mm).

$r_{\min}$ : radio de giro mínimo (mm)

**Calculo de la relación de esbeltez transición ( $C_C$ )**

$$C_C = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{S_Y}} \quad \dots \text{(Ec. 19)}$$

Donde:

$S_Y$ : resistencia a la cedencia  $\text{N}/\text{mm}^2$ .

E: módulo de elasticidad ( $\text{N}/\text{mm}^2$ ).

**Carga máxima de servicio**

$$F_{\text{carga}} = \frac{P_{\text{cr}}}{S} \quad \dots \text{(Ec. 20)}$$

Donde:

$F_{\text{carga}}$ : fuerza de la carga (N)

S: coeficiente de seguridad 3 a 3.5 (Mannesmann Rexroth, 1991).

$P_{\text{cr}}$ : carga crítica (N)

**Diámetro del vástago aplicando formula de Euler**

$$d = \sqrt[4]{\frac{P_{cr} \times L_e^2 \times 64}{\pi^3 \times E}} \quad \dots \text{(Ec. 21)}$$

Donde:

d: diámetro del vástago (mm)

P<sub>cr</sub>: carga crítica (N)

E: módulo de elasticidad (N/mm<sup>2</sup>),

L<sub>e</sub>: longitud efectiva (mm)

Para la determinación de los diámetros del vástago y pistón del cilindro se utilizara la siguiente tabla.

**Tabla 3:** diámetros estándar del vástago y pistón del cilindro

Piston ΦD (mm)	Rod Φd (mm)	Piston ΦD (mm)	Rod Φd (mm)	Piston ΦD (mm)	Rod Φd (mm)	Piston ΦD (mm)	Rod Φd (mm)
25	12	40	16	63	25	100	45
	14		18		28		50
	16		22		36		56
			25		45		70
32	18	50	22	80	36	125	50
	22		25		45		56
	25		28		56		63
			36				70
							90

Fuente: Mahmoud G., Mohamed R, 2009.

**Relación de caudales en un cilindro:** El área de un cilindro o vástago es:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} \quad \dots \text{(Ec. 22)}$$

Donde:

A: área del pistón o del vástago (mm<sup>2</sup>).

d: diámetro del vástago o pistón (mm)

También esta fórmula se puede expresar de esta forma:

$$A = \frac{\pi \times d^2 \times 10^{-6}}{4} \quad \dots \text{(Ec. 23)}$$

Donde:

A: área del pistón o del vástago ( $m^2$ ).

d: diámetro del vástago o pistón (mm)

La relación de caudales en el cilindro

$$Q_1 = \frac{A_{\text{piston}}}{A_{\text{anular}}} \times Q_2 \quad \dots \text{(Ec. 24)}$$

$$Q_4 = \frac{A_{\text{anular}}}{A_{\text{piston}}} \times Q_3 \quad \dots \text{(Ec. 25)}$$

Ver la siguiente figura

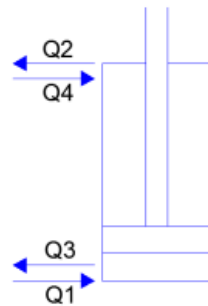


Figura 9: relación de caudales en el cilindro oleohidraulico

Elaboración: Propia.

#### 2.2.6.4 VALVULAS DE CONTROL DE DIRECCION

Las válvulas direccionales, como su nombre indica, se usan para controlar la dirección del caudal. Aunque todas realizan esta función, estas válvulas varían considerablemente en construcción y funcionamiento. Se clasifican, según sus características principales, tales como (Moreno M. 2008).

- **Tipo de elemento interno.** cónicas o carrete (spool).

- **Métodos de actuación.** Manuales, mecánicos, neumáticos, hidráulicos, eléctricos o combinaciones de estos.
- **Numero de vías.** Dos, tres, cuatro, cinco o seis vías.
- **Tamaño.** Tamaño nominal (TN) de la válvula se encuentra en función del caudal nominal.
- **Conexiones.** Roscas cónicas NPTF, roscas cilíndricas BSPP, bridas y placas bases.

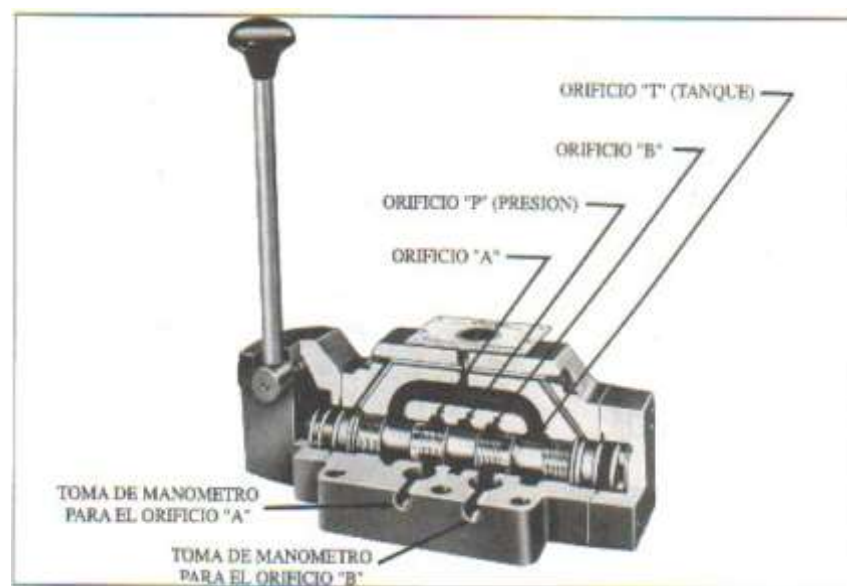


Figura 10: válvula distribuidora

Fuente: Parker hannifin corporation, 2001.

#### 2.2.6.4.1 VALVULAS DE CUATRO VIAS

Una válvula de cuatro vías selecciona alternativamente los dos orificios de salida, pero con esta válvula, el orificio de tanque se usa para el caudal de retorno puede utilizarse para hacer mover un actuador en ambas direcciones (Moreno M. 2008).



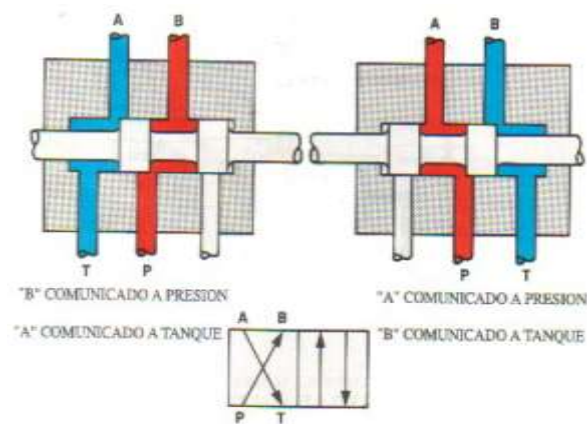


Figura 11: válvula distribuidora de cuatro vías

Fuente: (Eaton Hydraulics training, 1995).

#### 2.2.6.4.2 TIPOS DE CENTROS DE LAS CORREDERAS

La mayoría de las válvulas de tres posiciones disponen de una variedad de correderas intercambiables. Todas las correderas de 4 vías poseen pasos idénticos para el caudal, en sus posiciones extremas, con diferentes condiciones centrales, como puede verse en la figura 12. El tipo de centro abierto pone en comunicación todos los orificios y el caudal de salida de la bomba pasa al tanque a baja presión. El centro cerrado tiene todos los orificios bloqueados, de forma que el caudal de salida de la bomba puede utilizarse para otras operaciones del circuito o pasar al tanque, a través de la válvula de seguridad, a la presión de trabajo. Otros tipos de centro bloquean unos orificios y unen al tanque los restantes. El centro tándem tiene los orificios "A" y "B" bloqueados y el "P" unido al tanque, lo que permite montar en serie o "tándem" dos o más válvulas. Las correderas pueden mantenerse en su posición central mediante muelles centradores, retenes accionados por muelle o por aceite a presión, que es el más rápido y quizás el más positivo de los sistemas de centrado (Eaton Hydraulics training, 1995).

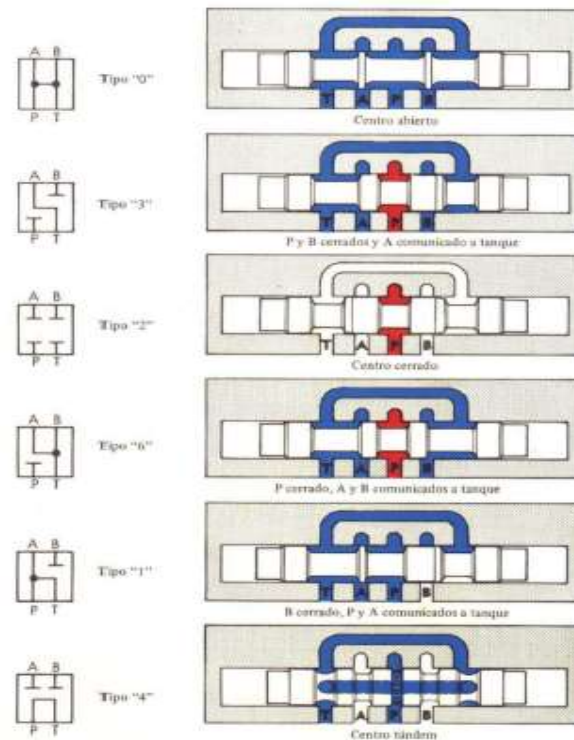


Figura 12: tipos de centro de corredera

Fuente: Eaton Hydraulics training, 1995.

### 2.2.6.4.3 VALVULA DE MANDO DIRECTO Y TIPOS DE ACTUACION

Un actuador acciona la corredera o elemento giratorio de una válvula direccional de mando directo. Los cinco tipos de mando son: manual, mecánico, hidráulico y eléctrico.

**Mando hidráulico:** Normalmente, la presión piloto se suministra a las válvulas a través de un pasaje interno, procedente del orificio "P" de la válvula principal. Cuando el orificio "P" está unido al tanque en la posición central, puede ser necesario instalar una válvula antirretorno en la línea de retorno al tanque, para crear una presión de pilotaje (Parker hannifin corporation, 2001).

Hay también casos en que puede ser deseable o necesario utilizar un pilotaje externo. En ese caso se obtura el orificio de pilotaje interno, y el aceite de pilotaje se

suministra a través de un orificio situado en la placa base. Un método de conseguir el pilotaje externo es conectar dicho orificio a la entrada de una válvula antirretorno, instalada a la salida de la bomba (Parker hannifin corporation, 2001).

#### 2.2.6.4.4 VALVULAS ANTIRRETORNO

Una válvula antirretorno puede funcionar como control direccional o como control de presión. En su forma más simple, sin embargo, una válvula antirretorno no es más que una válvula direccional de una sola vía. Permite el paso libre del aceite en una dirección y lo bloquea en la otra. Obsérvese que el símbolo gráfico compuesto para una válvula antirretorno indica dos posiciones de la válvula: abierta y cerrada (Moreno M. 2008).

#### 2.2.6.4.5 VALVULAS ANTIRRETORNO PILOTADAS

Las válvulas antirretorno pilotadas están diseñadas para permitir el paso libre del fluido en una dirección y para bloquear el caudal de retorno en la dirección opuesta, hasta que la válvula se abra debido a la acción de un pilotaje exterior. Se utilizan para mantener parado, a pesar de las fugas a través de la corredera de la válvula distribuidora, un cilindro vertical con su carga puede mantenerse estático durante un tiempo prolongado, estas válvulas evitan las fugas de aceite oleohidraulico que pueden existir en los circuitos oleohidráulicos (Schmitt G, 1990).

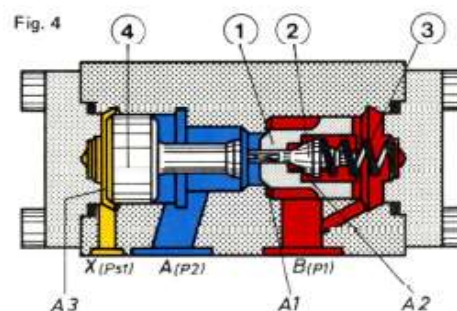


Figura 13: válvula antirretorno pilotado

Fuente: Schmitt G, 1990

### 2.2.6.5 VALVULAS DE CONTROL DE PRESION

Las válvulas de control de presión realizan funciones tales como limitar la presión máxima de un sistema o regular la presión reducida en ciertas partes de un circuito, y otras actividades que implican cambios en la presión de trabajo (Mannesmann Rexroth, 1991).

#### 2.2.6.5.1 VALVULAS DE SEGURIDAD

**Válvula de seguridad compuesta:** Una válvula de seguridad compuesta funciona en dos etapas. La etapa piloto contiene en la tapa superior una válvula limitadora de presión y un obturador, mantenido en su asiento mediante un muelle ajustable.

Los orificios están en el cuerpo de la válvula y la derivación del caudal se consigue mediante una corredera, equilibrada hidráulicamente, contenida en el cuerpo. Estas válvulas compuestas son utilizadas cuando, se requiere derivar mayor cantidad de fluido oleohidraulico a hacia el depósito de aceite, evitando menores pérdidas de caída de presión en los circuitos oleohidráulicos (Mannesmann Rexroth, 1991).

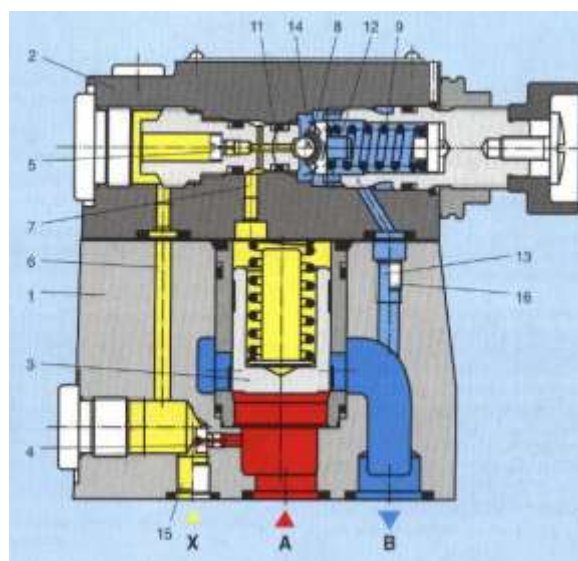


Figura 14: válvula de seguridad compuesta

Fuente: Mannesmann Rexroth, 1991.

### 2.2.6.5.2 DESCARGA A PRESION REDUCIDA “VENTING”

Las válvulas de seguridad compuestas pueden ser controladas remotamente mediante un orificio situado en la tapa superior, enfrente del obturador. Cuando este orificio se pone en comunicación con el tanque, la única fuerza que mantiene la corredera sobre su asiento es la del muelle ligero, y la válvula se abrirá completamente, cuando se necesita una presión de pilotaje, este muelle normalizado puede sustituirse por otro más fuerte (Eaton Hydraulics training, 1995).

Otra ventaja del muelle fuerte es que da lugar a un cierre más rápido y positivo de la corredera. También es posible conectar una válvula de seguridad simple al orificio de "venting" para controlar la presión remotamente. Para ejercer el control, la válvula situada remotamente debe ser ajustada a una presión más baja que el taraje de la válvula piloto principal. En la figura 15 se puede apreciar una electroválvula de 4 vías 2 posiciones conectada en venteo, (Eaton Hydraulics training, 1995).

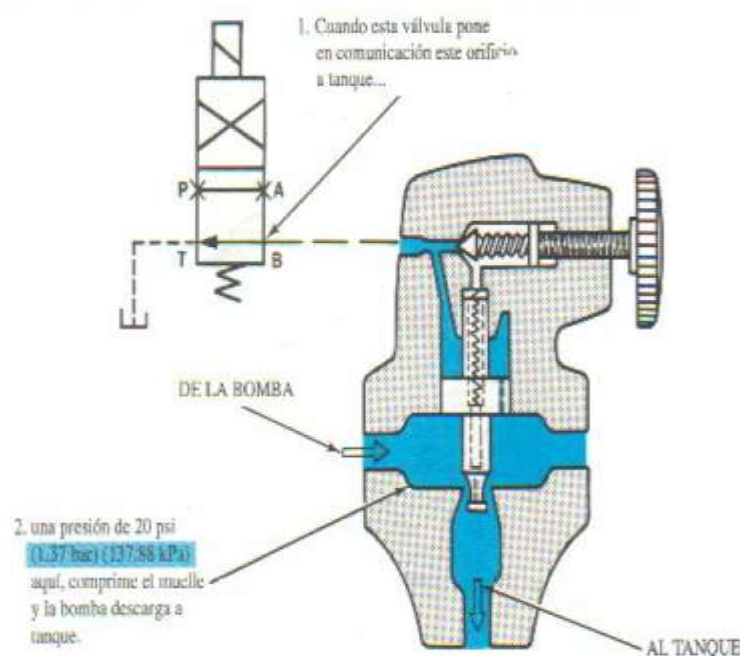


Figura 15: válvula de seguridad con descarga venting

Fuente: Eaton Hydraulics training, 1995.

## 2.2.6.6 VALVULAS DE CONTROL DE CAUDAL

Las válvulas reguladoras de caudal se utilizan para regular la velocidad, de un actuador depende de la cantidad de aceite que se le envía por unidad de tiempo. Es posible regular el caudal con una bomba de desplazamiento volumétrico variable, pero en muchos circuitos es más práctico utilizar una bomba de desplazamiento fijo y regular el caudal con una válvula reguladora de caudal (Schmitt G, 1990).

### 2.2.6.6.1 TIPOS DE REGULADORES DE CAUDAL

Hay dos tipos básicos de válvulas reguladoras de caudal compensadas por presión y no compensadas por presión. Estas últimas se utilizan cuando las presiones permanecen relativamente constantes y las variaciones de velocidad no son demasiado críticas. Puede controlarse el caudal con sistemas tan sencillos como un estrangulamiento fijo o una válvula de aguja variable, aunque existen unidades más sofisticadas que llevan incorporada una válvula antirretorno (Schmitt G, 1990).

La utilización de las válvulas no compensadas por presión es limitada, puesto que el caudal a través de un orificio es sensiblemente proporcional a la raíz cuadrada de la pérdida de presión ( $P$ ) a través del mismo, lo que significa que cualquier variación apreciable de la carga afectará al control de la velocidad. Los reguladores de caudal compensados por presión se clasifican en 2 tipos: compensación por estrangulamiento en serie, y compensación por derivación de caudal. Ambos tipos utilizan un compensador o hidrostato para mantener una caída de presión constante a través de una restricción regulable (Schmitt G, 1990).

**Compensación por derivación de caudal:** Este tipo combina una protección contra las sobrecargas con una regulación de caudal compensada por presión. Lleva incorporado un hidrostato normalmente cerrado, que se abre para desviar al tanque el caudal que excede

del taraje de la válvula. La presión necesaria para mover la carga está aplicada en la cámara superior del hidrostato y conjuntamente con la acción de un muelle ligero tiende a mantenerlo cerrado. La presión en la cámara inferior del hidrostato aumenta debido al estrangulamiento y hace que éste desvíe al tanque el exceso de caudal, cuando la diferencia de presiones es suficiente para vencer el muelle. Obsérvese que el hidrostato está equilibrado hidráulicamente debido a que el área sometida a la acción de la presión, a la salida de la bomba, iguala al área en la parte superior del hidrostato. La diferencia entre ambas presiones, generalmente, se mantiene a través del estrangulamiento, suministrando un caudal constante con independencia de las fluctuaciones de la carga. La protección contra las sobrecargas se obtiene por medio de un obturador actuado por un muelle regulable, que limita la presión máxima en la cámara superior del hidrostato y que actúa como una válvula de seguridad pilotada. Este tipo de válvula únicamente puede utilizarse en los circuitos con, regulación a la entrada, si se utilizase en un circuito con regulación a la salida, el exceso de caudal que no pudiese pasar por el estrangulamiento sería desviado al tanque, permitiendo la fuga de la carga (Schmitt G, 1990).

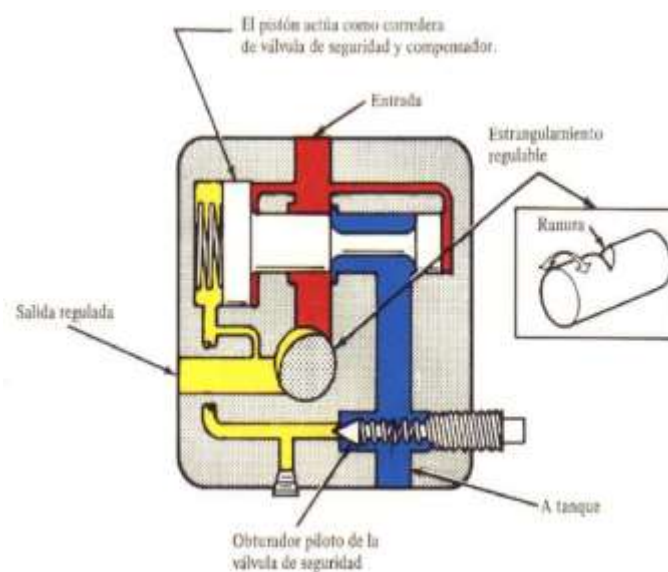


Figura 16: válvula reguladora de flujo de 3 vías

Fuente: Eaton Hydraulics training, 1995.

**Válvula reguladora caudal compensada por temperatura:** El caudal a través de un regulador de caudal compensado por presión varía al variar la temperatura del aceite. Aunque el aceite fluye con más facilidad cuando se calienta, puede conseguirse un caudal constante disminuyendo las dimensiones de un orificio cuando aumenta la temperatura. Eso se consigue mediante una varilla compensadora que se dilata al aumentar la temperatura y se contrae cuando ésta disminuye (figura 17). El dispositivo de restricción es un sencillo pistón que puede moverse en ambas direcciones sobre el orificio de ajuste. La varilla compensadora se coloca entre el pistón y el orificio (Schmitt G, 1990).

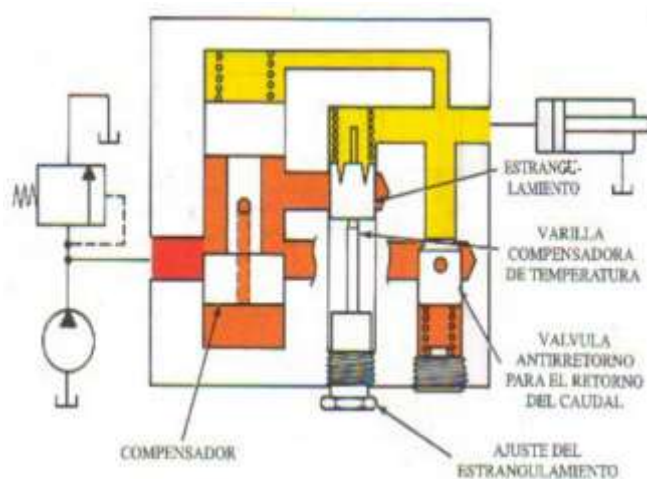


Figura 17: válvula reguladora de caudal compensado por temperatura

Fuente: Schmitt G, 1990.

### 2.2.6.7 DEPOSITOS DE ACEITE

El proyecto de los sistemas hidráulicos industriales tiene una ventaja sobre los sistemas de equipo móvil. Esta ventaja está en la gran flexibilidad en el diseño del depósito. Prácticamente sin problemas de situación o de dimensiones, el depósito puede diseñarse para que cumpla varias funciones. En primer lugar, sirve de almacenamiento para el fluido requerido por el sistema. El depósito también debe tener espacio para que el aire pueda separarse del fluido y debe permitir igualmente que los contaminantes se



sedimenten. Además, un depósito bien diseñado ayuda a disipar el calor generado en el sistema (Eaton Hydraulics training, 1995).

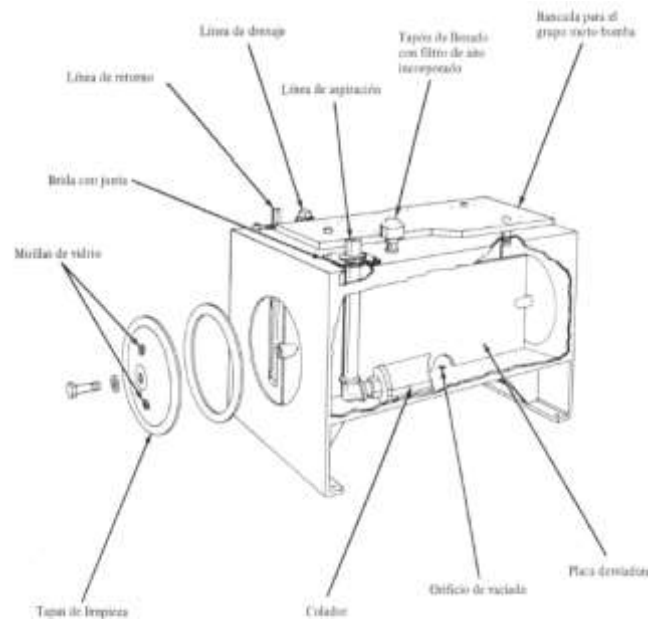


Figura 18: depósito oleohidraulico

Fuente: Eaton Hydraulics training, 1995.

Es siempre deseable un tanque grande para facilitar el enfriamiento y la separación de los contaminantes. Como mínimo, el tanque debe contener todo el fluido que requiere el sistema y mantener un nivel lo suficientemente alto para que no haya cavitación en la línea de aspiración de la bomba. Si esto ocurre, entrará aire en el sistema. La condensación del vapor de agua y la cantidad de calor generada en el sistema, son factores que hay que tener en consideración. En los equipos industriales se acostumbra a emplear un depósito cuya capacidad sea por lo menos dos o tres veces la capacidad de la bomba en litros por minuto (Fialho A., 2007).

Tamaño del tanque (litros)  $\geq$  caudal de la bomba (litros /mín) x 2 ó 3.

$$V_D = Q_b \times K_d \quad \dots \text{(Ec. 26)}$$

Donde:

VD : Volumen del depósito (LT)

$Q_b$ : Caudal de bomba (LT/min)

KD : factor de multiplicación, puede ser 2 a 3

### 2.2.6.8 FILTROS

El filtrado del líquido hidráulico es muy importante para el mantenimiento correcto de sus funciones y para conseguir una duración dilatada de los elementos de la instalación. Las partículas metálicas desprendidas de tuberías, válvulas y cilindros; los fragmentos de juntas arrancadas por rozamiento, el polvo que invade la instalación hidráulica, forman partículas, más o menos grandes, que han de separarse del aceite por medio de filtros, para preservar la vida de los elementos que constituyen el sistema, especialmente la bomba y las válvulas, ya que la suciedad produce un gran desgaste en las piezas móviles de la instalación hidráulica (Moreno M. 2008).

**Tamaño de las mallas y filtración nominal:** Una malla filtrante tiene un valor nominal que caracteriza su finura, definida por un número de malla. Cuanto más elevado es el número de malla, más fina es la malla. Los filtros, que pueden fabricarse con muchos materiales diferentes de la malla metálica, se caracterizan por su valor en micras. Una micra es una millonésima de metro. Como comparación, un grano de sal tiene un tamaño de aproximadamente 70 micras. La partícula más pequeña que puede distinguir la vista humana es de unas 40 micras (Eaton Hydraulics training, 1995).

#### 2.2.6.8.1 FILTRO DE PRESION

Un filtro de este tipo puede ser instalado en los sistemas cuyos elementos, tales como válvulas, sean menos tolerantes a la suciedad que las bombas, estos filtros deben poder resistir la presión de trabajo del sistema (Mannesmann Rexroth, 1992).

### 2.2.6.8.2 FILTRO DE RETORNO

Estos filtros también pueden retener partículas muy finas antes de que el fluido regrese al depósito. Un filtro de retorno es casi obligatorio en un sistema con una bomba de alto rendimiento que tiene holguras muy finas y que no puede ser protegidas (Mannesmann Rexroth, 1992).

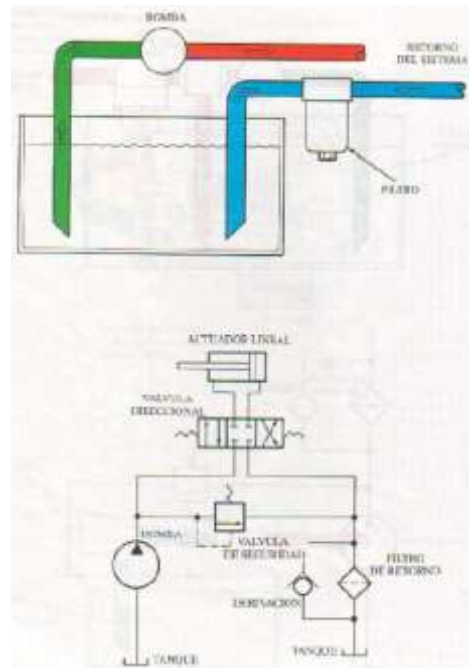


Figura 19: filtro instalado en la línea de retorno

Fuente: Eaton Hydraulics training, 1995.

### 2.2.6.8.3 DIMENSIONAMIENTO DEL FILTRO

Al determinar el tamaño de los filtros, su finura y el modelo deberán considerarse los siguientes criterios:

**Sensibilidad al ensuciamiento:** De componentes hidráulicos. Se debe tener en cuenta la finura del filtro o la clase de pureza exigida.

**Campo de empleo del equipo hidráulico:** tener en cuenta el posible ensuciamiento del medio ambiente.

**Determinación del caudal que fluye a través del filtro:** Este temporariamente puede ser mayor que el caudal máximo de la bomba (por ejemplo en cilindros diferenciales o conductos de retorno de varios circuitos). La caída de presión recomendada para elementos limpios y para viscosidad de servicio (carcasa y elemento). Filtro de retorno: aprox. 0.3 hasta 0.5 bar. La diferencia de presión admisible del elemento de filtro debe corresponder a las condiciones del sistema en el lugar de montaje del filtro. La compatibilidad de los materiales debe estar garantizado con el fluido hidráulico (Mannesmann Rexroth, 1992).

**Determinación de la finura del filtro:** La clase de pureza de toda la instalación se rige según la clase de pureza necesaria para la pieza constructiva más sensible a la suciedad de todo del sistema hidráulico. El elemento más sensible determina la finura del filtro para todo el sistema. La selección de la finura de filtro adecuado y de los elementos filtrantes necesarios puede realizarse según la tabla 4

**Tabla 4:** Finura del filtro absoluta para diversos componentes

Componentes hidráulicos	Clase de pureza según		Finura de filtrado recomendada en µm
	NAS 1638	ISO DIS 4406	
Bombas a engranajes	10	19/15	20
Cilindros	10	19/15	20
Válvulas direccionales	10	19/15	20
Válvulas de seguridad	10	19/15	20
Válvulas estranguladoras	10	19/15	20
Bombas a pistones	9	18/14	10
Bombas de paletas	9	18/14	10
Válvulas de presión	9	18/14	10
Válvulas proporcionales	9	18/14	10
Servoválvulas	7	17/13	5
Servocilindros	7	17/13	5

Fuente: Mannesmann Rexroth, 1992.

**Influencia del filtro oleohidraulico en el dimensionamiento de los filtros.**

**Viscosidad del fluido oleohidraulico:** Las curvas características de la carcasa del filtro y de los elementos filtrantes indicada en los folletos se refieren a una viscosidad del fluido hidráulico. Si la viscosidad de dimensionamiento (normalmente viscosidad de servicio) difiere de la viscosidad de referencia, la pérdida de presión en el elemento de filtro (indicación del diagrama) deberá calcularse la reducción para la pérdida de presión a viscosidad de servicio. La reducción se realiza mediante el factor de aumento de la viscosidad  $f_1$  (Mannesmann Rexroth, 1992).

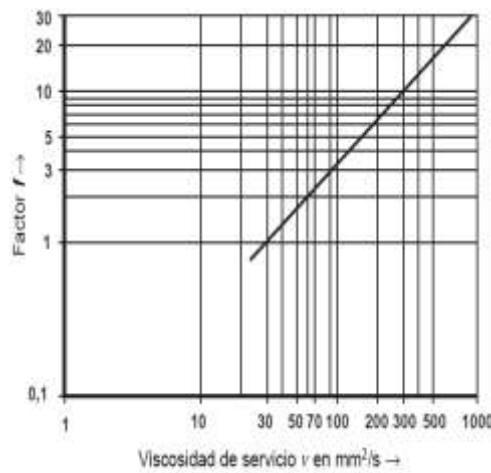


Figura 20: grafica del factor  $f_1$  de reducción de viscosidad

Fuente: Mannesmann Rexroth, 1992.

**Determinación del tamaño del filtro:** La meta para el dimensionamiento del tamaño del filtro es lograr un equilibrio entre la suciedad que en el sistema y la suciedad que sale a través del filtro. Se debe lograr una vida útil económica del filtro. La determinación de la pérdida presión admisible en el filtro deberá calcularse con la siguiente fórmula (Mannesmann Rexroth, 1992).

$$\Delta P_{Ges} = (\Delta P_{Gs} + f_1 \times \Delta P_E) \quad \dots \text{(Ec. 27)}$$

Donde:

$\Delta P_{Ges}$ : diferencia de presión total del filtro.

$\Delta P_{Gs}$ : diferencia de presión de la carcasa del filtro con fluido de servicio.

$\Delta P_E$ : diferencia de presión del elemento del filtro.

$f_1$ : factor de reducción de la viscosidad.

La determinación de la pérdida de presión en el filtro debe realizarse con el caudal efectivo que atraviesa el filtro.

Se determina según la siguiente formula:

$$Q_W = Q_P \times U \quad \dots \text{(Ec. 28)}$$

Donde:

$Q_W$ : caudal efectivo.

$Q_P$ : caudal de la bomba

$U$ : aumento del caudal de la bomba a causa del montaje de acumuladores o cilindros.

Al determinar el tamaño constructivo del filtro los valores máximos para las diferencia de presiones indicadas en la tabla 5 no deberán ser excedidos (Mannesmann Rexroth, 1992).

**Tabla 5:** determinación del tamaño constructivo del filtro

Disposición de los filtros en el sistema	Tipo de construcción del filtro	Diferencia de presión total del filtro con nuevo elemento filtrante	
		Empleando diagramas individuales para carcasa y elemento filtrante	Empleando diagramas de dimensionamiento
Filtros de trabajo	Filtros de retorno Filtros de presión con válvula by-pass	$f_1 (\Delta P_{Carcasa} + f_1 \cdot \Delta P_{Elemento}) \leq 0,5$	$Q_{Dimensionamiento} = Q_{Sistema} \cdot f_1 \cdot f_2$
Filtros de protección	Filtros de presión sin válvula by-pass	$f_1 (\Delta P_{Carcasa} + f_1 \cdot \Delta P_{Elemento}) \leq 1,0$	$Q_{Dimensionamiento} = Q_{Sistema} \cdot f_1 \cdot f_2$
Filtros de caudal secundario	Filtros de conducto Unidades independientes	—	—
Filtros de aspiración		$f_1 (\Delta P_{Carcasa} + f_1 \cdot \Delta P_{Elemento}) \leq 0,01$	$Q_{Dimensionamiento} = 5 \text{ hasta } 10 \cdot Q_{Bombas} \cdot f_2$

Fuente: Mannesmann Rexroth, 1992.

**Determinación de tamaño de filtro necesario:** La determinación de la diferencia de presión total del filtro puede realizarse:

**Mediante diagramas individuales para carcasa de filtro y elementos:** Para ello deberán determinarse las distintas pérdidas de presión en la carcasa y en el elemento de filtro con un caudal efectivo  $Q_w$  y a la viscosidad de servicio. La figura 21 muestra la pérdida de presión en la carcasa del filtro durante filtración del fluido hidráulico. En la figura 22 se representa la pérdida de presión en el elemento de filtro (Mannesmann Rexroth, 1992).

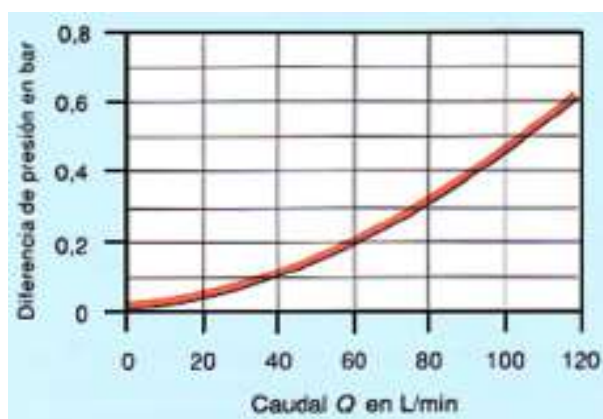


Figura 21: pérdida de presión en la carcasa de filtro

Fuente: Mannesmann Rexroth, 1992.

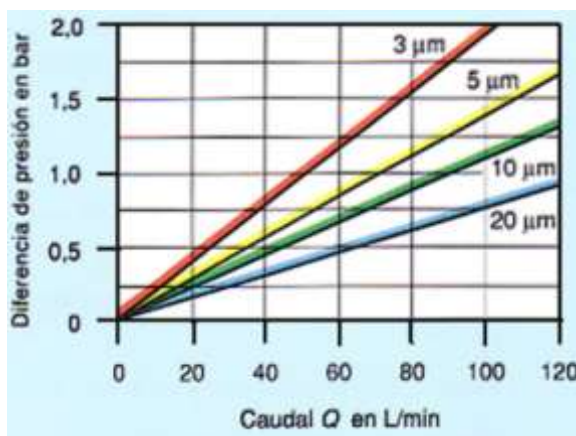


Figura 22: pérdida de presión de un elemento filtrante

Fuente: Mannesmann Rexroth, 1992.

En caso de que la diferencia de presión total del filtro excediera el valor máximo indicado en tabla 5 deberá repetirse todo el cálculo. Se debe tener una caída de presión máxima de 0.5 bar en el filtro oleohidraulico.

Recién cuando el valor obtenido para la diferencia de presión total del filtro más grande sea igual o menor que la presión diferencial máxima admisible, el dimensionamiento del filtro es correcto.

### 2.2.6.9 FLUIDOS OLEOHIDRAULICOS

La función principal del fluido oleohidraulico en una instalación oleohidraulica es la transmisión de fuerzas y movimientos. Debido a las múltiples posibilidades de aplicación y de empleo de los accionamientos oleohidráulicos, se le exigen a los fluidos oleohidráulicos diversas funciones o características. Dado que no existe un fluido oleohidraulico igualmente adecuado para todos los sectores de aplicación, al elegir el mismo deberán considerarse las características específicas de cada caso de aplicación. Solo de ese modo resulta posible un servicio libre de inconvenientes y económico (Mannesmann Rexroth, 1992)

#### 2.2.6.9.1 EXIGENCIA A LOS FLUIDOS OLEOHIDRAULICOS

**Lubricación y protección contra desgaste:** El fluido oleohidraulico debe poder cubrir todas las piezas en movimiento con una película continua, como consecuencia de altas presiones, alimentación insuficiente de aceite, baja viscosidad y movimientos de deslizamiento lentos o demasiado rápido la película puede romperse. La consecuencia es un agarrotamiento por desgaste, por ejemplo. En válvulas direccionales de 8 a 10 micras (Mannesmann Rexroth, 1992).

El desgaste por abrasión se produce en caso de fluidos oleohidráulicos sucios, no lo insuficientemente filtrados, por ensuciamiento con partículas de solidos entre piezas



que se deslizan entre sí. Las partículas extrañas conducidas en el fluido a altas velocidades pueden producir abrasión en los equipos (Mannesmann Rexroth, 1992).

**Viscosidad:** La viscosidad se entiende de la característica de un fluido oleohidraulico de ofrecer una resistencia al desplazamiento laminar reciproco de dos capas vecinas de fluido oleohidraulico. La magnitud característica más importante al seleccionar un fluido oleohidraulico es la viscosidad (Schmitt G, 1990).

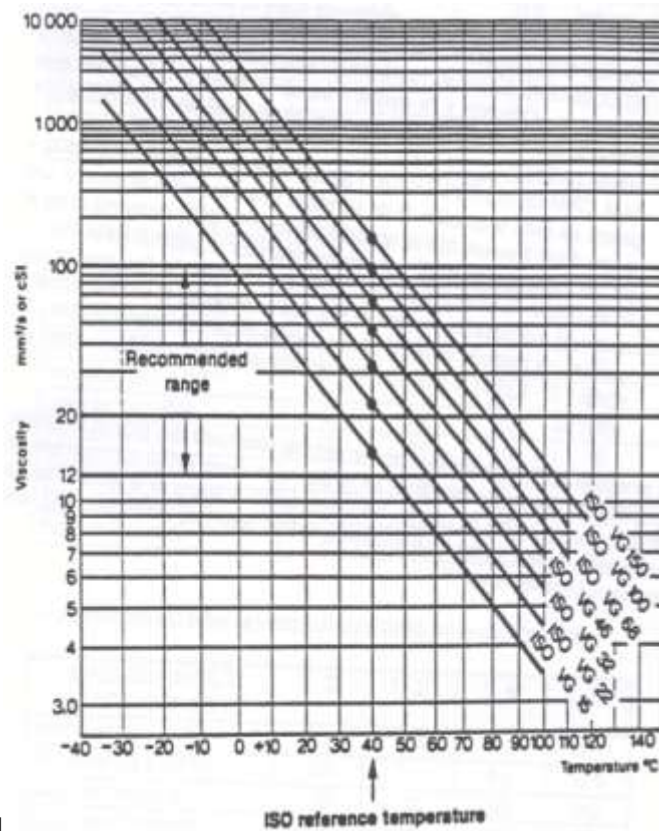


Figura 23: diagrama viscosidad vs temperatura

Fuente: Mahmoud G., Mohamed R, 2009.

**Índice de viscosidad:** En el caso de fluctuaciones de temperatura el fluido oleohidraulico tendrá un amplio rango de no volverse ni muy espeso ni muy fluido, dado que en tal caso los caudales variarían en el punto de estrangulamiento (variación de velocidad del consumidor). En el diagrama viscosidad temperatura se reconoce el índice conveniente

de viscosidad de fluido oleohidraulico por su curva característica plana. Los fluidos oleohidráulicos con un elevado índice de viscosidad se requieren especialmente en aquellas aplicaciones en que estarán sujetos a elevadas fluctuaciones de temperatura, como máquinas de trabajos móviles, aviones y vehículos (Mannesmann Rexroth, 1992).

**Resistente a cargas térmicas:** Durante el funcionamiento de la instalación el fluido oleohidraulico se puede calentar (en lo posible, a no más de 80 °C). Durante el tiempo de parada el fluido vuelve a enfriarse. Estos procesos que se repiten, incluyen sobre la vida útil del fluido oleohidraulico. Por esta razón en muchas instalaciones se emplean intercambiadores de calor (calefacción y refrigeración) para mantener constante la temperatura de servicio del fluido oleohidraulico (Mannesmann Rexroth, 1992).

**Resistente a sollicitación oxidativa:** Oxígeno, calor, incluyen sobre el proceso de envejecimiento de aceites minerales. Un aceite mineral muy resistente al envejecimiento posee inhibidores de oxidación, que evitan una rápida absorción de oxígeno. Una elevada absorción de oxígeno también favorecería la corrosión de piezas constructivas (Mannesmann Rexroth, 1992).

**Buena protección anticorrosiva:** Los fabricantes válvulas, bombas, motores y cilindros prueban estos con aceites minerales que protegen contra corrosión. La capacidad de protección anticorrosiva de los aceites minerales se logra mediante aditivos químicos que forman una película sobre las superficies metálicas Cobre, plomo, bronce, latón y acero y neutralizan los productos corrosivos de la descomposición en caso de envejecimiento de aceite mineral (Mannesmann Rexroth, 1992).

#### 2.2.6.10 MANGUERAS FLEXIBLES

La selección de la combinación adecuada de manguera suele hacerse en la fase final del diseño de un sistema oleohidraulico. Sin embargo, la combinación correcta de

manguera y terminal es vital para un buen funcionamiento general y una prolongada vida del sistema completo.

#### 2.2.6.10.1 CARACTERISTICAS DE LAS MANGUERAS

**Presión de trabajo:** La selección de manguera y terminal se debe hacer de modo que la presión de trabajo máxima recomendada de la manguera y del terminal sea igual o mayor que la presión máxima del sistema. Los golpes de ariete y las puntas de presión. En el sistema deben ser inferiores a la presión máxima de trabajo del latiguillo (Parker hannifin corporation, 2001).

**Radio de curvatura de la manguera:** El radio de curvado mínimo de una manguera es el radio mínimo que puede doblarse la manguera mientras funciona a la presión de trabajo máxima admisible. Curvar la manguera por debajo del radio de curvado mínimo puede provocar deformación de la misma y la correspondiente pérdida de presión, dando lugar a una posible rotura. Se debe permitir una longitud recta mínima de 1,5 veces el diámetro exterior de la manguera (D) entre el terminal y el punto donde comience la curva (Parker hannifin corporation, 2001).

**Módulo de la manguera:** La transmisión de potencia por medio de un fluido presurizado varía con la presión y la velocidad del flujo. El tamaño de los componentes debe ser adecuado para mantener las caídas de presión al mínimo y evitar el envejecimiento debido a la generación de calor o a una velocidad excesiva del fluido. Este tamaño es una medida del tubo interior de la manguera, no del diámetro exterior (Parker hannifin corporation, 2001).



Figura 24: módulo de la manguera

Fuente: Parker hannifin corporation, 2001.

En la siguiente figura se muestra los diámetros interior y exterior, de las mangueras flexibles

Inner Diameter		External Diameter		Pressure (bar)		Minimum Radius
mm	Inch	mm		Operating	Rupture	mm
9.52	3/8	21.4		350	1400	125
12.7	1/2	24.6		280	1100	180
19.1	3/4	31.7		210	850	240
25.4	1	39.7		210	850	305

Figura 25: diámetro de mangueras en pulgadas y milímetro

Fuente: Mahmoud G., Mohamed R, 2009.

### 2.2.6.10.2 VELOCIDAD EN LAS LINEAS OLEOHIDRAULICAS

La interconexión de los componentes de la instalación oleohidraulica, y con ello el transporte de energía oleohidraulica se lleva a través de tubos, tubos flexibles, agujeros en bloques de mando, etc. Para minimizar las pérdidas por rozamiento, no deben superarse determinadas velocidades de circulación. En la práctica, se han establecido determinados valores para los diversos tramos de conductos.

- Conducto de aspiración

$$V = 0.6 \text{ a } 1.2 \text{ m/s}$$

- Conducto de presión

$$V = 2 \text{ a } 5 \text{ m/s}$$

- Conducto de circulación de retorno

$$V = \text{menor de } 3 \text{ m/s}$$

Fuente: (Bosch automation, 2010).

**Sección transversal de los conductos:** El caudal volumétrico  $q_v$ , la velocidad de circulación  $V$  y la sección transversal del conducto  $A$  vienen determinada por la ecuación de continuidad.

$$q_v = A \times V \quad \dots \text{ (Ec. 29)}$$

Para el cálculo con medios auxiliares sencillos, es válida la siguiente ecuación de magnitudes.

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times d^2} \times 10^6 \quad \dots \text{ (Ec. 30)}$$

Donde:

d: diámetro (mm)

Q: caudal volumétrico ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

V: velocidad de circulación (m/s)

El diámetro de la manguera se va determinar mediante la siguiente formula

$$d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} \times 1000 \quad \dots \text{ (Ec. 31)}$$

Donde:

d: diámetro mm

Q: caudal volumétrico  $\text{m}^3/\text{s}$

V: velocidad de circulación m/s

### 2.2.7 CALCULO DE LA BANDEJA

Para el cálculo de la bandeja que soportará la carga (ají), se utilizara las siguientes formulas. El esfuerzo del momento flector será:

$$\sigma_d = \frac{M \times c}{I} \quad \dots \text{(Ec. 32)}$$

Donde:

$$c = \frac{h}{2} \quad \dots \text{(Ec. 33)}$$

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} \quad \dots \text{(Ec. 34)}$$

Las siguientes ecuaciones nos servirán para determinar el espesor de la bandeja. El momento de inercia de la bandeja será:

$$I = \frac{b \times h^3}{12} \quad \dots \text{(Ec. 35)}$$

El momento flector será:

$$M = W \times L \quad \dots \text{(Ec. 36)}$$

De estas dos ecuaciones anteriores reemplazamos en la ecuación del esfuerzo del momento flector. Con la siguiente ecuación podemos obtener el espesor de la bandeja.

$$h = \sqrt{\frac{6 \times W \times L \times N}{b \times \sigma_y}} \times 1000 \quad \dots \text{(Ec. 37)}$$

Donde:

h: espesor de la bandeja (mm)

W: carga que se desea levantar (N)

L: longitud del borde de la bandeja hacia el centro (m)

N: coeficiente de seguridad

b: ancho de la bandeja m

$\sigma_y$ : Esfuerzo de cedencia Mpa

Para determinar el coeficiente de seguridad se utilizara la siguiente tabla

**Tabla 6:** coeficiente de seguridad para cargas directas

Forma de la carga	Material dúctil	Material frágil
Estática	$\sigma_d = s_y/2$	$\sigma_d = s_u/6$
Repetida	$\sigma_d = s_y/8$	$\sigma_d = s_u/10$
Impacto o choque	$\sigma_d = s_y/12$	$\sigma_d = s_u/15$

Fuente: Robert M. 2009.

El esfuerzo de fluencia del material de acero ASTM A-36, se representa en la siguiente tabla.

**Tabla 7:** esfuerzo de fluencia del acero ASTM A-36

Material ASTM núm. y productos	Resistencia máxima, $s_u$ *		Resistencia a la cedencia, $s_y$ *		Porcentaje de alargamiento, en 2 in
	ksi	MPa	ksi	MPa	
A36-Perfiles, placas y barras de acero al carbón	58	400	36	248	21
A 53-Tubo grado B	60	414	35	240	—
A242—Perfiles, placas y barras HSLA resistentes a la corrosión $\leq \frac{3}{4}$ in de espesor	70	483	50	345	21
$\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ in de espesor	67	462	46	317	21
$1\frac{1}{2}$ a 4 in de espesor	63	434	42	290	21
A500—Tubería estructural formada en frío					
Redonda, grado B	58	400	42	290	23
Redonda, grado C	62	427	46	317	21
Perfilada, grado B	58	400	46	317	23
Perfilada, grado C	62	427	50	345	21
A501—Tubería estructural formada en caliente, redonda o perfilada	58	400	36	248	23
A514—Acero aleado templado y enfriado en aceite; placa $\leq 2\frac{1}{2}$ in de espesor	110	758	100	690	18
$2\frac{1}{2}$ a 6 in de espesor	100	690	90	620	16
A572—Acero al vanadio-columbio HSLA: perfiles, placas y barras					
Grado 42	60	414	42	290	24
Grado 50	65	448	50	345	21
Grado 60	75	517	60	414	18
Grado 65	80	552	65	448	17
A913—HSLA, grado 65: perfiles	80	552	65	448	17
A992—HSLA: sólo perfiles W	65	448	50	345	21

Fuente: Robert M. 2009.

### **2.2.8 SIMBOLOS GRAFICOS SEGÚN NORMA ISO 1219-1**

Los símbolos gráficos para equipamientos oleohidráulicos deben considerarse desde el punto de vista funcional y se componen de uno o varios símbolos básicos y por lo general de uno o varios símbolos funcionales. Los símbolos no poseen una escala determinada ni están definidos para una posición determinada. Los símbolos oleohidráulicos representan las formas de los componentes oleohidráulicos, que permiten interpretar o reconocer que tipo de componentes puede tener un sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, para conocer los símbolos ver anexo A.

### **2.2.9 MAQUINA MOLEDORA DE AJI**

El Equipo que está instalado en el local de la empresa agroindustrias famasa s.a.c. sirve para moler o picar ají. Que tiene una cámara de triturado formado por un juego de martillos. Carcaza fabricada en plancha de 3/16" (4.7mm) de espesor. Ciclones y ductos en plancha de 5/54- 3/32". Carcaza de proceso de plancha única plegada con rompedores superiores en el interior. Aspiradora incorporada que neumáticamente transporta el producto al ciclón principal. Ciclón principal con sistema de válvula de gozne que no requiere amarre de costal. Ciclón de mangas que permite romper la presión del aire y evita fuga de producto. Parrilla de soporte de filtro ubicado en la parte superior del ciclón como recuperador de polvos. Ductos de transporte unidos a través de abrazaderas de pestañas con aislantes sanitarios. Ducto en C por donde se transporta el producto procesado en harina al ciclón. Compuerta inferior para salida de productos partidos con sujetador de costal. Capacidad de producción de 450 Kg/h (Nevagim del Perú EIRL).



**Tabla 8:** datos técnicos de la maquina moledora de ají

<b>Marca</b>	NEVAGIM DEL PERU EIRL
<b>Modelo</b>	MNP-45-45 IX
<b>Potencia</b>	15 KW (20HP)
<b>Productividad (Kg/H)</b>	450
<b>Voltaje (V)</b>	380
<b>Suministro</b>	trifásico
<b>Peso (Kg)</b>	790

Elaboración: Propia.

Para ver la ficha técnica de la maquina moledora de ají ver el anexo B.

### 2.3 GLOSARIO DE TERMINOS BASICOS

**OLEOHIDRAULICA:** es una rama de la hidráulica. El prefijo "oleo" se refiere a fluidos derivados básicamente del petróleo como, por ejemplo, el aceite mineral. En esencia, la oleohidraulica es la técnica aplicada a la transmisión de potencia mediante fluidos incompresibles confinados.

**PRESION:** es una magnitud física que mide la proyección de la fuerza en dirección perpendicular por unidad de superficie, y sirve para caracterizar cómo se aplica una determinada fuerza resultante sobre una línea.

**CAUDAL:** es la cantidad de fluido que circula a través de una sección del ducto por unidad de tiempo. Normalmente se identifica con el flujo volumétrico o volumen que pasa por un área dada en la unidad de tiempo.

**CAIDA DE PRESION:** Diferencia entre las presiones de dos puntos diferentes por donde pasa el mismo flujo en un circuito hidráulico. Se refiere mayormente a perdida de presión causada por fricción entre el fluido y las paredes del conducto o a través de una válvula.

**BOMBAS OLEOHIDRAULICAS:** las bombas de desplazamiento positivo suministran una cantidad determinada de fluido. Su desplazamiento, exceptuando las pérdidas por fugas, es independiente de la presión de salida, lo que las hace muy adecuadas para la transmisión de potencia.

**FLUIDOS OLEOHIDRAULICOS:** La misión de un fluido oleohidraulico es la de transmitir la potencia oleohidraulica producida por la bomba, al mismo tiempo que debe lubricar las piezas móviles y proteger al sistema de la corrosión, limpiar y enfriar o disipar el calor.

**VISCOSIDAD:** La viscosidad es una propiedad física característica de todos los fluidos que emerge de las colisiones entre las partículas del fluido que se mueven a diferentes velocidades, provocando una resistencia a su movimiento.

**LOAD SENSING:** un tipo de control de la bomba de desplazamiento volumétrico variable. El caudal que suministra la bomba no variara aun cuando la presión en el actuador pueda variar.

**REGULADORA DE CAUDAL:** mantiene constante la velocidad del actuador a pesar de variar la presión en el actuador.

**VENTING:** una forma de controlar las presiones en un rango inferior a la válvula limitadora de presión de mando directo.

**HIDROSTATO:** compensador de flujo, mantiene el caudal constante a pesar de variar la carga o presiones en la entrada o salida.

## **2.4 HIPOTESIS DE LA INVESTIGACION**

### **2.4.1 HIPOTESIS GENERAL**

Con el diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica se reducirá el tiempo en realizar el molido de ají, reduciendo el personal de trabajo que labora en la empresa agroindustrias famasa s.a.c.

### **2.4.2 HIPOTESIS ESPECÍFICO**

- a) Con la revisión de la norma ISO 1219-1 nos ayudará a realizar el diagrama oleohidraulico, para comprender la funcionalidad y los tipos de componentes que tendrá el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.
- b) La bomba de desplazamiento volumétrico variable reducirá las pérdidas de potencia en el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, mediante el compensador de caudal que variara el desplazamiento volumétrico de la bomba.

## CAPITULO III

### MATERIALES Y MÉTODOS

#### 3.1 TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

El tipo de investigación corresponde al descriptivo y aplicativo.

#### 3.2 POBLACIÓN Y MUESTRA DE LA INVESTIGACIÓN

La población será la empresa agroindustrias famasa s.a.c.

#### 3.3 UBICACIÓN Y DESCRIPCION DE LA POBLACION

El ámbito de estudio será la zona de desaguadero, donde se va instalar el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.

Región: puno.

Provincia: chucuito – juli

Distrito: desaguadero

Coordenadas geográficas:

Latitud: 16°32'54.67" S

Longitud: 69°02'57.75" O

Altitud: 3835 m



Figura 26: empresa agroindustrias famasa S.A.C.

Fuente: empresa agroindustrias famasa S.A.C.

### **3.4 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECTAR DATOS**

Entrevista y diálogos con la empresa agroindustrias famasa S.A.C.

Catálogos de fabricantes

Libros

Norma ISO 1219-1

Laptop

### **3.5 TÉCNICAS PARA EL PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS**

Se utilizara el programa Microsoft Excel 2013, para realizar los cálculos del diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.

### **3.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA OLEOHIDRAULICA**

#### **3.6.1 REALIZACIÓN DEL DIAGRAMA OLEOHIDRAULICO**

El diagrama oleohidraulico para el sistema de transmisión se realizará mediante las normas ISO 1219-1. Se realizaran 2 diagramas oleohidráulicos, en el primer diagrama oleohidraulico se va utilizar una bomba de desplazamiento volumétrico variable, y en el segundo diagrama oleohidraulico se utiliza una bomba de desplazamiento volumétrico fijo.

El primer diagrama oleohidraulico constara de los siguientes componentes oleohidráulicos.

2 cilindros de doble efecto: un cilindro empujara y el otro levantara la carga (ají).

1 válvula distribuidora: 4/3 de P cerrado y A, B y T abierto, accionado por palanca con enclavamiento.

1 válvula distribuidora: 4/3 de P cerrado y A, B y T abierto, accionado por palanca y retornado por resorte, con un carrete (spool) del tipo proporcional.

1 válvula distribuidora: 4/3 de P, A, B y T cerrado, accionado por palanca con enclavamiento.

1 válvula check pilotado y una válvula check.

2 válvulas reguladoras de caudal compensado por presión y temperatura, 3 válvulas shuttle.

1 bomba de desplazamiento volumétrico variable: con control L.S. y compensador de presión.

2 manómetros, 2 caudalímetros, 1 depósito de aceite, 1 filtro oleohidraulico, Mangueras flexibles, adaptadores (conectores) y un motor eléctrico.

El segundo diagrama oleohidraulico constara de los siguientes componentes oleohidráulicos.

2 cilindros de doble efecto: un cilindro empujara y el otro levantara la carga (ají).

1 válvula distribuidora: 4/3 de P cerrado y A, B y T abierto, accionado por palanca con enclavamiento.

1 válvula distribuidora: 4/3 de P cerrado y A, B y T abierto, accionado por palanca y retornado por resorte, con un carrete (spool) del tipo proporcional.

1 válvula distribuidora: 4/3 de P, A, B y T cerrado, accionado por palanca con enclavamiento.

1 válvula check pilotado y válvula check.

2 válvulas reguladores de caudal compensado por presión de 3 vías

1 bomba de desplazamiento volumétrico fijo, 1 válvula limitadora de presión de mando indirecto con venting, una válvula distribuidora de 4/2 accionado por palanca con enclavamiento

1 manómetros, 2 caudalímetros, 1 depósito de aceite, 1 filtro oleohidraulico, Mangueras flexibles, adaptadores (conectores) y 1 motor eléctrico.

La bomba de desplazamiento volumétrico fijo requiere de 2 válvulas reguladores de flujo de 3 vías, para la regulación de las velocidades de los actuadores oleohidráulicos.

El diagrama oleohidraulico se realizó evitando pérdidas de potencia que pueden generar costos innecesarios.. En el anexo O se pueden ver los planos 01 y 02 de los diagramas oleohidráulicos del sistema de transmisión.

### 3.6.2 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO

Para realizar los cálculos del diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidráulica se realizaron en el programa Microsoft Excel 2013. Se utilizará las fórmulas que se describieron en el capítulo II.

#### 3.2.1 CALCULO DE LA BANDEJA

Calculamos el momento flector de la bandeja, utilizando la ecuación 36.

**Tabla 9:** momento flector de la bandeja

peso	490.50	N
longitud	0.55	m
momento flector	<b>269.78</b>	N-m

Elaboración: Propia.

Con los cálculos realizados anteriormente podemos calcular el espesor de la bandeja, utilizando la ecuación 37. El coeficiente de seguridad se obtendrá de la tabla 6 y el esfuerzo de fluencia de la tabla 7

**Tabla 10:** espesor de la bandeja

coeficiente de seguridad	2.00	
Ancho	1.00	m
esfuerzo de fluencia	248.00	Mpa
Espesor	<b>3.61</b>	mm

Elaboración: Propia.

Tomaremos el espesor de la bandeja de **4mm**. Se utilizara una plancha de acero ASTM A36 de aceros Arequipa. Ver anexo C.

Calculamos el peso de la bandeja, utilizaremos la ecuación 38. Tomaremos la densidad del acero ASTM A36,  $7860\text{kg/m}^3$  (<http://www.aamsa.com/productos/placa/placa-a-36/>).



$$w = \rho * g * V \quad \dots \text{(Ec. 38)}$$

**Tabla 11:** peso de la bandeja

Densidad	7860.00	kg/m <sup>3</sup>
Gravedad	9.81	m/s <sup>2</sup>
Volumen	0.004	m <sup>3</sup>
Peso	<b>339.27</b>	N

Elaboración: Propia.

Calcularemos el peso total de la bandeja y de la carga utilizando la ecuación 39.

$$w = m * g \quad \dots \text{(Ec. 39)}$$

El peso total de la bandeja y de la carga a levantar (ají) es **829.77N**.

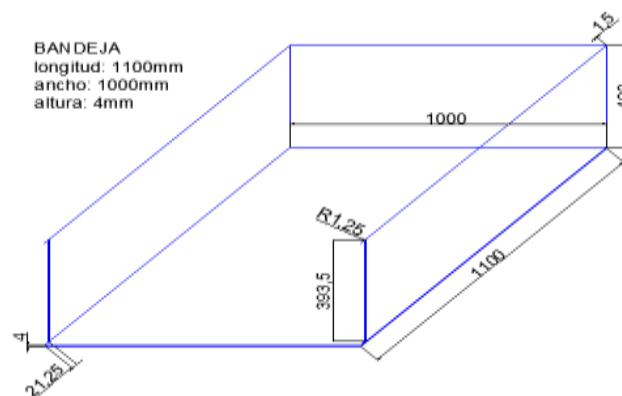


Figura 27: bandeja que soporta la carga

Elaboración: Propia.

### 3.2.2 CALCULO DEL CILINDRO OLEOHIDRAULICO B

#### 3.2.2.1 CALCULO DEL DIAMETRO DEL CILINDRO B

La máquina moladora de ají tiene una altura de 1.65m (dato empresa), medido desde el suelo hasta la parte superior de la maquina moladora de ají.

Se va calcular la longitud efectiva del vástago del cilindro B utilizando la ecuación 15. El factor de fijación se obtendrá de la figura 8. Se va considerar la carrera del vástago del cilindro de 0.8m.

**Tabla 12:** longitud efectiva del vástago B.

longitud (stroke)	0.80	m
factor de fijación de cilindro	2.00	
longitud efectiva	<b>1600.00</b>	mm

Elaboración: Propia.

Ahora se realizara el cálculo de la fuerza de pandeo crítico, utilizando la ecuación 13. El coeficiente de seguridad se obtendrá del libro (Mannesmann Rexroth, 1991, p. 139).

**Tabla 13:** fuerza de pandeo crítico del vástago B.

peso total	829.77	N
coeficiente de seguridad	3.50	
pandeo critico	<b>2904.19</b>	N

Elaboración: Propia.

Se va calcular el diámetro del vástago del cilindro B utilizando la ecuación 21. El módulo de elasticidad del acero de barra cromada endurecida por inducción se obtiene ([http://www.asereme.com/servicios\\_smaestranza\\_frmcilindros.html](http://www.asereme.com/servicios_smaestranza_frmcilindros.html))

**Tabla 14:** diámetro del vástago B.

módulo de elasticidad	2.1E+05	N/mm <sup>2</sup>
Diámetro	<b>16.44</b>	mm

Elaboración: Propia.

Utilizando los diámetros estándar del cilindro de la tabla 3. Se elegirá los siguientes diámetros del pistón y vástago del cilindro B.

**Tabla 15:** diámetros del pistón y vástago.

<b>diámetro del vástago</b>	<b>22.00</b>	mm
<b>diámetro del pistón</b>	<b>40.00</b>	mm

Elaboración: Propia.

### 3.2.2.2 CALCULO DE LA PRESION EN EL PISTON B

Calcularemos la presión que existirá en el pistón del cilindro B, con la ecuación 1.

La presión en el cilindro B, en el lado del pistón es **6.6 bar**.

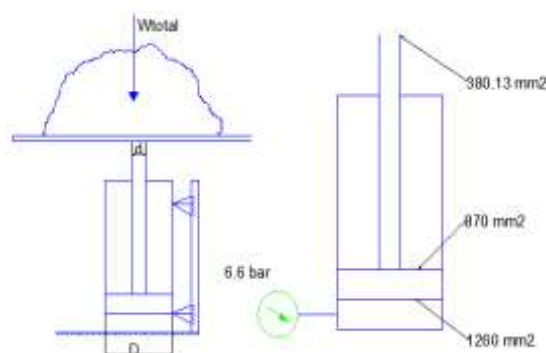


Figura 28: diámetro y presión en el cilindro B

Elaboración: Propia.

### 3.2.2.3 CALCULO DE LOS CAUDALES EN EL CILINDRO B

Calcularemos los caudales que ingresan y salen del cilindro B, utilizando la ecuación 24 y 25.

**Tabla 16:** caudales que ingresan y salen del cilindro B.

caudal 1	<b>12.0</b>	LT/min	2.0E-04	m <sup>3</sup> /s
caudal 4	<b>12.0</b>	LT/min	2.0E-04	m <sup>3</sup> /s
área pistón	1.2E-03	m <sup>2</sup>		
área anular	8.7E-04	m <sup>2</sup>		
caudal 2	<b>8.37</b>	LT/min	1.3E-05	m <sup>3</sup> /s
caudal 3	<b>17.2</b>	LT/min	2.9E-04	m <sup>3</sup> /s

Elaboración: Propia.

A continuación se muestran los caudales que ingresan y salen del cilindro B.

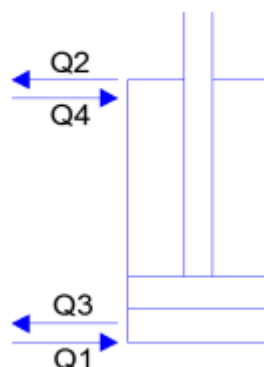


Figura 29: caudales del cilindro B

Elaboración: Propia.

### 3.2.2.4 CALCULO DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO BOMBA

Se va realizar el cálculo del D.V de la bomba, utilizando la ecuación 10. El cual suministrara el caudal para su respectivo desplazamiento del actuador. Se utilizara el libro “automatización hidráulica, 2007”. Para la eficiencia de la bomba.

**Tabla 17:** desplazamiento volumétrico de la bomba.

Caudal	12.0	LT/min
Eficiencia volumétrica	0.91	
Revoluciones por min.	1800	rev/min
D.V.	<b>7.36</b>	cc <sup>3</sup> /rev

Elaboración: Propia.

Elegiremos una bomba de desplazamiento volumétrico variable de pistones, con un tamaño TN 8. A esta bomba se deberá de regular el desplazamiento volumétrico. Solo deberá enviar un caudal de 12 LT/min ver anexo E.

### 3.2.2.5 CALCULO TIEMPO SALIDA Y ENTRADA DEL VASTAGO

Se calculara el tiempo de salida y entrada del vástago B, utilizamos la ecuación 40

$$t = \frac{d}{v} \quad \dots \text{(Ec. 40)}$$

**Tabla 18:** tiempo de entrada y salida del vástago B.

<b>tiempo de salida del vástago</b>	<b>5.03</b>	seg
carrera del vástago	0.80	m
Velocidad	0.16	m/s
<b>tiempo de entrada del vástago</b>	<b>3.51</b>	seg
carrera del vástago	0.80	m
velocidad	0.23	m/s

Elaboración: Propia.

### 3.2.3 CALCULO DEL CILINDRO OLEOHIDRAULICO A

#### 3.2.3.1 CALCULO DEL DIAMETRO DEL CILINDRO A

Se va calcular la longitud efectiva del vástago del cilindro A, utilizamos la ecuación 15. El factor de fijación se obtendrá de la figura 8. Se va considerar la carrera del vástago del cilindro de 1.4m.

**Tabla 19:** longitud efectiva del vástago A.

Longitud	1.40	m
factor de fijación de cilindro	2.00	
longitud efectiva	<b>2800.00</b>	mm

Elaboración: Propia.

Ahora se realizara el cálculo de la fuerza de pandeo crítico utilizando la ecuación 13. El coeficiente de seguridad se obtendrá del libro (Mannesmann Rexroth, 1991).

**Tabla 20:** fuerza de pandeo crítico del vástago A.

fuerza de empuje	490.50	N
coeficiente de seguridad	3.5	
pandeo critico	<b>1716.75</b>	N

Elaboración: Propia.

Se va calcular el diámetro del vástago del cilindro A utilizando la ecuación 21. El módulo de elasticidad del acero de barra cromada endurecida por inducción se obtiene ([http://www.asereme.com/servicios\\_smaestranza\\_frmcilindros.html](http://www.asereme.com/servicios_smaestranza_frmcilindros.html))

**Tabla 21:** diámetro del vástago A.

módulo de elasticidad	2.1E+05	N/mm <sup>2</sup>
Diámetro	<b>19.071</b>	mm

Elaboración: Propia.

Utilizando los diámetros estándar del cilindro de la tabla 3. Se elegirá los siguientes diámetros del pistón y vástago del cilindro A.

**Tabla 22:** diámetros del pistón y vástago del cilindro A.

<b>diámetro del vástago</b>	<b>22.00</b>	mm
<b>diámetro del pistón</b>	<b>50.00</b>	mm

Elaboración: Propia.

### 3.2.3.2 CALCULO DE LA PRESION EN EL PISTON A

La resistencia que ofrece la carga se presenta como la presión en el pistón del cilindro A, utilizando la ecuación 1. La presión en el pistón A es **2.5 bar**.

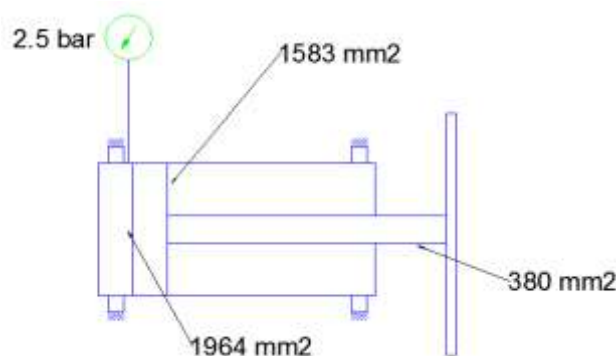


Figura 30: diámetro y presión en el cilindro A

Elaboración: Propia.

**3.2.3.3 CALCULO DE LOS CAUDALES EN EL CILINDRO A**

Calcularemos los caudales que ingresan y salen del cilindro A, utilizando las ecuaciones 24 y 25.

**Tabla 23:** caudales que ingresan y salen del cilindro A.

caudal 5	<b>0.4</b>	LT/min	6.9E-06	m <sup>3</sup> /s
caudal 7	<b>12.00</b>	LT/min	2.0E-04	m <sup>3</sup> /s
área pistón	2.0E-03	m <sup>2</sup>		
área anular	1.6E-03	m <sup>2</sup>		
caudal Q6	<b>0.3</b>	LT/min	5.5E-06	m <sup>3</sup> /s
caudal Q8	<b>14.9</b>	LT/min	2.5E-04	m <sup>3</sup> /s

Elaboración: Propia.



Figura 31: caudales del cilindro A

Elaboración: Propia.

**3.2.3.4 CALCULO TIEMPO SALIDA Y ENTRADA DEL VASTAGO**

Se va calcular el tiempo de salida y entrada del cilindro del vástago A, utilizamos la ecuación 40

**Tabla 24:** tiempo de entrada y salida del vástago A.

<b>tiempo de salida del vástago</b>	6.70	min	<b>tiempo de entrada del vástago</b>	<b>0.2</b>	min
	400.00	seg		<b>11.1</b>	seg
carrera del vástago	1.40	m	carrera del vástago	1.40	m
Velocidad	<b>0.004</b>	m/s	velocidad	0.1	m/s

Elaboración: Propia.

### 3.2.4 SELECCIÓN DEL ACEITE OLEOHIDRAULICO

El sistema de transmisión que utiliza el aceite oleohidraulico como medio de transmisión de energía. Se elegirá un aceite mineral de grado ISO VG 32, para la zona donde se va a instalar el sistema de transmisión con una viscosidad de 32 cts a 40°C. Para realizar el cálculo se va utilizar la figura 23 de viscosidad vs temperatura. Los componentes del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica se encuentran probadas a diferentes viscosidades es por eso que se utilizara la figura 23 viscosidad vs temperatura. Para ver el aceite mineral elegido Ver el anexo G.

### 3.2.5 VELOCIDADES EN LAS LINEAS DE PRESION Y RETORNO

Se presentara todas las velocidades que existirán en el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, con los diámetros ya calculados en las líneas de presión y retorno y los caudales que fluirán en esas líneas, se podrá calcular todas las velocidades que existieran en las líneas del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica para la maquina moladora de ají de la empresa agroindustrias famasa s.a.c. se utilizara las ecuaciones 29, 30 y 31.

**Tabla 25:** velocidades del fluido en el circuito oleohidraulico.

caudal (LT/min)			Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	Q6	Q7	Q8
			12.00	8.37	17.20	12.00	0.41	0.33	12.00	14.88
caudal (m <sup>3</sup> /s)			Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	Q6	Q7	Q8
			2 E-4	1 E-4	2 E-4	2 E-4	6 E-6	5 E-6	2 E-4	2 E-4
	modulo	DN	velocidad (m/s)							
1/4	4	6	7.07	4.93	10.14	7.07	0.24	0.20	7.07	8.77
5/16	5	8	3.98	2.78	5.70	3.98	0.14	0.11	3.98	4.93
3/8	6	10	2.55	1.78	3.65	2.55	0.09	0.07	2.55	3.16
1/2	8	12	1.77	1.23	2.54	1.77	0.06	0.05	1.77	2.19
5/8	10	16	0.99	0.69	1.43	0.99	0.03	0.03	0.99	1.23
3/4	12	20	0.64	0.44	0.91	0.64	0.02	0.02	0.64	0.79

Elaboración: Propia.



### 3.2.6 CAIDAS DE PRESION EN LAS VALVULAS Y ACCESORIOS

Las caídas de presión de los componentes del sistema de transmisión de potencia oleohidráulica, para la máquina moladora de ají de la empresa agroindustrias famasa s.a.c. se extraen de los anexos J, K y L. Para saber la diferencia de presión solo se debe conocer el caudal que va circular por las válvulas y accesorios. En el lugar donde se desea implementar el sistema de transmisión, es un lugar cerrado, para el diseño del sistema de transmisión se va a considerar la temperatura del medio ambiente a 0°C como una condición extrema. Los componentes oleohidráulicos tienen sus características a diferentes viscosidades, se utilizará la figura 23 viscosidad vs temperatura para poder trabajar a la viscosidad de 300 cts que va estar a la temperatura de 0°C con una densidad del aceite de 875 kg/m<sup>3</sup>.

**Tabla 26:** caídas de presión en los componentes del sistema de transmisión.

				caída de presión (bar)		
				ISO VG 68	ISO VG 32	300.00
válvula distribuidora "B"	viscosidad cts			41.00	23.00	300.00
	7-16	Q4	12.00	0.50	0.28	3.66
	7-8	Q1	12.00	0.50	0.28	3.66
	16-17	Q2	8.37	0.30	0.17	2.20
	8-17	Q3	17.20	0.80	0.45	5.85
				caída de presión (bar)		
				ISO VG 68	ISO VG 32	300.00
válvula distribuidora "A"	viscosidad cts			41.00	23.00	300.00
	21-22	Q5	0.41	0.01	0.01	0.07
	21-37	Q7	12.00	0.50	0.28	3.66
	22-18	Q8	14.88	0.7	0.39	5.12
	37-18	Q6	0.33	0.01	0.00	0.04
				caída de presión (bar)		
				ISO VG 68	ISO VG 32	300.00
válvula distribuidora "C"	viscosidad cts			41.00	23.00	300.00
	25-27	Q5	0.41	0.01	0.01	0.07
	25-30	Q5'				

Continúa...

				caída de presión (bar)		
válvula reguladora compensado por temperatura	viscosidad cts			ISO VG 32	ISO VG 32	
				36.00	32.00	300.00
	27-28	Q5	0.09	0.01	0.01	0.05
	30-29	Q5'				
				caída de presión (bar)		
válvula check	viscosidad cts			ISO VG 46	ISO VG 32	
				46.00	32.00	300.00
	31-26	Q8	14.88	0.9	0.63	5.87
				caída de presión (bar)		
válvula check pilotado	viscosidad cts			ISO VG 46	ISO VG 32	
				46.00	32.00	300.00
	10-11	Q1	12.00	4.80	3.34	31.30
	11-10	Q3	17.20	1.00	0.70	6.52

Elaboración: Propia.

### 3.2.7 CALCULO DEL FILTRO OLEOHIDRAULICO

Para el cálculo del filtro que se instala en la línea de retorno. Se considera el flujo caudal máximo 17.2 LT/min, que circulara en el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, la viscosidad a trabajar será de 300 cts a la temperatura de 0°C y densidad del aceite oleohidraulico 875 kg/m<sup>3</sup>.

#### Determinación de la finura del filtro

De todo el sistema oleohidraulico, el que más costo y mayor cuidado de mantenimiento es la bomba de pistones, se determinara la finura del filtro con la tabla 3 La finura será de 10 micras

#### Determinación del factor f1 de aumento de viscosidad

Según la figura 23. La viscosidad de servicio para el fluido oleohidraulico será de 300 cts. A partir de la figura 21. Se puede determinar el aumento de factor de viscosidad f1=10

**Determinación de la caída de presión en la carcasa y el elemento filtrante**

Para el cálculo de la caída de presión en la carcasa y el elemento filtrante, se utilizara el anexo M, se debe tener presente las caídas de presión que va existir en los diversos caudales que fluirán atraves, del elemento filtrante y la carcasa, en la tabla 27 se puede observar las caídas de presión que existirán con el paso del fluido (aceite mineral Shell tellus T 32), el mayor caudal será Q<sub>3</sub> que originara una máxima caída de presión en el elemento filtrante.

**Tabla 27:** caída de presión en el filtro oleohidraulico.

filtro	tramo	caudal		caída de presión (bar)			
						ISO VG 32	
				carcasa	elemento	f1	10.00
oleohidraulico	19-20	Q2	8.37	0.01	0.05	0.51	
		Q3	17.20	0.03	0.12	1.23	
		Q6	0.33	0.00	0.00	0.00	
		Q8	14.88	0.02	0.12	1.22	

Elaboración: Propia.

**3.3 CALCULO DE LA PRESION TOTAL DEL SISTEMA**

Se calculara la presión total del sistema de transmisión, considerando la temperatura ambiente de 0°C, 875kg/m<sup>3</sup>, 300cts.

**3.3.1 CALCULO DE LA PRESION CUANDO SALE EL VASTAGO B**

Se va a calcular la presión total y las caídas de presión que se tendrá en el circuito del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, cuando sale el vástago del cilindro B, esta presión será la que se tendrá en el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.

**Tabla 28:** caídas de presión cuando sale el vástago B.

calculamos las caídas de presión de 3 a 7			calculamos las caídas de presión de 8 a 11		
velocidad	2.55	m/s	velocidad	2.55	m/s
diámetro	10.00	mm	diámetro	10.00	mm
viscosidad	300.0	mm <sup>2</sup> /s	viscosidad	300.0	mm <sup>2</sup> /s
Reynolds	84.88		Reynolds	84.88	
fricción	0.75		fricción	0.75	
densidad	875.0	kg/m <sup>3</sup>	densidad	875.0	kg/m <sup>3</sup>
longitud	0.60	m	longitud	2.10	m
perdida de presión	1.60	bar	perdida de presión	5.61	bar
perdidas secundarias			perdidas secundarias		
perdida	0.11	bar	perdida	0.09	bar
Perdida en la val. Distribuidora "B"	3.66	bar	Perdida válvula check pilotado	31.30	bar
caída de presión total	5.37	bar	caída de presión total	37.01	bar
caída de presión total	<b>42.38</b>	<b>bar</b>			
calculamos las caídas de presión de 12 a 16			calculamos las caídas de presión de 17 a 20		
velocidad	2.78	m/s	velocidad	0.69	m/s
diámetro	8.00	mm	diámetro	16.00	mm
viscosidad	300	mm <sup>2</sup> /s	viscosidad	300.0	mm <sup>2</sup> /s
Reynolds	74.0		Reynolds	37.00	
fricción	0.86		fricción	1.73	
densidad	875.	kg/m <sup>3</sup>	densidad	875.0	kg/m <sup>3</sup>
longitud	2.90	m	longitud	1.05	m
perdida de presión	10.5	bar	perdida de presión	0.48	bar
perdidas secundarias			perdidas secundarias		
perdida	0.02	bar	perdida	0.00	bar
Perdida val. Distr. "B"	2.20	bar	perdida filtro	0.51	bar
caída de presión total	12.7	bar	caída presión total	0.99	bar
caída de presión total	13.7	bar			
presión pistón anular	9.61	bar			
presión en el pistón	<b>16.2</b>	<b>bar</b>			

Elaboración: Propia.

En la figura 32 se puede ver la presión total cuando sale el vástago B.

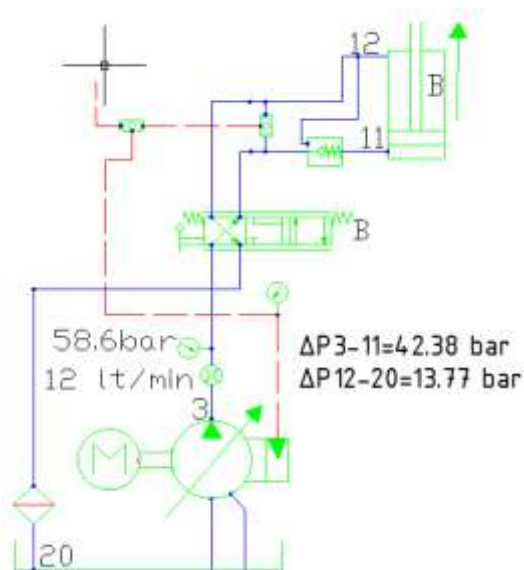


Figura 32: presión total en la salida del vástago B

Elaboración: Propia.

### 3.3.2 CALCULO DE LA PRESION CUANDO ENTRA EL VASTAGO B

Calculamos La presión total que requiere para la entrada del vástago del cilindro B

Tabla 29: caída de presión cuando entra el vástago B.

calculamos las caídas de presión en 3 a 7			calculamos las caídas de presión en 16 a 12		
velocidad	2.55	m/s	velocidad	3.98	m/s
diámetro	10.0	mm	diámetro	8.00	mm
viscosidad	300	mm <sup>2</sup> /s	viscosidad	300.0	mm <sup>2</sup> /s
Reynolds	84.8		Reynolds	106.10	
fricción	0.75		fricción	0.60	
densidad	875.	kg/m <sup>3</sup>	densidad	875.	kg/m <sup>3</sup>
longitud	0.60	m	longitud	2.90	m
perdida de presión	1.60	bar	perdida de presión	15.14	bar
perdidas secundarias			perdidas secundarias		
perdida	0.11	bar	perdida	0.10	bar
Perdida en la val. Distribuidora "B"	3.66	bar			
caída de presión total	5.37	bar	caída de presión total	15.25	bar
caída de presión total	<b>20.6</b>	<b>bar</b>			

Continúa...

calculamos las caídas de presión de 11 a 8			calculamos las caídas de presión de 17 a 20		
velocidad	3.65	m/s	velocidad	1.43	m/s
diámetro	10.00	mm	diámetro	16.00	mm
viscosidad	300.0	mm <sup>2</sup> /s	viscosidad	300.0	mm <sup>2</sup> /s
Reynolds	121.7		Reynolds	76.06	
fricción	0.53		fricción	0.84	
densidad	875.0	kg/m <sup>3</sup>	densidad	875.0	kg/m <sup>3</sup>
longitud	2.10	m	longitud	1.05	m
perdida de presión	8.05	bar	perdida de presión	0.98	bar
perdidas secundarias			perdidas secundarias		
perdida	0.04	bar	perdida	0.02	bar
perdida válvula checo pilotado	6.52	bar	perdida filtro	1.23	bar
Perdida en la val. Distribuidora "B"	5.85	bar			
caída de presión total	20.47	bar	caída presión total	2.23	bar
caída de presión total	22.70	bar			
presión en la carga	3.87	bar			
presión pistón anular	36.41	bar			

Elaboración: Propia.

En la figura 33 se puede ver las presiones totales cuando entra el vástago del cilindro B.

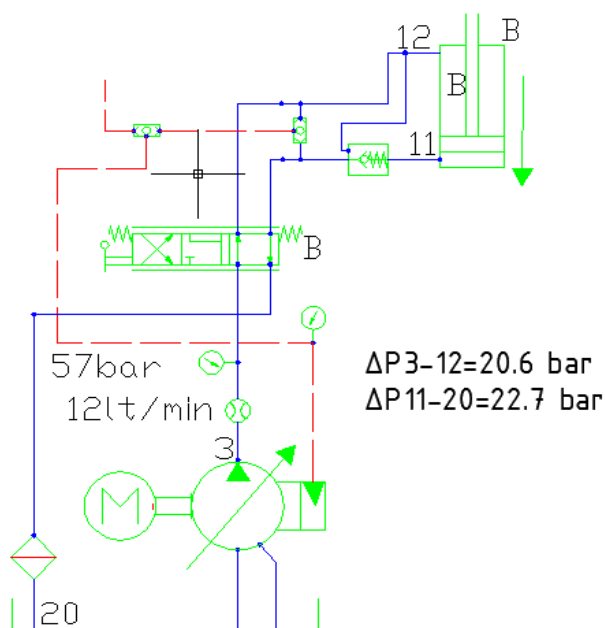


Figura 33: presión total cuando entra el vástago B

Elaboración: Propia.

### 3.3.3 CALCULO DE LA PRESION CUANDO SALE EL VASTAGO A

Se determinara la presión total que existirá cuando sale el vástago del cilindro A

**Tabla 30:** caída de presión cuando sale el vástago A.

calculamos las caídas de presión de 3 a 21			calculamos las caídas de presión de 22 a 34		
velocidad	0.09	m/s	velocidad	0.09	m/s
diámetro	10.00	mm	diámetro	10.00	mm
viscosidad	300	mm <sup>2</sup> /s	viscosidad	300	mm <sup>2</sup> /s
Reynolds	2.92		Reynolds	2.92	
Fricción	21.94		Fricción	21.9	
Densidad	875	kg/m <sup>3</sup>	Densidad	875	kg/m <sup>3</sup>
Longitud	1.00	m	Longitud	2.50	m
perdida de presión	0.09	bar	perdida de presión	0.23	bar
perdidas secundarias			perdidas secundarias		
Perdida	0.00	bar	Perdida	0.00	bar
Perdida en la val. Distribuidora "A"	0.07	bar	Perdida en la val. Distribuidora "C"	0.07	bar
			perdida en el estrangulador	14.23	bar
caída de presión total	0.17	bar	caída presión total	0.30	bar
caída de presión total	14.70	bar			
calculamos las caídas de presión de 35 a 37			calculamos las caídas de presión de 18.1 a 20		
velocidad	0.11	m/s	velocidad	0.03	m/s
diámetro	8.00	mm	diámetro	16.00	mm
viscosidad	300	mm <sup>2</sup> /s	viscosidad	300	mm <sup>2</sup> /s
Reynolds	2.94		Reynolds	1.47	
Fricción	21.7		Fricción	43.54	
Densidad	875	kg/m <sup>3</sup>	Densidad	875	kg/m <sup>3</sup>
Longitud	2.60	m	Longitud	0.60	m
perdida de presión	0.38	bar	perdida de presión	0.01	bar
perdidas secundarias			perdidas secundarias		
Perdida	0.00	bar	Perdida	0.00	bar
Perdida en la val. Distribuidora "A"	0.04	bar	perdida filtro	0.00	bar
caída de presión total	0.41	bar	caída presión total	0.01	bar
caída de presión total	0.42	bar			
presión pistón anular	0.34	bar			
presión en el pistón	2.84	bar			

Elaboración: Propia.

En la figura 34 se puede apreciar las caídas de presión cuando sale el vástago A.

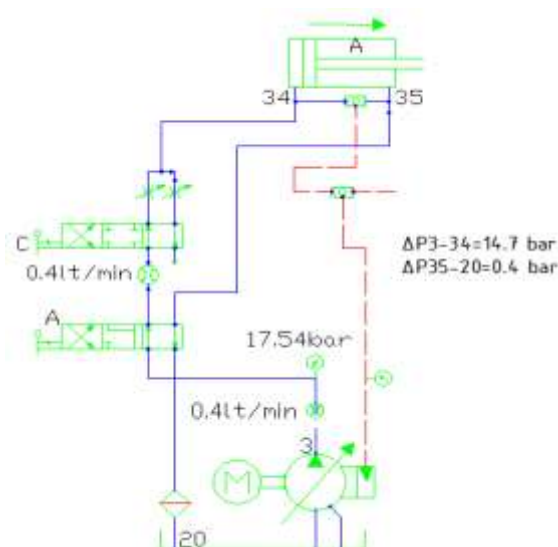


Figura 34: presión total cuando sale el vástago A

Elaboración: Propia.

### 3.3.4 CALCULO DE LA PRESION CUANDO ENTRA EL VASTAGO A

Se determinara la presión total cuando entra el vástago del cilindro A.

Tabla 31: caídas de presión cuando entra el vástago A.

calculamos las caídas de presión de 3 a 21			calculamos las caídas de presión de 37 a 35		
velocidad	2.5	m/s	velocidad	4.0	m/s
diámetro	10.0	mm	diámetro	8.0	mm
viscosidad	300	mm <sup>2</sup> /s	viscosidad	300.0	mm <sup>2</sup> /s
Reynolds	84.9		Reynolds	106.1	
fricción	0.8		fricción	0.6	
densidad	875	kg/m <sup>3</sup>	densidad	875.0	kg/m <sup>3</sup>
longitud	1.0	m	longitud	2.6	m
perdida de presión	2.7	bar	perdida de presión	13.6	bar
perdidas secundarias			perdidas secundarias		
perdida	0.1	bar	perdida	0.1	bar
Perdida en la val. Distribuidora "A"	3.7	bar			
caída de presión total	6.5	bar	caída de presión total	13.7	bar
caída de presión total	<b>20.2</b>	<b>bar</b>			

Continúa...



calculamos las caídas de presión de 34 a 22			calculamos las caídas de presión de 18.1 a 20		
velocidad	3.2	m/s	velocidad	1.2	m/s
diámetro	10.0	mm	diámetro	16.0	mm
viscosidad	300	mm <sup>2</sup> /s	viscosidad	300	mm <sup>2</sup> /s
Reynolds	105		Reynolds	65.8	
fricción	0.6		fricción	1.0	
densidad	875	kg/m <sup>3</sup>	densidad	875.0	kg/m <sup>3</sup>
longitud	2.5	m	longitud	0.6	m
perdida de presión	8.3	bar	perdida presión	0.5	bar
perdidas secundarias			Perdidas secundarias		
perdida	0.6	bar	perdida	0.0	bar
perdida válvula check	5.9	bar	perdida filtro	1.2	
Perdida en la val. Distribuidora "A"	5.1	bar			
caída presión total	19.9	bar	Caída presión total	1.7	bar
caída presión total	21.6	bar			
presión en el pistón	21.6	bar			
presión pistón anular	26.8	bar			

Elaboración: Propia.

En la figura 35 se ve la presión total cuando entra el vástago A.

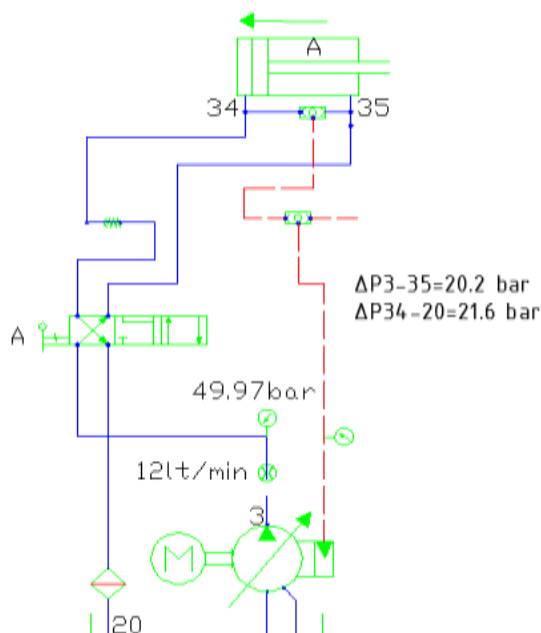


Figura 35: presión total cuando entra el vástago A

Elaboración: Propia.

### 3.4 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR ELECTRICO

Para determinar la potencia del motor eléctrico se requiere conocer el máximo caudal 12 lt/min que va enviar la bomba, la presión máxima que genera todas la resistencia al flujo del fluido incluido la carga a levantar. En los cálculos anteriores se determinaron todas las resistencias de presión que se originaron en cada circuito oleohidraulico. La presión máxima se elegirá en el circuito que deberá ofrecer mayor resistencia 58.59 bar. La eficiencia total para este tipo de bomba será 0.85 (catalogo). Se va utilizar la ecuación 11.

**Tabla 32:** potencia del motor eléctrico.

presión del sistema	58.59	bar
caudal	12.00	LT/min
eficiencia total	0.85	
potencia oleohidraulica	<b>1378.58</b>	W

Elaboración: Propia.

Se elegirá un motor eléctrico trifásico de 2hp, ver anexo N.

## CAPITULO IV

### RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 4.1 ANALISIS DEL DIAGRAMA OLEOHIDRAULICO

Se realizó el diagrama oleohidraulico utilizando la norma ISO 1219-1. Asimismo nos da a entender cómo será el funcionamiento del sistema de transmisión oleohidraulica para la maquina moledora de ají.

El diseño del diagrama oleohidraulico tiene como componente principal la bomba de desplazamiento volumétrico variable, que permite reducir esas pérdidas de potencia, cuando se requiere controlar la velocidad de los actuadores y cuando el sistema se encuentra en stand by.

En el diseño del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, con bomba de desplazamiento volumétrico variable ofrece pequeña perdida de potencia, en comparación a una bomba de desplazamiento volumétrico fijo, el cual debe de tener una válvula reguladora de flujo de tres 3 vías, para variar la velocidad del cilindro A. Se determinara la perdida de potencia del sistema de transmisión oleohidraulico utilizando

la bomba de desplazamiento volumétrico variable, por un ciclo de trabajo en realizar 50 kg de molido de ají con el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.

**Tabla 33:** potencia perdida por ciclo de trabajo de la B.D.V.V.

descripción		caída de presión bar	caudal LT/min	ED	potencia perdida W
cuando se acciona al cilindro B	salida	42.38	12.00	0.01	8.20
		13.77	8.37	0.01	1.86
	entrada	20.62	12.00	0.01	2.78
		22.70	17.20	0.01	4.39
cuando se acciona al cilindro A	salida	14.70	0.41	0.77	7.78
		0.42	0.33	0.77	0.18
	entrada	20.16	12.00	0.02	8.60
		16.21	14.88	0.02	8.57
tiempo muerto		15.00	0.40	0.19	1.92
drenaje		0.50	0.20	1.00	0.17
total					<b>44.45</b>

Elaboración: Propia.

La potencia perdida por día que consta en realizar en 7 horas de trabajo en la realización de molido de ají, a la temperatura de 0°C será:

**Tabla 34:** potencia perdida por día de la B.D.V.V.

descripción	potencia perdida W	tiempo min
potencia perdida por ciclo de trabajo	44.45	8.66
potencia perdida por día	<b>2155.89</b>	420

Elaboración: Propia.

Perdida de potencia del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, utilizando la bomba de desplazamiento volumétrico fijo. El cual debe utilizar una válvula reguladora de caudal de 3vias compensada por presión y temperatura, que variara la velocidad del actuador.

**Tabla 35:** potencia perdida por ciclo de trabajo de la B.D.V.F.

descripción		caída de presión bar	caudal LT/min	ED	potencia perdida W
cuando se acciona al cilindro B	salida	42.38	12.00	0.01	8.20
		13.77	8.37	0.01	1.86
	entrada	20.62	12.00	0.01	2.78
		22.70	17.20	0.01	4.39
cuando se acciona al cilindro A	salida	8.36	12.00	0.77	128.66
		15.03	0.41	0.77	7.95
		0.42	0.33	0.77	0.18
	entrada	20.16	12.00	0.02	8.60
		16.21	14.88	0.02	8.57
tiempo muerto		3.00	12.00	0.19	11.55
válvula reguladora de flujo de 3 vías		17.87	11.59	0.77	265.67
total					<b>448.41</b>

Elaboración: Propia.

La válvula reguladora de caudal 3 vías compensada por presión y temperatura genera mucha perdida, esto se debe a que el aceite oleohidraulico se deriva hacia el deposito generando una potencia perdida que no se aprovecha en el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, esta potencia perdida se convierte en calor innecesaria hacia el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.

La potencia perdida por día que consta en realizar en 7 horas de trabajo en la realización de molido de ají, a la temperatura de 0°C será:

**Tabla 36:** potencia perdida por día de la B.D.V.F.

descripción	potencia perdida W	tiempo min
potencia perdida por ciclo de trabajo	448.41	8.66
potencia perdida por día	<b>21746.79</b>	420

Elaboración: Propia.

## 4.2 COMPARACION DEL SISTEMA DE TRANSMISION Y DE LA FORMA ARTESANAL

Anteriormente para la realización del molido de ají, se trabajaba de manera artesanal, esto implicaba mucho tiempo y mayor personal de trabajo. Con la implementación del diseño del sistema de transmisión, se va a reducir los tiempos de molido de ají, y la reducción del personal de trabajo. Obteniendo mayor producción en la realización del molido de ají.

A continuación se mostrara los tiempos en que se realizara el molido de ají, si tuviese implementado el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica para la maquina moledora de ají.

**Tabla 37:** tiempo de entrada y salida de los vástagos A y B.

descripción			tiempo		porcentaje	
			seg	min	%	ED
cilindro B	cuando se acciona al cilindro B	salida	5.03	0.08	0.97	0.01
		entrada	3.51	0.06	0.67	0.01
cilindro A	cuando se acciona al cilindro A	salida	400.00	6.67	76.98	0.77
		entrada	11.08	0.18	2.13	0.02
tiempo muerto			100.00	1.67	19.24	0.19
total			519.62	8.66	100.00	1.00

Elaboración: Propia.

### Sistema de transmisión de potencia oleohidraulica

La máquina moledora de ají realiza 450kg/h, cuando el ají esta picado según sus especificaciones de la maquina moledora de ají (catalogo). En el nuevo sistema para la realización de 50kg de molido de ají, requiere un tiempo de 8.66 minutos por ciclo de trabajo.

**Tabla 38:** realización del molido de ají por día con el sistema de transmisión.

descripción	ají molido kg	tiempo horas
ají molido por ciclo de trabajo	50.00	0.14
ají molido por día	2424.87	7.00
<b>personal de trabajo</b>	1.00	persona/día

Elaboración: Propia.

**Sistema artesanal**

Actualmente la empresa realiza 50kg de molido de ají que requiere de un tiempo de 14 minutos (dato empresa) aproximadamente.

**Tabla 39:** realización del molido de ají por día con el sistema artesanal.

descripción	ají molido kg	tiempo horas
ají molido por ciclo de trabajo	50.00	0.23
ají molido por día	1500.00	7.00
<b>personal de trabajo</b>	2.00	persona/día

Elaboración: Propia.

### CALCULO DE LA TEMPERATURA MÁXIMA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN CON LA B.D.V.V.

Para determinar la temperatura máxima se va considerar los siguientes datos:

Temperatura del medio ambiente: 19 °C (senamhi).

La potencia perdida en 7 horas a una temperatura de 20 °C: 1077.94 w

Para determinar la temperatura máxima del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica de la maquina moledora de ají se va realizar una serie de iteraciones en la hoja de cálculos de Excel.

**Tabla 40:** temperatura máxima del sistema de transmisión.

Temperatura °C	potencia perdida W
0.00	1077.94
73.91	708.53
55.09	745.63
56.98	741.50
<b>56.77</b>	

Elaboración: Propia.

La temperatura en 7 horas de trabajo será 56.7 °C.

**POTENCIA CONSUMIDA POR LA B.D.V.V. EN UN DIA (7 HORAS)**

La potencia consumida por la bomba, se determinara a la temperatura del medio ambiente 0°C.

La potencia varia con el aumento de la temperatura esto es debido a la disminucion de la viscosidad que opone menos resistencia a fluir. A continuacion se hara la grafica de potencia vs temperatura, con esta grafica se podra conseguir el consumo de la bomba (KWh) en 7 horas de trabajo (dia)

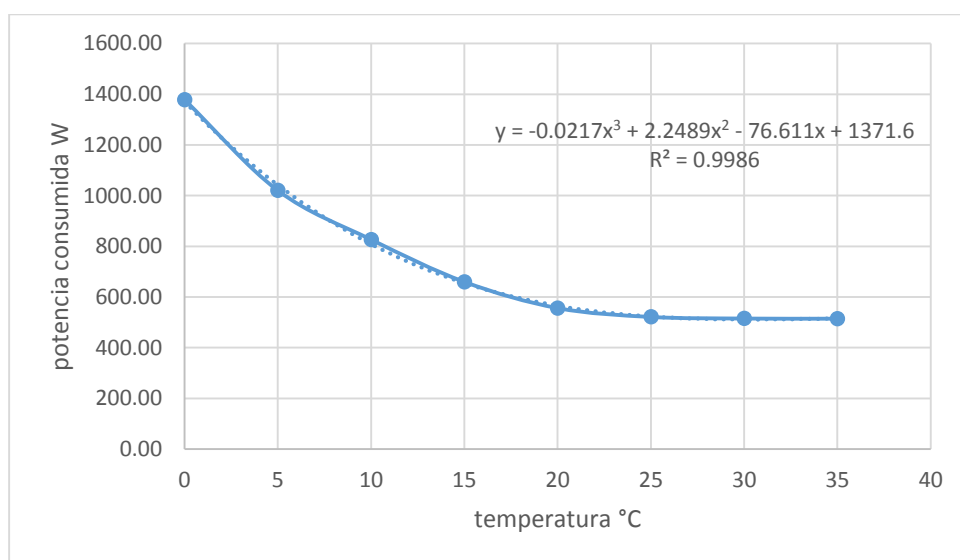


Figura 36: grafica potencia consumida vs temperatura

Elaboración: Propia.



Para calcular la potencia consumida se realizara mediante la integral definida. El área total es la potencia consumida por la bomba en 7 horas de trabajo. Por lo tanto el kilo watt hora será 7.968KWh, esta energía consumirá la bomba oleohidraulica por un día, que consta de 7 horas de trabajo en realizar el molido de ají, a la temperatura ambiente inicial de 0°C.

### **CÁLCULO DEL COSTO TOTAL DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISION OLEOHIDRAULICO**

Para el costo de operación del sistema hidráulico se va a considerar básicamente al costo de operación, costo de energía eléctrica, costo de mantenimiento

#### **COSTO DE MANTENIMIENTO ANUAL**

Se está considerando que se intervendrá 2 veces en un año, para realizar los cambios de aceite oleohidráulicos y filtros

**Tabla 41:** costo de mantenimiento anual.

material	unid.	cant.	Costo unit. S/	total S/
aceite oleohidraulico grado ISO VG 32	Lt	54	10.5	567
elemento filtrante de 10 micras		1	95	95
filtro respiradero		1	50	50
costo total S/				712

Elaboración: Propia.

#### **COSTO DE OPERACIÓN**

Para la realización del molido de ají solo requiere de una persona. Estas actividades se realizan en 1 día con 7 horas de trabajo.

La empresa tiene como objetivo realizar 30000 kilos de molido de ají en cada mes.

Se va calcular el tiempo en realizar los 30000kilos de molido de ají por mes

**Tabla 42:** días de producción de molido de ají del sistema de transmisión.

descripción	producción/día (kg/día)	tiempo en realizar (días)
sistema de transmisión	2424.87	12.37

Elaboración: Propia.

Se va calcular el costo de operación por año

**Tabla 43:** costo de operación por año del sistema de transmisión.

mano de obra	# personal/día	costo personal/día (S/)	costo total/mes (S/)	costo total/año (S/)
sistema de transmisión	1	45.00	556.73	6680.78

Elaboración: Propia.

#### COSTO ANUAL DE ENERGIA

El motor eléctrico consumirá 7.96832KWh por un día en 7 horas de trabajo, considerando que la temperatura ambiente inicial es 0°C y que llegara a una temperatura máxima de 35 °C, esto se realiza en 7 horas de trabajo (día).

**Tabla 44:** costo anual de energía del sistema de transmisión.

descripción	KW/día	soles (Kwh)	tiempo en realizar (días)	costo/mes (S/)	costo/año (S/)
energía eléctrica para el motor	7.97	0.55	12.37	54.22	650.65
costo total energía					650.65

Elaboración: Propia.

Teniendo todos los gastos anuales en el sistema de transmisión se realizará el cálculo total de los gastos.

**Tabla 45:** costo total del sistema de transmisión.

descripción	costo (S/)
costo de mantenimiento	1424.00
costo de operación	6680.78
costo de energía	650.65
costo total (S/)	8755.42

Elaboración: Propia.

### CÁLCULO DEL COSTO TOTAL DE OPERACIÓN DEL SISTEMA ACTUAL (ARTESANAL)

Para el costo de operación del sistema actual (artesanal) se va a considerar básicamente al costo de operación.

#### COSTO DE OPERACIÓN

Para la realización del molido de ají requiere de 2 persona para realizar el molido de ají. Estas actividades se realizan en 1 día con 7 horas de trabajo.

La empresa tiene como objetivo realizar 30000 kilos de molido de ají en cada mes.

**Tabla 46:** costo de operación del sistema artesanal.

producción por mes	30000	kilos/mes
descripción	producción/día (kg/día)	tiempo en realizar (días)
sistema actual (artesanal)	1500.00	20.00

Elaboración: Propia.

Se va calcular el tiempo en realizar los 30000kilos de molido de ají por mes.

Se va calcular el costo de operación por año

**Tabla 47:** costo total del sistema artesanal.

mano de obra	# personal/día	costo personal/día (S/)	costo total/mes (S/)	costo total/año (S/)
sistema actual (artesanal)	2	45.00	1800.00	21600.00
costo total mano de obra de operación				21600.00

Elaboración: Propia.

### GANANCIA DEL SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA OLEOHIDRAULICA

Se va considerar la vida útil de los componentes oleohidráulicos a 8000Hr

El tiempo en realizar el molido de ají, con el sistema de transmisión por año. Total de horas de trabajo por año es **1039.23** horas/año.

A continuación se realizara el cálculo de ganancia implementado el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica para la maquina moladora de ají en la empresa agroindustrias famasa s.a.c.

**Tabla 48:** ganancia del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica.

costo inicial del sistema de transmisión	15545.35	S/.
vida útil de los componentes oleohidráulicos	8000.00	Hr
ganancia (S/)	12844.58	año
factor de vida útil	7.70	
ganancia total (S/)	83332.06	S/

Elaboración: Propia.

#### 4.3 ANALISIS DE LOS COMPONENTES OLEOHIDRAULICOS

**Componentes del sistema de transmisión:** Los componentes del sistema de transmisión tendrán un orden de pedido ver catálogos

**Tabla 49:** orden de pedido de los componentes oleohidráulicos.

componentes del sistema oleohidraulico	orden de pedido
cilindro A	CD 70 F 50/22 -1400 Z 1X 01 H B D M 1 - 1 A
cilindro B	CD 70 FyD 40/22 - 800 Z 1X / 01 H B D M 1 - 1 A
válvula shunte	VT14/ac
válvula reguladora	RPC1-1/T/41
válvula distribuidora A	4 WMM 6 J 5X/F
válvula distribuidora B	4 WMM 6 J 5X/ el spool tipo proporcional
válvula distribuidora C	4 WMM 6 E 5X/F
válvula checo	VUS14/0,5
válvula checo pilotado	VUPSL 14/1:3
caudalimetro A	KZA - 1804R08 S5 0
caudalimetro B	EVS 3100 - 5
manómetro A	MAN RD25 NG63 C2
manómetro B	MAN RD25 NG63 C1
bomba de D.V.V	VPPL - 008 PQC - R 0 0 B/20 N
motor eléctrico	1028778
filtro oleohidraulico	RF BN/HC 0110 G 10 D 2 X L220
elemento filtrante	110 R 10 BN/HC

Elaboración: Propia.

## CONCLUSIONES

**PRIMERO:** con el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica, se consigue mayor productividad en la realización del molido de ají. Con este sistema de transmisión de potencia oleohidraulica se consigue realizar 2424 Kg de molido de ají por día. La velocidad del cilindro A es constante y esto hace que la realización del molido de ají sea continuo, solo tendrá un tiempo muerto de 1.67 minutos por ciclo de trabajo. En comparación al antiguo proceso de realizar el molido de ají que realiza 1500 Kg de molido de ají por día. El sistema de transmisión de potencia oleohidraulica para la realización del molido de ají, solo requiere de un personal de trabajo debido a la facilidad con que se puede realizar el control mediante las válvulas distribuidoras del sistema de transmisión, mientras que en el antiguo proceso de realización de molido de ají, requiere de dos personas para el trabajo del molido de ají.

**SEGUNDO:** Con los símbolos gráficos de los componentes oleohidráulicos de la normas ISO 1219-1 se realizaron los diagramas oleohidráulicos, que nos permite entender e interpretar el funcionamiento, operación, regulación, diagnóstico y los diferentes componentes que está conformado el sistema de transmisión de potencia oleohidraulica para la maquina moledora de ají.

**TERCERO:** Se utiliza el primer diagrama oleohidraulico con bomba de desplazamiento volumétrico variable, que ofrece perdidas de potencia de 44.45 W por ciclo de trabajó. Esto se debe al control directo del desplazamiento volumétrico de la bomba oleohidraulica, por medio de la válvula compensadora de caudal (L.S) que hace que suministre a la bomba el caudal necesario para el movimiento del actuador, permitiendo velocidades variables del actuador, teniendo solo las pérdidas de potencia en la válvula reguladora de caudal de 2 vías compensada por presión y temperatura.

## RECOMENDACIONES

**PRIMERO:** la bomba de desplazamiento volumétrico variable se deberá regular el caudal de salida a 12 LT/min. Estas regulaciones se realizarán en un banco de pruebas o cuando el sistema de transmisión ya esté instalado.

- Se regulará el compensador de caudal a 15bar.
- Se regulará el compensador de presión a 65bar.

**SEGUNDO:** Para la salida del vástago del cilindro A se requiere regular el caudal a 0.4 LT/min, mediante la válvula reguladora de caudal de 2 vías compensado por presión y temperatura, que permitirá variar las velocidades del cilindro “A”, realizando el proceso del molido de ají de forma continua.

**TERCERO:** Con la implementación del sistema de transmisión de potencia oleohidráulica para la máquina moladora de ají, se recomienda realizar la evaluación del crecimiento de la productividad del molido de ají y en cuanto se mejoró los beneficios económicos que tendrá la empresa agroindustrias famosa S.A.C.

**CUARTO:** El sistema de transmisión de potencia oleohidráulica es una forma de transmisión de energía que su principal ventaja es la facilidad del control y regulación. Este tipo de transmisión de energía se puede implementar en cualquier maquinaria industrial o móvil, para esto se debe tener un conocimiento sobre el diseño de un circuito oleohidráulico.

## REFERENCIAS

- A. Serrano Nicolas (2002). *Oleohidraulica*. Madrid, España: editorial McGraw-Hill.
- Asereme E.I.R.L. *Venta de cilindros hidráulicos*. Disponible en internet en: <http://www.asereme.com/indexes.html> (fecha de acceso: 29 de octubre de 2017).
- Bosch automation. (2010). *Hidráulica teoría y práctica*. Madrid, España: autor.
- Eaton Hydraulics training. (1995). *manual de oleohidraulica industrial* (quinta edición). México D.F., México: editorial Blume S.A.
- Fialho A. (2007). *Automação hidráulica* (quinta edición). [Automatización hidráulica]. Sao Pablo, Brasil: editorial Érica Ltda.
- Florencio Jesús Cembranos Nistal (2002). *Automatismos eléctricos, neumáticos e hidráulicos* (tercera edición). Madrid, España: editorial Thomson editores spain.
- Fluidtek S.R.L. *Venta de productos hidráulicos bombas, válvulas distribuidoras, válvulas de flujo y de cierre*. Disponible en internet en: <http://www.fluidteksrl.com/> (fecha de acceso: 01 de noviembre de 2017).
- Hfp Hydraulic S.A. *venta de mangueras, adaptadores y otros*. Disponible en internet en: <http://hfphydraulic.com/> (fecha de acceso: 26 de octubre de 2017).
- Mahmoud G., Mohamed R. (2009). *Fluid power engineering*. [Ingeniería de energía fluida]. Nueva york, EEUU: editorial McGraw-Hill.
- Mannesmann Rexroth Gmbh. (1991). *Fundamentos y componentes de la oleohidraulica*. (trad. Parisi R.). Madrid, España: autor. (Original en alemán, 1978).
- Mannesmann Rexroth GmbH. (1992). *Proyecto y construcción de equipos hidráulicos*. (trad. Parisi R.). Madrid, España: autor. (Original en alemán, 1988).



- Moreno M. (2008). *Hidráulica industrial*. Buenos Aires, Argentina: editorial automación micromecánica.
- Norma ISO 1219-1. (2012). *Sistemas y componentes de potencia de fluido - Símbolos gráficos y diagramas de circuitos - Parte 1: Símbolos gráficos para uso convencional y aplicaciones de procesamiento de datos*, (p. 3-21).
- Parker hannifin corporation. (2001). *tecnología hidráulica industrial*. Sao pablo, Brasil: autor.
- Robert M. (2009). *Resistencia de materiales* (quinta edición). (trad. Salas R.). México D.F., México: editorial Pearson educación. (Original en inglés, 2008).
- Schmitt G. (1990). *Información y enseñanza de la hidráulica*. (trad. Brokoff E.). Madrid, España: editorial Mannesmann Rexroth. (Original en alemán, 1981).
- Senamhi. *Datos históricos de temperaturas máximas y mínimas del distrito de desaguadero*. Disponible en internet en: <http://www.senamhi.gob.pe> (fecha de acceso: 05 de noviembre de 2017).
- Universidad del país vasco san Sebastián Donostia. (2007). *Sistemas neumáticos y oleohidráulicos*. Guipúzcoa, España: autor.
- Yunus C., Cimbala Y. (2012). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones* (cuarta edición). (trad. Olguín V.). Nueva york, EEUU: McGraw-Hill. (Original en inglés, 2011).

# ANEXOS

Anexo A: símbolos oleohidráulicos norma ISO 1219-1.


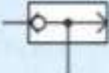

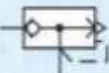

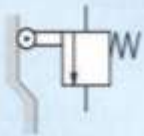


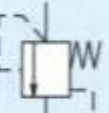

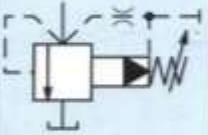

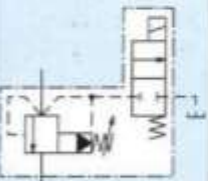



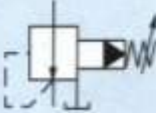

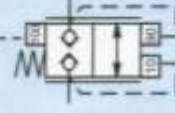
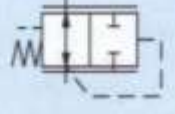
Denominación/ Aclaraciones, ejemplos	Símbolos	Denominación/ Aclaraciones, ejemplos	Símbolos
Fuentes de energía		Reductor hidráulico compacto	
Hidráulica		Bomba variable con compensador de presión, 1 sentido de flujo, 1 sentido de giro, conexión de fugas	
Neumática		Bomba/Motor variable con compensador de presión, 2 sentidos de flujo, 2 sentidos de giro, conexión de fugas	
Motor eléctrico		Cilindro hidráulico	
Unidad de accionamiento, excepto motor eléctrico		Cilindro hidráulico de acción simple, carrera de retorno por carga de presión, cámara del pistón unida con el tanque	
<b>Transformación y acumulación de la energía</b>		Cilindro hidráulico de acción doble, vástago unilateral, amortiguación ajustable de ambos lados del pistón	
<i>Bombas y motores hidráulicos</i>		Cilindro hidráulico telescópico, efecto simple	
Bomba constante, general		Cilindro hidráulico telescópico, efecto doble	
Bomba constante, 1 sentido de flujo, 1 sentido de giro		Acumulador hidráulico	
Bomba variable, 2 sentidos de flujo, 1 sentido de giro, conexión de fugas		Sin precompresión	
Motor constante, 2 sentidos de flujo, 2 sentidos de giro		Con precompresión del gas	
Bomba/Motor constante, 1 sentido de flujo, 1 sentido de giro			
Bomba/Motor variable, variación manual, 2 sentidos de flujo, 2 sentidos de giro, conexión de fugas			
Motor hidráulico basculable			

Continúa...

Denominación/ Aclaraciones, ejemplos	Símbolos
Botella de gas a presión sólo en posición vertical	
<b>Mando y regulación de energía</b> <i>Válvulas direccionales</i>	
Válvula con 2 posiciones de conmutación y 1 posición de transición	
Válvula con 2 posiciones finales e infinitas posiciones de transición	
Válvula con 3 posiciones definidas e infinitas posiciones de transición	
Válvula con 2 posiciones de conmutación, 2 conexiones, posición inicial cerrada, 2 sentidos de flujo	
Válvula con 2 posiciones de conmutación, 2 conexiones, posición inicial abierta, 2 sentidos de flujo	
Válvula con 2 posiciones de conmutación, 3 conexiones, posición inicial abierta, 2 sentidos de flujo	
Válvula direccional 2/2 vías, 2 conexiones, 2 posiciones de conmutación	
Válvula direccional 3/2 vías, 3 conexiones, 2 posiciones de conmutación, 1 posición transitoria, accionamiento por solenoide, posición inicial definida por resorte	
Válvula direccional 5/2 vías, 5 conexiones, 2 posiciones de conmutación, accionamiento por carga de presión en ambos sentidos	

Denominación/ Aclaraciones, ejemplos	Símbolos
Válvula direccional 4/3 vías, (representación detallada) accionamiento electrohidr., 4 conexiones, 3 posiciones de conmutación, posición media centrada por resorte, accionamiento de emergencia, retorno externo de aceite piloto	
(representación simplificada)	
Válvula direccional 4/3 vías, (representación detallada) accionam. electrohidráulico, 4 conexiones, 3 posiciones de conmutación, posición media centrada por resorte, accionam. de emergencia, retorno externo de aceite piloto	
(representación simplificada)	
<i>Válvulas continuas</i> Válvula continua, recubrimiento negativo	
Válvula continua, recubrimiento positivo	
Servoválvula direc. 4/3 vías (ejemplo típico)	
<i>Válvulas antirretorno/ Válvulas de cierre</i>	
Válvula antirretorno, sin carga	
Válvula antirretorno, carga por resorte	
Válv. antirretorno, precomandada, sin pretensión por resorte	

Continúa...

Denominación/ Aclaraciones, ejemplos	Símbolos	Denominación/ Aclaraciones, ejemplos	Símbolos
Válvula antirretorno, precomandada, con pretensión por resorte		Válvulas de flujo	
Válvula alternadora		Válvula estranguladora, ajustable	
Válvula de purgado		Válvula de cierre	
<i>Válvulas de presión</i>		Válvula de retardo	
Válvula limitadora de presión, mando directo, alimentación interna de aceite piloto,		Válvula antirretorno-estranguladora	
Válvula limitadora de presión, mando directo, retorno externo de aceite piloto		Válvula reguladora de flujo de 2 vías, con balanza compensadora de presión	
Válvula limitadora de presión, precomandada, alimentación y retorno externos de aceite piloto		Válvula reguladora de flujo de 2 vías, con compensación de presión y de temperatura	
Válvula limitadora de presión, precomandada, descarga accionada eléctricamente, alimentación interna de aceite piloto, retorno externo de aceite piloto		Válvula reguladora de flujo de 3 vías, con compensación de presión y de temperatura	
Válvula reductora de presión de 2 vías, mando directo, alimentación interna de aceite piloto,		Divisor de caudal	
Válvula reductora de presión de 2 vías, precomandada, alimentación interna de aceite piloto, retorno externo de aceite piloto		<i>Válvulas insertables de 2 vías (elementos lógicos)</i>	
Válvula reductora de presión de 3 vías, mando directo, retorno interno de aceite piloto,		Válvula direccional, libre de fugas, diversas superficies efectivas	
		Válvula reguladora de flujo	

Fuente: <https://www.iso.org/standard/60184.html>

Anexo B: ficha técnica de la maquina moladora de ají.

**MOLINOS**

FICHA TECNICA **MOLINO DE MARTILLOS MNP – 45 – 45 IX**  
**MNP – 35 – 45 IX**

I. DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO	
<p>Equipo para moler o picar ají. Cámara de triturado formado por un juego de martillos. Carcaza fabricada en plancha de 3/16" (4.7mm) de espesor. Ciclones y ductos en plancha de 5/54- 3/32". Carcaza de proceso de plancha única plegada con rompedores superiores en el interior. Aspiradora incorporada que neumáticamente transporta el producto al ciclón principal. Ciclón principal con sistema de válvula de gozne que no requiere amarre de costal. Ciclón de mangas que permite romper la presión del aire y evita fuga de producto. Parrilla de soporte de filtro ubicado en la parte superior del ciclón como recuperador de polvos. Ductos de transporte unidos a través de abrazaderas de pestañas con aislantes sanitarios. Ducto en C por donde se transporta el producto procesado en harina al ciclón. Compuerta inferior para salida de productos partidos con sujetador de costal. Polea de motor con doble velocidad de trabajo ya sea para partido y pulverizado de producto. Capacidad de producción de 450 Kg/h.</p>	

II. DATOS TÉCNICOS	
Marca	NEVAGIM DEL PERU EIRL
Modelo	MNP – 35 – 45 IX / M
Potencia	9.10KW (12HP)    15.0KW (20HP)
Productividad (KG/ horas)	250                    450
Voltaje (voltios)	220 – 380 – 440
Suministro	Trifásico
Vida útil (horas)	5,000
Peso (Kg.)	420                    790
Para su instalación requiere	Interruptor Termo magnético de 30 amperios

III. COSTOS DE FUNCIONAMIENTO	
Costo de electricidad \$./ hora	
MNP – 45 – 45 IX	100.0 kW* h/TM
MNP – 35 – 45 IX	45.0 kW* h/TM tarifa BT5B (0.40kwh)
Repuestos que utiliza la máquina	Zaranda, martillo, fajas, etc.
Insumos para la máquina	¼ litro grasa
Mano de obra necesaria	Requiere de una persona para ser operado

IV. RECOMENDACIONES	
<b>Regulaciones</b>	
- Finura de molienda, cambiando zaranda	
<b>Mantenimiento:</b>	
- Revisión de estado de los martillos	
- Revisión de tensión de fajas de transmisión	
- Verificar estanqueidad de uniones	

V. DONDE SE PUEDE COMPRAR	
Empresa que comercializa	NEVAGIM DEL PERU EIRL
Costo aproximado	
MNP – 45 – 45 IX	S/. 18,511.00
MNP – 35 – 45 IX	S/. 16,885.00 (Incluye IGV)
Garantía	1 año
Dirección tienda	Av. Principal Mz A Lte 5 Campoy SJL Lima
Teléfonos	(1)3861355 998000970 949037262
Dirección electrónica	informes@nevagimdelperu.com ventas@nevagimdelperu.com

Fuente: Negavim del Perú E.I.R.L.

MACQUINARIA

Anexo C: ficha técnica plancha de acero de aceros Arequipa.

# Laminados en Caliente

## BOBINAS LAC / PLANCHAS LAC

**DENOMINACIÓN:**  
BLAC A36, POLAC A36.

**DESCRIPCIÓN:**  
Bobinas y Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación.

**USOS:**  
Se usa en la fabricación de tubos y perfiles plegados. Asimismo, luego de su corte en planchas, se emplea en la construcción de silos, carrocerías y construcción en general.

**NORMAS TÉCNICAS:**

DESIGNACIÓN	NORMAS TÉCNICAS
Estructural	ASTM A36

**DIMENSIONES NOMINALES:**

BOBINAS LAMINADAS EN CALIENTE BLAC A36	PLANCHAS DELEADAS LAMINADAS EN CALIENTE POLAC A36
1.5 x 1200 mm	1.5 x 1200 x 2400 mm
1.8 x 1200 mm	1.8 x 1200 x 2400 mm
1.9 x 1200 mm	1.9 x 1200 x 2400 mm
2.0 x 1200 mm	2.0 x 1200 x 2400 mm
2.2 x 1200 mm	2.2 x 1200 x 2400 mm
2.3 x 1200 mm	2.3 x 1200 x 2400 mm
	2.5 x 1200 x 2400 mm
	2.9 x 1200 x 2400 mm
	4.0 x 1200 x 2400 mm
	4.5 x 1200 x 2400 mm
	5.9 x 1200 x 2400 mm

**ANÁLISIS QUÍMICO DE COLADA (%):**

CALIDAD ASTM	% C	% Mn MÁX.	% P MÁX.	% S MÁX.	% Si MÁX.
A36	0.26 máx.	0.8 - 1.20 (e < 3/4")	0.040	0.050	0.40

**PROPIEDADES MECÁNICAS:**

CALIDAD	NORMA ASTM	LÍMITE DE FLUENCIA (kg/cm <sup>2</sup> )	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (kg/cm <sup>2</sup> )	ALARGAMIENTO (%) en 50 mm	DOBLADO
Estructural	A36	2,550	4,080-5,510	20 mín.	x 180° (opcional) Diámetro Pin = 3e Sentido Laminación

**TOLERANCIAS DIMENSIONALES:**  
Según AISI G3193

ESPESOR NOMINAL (mm)	CAMBIO	TOLERANCIAS (MM)				
		ALAMINADO	ANCHO		ESPESES	
		±1200	±500	LARGITUD	ANCHO 1200	ANCHO 1500
1.8 - 1.9	10 mm/m máx.	18 máx.			± 0.18	± 0.23
2.0 - 2.4		18 máx.	+30 - 0	+25 - 0	± 0.29	± 0.28
2.5 - 3.0		18 máx.			± 0.22	± 0.29
4.0 - 5.9		14 máx.			± 0.45	± 0.55

QCD001-P202 / 01 / NOV 15 - QCD001-P201 / 02 / ENL 18

**TEL: 081-2000**  
 Cert. Doble Nº 12112  
**TEL: 081-2004**  
 Cert. Doble Nº 4020  
**CHILAS 1000 (2007)**  
 Cert. Doble Nº 4020, 4133, 4134

LIMA: Av. Enrique Melgares 297, Pque. Internacional de la Industria y Comercio Lima y Callao, Callao 3-Perú. Tlf. (51)(1) 517-1800 / Fax Central (51)(1) 452-0059.  
 AREQUIPA: Calle Jacinto Bobbe 111, Pque. Industrial. Arequipa-Perú. Tlf. (51)(54) 23-2430 / Fax. (51)(54) 21-0796.  
 PISCO: Panamericana Sur Km. 240, Ica-Perú. Tlf. (51)(56) 53-2967, (51)(56) 53-2960 / Fax. (51)(56) 53-2971.

[www.acerosarequipa.com](http://www.acerosarequipa.com)  
 Encuéntranos en

Fuente: Aceros Arequipa.

Anexo D: ficha técnica cilindros oleohidráulicos.

Piston dia. 40												
☐ preferential types												
Mounting type: H					Operating pressure: 105 bar							
Mounting type: D					Operating pressure: 105 bar							
Mounting type: K					Operating pressure: 105 bar							
Piston rod dia.	RD <sub>IT</sub>	VD	WH	XC	XN	ZF	ZJ	ZM	B3	A/F1	Cushion length	
16	28,5	6	16	137	158	127	118	156	5,5	13	22	23
18	32	6	16	137	158	127	118	156	5,5	14		
25	38	13	25	146	167	136	127	174	8	22		

Continúa...





Piston dia. 50												
☐ preferential types												
Mounting type: H						Operating pressure: 105 bar						
<p style="text-align: right;">Stroke<sub>rod</sub> = 30 mm for thread type "E" (only for double rod cylinders)</p>												
Mounting type: D						Operating pressure: 105 bar						
Mounting type: K						Operating pressure: 105 bar						
Piston rod dia	RD <sub>f1</sub>	VD	WH	XC	XN	ZF	ZJ	ZM	B3	A/F1	Cushion length	
22	36	13	25	146	172	136	127	174	6	19	22	23
25	38	13	25	146	172	136	127	174	8	22		
38	50	16	32	153	179	143	134	168	10	30		

Continúa...

Piston dia. 50												
☐ preferential types												
Mounting type: F						Operating pressure: 105 bar						
<p style="text-align: right;">Stroke<sub>max</sub> = 30 mm for thread type "E" (only for double rod cylinders)</p>												
Mounting type: L						Operating pressure: 105 bar						
<p style="text-align: right;">Stroke<sub>max</sub> = 30 mm for thread type "E" (only for double rod cylinders)</p>												
Mounting type M						Operating pressure: 105 bar						
<p style="text-align: right;">Stroke<sub>max</sub> = 30 mm for thread type "E" (only for double rod cylinders)</p>												
Piston rod dia.	RD <sub>pr</sub>	VD	WH	XG	XJ	XV	ZJ	ZM	B3	A/F1	Cushion length	
22	38	13	25	53.5	114	87	127	174	8	19	22	23
25	38	13	25	53.5	114	87	127	174	8	22		
38	50	16	32	60.5	121	94	134	188	10	30		

Fuente: mannesman rexroth.

Anexo E: ficha técnica de la bomba oleohidraulica.

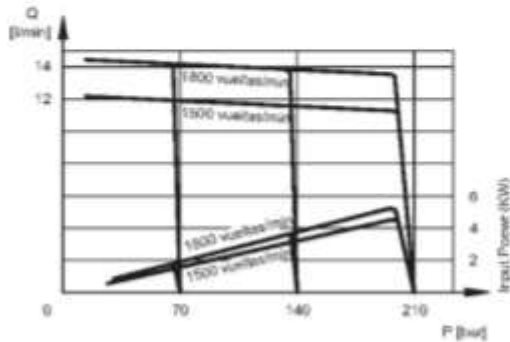
**D**

**VPPL**  
SERIE 20

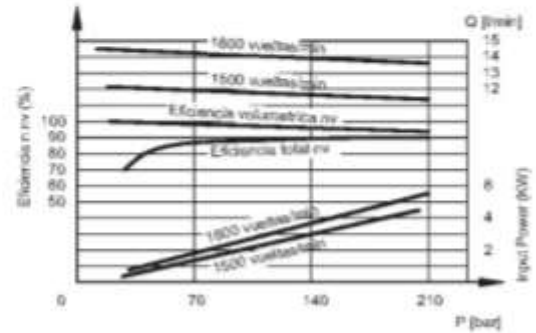
**3 - CURVAS CARACTERISTICAS**

**3.1 - Curvas características bombas VPPL-008** (valores medidos con aceite mineral de viscosidad de 38 cSt a 50°C)

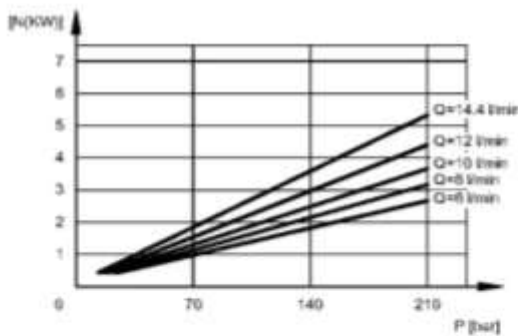
**CURVAS CAUDAL/PRESION**



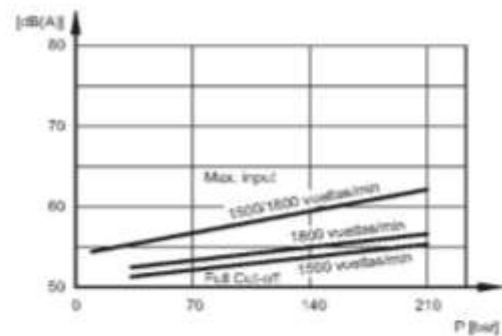
**RENDIMIENTO VOLUMETRIC Y TOTAL**



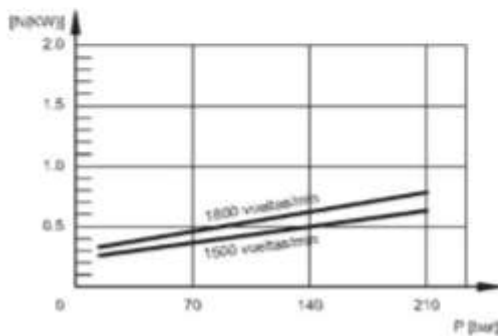
**POTENCIA ABSORBIDA**



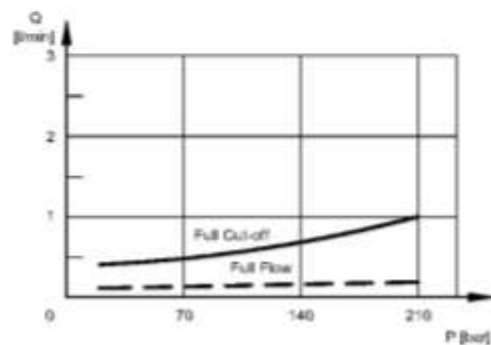
**NIVEL DE RUIDO**



**POTENCIA ABSORBIDA EN ANULACION**



**CAUDAL DE DRENAJE**



Fuente: duplomatic oleodinamica.

Anexo F: ficha técnica de mangueras oleohidraulicas.

Manual

### Resumen de mangueras

SANTOS	Modulo megapascals (MPa)	Presión de trabajo (MPa) / Factor de seguridad (L1)								Rango de temperatura °C	Refuerzo	EN	ISO	SAE	Página		
		4	5	6	8	10	12	16	20							25	32
<b>Baja presión</b> Mangueras Push-Lok	801	1,7			1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7						81a-1
	804	0,9			0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9							81a-2
	821FR	2,4			2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0						81a-3
	830M	1,6			1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6						81a-4
	831	2,4			2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0						81a-5
	836	1,7			1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7						81a-6
	837EM	1,6			1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6						81a-7
	837Pu	1,6			1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6						81a-8
	838M	1,6			1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6						81a-9
<b>Baja presión</b> Mangueras especiales	201	20,7	20,7	15,5	10,3	10,3	10,3	10,3	5,5	4,0	3,5	2,4					SAE J1062-1402 AM
	206	20,7	20,7	15,5	10,3	10,3	10,3	10,3	5,5	4,0	3,5	2,4					SAE J1062-1402 AM
	213	13,8	10,3	10,3	8,8	8,8	8,8	8,8	5,3	3,9	3,1	1,7	1,4				SAE J1402 M
	221FR		3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5					SAE J1527 14 R3
	260	2,7			2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7					SAE J2064 14 C
	293	3,5			3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5					SAE J1402 M
	601	6,6			7,9	6,9	6,9	6,9	5,3	3,9	3,9	3,9			EN 854 R3		SAE J1062
	611MT	7,8			7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8			EN 854 R8		SAE J1062
	641CB	7,5	6,0	4,3	5,0	5,0	4,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0			EN 854 21E		SAE J1062
<b>Median presión</b>	301SN	40,0	35,0	33,0	27,5	25,6	21,5	16,5	12,5	9,0	8,0	8,0			EN 853 23N		SAE J1062 AT
	302	40,0	35,0	33,0	27,5	25,6	21,5	16,5	12,5	9,0	8,0			EN 853 23N	ISO 11400	SAE J1062 AT	
	304	34,5			27,5	24,0		15,5	12,0	11,2	9,6	7,8					SAE J1062 AT
	402	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0					Ca-4
	421RH								4,3	3,0	4,0	4,0			EN 853 13N	ISO 11400-1	SAE J1062 AT
	421SN	22,5	21,5	18,0	16,0	13,0	10,5	8,8	6,3	5,0	4,0	4,0			EN 853 13N	ISO 11400-1	SAE J1062 AT
	421WC	19,0			15,5	13,8		8,8	6,9							ISO 11400-1	SAE J1062 AT
	422	22,5	21,5	18,0	16,0	13,0	10,5	8,8	6,3	5,0	4,0	4,0			EN 853 13N	ISO 11400-1	SAE J1062 AT
	424								6,9	4,3	3,5	2,4					SAE J1062 AT
	426	19,2			15,7	14,0	10,5	8,7	7,0								SAE J1062 AT
	436				27,5	24,0	19,0	15,5	13,8								SAE J1062 AT
	441	34,5	29,3	27,5	24,0	19,0	15,5	13,8									SAE J1062 AT
	441RH	34,5	29,3	27,5	24,0	19,0	15,5	13,8									SAE J1062 AT
	451TC	25,0			21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0					ISO 11237 1 810
	461LT	42,5	40,0	35,0	31,0	28,0	26,0	21,0									SAE J1062 AT
	462	42,5	40,0	35,0	31,0	28,0	26,0	21,0	17,2								SAE J1062 AT
	462ST	42,5	40,0	35,0	31,0	28,0	26,0	21,0									SAE J1062 AT
	463	40,0	40,0	35,0													SAE J1062 AT
	471TC	40,0	36,0	35,0	29,7	25,8	21,5	17,5									SAE J1062 AT
	472TC																SAE J1062 AT
	482	38,0	25,0	22,5	19,0	15,0	11,0	7,5									SAE J1062 AT
	482ST	38,0	25,0	22,5	19,0	15,0	11,0	7,5									SAE J1062 AT
	483	35,0	20,0	20,0	17,5												SAE J1062 AT
	483	25,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0									SAE J1062 AT
	682Twin	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0									SAE J1062 AT
	811								2,1	1,7	1,4	1,0	0,7				SAE J1062 AT
	801								2,1	1,7	1,4	1,0	0,7				SAE J1062 AT
<b>Alta presión</b>	371LT				44,5	41,5	35,0	28,0	20,0								Da-1
	372				44,5	41,5	35,0	28,0	20,0								Da-2
	372RH				44,5	41,5	35,0	28,0	20,0								Da-3
	372TC				44,5	41,5	35,0	28,0	20,0								Da-4
	701				45,0	41,5	35,0	28,0	21,0	18,5					EN 858-40P	ISO 10012 1-40P	Da-5
	721TC				28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	21,0	17,5	17,5			EN 858-812	ISO 10012 1-812	SAE J1062 AT
	731							42,0	38,0	32,0	29,0	25,0			EN 858-40B	ISO 10012 1-40B	Da-7
	774							28,0	28,0	21,0	17,5	17,5					Da-8
	781							35,0	35,0	35,0	35,0	35,0			EN 858-813	ISO 10012 1-813	SAE J1062 AT
	795											35,0			EN 858-813	ISO 10012 1-813	SAE J1062 AT
	791 TC							42,0	42,0	42,0	42,0	42,0			EN 858-815	ISO 10012 1-815	SAE J1062 AT
	792TC							42,0	42,0	42,0	42,0	42,0			EN 858-815	ISO 10012 1-815	SAE J1062 AT



Ab-2

Bulletin C4400-A/ES

Fuente: Parker hidráulica.

Anexo G: ficha técnica del aceite oleohidraulico Shell telas T 32.

Shell Tellus Oil T 32

Ficha de Datos Tecnicos  
**Shell Tellus Oil T 32**

**1. IDENTIFICACIÓN DE LA SUSTANCIA O PREPARADO Y DE LA SOCIEDAD O EMPRESA**

**Código del producto** 001B1707  
**Nro. InfoSafe** ACNNA  
**Fecha de emisión** 08/05/2017  
**Tipo de producto/Uso** Aceite hidráulico.

<b>Otros nombres</b>	<b>NOMBRE</b>	<b>CÓDIGO</b>
	Shell Tellus Oil T 32	140002035609

**Suministrador**

Av  
guardia  
civil,  
520  
chorrillo  
lima-  
peru

**Número de teléfono**  
**Teléfono de emergencia**  
01 2522207  
**Número de teléfono/fax**  
Tel: 01 5370100 Fax: 01 537 01 16

**Email**

[ventas@solminsa.com](mailto:ventas@solminsa.com)

**2. IDENTIFICACIÓN DE LOS PELIGROS**

<b>Clasificación CE</b>	No está clasificado como peligroso bajo el criterio de la CE.
-------------------------	---

**Peligros para la salud humana**

Sin riesgos específicos bajo condiciones de uso normales. La exposición prolongada o repetida puede causar dermatitis. El aceite usado puede contener impurezas nocivas.

**Peligros de seguridad**

No está clasificado como inflamable, pero puede arder.

**Peligros para el medio ambiente**

No está clasificado como peligroso para el medio ambiente.

**3. COMPOSICIÓN/INFORMACIÓN SOBRE LOS COMPONENTES**

**Descripción del preparado**

Mezcla de aceites minerales super refinados y aditivos. El aceite mineral altamente refinado contiene <3%(p/p) de extracto de dimetilsulfóxido (DMSO), de acuerdo con IP346.

NOMBRE	CAS	EINECS	PROPORCION	Peligro	Frase R
Aceites minerales muy refinados	Mixture	-	90-100 %		

Continúa...

Shell Tellus Oil T 32

La elección del equipo de protección personal se debe hacer después de un estudio completo de los riesgos, efectuado por una persona competente y cualificada, es decir, un profesional cualificado como higienista ocupacional. La protección efectiva únicamente se consigue con el uso correcto del equipo en buen estado de mantenimiento por un personal dotado del adecuado entrenamiento. Todo el equipo de protección personal debe ser inspeccionado regularmente y ser sustituido si está defectuoso.

#### Protección respiratoria

A presión y temperatura normales, no es probable que se superen los Límites de Exposición Laboral por el vapor del aceite. Se ha de prestar atención para mantener las exposiciones por debajo de los límites aplicables. Si no se puede conseguir, se debe considerar el uso de un aparato respirador dotado de cartucho para vapor orgánico combinado con un prefiltro de partículas. Considere el uso de mascarar (Tipo EN 149) o de mascarar con válvulas (Tipo EN 405) en combinación con prefiltros tipo A2 (EN 141) y P2/3 (EN 143).

#### Protección de las manos

Los guantes con protección química están hechos de una variedad de materiales, pero no de un único material o combinación de materiales) los cuales producen una resistencia ilimitada a una sustancia o combinación de sustancias. La duración a la rotura puede verse afectada por una combinación de factores que incluyen la permeabilidad, la penetración, la degradación la forma de uso (inmersión completa, contactos ocasionales) y cómo se almacenan los guantes cuando no se usan.

Los niveles máximos de protección teórica se pueden conseguir con la práctica y el nivel real de protección es difícil de conseguir. Los guantes de nitrilo pueden ofrecer una relativa larga duración y bajos índices de permeabilidad. Los datos de ensayo, por ej. la rotura se pueden conseguir con el ensayo EN 374-3:1994 y están disponibles por los suministradores de equipos con reputación.

La higiene personal es un elemento clave para el cuidado efectivo de las manos. Después de usar los guantes se deben lavar las manos y secarlas concienzudamente. Se puede aplicar una crema sin aroma.

#### Protección de Ojos

Si existe la posibilidad de contacto del producto con los ojos por salpicadura, se debe considerar el uso de gafas de seguridad como mínimo según la norma EN 166 345B. En áreas de trabajo u operaciones muy peligrosas se tiene que considerar una mayor protección ocular, como los trabajadores en operaciones de mecanizado de metales como torneado, rectificado o corte se puede necesitar protección adicional para evitar daños por las partículas muy rápidas o los trozos de la herramienta.

#### Protección del cuerpo

Minimizar todo contacto con la piel. Se deben usar mandiles y zapatos con suela resistente al aceite. Lavar los monos de trabajo y la ropa interior con regularidad.

#### Controles de la exposición medioambiental

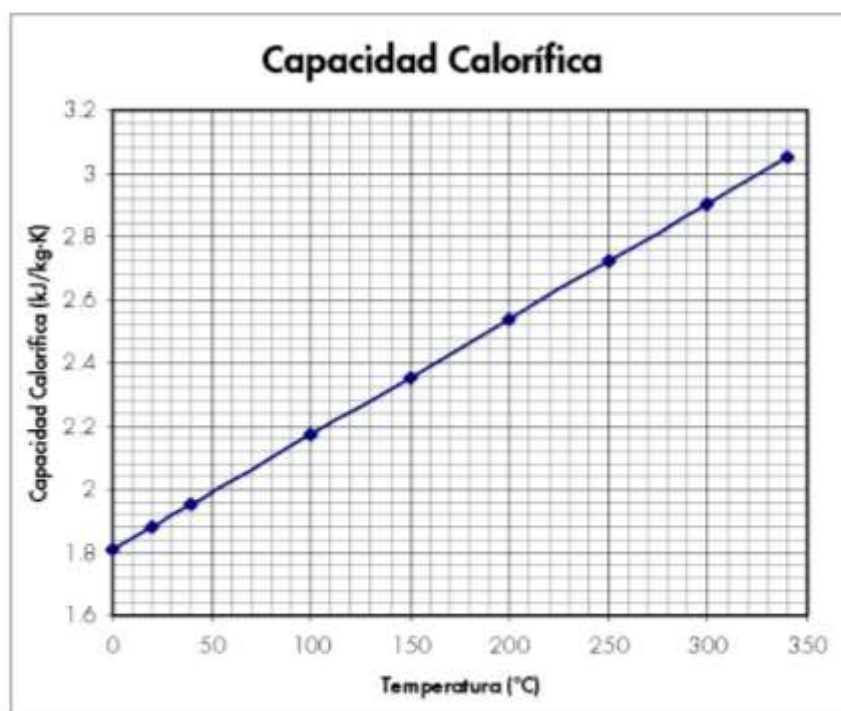
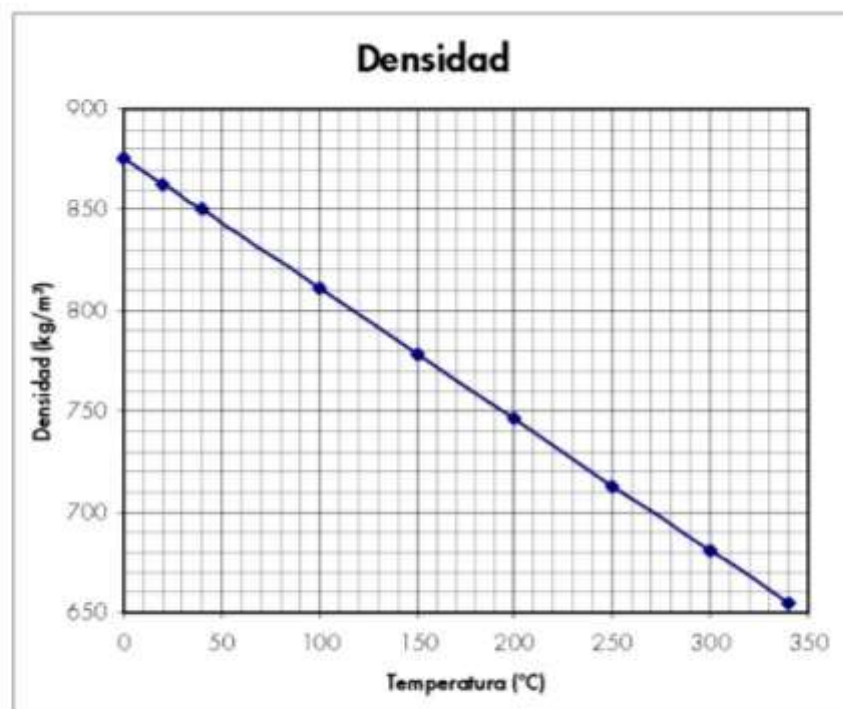
Minimizar la emisión al medioambiente. Se debe realizar una evaluación medioambiental para asegurar el cumplimiento de la legislación medioambiental local.

## 9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

Color	Ambar.
Estado físico	Líquido a temperatura ambiente.
Olor	Característico a aceite mineral.
Valor pH	Datos no disponibles.
Presión de vapor	Se supone que es menor que 0,5 Pa a 20° C.
Punto de ebullición inicial	Se supone que sea >280° C.
Solubilidad en Agua	Insignificante.
Densidad	865 kg/m <sup>3</sup> a 15°C.
Punto de inflamación	210°C (COC).
Límite superior de explosión (LSE)	10% (v/v) (típico).
Límite inferior de explosión (LIE)	1% (v/v) (típico).
Temperatura de autoignición	Se supone que sea >320° C.
Viscosidad cinemática	32 mm <sup>2</sup> /s a 40°C.
Relacion de Evaporacion	Datos no disponibles.

Continúa...

Shell Tellus Oil T 32

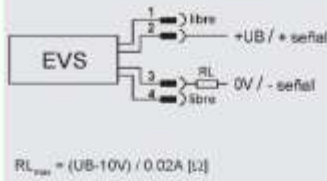


Fuente: Shell tellus.



Anexo H: ficha técnica de los caudalímetros y manómetro.

**Conexión eléctrica**



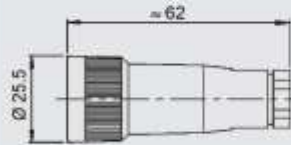
**Carga de conector (EVS 31X0)**



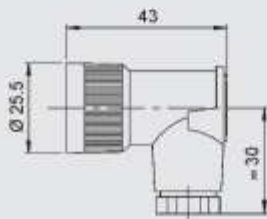
Pin	Descripción
1	libre
2	señal +
3	señal -
4	libre

**Accesorios eléctricos**

ZBE 02 caja de acoplamiento conector 4 pol. serie 714M18

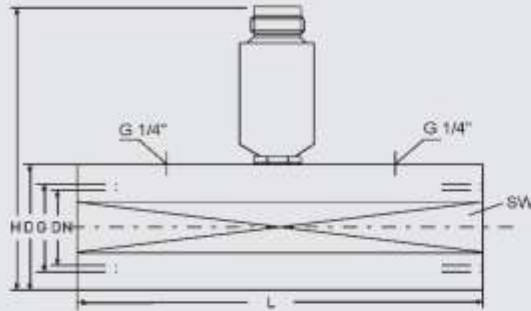


ZBE 03 caja en codo, conector 4 pol. serie 714M18



**Dimensiones**

EVS 31X0-1; EVS 31X0-2;  
EVS 31X0-3; EVS 31X0-5:



Modelo	Rango de medición [l/min]	L	H aprox.	D/SW	G	Par de apriete	DN
EVS 3100 - 1	6 - 60	144	135	48,5 / 46	G 1/2"	130 Nm	11
EVS 3100 - 2	40 - 600	181	150	63,5 / 60	G 1 1/2"	600 Nm	30
EVS 3100 - 3	15 - 300	155	150	63,5 / 60	G 1 1/4"	500 Nm	22
EVS 3100 - 5	1,2 - 20	117	135	47 / 46	G 3/4"	60 Nm	7
EVS 3110 - 1	6 - 60	144	135	48,5 / 46	G 1/2"	130 Nm	11
EVS 3110 - 2	40 - 600	181	150	63,5 / 60	G 1 1/2"	600 Nm	30
EVS 3110 - 3	15 - 300	155	150	63,5 / 60	G 1 1/4"	500 Nm	22
EVS 3110 - 5	1,2 - 20	117	135	47 / 46	G 3/4"	60 Nm	7

**Referencia**

**EVS 31 X 0 - X**

**Material de carcasa**

- 0 = aluminio
- 1 = acero inoxidable

**Rango de medición**

- 1 = 6 .. 60 l/min
- 2 = 40 .. 600 l/min
- 3 = 15 .. 300 l/min
- 5 = 1,2 .. 20 l/min

**Nota**

Los datos de este catálogo se refieren a las condiciones de servicio y casos de aplicación descritos.  
Para otras aplicaciones y/o condiciones, diríjase por favor al departamento técnico correspondiente.  
Sujeto a modificaciones técnicas.

**HYDAC FLUIDTEK**  
raúl torres barrerochea 2140, distrito de lima  
Telefon 01 6197100  
E-Mail: fluidtek@hydac.com, Internet: www.fluidteksrl.com

Continúa...



**Gear Wheel Flow Meter Made of Aluminium for Viscous Fluids Model KZA**

**Principle of Function**

The KOBOLD gear wheel flow meter model KZA for viscous liquids is a low cost flow meter. The movement system consists of a gear set, which is propelled by the flow.

The instrument movement bearing is designed for the types KZA-1810 and KZA-1865, as radial and axial gliding bearing. The type KZA-1816 has a ball bearing.

The pick-up is separated from the measuring chamber and it registrates contactlessly the gear resolution through the housing wall.

Easy maintenance, small pressure loss, small weight and low noise level are the outstanding features of this flow meter.

**Areas of Application**

- For all viscose, non abrasive liquids like: petroleum, grease, pastes etc.
- Mixing and batching
- Hydraulics

**Technical Details**

Accuracy: see order details  
 Repeatability: < 0.1% of measured value (KZA-1865)  
 < 0.3% (KZA-1865)  
 (Q < 3 l/min and < 30 mm<sup>2</sup>/s)  
 < 0.1% (20 mm<sup>2</sup>/s; KZA-1816)  
 Max. pressure: 200 bar (KZA-1804)  
 160 bar (KZA-1810... 1865)  
 80 bar (KZA-1899)  
 Temperature range: -10 ... +80 °C (Medium)  
 Viscosity range: see order details  
 Max. particle size: 20 µm (KZA-1804/1816/1899)  
 30 µm (KZA-1810/1865)

**Materials**

Housing: aluminium, anodised AlMgSiF30 (KZA 1810/1865)  
 aluminium AlMgSiF30 (KZA-1804/1816/1899)  
 stainless steel 1.4462 (KZA-1804/1810)  
 steel 1.7139 (KZA-1816/1865/1899)

Bearing: plastic gliding bearing (KZA-1810)  
 multi-layer gliding bearing (KZA-1865)  
 ball bearing (KZA-1804/1816/1899)  
 Seals: FPM

**Electrical Data**

Output signal: 1 pulse output (KZA-1804/1810/1866/1899)  
 2 pulse outputs, 90° ± 30° misalignment (KZA-1816)  
 Pulse form: square pulse, ratio 1:1 (± 15%), short-circuit-proof  
 Pulse amplitude: signal PNP ≥ 0.8 U<sub>s</sub>  
 Power supply U<sub>s</sub>: 24 V<sub>CC</sub> (± 20%)  
 12 V<sub>CC</sub> (± 20%) (option)  
 reverse polarity protection

Max. power consumption: 0.6 W  
 Max. power output: 0.3 W  
 Electr. connection: connector or plug DIN 43650 with mating plug incl. pre-amplifier IP65, DIN 40050

**Plug-on Display**

Display: 4-digit LED display digit height 7.62 mm with floating point IP65  
 Protection: IP65  
 Electrical connection: plug acc. DIN 43650 (4 pin)  
 Fluid temperature: 0 ... 80 °C  
 Ambient temperature: 0 ... 60 °C  
 Max. current consumption: 120 mA  
 Analogue output (Option 3): 0-20 mA, 4-20 mA  
 max. load 250 Ω (18 V<sub>CC</sub>)  
 50 Ω (10 V<sub>CC</sub>)  
 Relay contact (Option 4): 2×N.O. max. 24 V/1 A  
**Weight:** KZA-1804: 0.5 kg  
 KZA-1810: 0.5 kg  
 KZA-1816: 0.7 kg  
 KZA-1865: 1.9 kg  
 KZA-1899: 6 kg

**Order Details** (Example: KZA-1810R10 S3 0)

Start of rotation at 20 mm <sup>2</sup> /s [l/min]	Measuring range [l/min]	Viscosity [mm <sup>2</sup> /s]	Accuracy % of meas. value	Resolution [pulses/l]	Model	Connection female	Sensor	Electronic*
0.004	0.02...4	20...4000	±2	25000	KZA-1804R08	G¾	... S 3 = 24 V <sub>CC</sub> ... S 5 = 12 V <sub>CC</sub>	0 = standard mating plug without cable 1 = mating plug with 5 m cable 2 = mating plug with 10 m cable 3 = plug-on display with 0(4) ... 20 mA output and mating plug 4 = plug-on display with 2 x relay contact and mating plug
-	0.25...10	20...4000	±3	5000	KZA-1810R10	G¾		
0.01	0.16...16	1...3000	±0.3	4082	KZA-1816R10	G¾		
0.12	1...65	20...4000	±2.5	500	KZA-1865R20	G¾		
0.1	1...200	20...4000	±1	191.5	KZA-1899R25	G1		

\* Pre-amplifier integrated in mating plug or plug-on display

Fuente: kobold oleohidraulica.

Anexo I: ficha técnica de la válvula reguladora de caudal compensado por Presión y temperatura.



32 200/100 SD



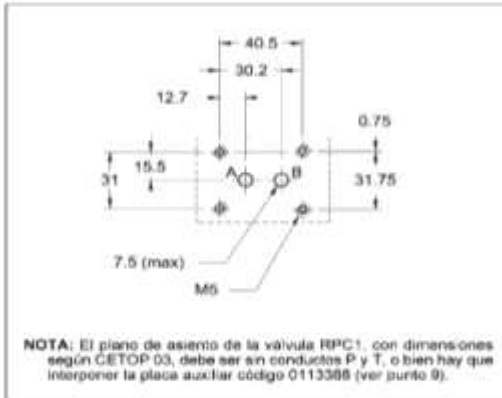
**RPC1**  
VALVULA REGULADORA DE CAUDAL UNIDIRECCIONAL COMPENSADA EN PRESION Y TEMPERATURA

SERIE 41

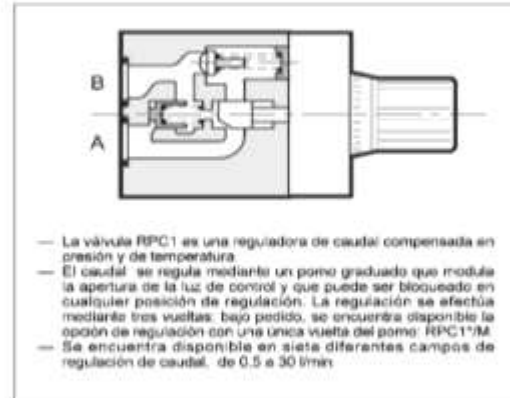
MONTAJE EN PLACA  
CETOP 03

p max 250 bar  
Q max (ver tabla de prestaciones)

PLANO DE ASIENTO



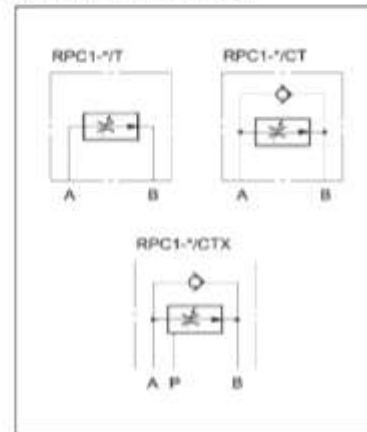
PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



PRESTACIONES (medidas con aceite mineral de viscosidad 36 cSt )

Presión máxima de trabajo	bar	250
Diferencia mínima de presión entre A y B	bar	15
Presión de apertura válvula antirretorno	bar	0,5
Caudales máximos regulados	l/min	0,5-1-4-10-16-22-30
Caudal mínimo regulado (para reg. 0,5 - 1 y 4 l/min)	l/min	0,025
Caudal máximo en sentido flujo libre	l/min	40
Campo temperatura ambiente	°C	-20 + +50
Campo temperatura fluido	°C	-20 + +70
Campo viscosidad fluido	cSt	2,6 + 380
Filtrado aconsejado	µm absolutos	≤ 25
Filtrado aconsejado para caudales < 0,5 l/min	µm absolutos	≤ 10
Viscosidad recomendada	cSt	25
Peso	kg	1,3
Número vueltas pomo de regulación	RPC1	3
	RPC1-*/M	1

SIMBOLOS HIDRAULICOS



32 200/100 SD

1/4

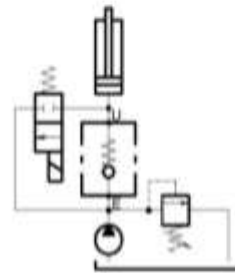
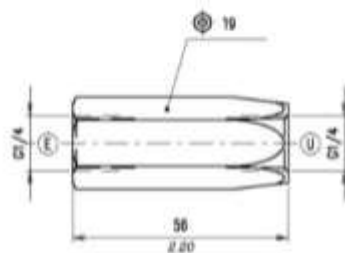
Fuente: diplomatic oleodinamica.

Anexo J: ficha técnica de las válvulas shuttle, check y check pilotado.

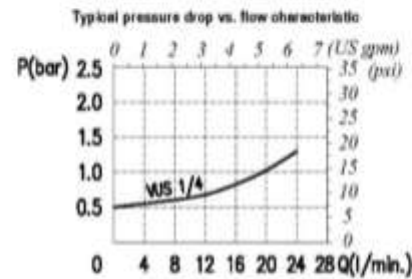
Cartridge check valve, ball type

Type VUS 14

Dimensions and hydraulic circuit



Rating diagrams



Order code

VUS 14 / □□

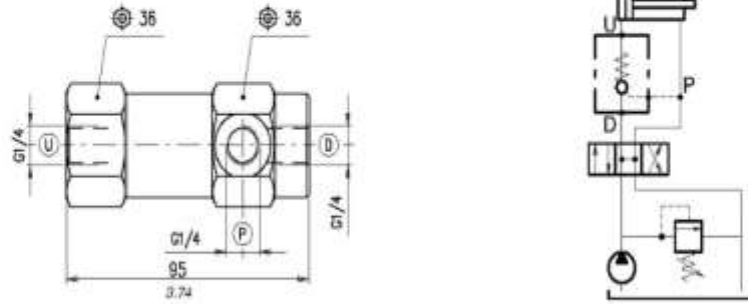
Opening pressure from E to U

Pa. 0,5) 0,5 bar (7.3 psi)

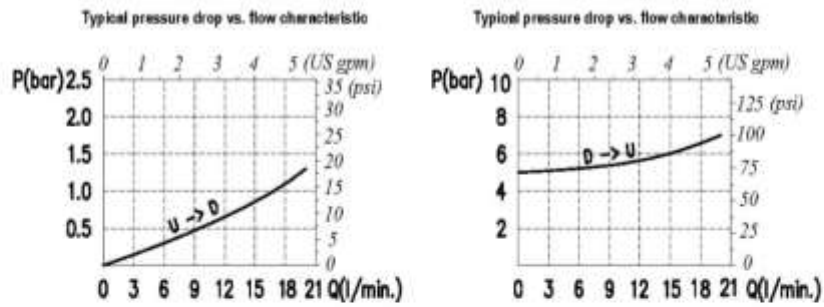
Continúa...

**Type VUPSL 14** Pilot operated check valve, poppet type

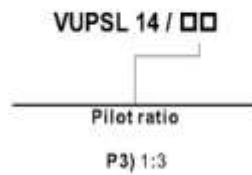
**Dimensions and hydraulic circuit**



**Rating diagrams**

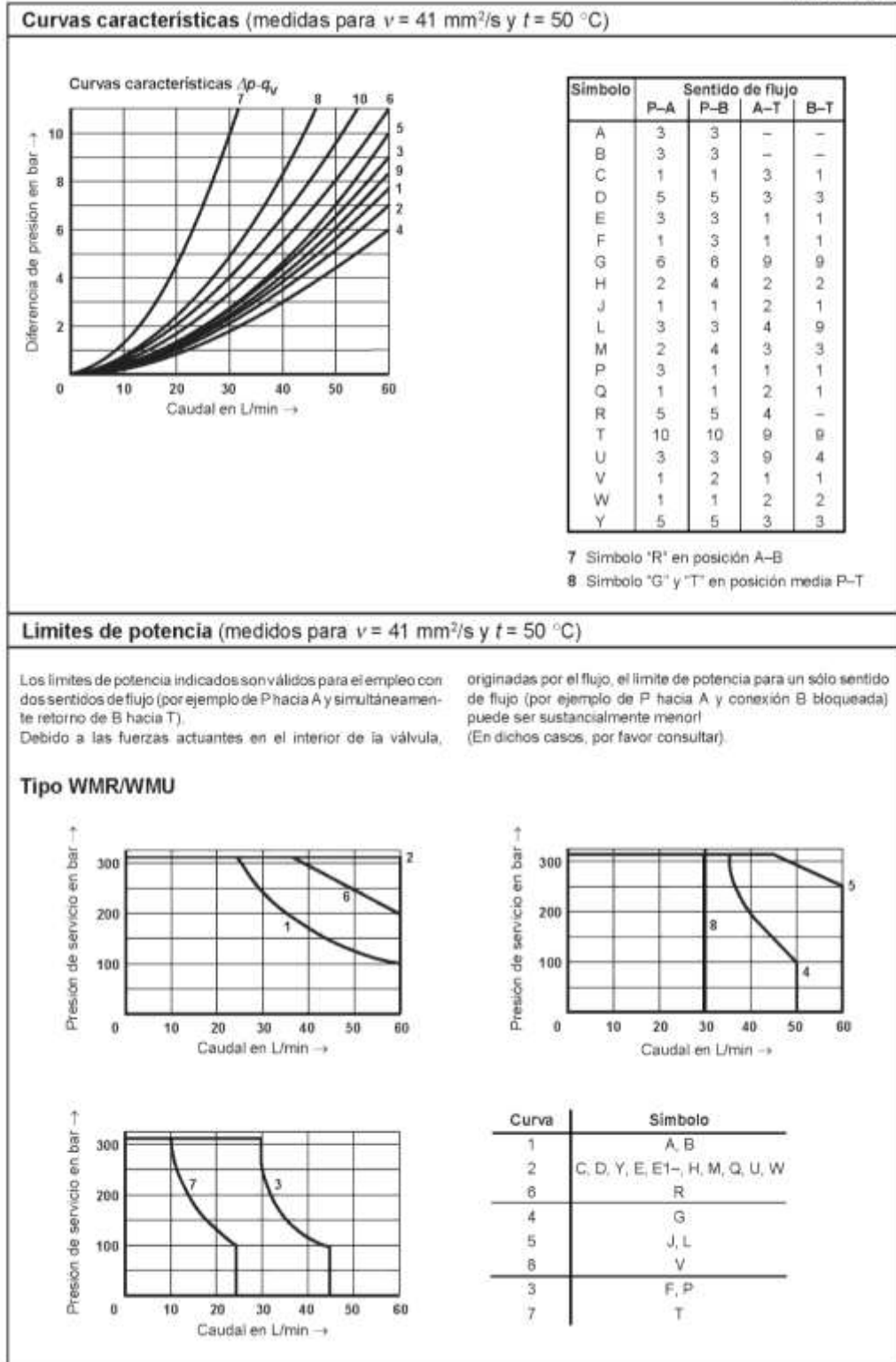


**Order code**



Anexo K: ficha técnica de la válvula distribuidora.

RS 22 280/01 98



Fuente: mannesman rexroth.

Anexo L: ficha técnica de la válvula reguladora de 3 vías.



32 250/197 SD



**RPC1-T3**  
VALVULA REGULADORA DE CAUDAL DE TRES VIAS COMPENSADA EN PRESION Y TEMPERATURA

SERIE 41

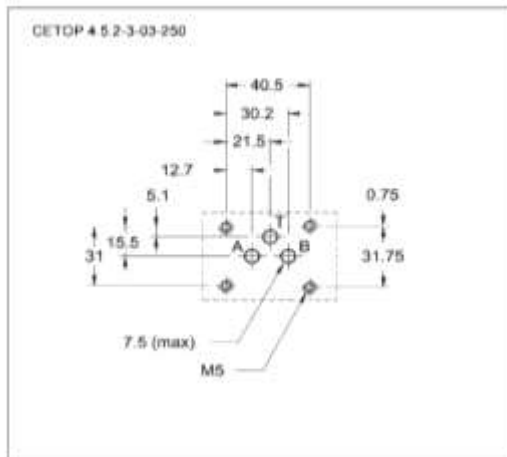
**MONTAJE EN PLACA:**

CETOP 03

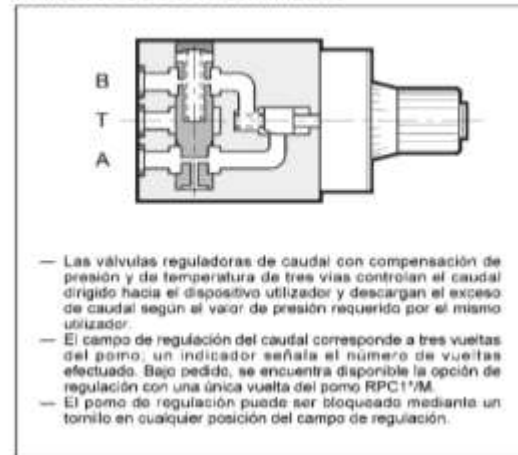
p max 250 bar

Q max (ver tabla de prestaciones)

**PLANO DE ASIEN TO**



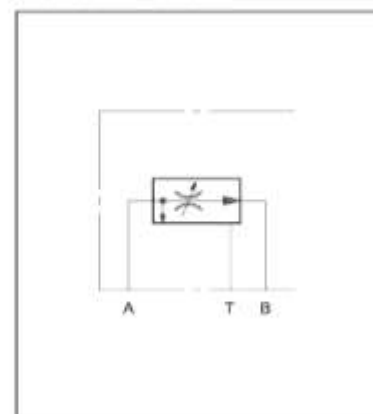
**PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO**



**PRESTACIONES** (medidas con aceite mineral de viscosidad 35 cSt)

Presión máxima de trabajo	bar	250
Diferencia mínima de presión entre A y B	bar	15
Caudales máximos regulados	l/min	1-4-10-16-22
Caudal mínimo regulado (para reg. 1 y 4 l/min)	l/min	0,035
Campo temperatura ambiente	°C	-20 + +50
Campo temperatura fluido	°C	-20 + +70
Campo viscosidad fluido	cSt	2,8 + 360
Filtrado aconsejado	µm absolutos	≤ 25
Filtrado aconsejado para caudales < 0,5 l/min	µm absolutos	≤ 10
Viscosidad recomendada	cSt	25
Peso	kg	1,5
Número vueltas pomo de regulación	RPC1-T3 RPC1-T3/M	3 1

**SIMBOLO HIDRAULICO**



32 250/197 SD

1/4

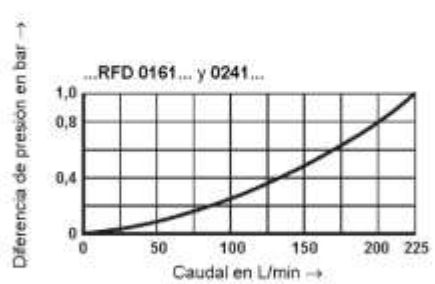
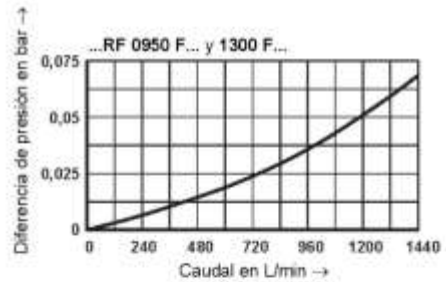
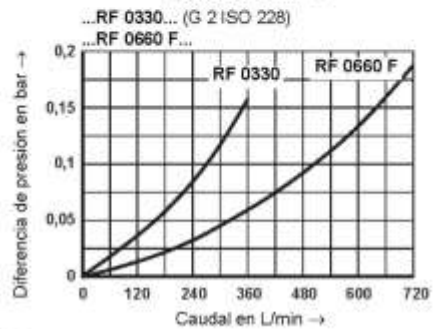
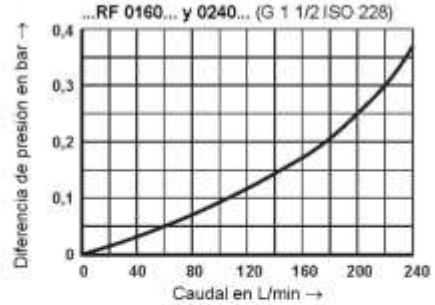
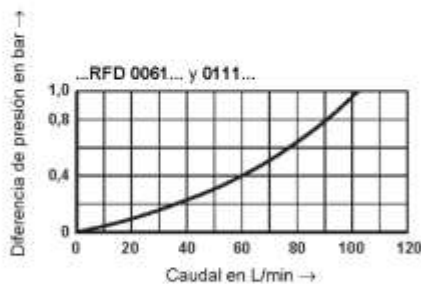
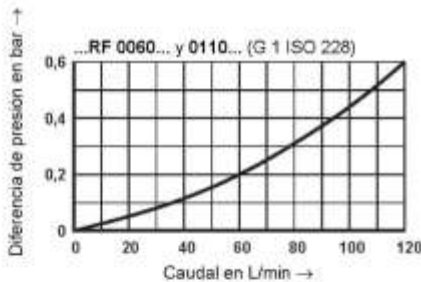
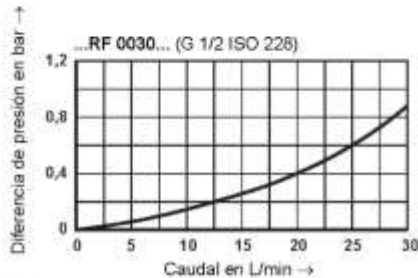
Fuente: diplomatic oleodinámica.

Anexo M: ficha técnica del filtro y elemento oleohidraulico.

RS 50 080/10.95

Curvas características  $\Delta p-q_v$  de la carcasa del filtro según ISO 3968.2 clase B

Las curvas características de carcasa valen para aceite mineral con una densidad de 0,86 kg/dm<sup>3</sup> y una viscosidad cinemática de 30 mm<sup>2</sup>/s. Con flujo turbulento la diferencia de presión varía en forma proporcional con la densidad, con flujo laminar varía en forma proporcional con la densidad y la viscosidad.



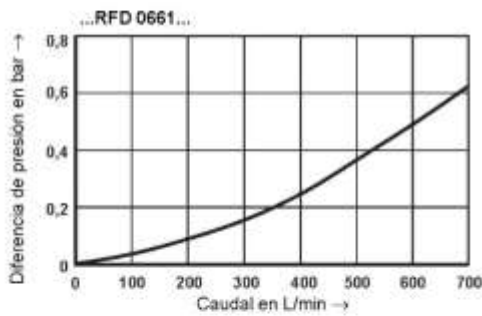
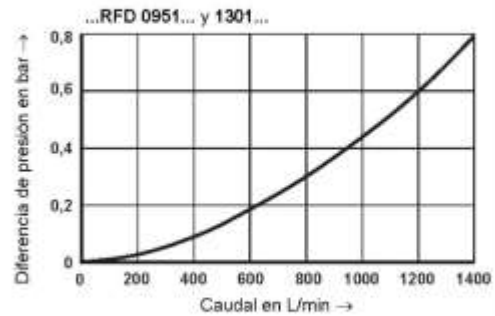
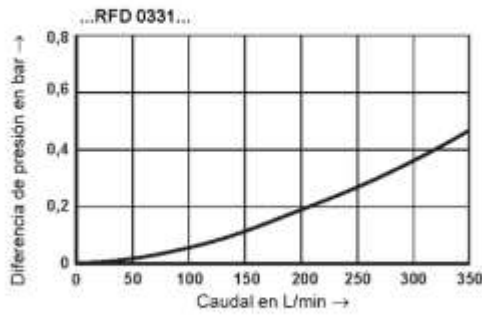
MANNESMANN REKROTH 9/18

Continúa...



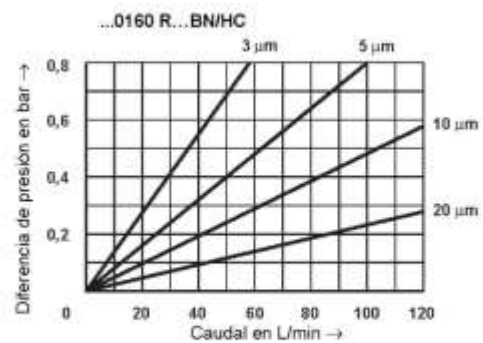
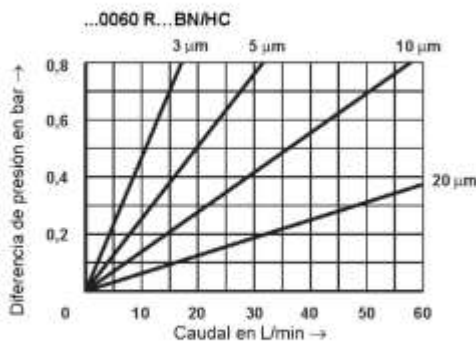
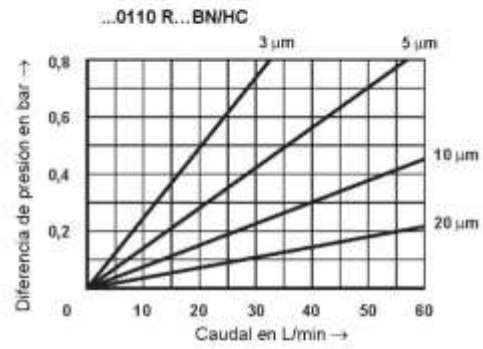
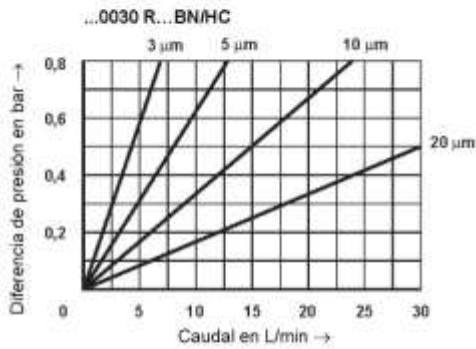
RS 50 080/10.95

**Curvas características  $\Delta p-q_v$  de la carcasa del filtro según ISO 3968.2 clase B**



**Curvas características  $\Delta p-q_v$  del elemento filtrante**

Las curvas características son válidas para aceite mineral con una viscosidad cinemática de 30 mm<sup>2</sup>/s



10/18 MANNESMANN REXROTH

Fuente: mannesmann rexroth.

Anexo N: ficha técnica del motor eléctrico.

ABB Motors and Generators		Hoja de Datos Técnicos - DOL			
Departamento		Proyecto	Localización		
Referencia		Revisado por A	Fecha 07/06/2011	Documentación untitled.xls	Posición 2.00002 Paginas 1(3)
Nombre de cliente		Ref. cliente :			
No.	Definition	Data	Unit	Remarks	
1	Producto	TEFC, Motor cerrado de inducción trifásico de jaula de ardilla			
2	Código producto	3GQA 082 302-ASA			
3	Tipo/Carcasa	M2QA 80 M4B 4			
4	Posición de montaje	IM1001, B3(foot)			
5	Potencia nominal $P_N$	2	HP		
6	Factor de servicio	1.15			
7	Servicio	S1(IEC) 100%			
8	Tensión nominal $U_N$	440-380-220	V	± 5 % (IEC 60034-1)	
9	Frecuencia nominal $f_N$	60	Hz	± 2 % (IEC 60034-1)	
10	Velocidad nominal $n_N$	1643	r/min		
11	Intensidad nominal $I_N$	2.4-2.8-4.8	A		
12	Intensidad de vacío	1.29	A		
13	Intensidad de arranque $I_s/I_N$	5.5			
14	Par a plena carga $T_N$	6.4	Nm		
15	Par de arranque $T_s/T_N$	1.6			
16	Par máximo $T_{max}/T_N$	1.7			
17	Par mínimo $T_{min}/T_N$	1.2			
18	Velocidad a par mínimo	324	r/min		
Datos de carga (IEC 60034-2-1996)		carga %	Intensidad A	Efficiency %	Factor de potencia
19		100	2.4	71.7	0.83
20		75	1.89	75.3	0.76
21		50	1.51	75.5	0.63
22		Start	13.3		0.86
23	Tiempo máx. arranque en caliente	20	s		
24	Tiempo máx. arranque en frío	36	s		
25	Clase aislamiento / Temperatura clase	F / F			
26	Temperatura ambiente	40	°C		
27	Altitud	1000	m.a.s.l.		
28	Protección	IP55			
29	Sistema refrigeración	IC411 autoventilado.			
30	Tipo de rodamientos DE/NDE	6204 DDUC3 - 6204 DDUC3			
31	Tipo de grasa				
32	Nivel presión sonora (LP dB(A) 1m)	50	dB(A)	at load	
33	Moment of inertia $J = \frac{1}{2} GD^2$	0.00174	kg-m <sup>2</sup>		
34	Grado de equilibrado				
35	Nivel de vibraciones				
36	Disposición caja de bornes	Ariba			
37	Entradas caja bornes; n°, dimensiones.				
38	Número de terminales de potencia				
39	Sentido de giro	CW or CCW			
40	Peso de rotor	3	kg		
41	Peso	17	kg		
42	Dibujo dimensiones n°				
43					
44					
45					
Ex-motors					
46					
47					
48					
Option Variant Codes / Definition					
49					
50					
51					
52					
53					
54					
55					
Remarks:					
Datos basados en 3/17/2010					
Datos según tolerancias de IEC					
Datos concretos bajo pedido					

Fuente: empresa ABB.

**Anexo O: diagramas y montajes del sistema de transmisión de potencia oleohidraulica**

- a) plano 01: diagrama oleohidraulico con B.D.V.V.**
- b) plano 02: diagrama oleohidraulico con B.D.V.F.**
- c) plano 03: potencia perdida con B.D.V.V. y D.V.V.F.**
- d) plano 04: dimensiones del cilindro A y accesorios para su respectivo montaje.**
- e) plano 05: dimensiones del cilindro B y accesorios para su respectivo montaje.**
- f) plano 06: montaje del sistema de transmisión.**
- g) plano 07: montaje del sistema de transmisión.**