

**Universidad de Costa Rica  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Eléctrica**

**Estudio de factibilidad de rediseño de máquina  
campaneadora BT15 para mejorar su consumo  
energético**

**Por:**

**Diego Arias Rodríguez**

**Ciudad Universitaria Rodrigo Facio**

**Noviembre de 2015**

# **Estudio de factibilidad de rediseño de máquina campañeadora BT15 para mejorar su consumo energético**

Por:

**Diego Arias Rodríguez**

Sometido a la Escuela de Ingeniería Eléctrica  
de la Facultad de Ingeniería  
de la Universidad de Costa Rica  
como requisito parcial para optar por el grado de:  
**LICENCIADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA**

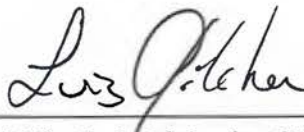
Aprobado por el Tribunal:



Ing. Juan Ramón Rodríguez Solera  
Representante del Director, Escuela de Ingeniería Eléctrica



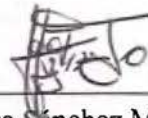
Ing. Ph.D. José David Rojas Fernández  
Director, Comité Asesor



Ing. M.Sc. Luis Alejandro Gólcher Barguil  
Miembro, Comité Asesor



Ing. M. Eng. Hernán Bastos Matarrita  
Miembro, Comité Asesor



Ing. Jorge Sánchez Monge  
Miembro del Tribunal

## DEDICATORIA

En primer lugar le agradezco y le dedico este proyecto a mi mamá, Nuria Rodríguez Herrera, ella ha sido un ejemplo constante de lucha, de esfuerzo y de fortaleza, con su sabiduría me impulsó a realizar este proyecto y me motivó a terminarlo con satisfacción, además del apoyo incondicional durante toda la carrera.

También les agradezco a mis hermanos David y Mariana por su contante apoyo e interés por mi carrera profesional, ustedes son una parte muy importante de mi vida.

A mi novia Mariana por toda su ayuda y apoyo durante este proyecto, además de haber compartido conmigo tanto tiempo durante nuestra etapa universitaria; también a toda su familia (don Carlos y doña Genia, Marce y Javi) por el constante interés mostrado.

A Sergio y Marco por su amistad y apoyo a lo largo de muchos años y, por último, a mis compañeros de carrera (Ulloa, Maduro, Victor, Angelica, Gabo, Rodri, Ale, Khris, Hector, Morales, Vincenti... y muchos más) por haber hecho mi paso por la Escuela de Ingeniería Eléctrica muy agradable.

## RECONOCIMIENTOS

Es importante dar reconocimiento a las personas que me ayudaron durante este proyecto, empezando con mi mamá con su constante apoyo, a mi novia quien dedicó tiempo en revisar la redacción del anteproyecto y del proyecto, me enseñó a realizar una presentación, así como me la revisó varias veces y fue la jueza en las practicas realizadas para la presentación final.

Al profesor José David Rojas por toda su ayuda durante el proyecto, revisando los informes enviados y atendiéndome en su oficina cuando se lo solicitaba para corregir el proyecto. Por su tiempo brindado para revisar la presentación y todos sus consejos para hacer de este un proyecto exitoso.

A Gary Guzowski por la oportunidad de realizar el proyecto en TechShop S.A. y a don Hernan Bastos por toda su ayuda y consejos durante la realización del proyecto y por aceptar ser lector del mismo. A Luis Pablo Ulloa, Lee Marvin Rodríguez, compañeros del departamento de diseño de TechShop, por su ayuda durante la etapa de diseño del proyecto con todas las dudas de fórmulas y procedimientos de cálculos mecánicos. A Vincenz Lachner y Manual Arias de la Universidad Invenio por su ayuda con los cálculos de diseño de las partes mecánicas del proyecto.

Y por último a don Luis Golcher por ser lector de este proyecto y ayudarme revisando el mismo, así como a los lectores designados por EIE don Juan Ramón Rodríguez y Jorge Sánchez por sus consejos el día de la presentación.

## ÍNDICE GENERAL

<b>RESUMEN.....</b>	<b>7</b>
<b>1 Propuesta del proyecto.....</b>	<b>10</b>
1.1 Introducción .....	10
<b>ÍNDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>11</b>
<b>NOMENCLATURA.....</b>	<b>13</b>
<b>ÍNDICE DE CUADROS.....</b>	<b>15</b>
1.2 Objetivos.....	17
1.2.1 Objetivo general.....	17
1.2.2 Objetivos específicos .....	17
1.3 Alcances.....	17
1.4 Justificación .....	18
1.5 Planteamiento del problema.....	19
1.6 Metodología.....	19
<b>2 Marco Teórico.....</b>	<b>21</b>
2.1 Tubería de PVC y máquinas campaneadoras .....	21
2.1.1 Sistema cementado: .....	22
2.1.2 Sistema Rieber: .....	22
2.1.3 Máquina campaneadora .....	24
2.2 Actuadores: .....	29
2.2.1 Sistemas neumáticos .....	31
2.2.2 Sistemas hidráulicos .....	34
2.2.3 Sistemas electromecánicos .....	36
<b>3 Diagnóstico .....</b>	<b>41</b>
3.1 Consumo actual de energía .....	42
3.2 Costo de producción y mantenimiento de los actuadores:.....	49
3.3 Sistema de control:.....	50
<b>4 Diseño.....</b>	<b>53</b>

4.1	Aplicaciones con husillo:.....	53
4.2	Aplicaciones con cilindro eléctrico: .....	62
4.3	Drives:.....	65
4.4	Sistema de control:.....	71
4.5	Diagramas: .....	73
<b>5</b>	<b>Comparación y análisis .....</b>	<b>87</b>
5.1	Costo del nuevo diseño .....	87
5.2	Consumo de energía del nuevo diseño .....	89
5.3	Análisis de rentabilidad .....	92
<b>6</b>	<b>Conclusiones y recomendaciones .....</b>	<b>98</b>
<b>7</b>	<b>Bibliografía.....</b>	<b>100</b>
<b>8</b>	<b>Apéndices.....</b>	<b>103</b>

## RESUMEN

TechShop S.A. es una empresa ubicada en Costa Rica que diseña y fabrica máquinas campaneadoras de tubos de PVC, las cuales son exportadas a distintos países. Actualmente, la industria utiliza diversas fuentes de energía para mover mecanismos y piezas. Las campaneadoras no son una excepción, requieren de aire comprimido para realizar algunos movimientos y poseen una unidad de potencia hidráulica para los demás casos.

Los sistemas neumáticos e hidráulicos consumen energía de forma ineficiente y poseen un bajo costo de instalación, por el contrario, existen los sistemas electromecánicos, los cuales son eficientes aunque costosos. Existen varios tipos de sistemas electromecánicos, pero los más utilizados son los cilindros eléctricos, los sistemas con husillo y las fajas dentadas, entre otros. Indistintamente del mecanismo de transmisión mecánico, todos poseen un servomotor (de imanes permanentes, “paso a paso”, entre otros), un sensor de retroalimentación y un amplificador que alimenta el motor.

El proyecto estudia la realidad energética de una máquina campaneadora BT15 y posee tres etapas principales, las cuales son el diagnóstico del consumo energético de una máquina con el diseño actual, el rediseño de los sistemas de movimiento lineal con el objetivo de reducir el gasto de energía y estudiar la factibilidad económica de la implementación del nuevo diseño.

En la etapa de diagnóstico se calculó el consumo de energía eléctrica para cada cilindro y para los casos críticos (los tubos más pesados y menos pesados). En el caso de los neumáticos se utilizaron las características físicas y el tiempo de cada movimiento para determinar el caudal de aire, con este y con el valor de la presión se realizó el cálculo respectivo. Para los hidráulicos, se realizaron mediciones para obtener los datos de dos formas, en la primera se midió la presión del aceite necesaria para cada movimiento y, al igual que en los neumáticos, se determinó el caudal, con estos datos se calculó la energía consumida; en la segunda, se midió la corriente eléctrica al realizar cada movimiento y, con el valor de tensión eléctrica, se obtuvieron los valores buscados.

Se obtuvo que se consume para el caso crítico máximo aproximadamente 147600 kWh anuales y para el caso crítico mínimo 84600 kWh. Con estos valores se determinó el costo para anual en cuatro lugares diferentes, dando como resultado que Costa Rica es el más costoso y Wichita Falls el más económico; también se obtuvo para el caso promedio en EEUU, obteniendo que cuesta anualmente cerca de \$9800 el caso máximo y \$5600 el caso mínimo.

Además, en la etapa de diagnóstico se presentan el costo de implementación asociado a materiales tanto eléctricos como mecánicos. El mismo es aproximadamente \$60000.

En la etapa de diseño se determinaron los valores necesarios de fuerza, torque, velocidad y distancia para seleccionar los elementos mecánicos y los motores necesarios para realizar los diferentes movimientos con sistemas electromecánicos. Se separaron las aplicaciones en dos grupos, las que utilizan un husillo y un motor en corriente alterna; y las que usan cilindro eléctrico. Además, con las características de los motores se escogieron los amplificadores Kinetix® de Allen Bradley®, tomando en cuenta los requerimientos de control, comunicación y potencia eléctrica. Por último, se seleccionó el controlador CompactLogix® capaz de establecer una plataforma de control de movimiento que trabaje sobre la red de comunicaciones “Ethernet”.

En la última etapa se obtuvo que el costo, asociado a materiales, de implementar el nuevo diseño es aproximadamente \$164000. Además, se aproximó el consumo de energía del nuevo diseño; con los datos de los motores de potencia, y tomando en cuenta los ciclos de trabajo, se determinó que disminuye a 69700 kWh para el caso crítico máximo y a 1500 kWh para el caso crítico mínimo. La diferencia porcentual respectiva para estos casos fue de 52% y de 98% aproximadamente.

Con los valores anteriores, se determinó, al igual que en el diagnóstico, el costo anual de la energía para los cuatro lugares y el valor promedio en EEUU; en este último caso por ejemplo el costo se redujo a \$4600 para el caso máximo y a \$103 para el mínimo. Con los datos obtenidos anuales y el costo de inversión, aproximado en \$114000, se realizó el estudio de la rentabilidad del proyecto utilizando el indicador de “valor actual neto”. Los resultados obtenidos de VAN indican que no es rentable sustituir todos los cilindros, pues en ninguno de los lugares analizados existe un retorno de inversión en el tiempo de vida útil de la máquina. Aun así se determina que la inversión real para producir una máquina completamente eléctrica es aproximadamente de \$25000.

Además, se realizó el mismo estudio para una tercera opción de diseño, sustituyendo únicamente el sistema hidráulico. El consumo de energía en este caso determinado es de 8300 kWh para el caso máximo y de 1850 kWh para el mínimo, con un costo promedio de \$5500 y de \$123 respectivamente. La inversión necesaria se redujo a \$55700, lo cual produce que el tiempo de retorno de inversión disminuye a menos de 15 años, lo cual indica que existe una mejora en la rentabilidad del proyecto.

Con el desarrollo de este proyecto se le presenta una nueva opción de diseño a TechShop Internacional S.A.; la evaluación del mismo permite contemplar la opción de introducir un



nuevo estilo de máquina en el mercado, de mayor costo pero con menor consumo energético, así como mejoras en temas de calidad, controlabilidad, mantenimiento, entre otros. Es recomendado seguir las buenas prácticas de implementación de sistemas de control, trabajar en compañía de los fabricantes de los diferentes productos nuevos, así como evaluar fabricantes más económicos aunque de menor calidad en los casos en el que el mercado lo acepte.

# 1 Propuesta del proyecto

## 1.1 Introducción

Con el avance de las tecnologías, el desarrollo de nuevos productos y las nuevas exigencias de los mercados, las empresas fabricantes de máquinas se ven obligadas a estar en un constante cambio y rediseño de sus productos.

TechShop International S.A. es una empresa que diseña, fabrica e instala máquinas para el manejo de tubería de PVC (campaneadoras, hidrotesters, giratubos, apiladoras) en varios países del mundo (USA, México, Colombia, Perú, Argentina, China). La misma se encuentra ubicada en la ciudad de San José, Costa Rica. TechShop tiene alrededor de 25 años fabricando máquinas, en sus inicios de forma muy artesanal y con el paso del tiempo de manera cada vez más tecnificada.

Las máquinas campaneadoras (aborcadoras, que le producen las campanas a los tubos de PVC) presentan una base consolidada de diseño, independientemente del modelo. Si bien existen varios modelos de máquina, para efectos del proyecto a realizar se tratará exclusivamente con máquinas que trabajan con un rango de tubos de 4'' a 15'' de diámetro externo; estas máquinas son modelo BT15.

El diseño base mencionado anteriormente está basado en máquinas relativamente viejas, con múltiples mejoras realizadas conforme fueron necesarias. Esto ha generado, que las máquinas tengan diseños muy depurados en muchas áreas, pero en otras existe un retraso con respecto a las nuevas tecnologías. El proyecto consiste en replantear ciertos mecanismos actuales de la máquina, aplicar nuevas tecnologías para obtener mejores resultados en el uso de la energía.

La máquina BT15 actual tiene como fuente principal de poder mecánico una unidad hidráulica, como fuente de poder secundario utiliza aire comprimido consumido del sistema de aire de la planta de producción donde será instalada la máquina y la tercer fuente de poder es la electricidad en el uso de algunos motores para generar movimientos.

El objetivo principal es estudiar la factibilidad de sustituir las dos fuentes principales de energía (hidráulica y aire comprimido) por electricidad, logrando que la máquina dependa exclusivamente de una fuente de energía para funcionar. Con esta electrificación de la máquina se pretende tener una mejora de la eficiencia energética de la máquina y una reducción en el consumo eléctrico.

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1 Representación esquemática de una extrusora de husillo sencillo. (Beltran & Macillas, 2012) .....	22
Figura 2-2 A. Empaque en campana B. Unión Rieber. (Rahman & Bird, 2007) .....	23
Figura 2-3 Empaque reforzado con banda de acero y empaque reforzado con anillo de acero. (Rahman & Bird, 2007) .....	23
Figura 2-4 Dibujo de Parmann mostrando el funcionamiento del sistema Rieber para aplicaciones no presurizadas y presurizadas. (Rahman & Bird, 2007) .....	24
Figura 2-5 Empaque Rieber cargado en mandril. (Rahman & Bird, 2007) .....	25
Figura 2-6 Formación de la campana y de la cavidad para el empaque. (Rahman & Bird, 2007) .....	25
Figura 2-7 Retracción del collar y aplicación de vacío. (Rahman & Bird, 2007) .....	26
Figura 2-8 Enfriamiento de la campana y retiro del mandril dejando el empaque en la campana. (Rahman & Bird, 2007) .....	26
Figura 2-9 Cuerpo de campaneo. (Belltech, 2012) .....	27
Figura 2-10 Mecanismo de biselado del tubo. (Belltech, 2012) .....	28
Figura 2-11 Sistema de hornos. (Belltech, 2012) .....	28
Figura 2-12 Mesa de transferencia. (Belltech, 2012) .....	29
Figura 2-13 Diagrama de bloques de un actuador. (Chiu, 2002) .....	30
Figura 2-14 Actuador electro-hidráulico y electromecánico. (Chiu, 2002) .....	31
Figura 2-15 Diagrama de bloques del sistema de actuador neumático. (Krivts & Krejnin, 2006) .....	32
Figura 2-16 Circuito hidráulico de lazo abierto. a) Ilustración b) Diagrama. (Linsingen & De Negri, 2011) .....	35
Figura 2-17 Diagrama de bloques de sistema de servomotor. (Ellis, 2004) .....	36
Figura 2-18 Husillo de tornillo de bolas. (Thomson Linear Motion, 2014) .....	37
Figura 2-19 Husillo de tornillos planetarios. (Rexroth Bosch Group, 2011) .....	38
Figura 2-20 Diagrama de flujo de selección de servomotores. (Technical Support: Omron Industrial Automation, s.f.) .....	40
Figura 3-1 Componentes básicos del sistema de control. ....	51
Figura 4-1 Plantilla de simulación del husillo con carga. ....	57

Figura 4-2 Arquitectura de red de Ethernet. ....	72
Figura 4-3 Diagrama unifilar de conexión se servomotores 1/7.....	74
Figura 4-4 Diagrama unifilar de conexión se servomotores 2/7.....	75
Figura 4-5 Diagrama unifilar de conexión se servomotores 3/7.....	76
Figura 4-6 Diagrama unifilar de conexión se servomotores 4/7.....	77
Figura 4-7 Diagrama unifilar de conexión se servomotores 5/7.....	78
Figura 4-8 Diagrama unifilar de conexión se servomotores 6/7.....	79
Figura 4-9 Diagrama unifilar de conexión se servomotores 7/7.....	80
Figura 4-10 Diagrama de la red de Ethernet.....	81
Figura 4-11 Diagrama de conexiones de Ethernet del gabinete principal 1/2. ....	82
Figura 4-12 Diagrama de conexiones de Ethernet del gabinete principal 2/2. ....	83
Figura 4-13 Diagrama de conexiones de Ethernet del sub-gabinete de majadores. ....	84
Figura 4-14 Diagrama de conexiones de Ethernet del sub-gabinete de la mesa.....	85
Figura 4-15 Diagrama de conexiones de Ethernet del sub-gabinete de recibo.....	86
Figura 8-1 Consulta sobre vida útil normal de sistema hidráulico parte 1. ....	103
Figura 8-2 Consulta sobre vida útil normal de sistema hidráulico parte 2. ....	104

## NOMENCLATURA

$A$	Área del cilindro
$bhp$	Caballos de fuerza del motor a plena carga
$E_p$	Energía consumida por el cilindro contemplando pérdidas
$E_{pa}$	Energía consumida por un cilindro neumático
$I_L$	Corriente eléctrica de línea
$l$	Extensión del cilindro
$p_a$	Presión atmosférica
$P_E$	Potencia del cilindro eléctrico
$P_L$	Potencia cilindro hidráulico
$p_L$	Presión de operación del cilindro hidráulico
$p_s$	Presión a la que opera el cilindro
$P_v$	Potencia eléctrica utilizada por la válvula
$Q_L$	Caudal del cilindro hidráulico
$r$	Radio del cilindro en pulgadas
$T_{ciclo}$	Tiempo que dura el cilindro actuando
$V$	Volumen del cilindro
$V_c$	Doble del volumen (cilindro completo)
$V_{ciclo}$	Volumen de aire consumido por el cilindro en un ciclo
$V_{min}$	Consumo del cilindro por ciclos/min
$V_L$	Tensión eléctrica de línea
$\eta_t$	Eficiencia de transmisión
$\eta_m$	Eficiencia del sistema hidráulico
$\phi$	Ángulo de desfase entra la corriente y la tensión eléctrica
$l$	Largo del husillo
$d_r$	Diámetro nominal del tornillo
$C_s$	Coeficiente
$n$	Velocidad

$n_c$	Velocidad crítica
$S$	Paso
$T$	Torque o par
$F_p$	Fuerza externa
$F_g$	Fuerza gravedad
$F_{fr}$	Fuerza fricción
$T_p$	Torque externo
$e$	Eficiencia
$VAN$	Valor actual neto
$I_0$	Inversión inicial
$V_t$	Flujo de caja
$k$	Tasa de descuento
$n$	Plazo de tiempo

## ÍNDICE DE CUADROS

Cuadro 2-1 Parámetros de selección del servo motor. (Technical Support: Omron Industrial Automation, s.f.) .....	39
Cuadro 3-1 Actuadores lineales de Campaneadora BT15. ....	41
Cuadro 3-2 Datos de consumo de energía de cilindro neumático por ciclo. ....	43
Cuadro 3-3 Energía por hora de los cilindros neumáticos. ....	44
Cuadro 3-4 Presiones de operación de cilindros hidráulicos. ....	45
Cuadro 3-5 Mediciones eléctricas de sistema hidráulico. ....	46
Cuadro 3-6 Energía mínima por hora del sistema hidráulico .....	47
Cuadro 3-7 Energía total consumida por el sistema hidráulico para los ciclos de trabajo. ..	48
Cuadro 3-8 Costo promedio del kWh en centavos de dollar. ....	48
Cuadro 3-9 Consumo y costo energético actual por año. ....	49
Cuadro 3-10 Costo aproximado de los sistemas mecánicos. ....	50
Cuadro 3-11 Costos aproximados de sistema de control de última máquina. ....	52
Cuadro 4-1 Coeficientes para velocidad crítica del husillo. ....	55
Cuadro 4-2 Coeficientes para fuerza de compresión del husillo. ....	55
Cuadro 4-3 Datos de entrada para diseño de husillos. ....	58
Cuadro 4-4 Datos de salida para selección del husillo. ....	59
Cuadro 4-5 Vida útil de los husillos. ....	59
Cuadro 4-6 Datos de entrada de selección del motor. ....	60
Cuadro 4-7 Datos de salida de selección del motor. ....	61
Cuadro 4-8 Datos para selección de los cilindros eléctricos parte 1. ....	62
Cuadro 4-9 Datos para selección de los cilindros eléctricos parte 2. ....	63
Cuadro 4-10 Vida útil cilindros eléctricos parte 1. ....	64
Cuadro 4-11 Vida útil cilindros eléctricos parte 2. ....	65
Cuadro 4-12 Selección de motores y variadores de frecuencia para husillos. ....	66
Cuadro 4-13 Selección de amplificadores Kinetix 6500®. ....	68
Cuadro 4-14 Selección de amplificadores Kinetix 300® parte 1. ....	69
Cuadro 4-15 Selección de amplificadores Kinetix 300® parte 2. ....	70
Cuadro 4-16 Cables para uso con amplificadores y variadores de frecuencia. ....	71
Cuadro 4-17 Resumen sistemas de control. ....	73
Cuadro 5-1 Costos dispositivos eléctricos. ....	88
Cuadro 5-2 Costo dispositivos mecánicos. ....	88

Cuadro 5-3 Costos por reemplazos antes de 15 años.....	89
Cuadro 5-4 Consumo motores reemplazo de sistema neumático.....	90
Cuadro 5-5 Consumo motores reemplazo sistema hidráulico.....	91
Cuadro 5-6 Costo energético anual de movimientos lineales.....	92
Cuadro 5-7 Cálculos de Valor Actual Neto.....	93
Cuadro 5-8 Cálculos de VAN para industria promedio en EEUU.....	94
Cuadro 5-9 Costos de materiales sustituyendo únicamente sistema hidráulico.....	95
Cuadro 5-10 Costos energéticos anuales solo sustituyendo sistema hidráulico.....	96
Cuadro 5-11 Comparación de ahorro energético de los sistemas propuestos.....	96
Cuadro 5-12 Cálculos de VAN para sustitución del sistema hidráulico.....	97



## **1.2 Objetivos**

Los siguientes son los objetivos para el desarrollo del trabajo:

### **1.2.1 Objetivo general**

Realizar un estudio de factibilidad de rediseñar una máquina campaneadora BT15, para sustituir los sistemas de movimiento lineal actuales (neumáticos e hidráulicos) por sistemas electromecánicos.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- Hacer el diagnóstico del consumo energético y el costo de producción de la máquina actual, con el fin de obtener los datos para la comparación con el nuevo modelo.
- Diseñar nuevos actuadores electromecánicos para los sistemas de movimiento de la máquina.
- Sustituir los sistemas de movimiento lineal, neumáticos e hidráulicos, por los sistemas electromecánicos, para mejorar la eficiencia de la misma.
- Diseñar el sistema de control requerido por los nuevos actuador y obtener el aumento en el costo de los elementos requeridos.
- Realizar una comparación de los costos asociados al consumo energético y a los costos productivos de ambos diseño, para valorar la factibilidad de la inversión.

## **1.3 Alcances**

El alcance del proyecto está delimitado al rediseño de una máquina campaneadora BT15, con el objetivo de determinar la factibilidad de sustituir los sistemas de movimiento neumático e hidráulico por electromecánicos, con la finalidad de ahorrar energía.

Se realizó un diagnóstico de la situación energética del diseño actual de la máquina y se estimó el consumo de energía anual de la misma. Luego se determinaron las fuerzas necesarias en cada aplicación para poder rediseñar los mecanismos y se determinó el costo de los materiales relacionados con los movimientos lineales.

Se rediseñaron los mecanismos de las distintas aplicaciones, introduciendo en el diseño el uso de husillos y de cilindros eléctricos. Se seleccionaron los materiales necesarios para cada aplicación tanto mecánicos como eléctricos, y se seleccionó el sistema de control necesario para operar la máquina. Una vez finalizado el diseño, se realizó el análisis energético, lo que permitió realizar una comparación del consumo anual entre el sistema actual y el nuevo.

Con la lista de materiales se determinó el costo de la inversión inicial del nuevo sistema, y con los análisis de energía se obtuvo el ahorro anual monetario referido a este rubro. Con esto, se realizó un estudio de factibilidad donde se demostró que el rediseño posee costos elevados y el ahorro energético no es tan rentable. Por último, se hizo el mismo ejercicio pero sustituyendo únicamente el sistema hidráulico.

No se comparan los precios entre distintos fabricantes, buscando opciones más económicas y tal vez más rentables, pero se brinda un panorama del costo de inversión con materiales de excelente calidad.

#### **1.4 Justificación**

El consumo energético de cualquier dispositivo toma mayor importancia día con día debido a que el costo de la energía es cada vez mayor. Aun así, desde el punto de vista de un fabricante de máquinas, no siempre se diseña para que el cliente final sea el que ahorre, sino que se busca la reducción de costos en la fabricación de las mismas, sin tomar mayor importancia a la eficiencia del producto final. Sin embargo, el avance en las nuevas tecnologías permite rediseñar las máquinas implementando soluciones que permiten mejorar el desempeño y, además, garantizan un ahorro en el consumo energético.

La máquina campaneadora BT15 actualmente cuenta con sistemas de movimiento lineal que utilizan como fuentes principales de energía una unidad hidráulica y aire comprimido (obtenido del compresor de la piso de producción del cliente). En ambos casos, tanto el compresor de aire como la bomba hidráulica, permanecen constantemente funcionando mientras la máquina está en operación, inclusive cuando no se esté efectuando ningún movimiento. Esta situación genera grandes gastos de energía innecesarios, por otro lado, los sistemas electromecánicos son encendidos únicamente cuando se va a realizar el movimiento respectivo,

lo que elimina el consumo energético en los momentos en que la máquina está completamente estática.

Además de esto, estas fuentes de energía son poco eficientes, por lo cual el trabajo pretende estudiar la factibilidad de rediseñar la máquina, sustituyendo los mecanismos neumáticos e hidráulicos por sistemas electromecánicos que utilizan servomotores y otro tipo de actuadores electromagnéticos, con el fin de mejorar la eficiencia de la máquina.

## **1.5 Planteamiento del problema**

Se desea reducir el consumo energético de una máquina campaneadora de tubos de PVC BT15 producida por la empresa TechShop International S.A.; para ello, se propone sustituir las fuentes de potencia mecánica actuales (aire comprimido y una unidad hidráulica) por la electricidad como recurso único.

Lo primero que se debe hacer es diagnosticar la situación actual de la máquina, calculando el consumo de energía actual de la misma, tanto en electricidad como el costo del aire comprimido utilizado por la máquina.

Una vez determinada la situación actual, se seleccionan los elementos electromecánicos que van a sustituir los sistemas neumáticos e hidráulicos, así como sus nuevos controladores. Además, se obtiene el costo del nuevo diseño para poder determinar la diferencia entre este y el actual.

Por último, se compara el consumo energético de ambos diseños y se determina si el ahorro obtenido por la nueva opción permite hacer la inversión del nuevo diseño.

## **1.6 Metodología**

Para iniciar el estudio de factibilidad lo primero que se hace es realizar un diagnóstico de la situación actual; en este caso, se determinará el consumo de energía del diseño actual de la máquina campaneadora. Para ello, se obtendrá un aproximado del costo del aire comprimido consumido por la máquina al mover los cilindros neumáticos, para un ciclo de trabajo determinado, tomando como base el caso crítico (en el que los cilindros se muevan más veces por minuto). Además, se calcula el consumo eléctrico total de la máquina y, se debe considerar, de forma especial, el consumo de la unidad hidráulica, en la que se debe poner atención

a su operación sin carga y bajo carga, ya que la misma se pretende eliminar o reducir al máximo.

Una vez determinada la situación actual se procede con el diseño. Para este, se escogerán los nuevos actuadores electromecánicos, de acuerdo con las especificaciones de presión, velocidad, distancias y demás requerimientos mecánicos facilitados por los diseñadores mecánicos de la máquina, para cada una de las distintas aplicaciones presentes en la máquina.

Ya con la selección finalizada, se procederá a seleccionar el sistema de control encargado de hacer funcionar correctamente los actuadores, así como el sistema de comunicaciones sobre el cual estará basado el mismo. Como parte del sistema de control, se deben seleccionar los *drives* y demás convertidores de potencia que manipulan la alimentación eléctrica de los servomotores y actuadores, por lo tanto se realizará un diseño de las protecciones necesarias para estos dispositivos, así como de los calibres de los cables que conducirán la corriente hasta los drives y los motores, de acuerdo con el NEC (National Eléctric Code), y los estándares NFPA 79 (Estándar Eléctrico para Maquinaria Industrial), UL508 (Equipo de Control Industrial) y UL508A (Paneles de Control Industrial).

Luego de concluido el rediseño, se obtendrá el consumo de energía del nuevo diseño, con base en el ciclo de trabajo de cada servomotor y actuador, para el mismo ciclo de trabajo utilizado anteriormente. Es importante tomar en cuenta la funcionalidad de potencia presente en los *drives*, ya que en la mayoría de los casos estos alimentan a los actuadores con corriente directa, por lo cual es necesario considerar los efectos de las armónicas generadas por la electrónica interna de los drives.

Por último, se requiere obtener los costos de los materiales utilizados en ambos diseños. Una vez adquiridos los precios de los dispositivos y, con los datos de consumo energético de ambas opciones, se realizará el estudio económico que permita determinar si es viable hacer la inversión necesaria para implementar los cambios propuestos en la máquina.

## 2 Marco Teórico

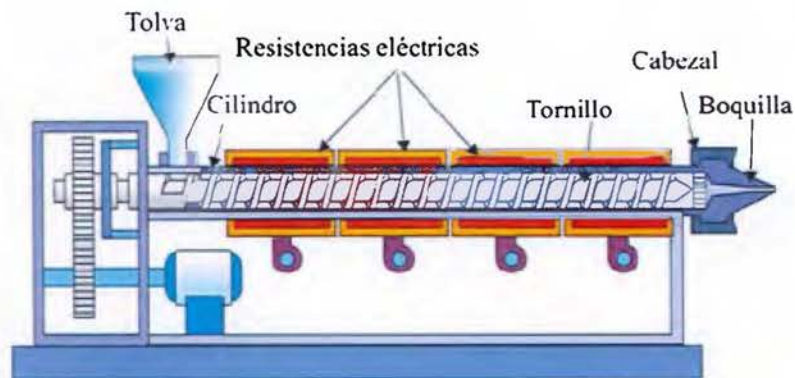
### 2.1 Tubería de PVC y máquinas campaneadoras

El agua es uno de los elementos básicos que permite la existencia de la vida en la Tierra, por tal motivo se debe tener un manejo eficiente de la misma. Esta es utilizada por el hombre en una innumerable cantidad de actividades, desde la agricultura y la alimentación hasta en piscinas y demás usos con fines recreativos.

Con el paso del tiempo, los elementos utilizados para transportar y distribuir el agua han ido cambiando; han sufrido constantes mejoras en busca de mayor eficiencia, reduciendo las pérdidas de agua y disminuyendo los costos constructivos de los sistemas de transporte de agua.

Uno de los principales sistemas de transporte de agua desarrollados fue el de tuberías. Estos se basan en la unión de tubos para llevar el agua desde un lugar hasta otro. El elemento principal de estos sistemas es el tubo, el cual la Real Academia Española lo define como “pieza hueca, de forma por lo común cilíndrica y generalmente abierta por ambos extremos”. Si bien se fabrican de muchos materiales distintos, se pondrá atención solo a uno: el PVC (Policloruro de vinilo).

Los tubos de PVC se fabrican de una mezcla de resina de PVC mediante un proceso llamado extrusión. También presentan otros compuestos, los cuales aportan distintas características, como dureza y color, que determinan la aplicación específica de cada tipo de tubo (presión, sanitario, entre otros). El proceso de extrusión es definido por Maribel Beltrán y Antonio Marcilla (2012) como “cualquier operación de transformación en la que un material fundido es forzado a atravesar una boquilla para producir un artículo de sección transversal constante y, en principio, de longitud indefinida”: En el caso de los tubos de PVC, la extrusora utiliza el movimiento de tornillo sin fin que mediante fricción calienta la resina de PVC hasta fundir el material, con ayuda de resistencias eléctricas que calientan el material desde el exterior. En la Figura 2-1 se representa una extrusora de husillo simple, donde se puede observar que una vez fundido el material, este es expulsado por la boquilla en la forma requerida.



**Figura 2-1 Representación esquemática de una extrusora de husillo sencillo. (Beltran & Macillas, 2012)**

Una vez fundido el material, este es halado a velocidad constante para controlar el espesor de su pared, a mayor velocidad más delgada se vuelve la pared del tubo y a menor velocidad esta se vuelve más gruesa, y enfriado mientras se le aplica vacío para que obtenga la forma cilíndrica deseada. Una vez terminado el tubo, se debe resolver el problema de la unión entre dos tubos para poder construir tuberías lo más extensas posibles y sin la presencia de fugas; para esto se han desarrollado diversos sistemas de juntas, pero se explicarán solamente 2: la junta cementada o “Solvent” y la junta con empaque o “Rieber”.

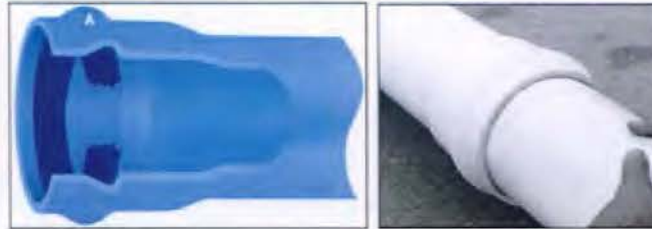
### **2.1.1 Sistema cementado:**

En este tipo de tubería, la unión entre dos tubos se realiza aplicando un tipo de pegamento llamado cemento solvente. Se introduce un extremo del tubo en el otro, el cual tiene una campana, aplicando el pegamento, este se encarga de realizar la unión y de mantener el sello entre los tubos (Iplex Inc., 2010).

### **2.1.2 Sistema Rieber:**

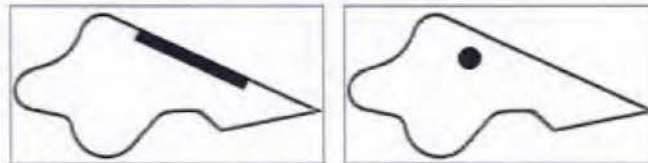
En los años 70's se utilizaban empaques de hule no reforzados, estos, algunos casos, se salían de la cavidad de la campana al insertar la cola de un tubo dentro de la campana del otro, lo cual provocaba fugas y diversos problemas en la junta. Por ese motivo, según Rahman & Bird (2007), Gunnar Parmann, ingeniero e inventor que trabajaba para Rieber & Son

Plastic-Industri A/S of Bergen, desarrollo el concepto del empaque de hule reforzado, al cual se le conoce como sistema Rieber.



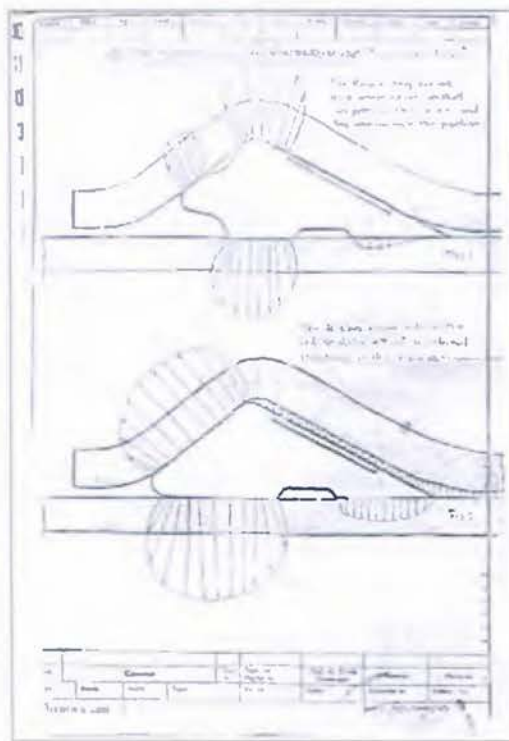
**Figura 2-2 A. Empaque en campana B. Unión Rieber. (Rahman & Bird, 2007)**

El concepto básico es el de formar una campana en el tubo de PVC, en la cual se coloca un empaque reforzado para que, al introducir la cola de otro tubo, la unión quede sellada y no haya existencia de fugas. En la Figura 2-2.A se muestra la imagen de una campana con un empaque reforzado, así como en la Figura 2-2.B se muestra una unión de tubos con sistema Rieber.



**Figura 2-3 Empaque reforzado con banda de acero y empaque reforzado con anillo de acero. (Rahman & Bird, 2007)**

Rahman & Bird (2007) indican que existen dos configuraciones básicas de sellos Rieber como se muestra en la Figura 2-3, una es con una banda metálica especialmente adherida al hule y la otra es con un anillo ubicado en el núcleo del empaque.



**Figura 2-4 Dibujo de Parmann mostrando el funcionamiento del sistema Rieber para aplicaciones no presurizadas y presurizadas. (Rahman & Bird, 2007)**

Para entender bien el funcionamiento del empaque se presenta la Figura 2-4. Se observa que cuando no hay presión de agua dentro del tubo, el empaque está presionado tanto por el tubo interno como por el externo, lo que lo hace mantener un sello que evita el ingreso de partículas, pero al presurizarse el sistema, su forma cambia y como el hule es incompresible lo que genera es que se formen zonas de sellado de la presión entre los tubos.

### 2.1.3 Máquina campaneadora

El proceso de formado de la campana en un tubo, tanto cementada como Rieber, se lleva a cabo en una máquina campaneadora (se le conoce como abocardadora o en inglés “beller”). Las dimensiones de la máquina, así como algunas de sus características van a depender del rango de tamaños de tubos a trabajar.



Para realizar el proceso de campaneado, se requiere de herramienta específica para cada tipo de tubo (sanitario, de presión, entre otros) y para cada diámetro, esto porque, además de las características propias de cada tipo de tubo, los empaques utilizados para cada tipo de tubo son distintos. El elemento principal del herramienta es el mandril, el cual es el que sostiene, y coloca el empaque dentro del borde del tubo y, además, moldea el mismo para que obtenga la forma de campana.

Rahman & Bird (2007) indican que el proceso de campaneado Rieber sigue cuatro pasos esenciales:

1. Lo primero que se hace es cargar el empaque en el mandril y ubicarlo con el collar (anillo que rodea al mandril) en la posición ideal para el campaneado. En la Figura 2-5 se observa la forma en cómo debe quedar cargado un empaque.

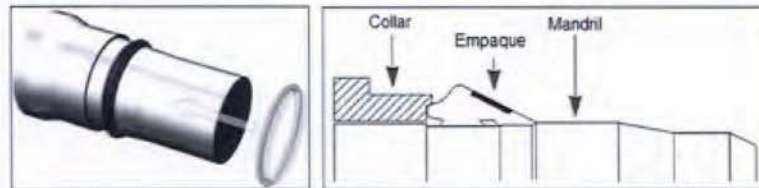


Figura 2-5 Empaque Rieber cargado en mandril. (Rahman & Bird, 2007)

2. El borde del tubo debe ser calentado hasta poseer cierto nivel de suavidad. Luego pasa a la estación de transformación, donde es empujado sobre el mandril, el empaque y el collar, cómo se muestra en la Figura 2-6. Conforme el tubo es empujado, el empaque lo moldea y forma la cavidad que lo sostendrá.

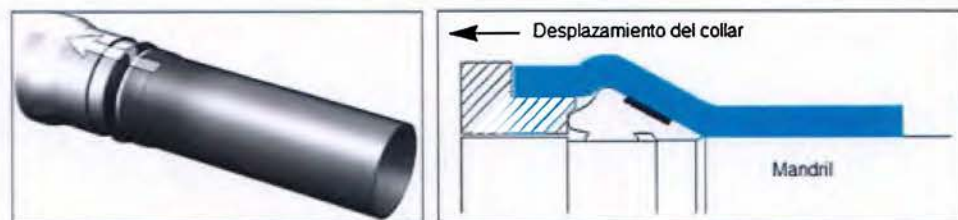


Figura 2-6 Formación de la campana y de la cavidad para el empaque. (Rahman & Bird, 2007)

3. Luego de moldeado el tubo se retira el collar, para que al aplicar vacío y presión (en algunos casos solo vacío desde el interior del mandril) el borde que estaba

sobre el collar se adhiera también al mandril y así se termine de moldear la campana mientras se enfría. En la Figura 2-7 se ve la aplicación de vacío y como la punta del tubo debe adherirse al mandril.

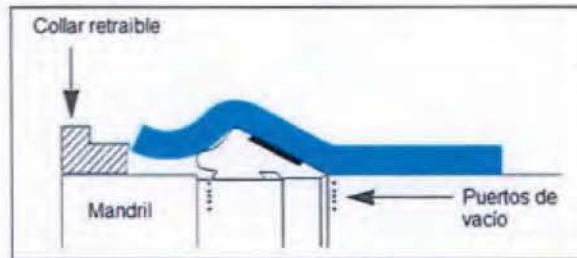


Figura 2-7 Retracción del collar y aplicación de vacío. (Rahman & Bird, 2007)

4. Luego la campana es enfriada con agua en “spray” hasta que llegue a una temperatura adecuada, luego se retrae el mandril y el tubo es halado, ya con la campana formada y el empaque en posición. En la Figura 2-8 se observa el sistema de enfriamiento y también cómo queda el empaque en la campana una vez extraído el mandril.



Figura 2-8 Enfriamiento de la campana y retiro del mandril dejando el empaque en la campana. (Rahman & Bird, 2007)

El proceso de campaneado cementado es casi igual al anterior, solo que al no haber empaque, cuando el tubo es empujado sobre el mandril no hay presencia del collar, por lo cual después no se aplica vacío. Únicamente se empuja el tubo y luego se enfría con agua antes de ser retirado.

En la Figura 2-9 se observa el cuerpo de campaneado de una máquina campaneadora marca Belltech®. Se ve la cámara de presión, la cual rodea al mandril y al collar y es donde ocurre el proceso de moldeo, así como los clamps que se encargan de alinear el tubo con el mandril para asegurar la correcta formación de la campana.

El proceso antes mencionado es la base de la máquina campaneadora, aun así no es el único proceso que la misma realiza. Generalmente, antes de realizar el proceso de moldeo, el tubo debe ser halado y expeditado desde la sierra (máquina encargada de cortar todos los tubos del mismo largo). Para ello las campaneadoras utilizan un *conveyor* que transporta cada tubo a través de un sistema de rodillos.



Figura 2-9 Cuerpo de campaneado. (Belltech, 2012)

Luego de ser expeditado, se le debe biselar al tubo el borde interno para facilitar el proceso de moldeo; para ello, las máquinas presentan un mecanismo con una cuchilla que bisela el tubo mientras este es girado por unos rodillos. En la Figura 2-10 se observa el mecanismo de *router* que se encarga de hacer el biselado del diámetro interno del tubo.

Una vez biselado el tubo, la parte del mismo donde se formará la campana debe ser calentada, con tal de suavizar el material para luego poder ser moldeado. Para ello se utilizan dos hornos, los cuales se mueven para ubicar la zona a calentar del tubo dentro de los mismos. En la zona de los hornos también se requieren sistemas de rodillos y majador que giren el tubo para que este sea calentado uniformemente. En la Figura 2-11 se ven dos hornos de una máquina campaneadora, es importante denotar que están montados sobre rieles que guían su movimiento horizontal.



**Figura 2-10 Mecanismo de biselado del tubo. (Belltech, 2012)**



**Figura 2-11 Sistema de hornos. (Belltech, 2012)**

Una parte importante es el transporte del tubo a través de los procesos de la máquina, para ello se utiliza una mesa de transferencia que consta de unos cachos elevadores y un carro de transferencia. En la mesa hay rodillos que sostienen el tubo en los distintos procesos (precalentamiento y calentamiento en los hornos o moldeo en el cuerpo de campaneo); para mover el tubo de una estación a otra, los cachos lo levantan por encima del nivel de los rodillos y el carro mesa mueve los cachos con todo y tubo hasta la estación siguiente.

En la Figura 2-12 se observan los cachos que se encargan de levantar el tubo y trasladarlo a través de la máquina, así como los rodillos que sostienen el tubo en cada estación.



**Figura 2-12** Mesa de transferencia. (Belltech, 2012)

Es importante mencionar, para efectos del proyecto, que actualmente las máquinas campaneadoras realizan sus movimientos lineales (en mecanismo de router, hornos, carro de transferencia, entre otros) utilizando sistemas hidráulicos o neumáticos.

## **2.2 Actuadores:**

El concepto de actuador se refiere al elemento de un sistema que traduce una señal de control en una aplicación de alta potencia para generar un proceso físico (ya sea mover una carga linealmente, girar unos rodillos, generar ruido, etc). En la Figura 2-13 Chiu (2002) muestra el diagrama de bloques de un actuador, donde se representa la función de amplificar y modular potencia para aplicar energía a una carga.



Figura 2-13 Diagrama de bloques de un actuador. (Chiu, 2002)

Existen varios tipos de actuadores, entre ellos están los electro-hidráulicos, los electro-neumáticos y los electromecánicos. En el caso de los actuadores electro-hidráulicos y electro-neumáticos, la interacción de baja potencia y de alta potencia se da con fuentes distintas de energía, ya que la señal de control es eléctrica pero la fuente de alta potencia es mecánica (aire comprimido o aceite a alta presión). En el otro caso, el de los electromecánicos, la fuente de poder de alta potencia es eléctrica, al igual que en la señal de control.

En la Figura 2-14 se ejemplifica un actuador electro-hidráulico y uno electromecánico. Se debe mencionar que el amplificador en el caso de los actuadores electro-hidráulicos (o electro-neumáticos) son las válvulas direccionales, mientras que en el caso de los electromecánicos son los transistores.

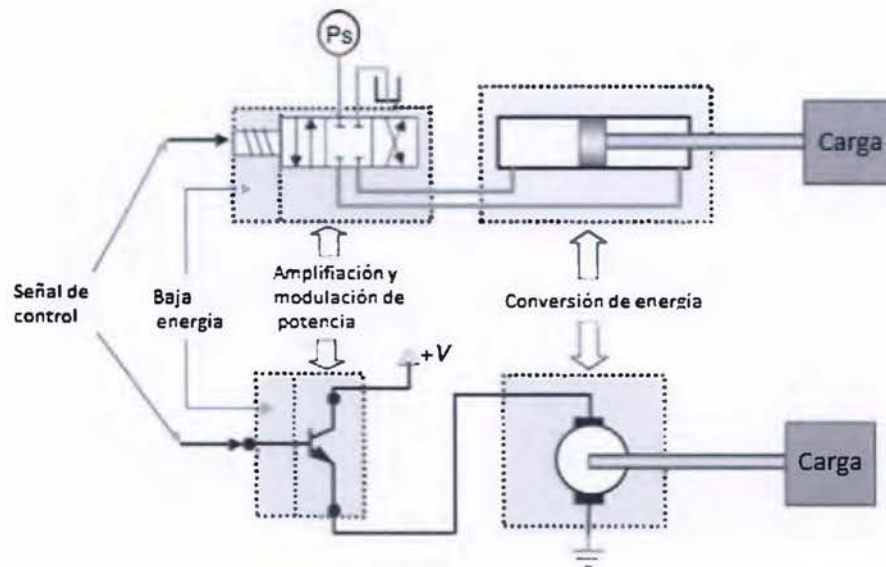
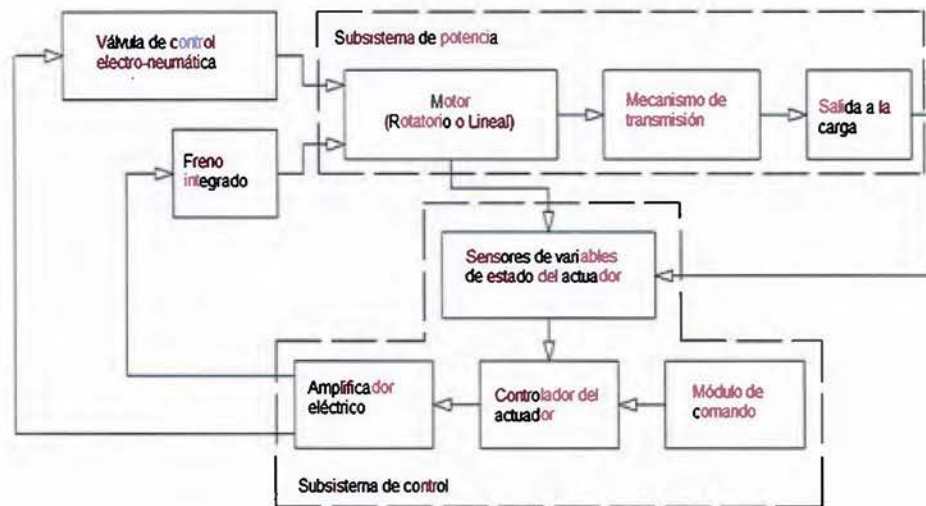


Figura 2-14 Actuador electro-hidráulico y electromecánico. (Chiu, 2002)

### 2.2.1 Sistemas neumáticos

Como se mencionó anteriormente, los sistemas de movimiento lineal neumáticos son formados por una válvula y un cilindro. Krivts & Krejnin (2006) comentan que existen dos configuraciones mayoritariamente utilizadas: de simple o doble acción. En el caso de acción simple, se controla el flujo de aire comprimido solo en una dirección, mientras que la retracción del mismo se genera por un resorte; en el segundo caso, se controla la presión del aire en ambas direcciones.

Una parte importante de los actuadores neumáticos es la retroalimentación. Existen sensores de posición (magnéticos o de límite), de velocidad y aceleración (tipo encoders, entre otros) y de presión, los cuales son muy útiles para efectos del control automáticos.



**Figura 2-15** Diagrama de bloques del sistema de actuador neumático. (Krivts & Krejnin, 2006)

Krivts & Krejnin (2006) muestran en la Figura 2-15 cómo interactúan los sensores con el controlador para definir la posición del actuador. Este funciona con un controlador, el cual recibe las señales de los sensores (quienes determinan el estado del sistema) y con base en ello calcula si aumentar o disminuir la señal de control que opera la válvula de control. El diagrama de bloques es muy similar a cualquier sistema de control realimentado y se podría utilizar también para representar los sistemas hidráulicos.

Los sistemas neumáticos generalmente están conectados a líneas de aire comprimido que se encuentran entre los 43 y los 140 psi (0,3 a 1 MPa), este proporcionado por un compresor de aire; usualmente también se cuenta con un tanque para almacenar el aire a presión, un filtro, un secador de aire y un regulador de presión para que el sistema funcione correctamente (Krivts & Krejnin, 2006). En el caso de las máquinas que requieren del aire, el sistema neumático también debe poseer un filtro, un regulador de presión, un medidor de presión y muchos casos un lubricador.

Como se indicó anteriormente, la función de transformación la realizan las válvulas electro-neumáticas. Estas controlan el flujo de aire de acuerdo con una señal de corriente o voltaje del sistema electrónico de control. Existen válvulas solenoides on-off, servo válvulas y válvulas proporcionales.



### Cálculo de energía en cilindros neumáticos:

Para calcular el consumo energético de un sistema neumático, se debe empezar por calcular el consumo de aire del mismo. En este caso particular, se obtiene los pies cúbicos por minuto que requiere cada cilindro utilizando el procedimiento descrito a continuación (Mead pneumatic automation components):

1. Encontrar el área del pistón utilizando el diámetro del cilindro en pulgadas:

$$A = \pi r^2 \quad (2.2-1)$$

2. Multiplicar el área por la extensión del cilindro para calcular el consumo en una activación:

$$V = Al \quad (2.2-2)$$

3. Determinar el consumo del ciclo completo:

$$V_c = 2V \quad (2.2-3)$$

4. Calcular el consumo por minuto multiplicando el consumo/ciclo por los ciclos por minuto activados:

$$V_{min} = V_c \frac{\text{ciclos}}{\text{min}} \quad (2.2-4)$$

5. Convertir el volumen en pulgadas cúbicas por minuto a pies cúbicos por minuto.
6. Transformar la compresión del aire a la presión requerida por el cilindro aplicando la siguiente fórmula:

$$\frac{X \text{ Psi} + 17,47 \text{ Psi}}{17,47 \text{ Psi}} = \# \text{ veces aire es comprimido} \quad (2.2-5)$$

7. Multiplicar el # de veces que el aire es comprimido por los pies cúbicos por minuto para obtener los pies cúbicos por minuto de aire descomprimido y con ello obtener los SCFM ("Standard cubic feet per minute" o pies cúbicos por minuto de aire a temperatura ambiente).
8. Con este dato se puede determinar el tipo de compresor que se requiere para suplir los SCFM y con ello determinar el consumo eléctrico del compresor.
9. Una vez conocido el tamaño del compresor, se puede calcular el costo del consumo en determinado tiempo, para ello el departamento de energía de los Estados Unidos en el 2004 utiliza la siguiente fórmula:

$$Cost(\$) = \frac{(bhp)(0,746)(op./h)\left(\frac{\$}{kWh}\right)(\%t)(\%carganominal)}{Eficiencia\ del\ motor} \quad (2.2-6)$$

Por otra parte, también se puede obtener la energía consumida por un cilindro neumático de la forma propuesta en (Cai, Kagawa, & Kawashima, 2002):

$$E_{pa} = p_s V_{ciclo} \ln \frac{p_s}{p_a} \quad (2.2-7)$$

$$E_p = E_{pa} \frac{1}{\eta_t} + \frac{1}{2} P_v t_{ciclo} \quad (2.2-8)$$

Donde  $\eta_t$  es la eficiencia de transmisión,  $P_v$  es la potencia eléctrica utilizada por la válvula y  $t_{ciclo}$  es el tiempo que dura el cilindro actuando. Con ello, midiendo el volumen de aire consumido por el cilindro ( $V_{ciclo}$ ) se puede obtener la energía consumida por el cilindro.

### 2.2.2 Sistemas hidráulicos

Los actuadores hidráulicos, al igual que los neumáticos, se basan en la interacción entre un cilindro y una válvula de control direccional, pero en este caso es importante tomar en cuenta la bomba que genera la presión de aceite (en vez del compresor), así como otros componentes que ayudan al buen funcionamiento de este sistema (reguladores de flujo y filtros).

En la Figura 2-16 se muestra un diagrama de un circuito hidráulico. Los circuitos hidráulicos se pueden denominar de lazo abierto o de lazo cerrado. El de lazo cerrado no posee un tanque o un reservorio de aceite, por lo que todo el aceite es utilizado en el movimiento. El de lazo abierto, por el contrario, si presenta algún sistema para almacenar aceite y por ello se pueden realizar varios movimientos con una misma bomba; por tal motivo este último es el más utilizado.

Se puede observar que para accionar un cilindro hidráulico se requiere de una bomba que proporcione el flujo y la presión de aceite necesarios para mover el pistón del cilindro, de una válvula direccional que se encarga de definir hacia qué lado se moverá el pistón, de un regulador de flujo utilizado para controlar la velocidad del eje, de una válvula de alivio que recircula el aceite cuando el cilindro no está en movimiento y de un par de filtros.

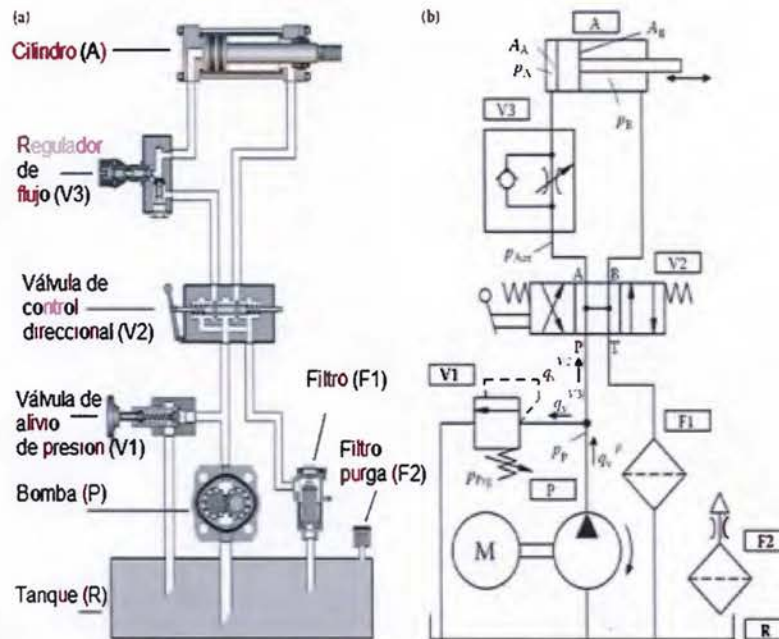


Figura 2-16 Circuito hidráulico de lazo abierto. a) Ilustración b) Diagrama. (Linsingen & De Negri, 2011)

Debido a que la fuente principal de energía del sistema hidráulico lo proporciona la bomba, se debe conocer la operación de la misma. La forma más fácil de saber cuánta potencia está entregando la bomba es mediante la relación entre la caída de presión en el motor y el flujo que pasa a través de la bomba, de acuerdo con la ecuación (2.2-9) presente en (Akers, Gassman, & Smith, 2006).

$$P_L = Q_L p_L \quad (2.2-9)$$

Para una aplicación más práctica, se puede utilizar la ecuación (2.2-11), en la cual el flujo y la presión están en unidades de uso común en la industria estadounidense:

$$P_L (HP) = Q_L \left( \frac{gal}{min} \right) * p_L \left( \frac{lb_f}{pulg^2} \right) * \left( \frac{pies^3}{7.48 gal} \right) * \left( \frac{min}{60 s} \right) * \left( \frac{144 pulg^2}{pies^3} \right) * \left( \frac{hps}{550 pies lb_f} \right) \quad (2.2-10)$$

$$P (HP) = \frac{Q_L [GPM] p_L [PSI]}{1714 \eta_m} \quad (2.2-11)$$

Por lo tanto, para determinar la energía de un cilindro, se requiere saber el flujo de aceite que pasa por la bomba, y la presión de operación de la bomba cuando se activa un actuador. En este caso particular, se hará la medición física de la presión de operación en la bomba hidráulica de la máquina para cada uno de los cilindros.

### 2.2.3 Sistemas electromecánicos

El uso de los motores eléctricos y de los sistemas electromecánicos va en aumento debido a la extensa disponibilidad y al bajo costo de la microelectrónica y la electrónica de potencia (Fritzgerald, Kingsley, & Umans, 2005). De acuerdo con (Kissel, 2002) citado en (Wahyunggoro & Saad, -), es un sistema que integra cualquier tipo de motor, un detector de posición y un controlador (posición, velocidad y torque), como se muestra en el diagrama de la Figura 2-17. El sistema manipula las variables eléctricas de tensión y corriente, para lograr los valores deseados de posición, velocidad y torque.

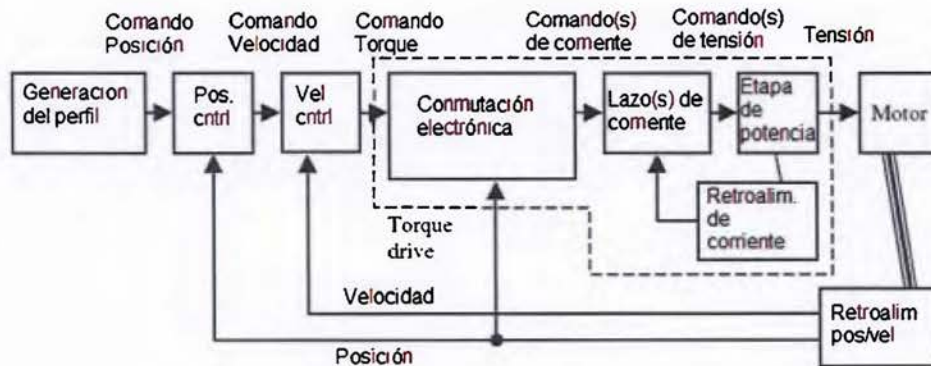


Figura 2-17 Diagrama de bloques de sistema de servomotor. (Ellis, 2004)

Dicha integración es la principal ventaja de los servomotores y de los actuadores lineales electromecánicos, pues permite una gran precisión en el control de la velocidad, la posición o la fuerza con la que se actúa el sistema.

Wahyunggoro & Saad comentan que aunque se pueden utilizar tanto motores AC como motores en DC, los últimos presentan mejor torque de arranque, por lo cual son más utilizados en este tipo de sistemas electromecánicos.

Además, si la aplicación no requiere de un servo sistema, existen los motores tipo “stepper” (paso a paso), los cuales son controlados por pulsos y no requieren de una señal de retroalimentación para su control. Estos son controlados en sistemas de lazo abierto y su posición se controla con la cantidad de pulsos que se les envía para producir el movimiento.

En la parte mecánica, existen varios tipos de husillos que permiten convertir movimiento rotatorio en movimiento lineal, entre ellos están:

- De tornillo y tuerca: Se basa en una barra roscada y una tuerca, la cual se des- plaza conforme el motor gira la barra. Puede manejar grandes cargas pero a poca velocidad, así como debido la superficie de contacto su eficiencia es baja.
- De tornillo de bolas: Este presenta uno o varios circuitos de bolas entre la tuerca y la barra roscada, las cuales giran de forma helicoidal cuando el motor hace girar la barra (ver Figura 2-18). Las barras recorren todo el camino de la rosca y al llegar al final de la tuerca se presentan unos caminos para que puedan trasladarse al inicio de la tuerca y puedan seguir desplazándose. No presentan tantos problemas para el manejo de velocidad, pero si con respecto a la vida útil. Aun así, tienen más eficiencia que los husillos de tornillo y tuerca.



**Figura 2-18 Husillo de tornillo de bolas. (Thomson Linear Motion, 2014)**

- De tornillos planetarios: Esta configuración presenta la barra roscada y múltiples tornillos como planetas como elementos giratorios. El giro de los tornillos planetarios producen la transformación del movimiento rotatorio en movimiento lineal (ver Figura 2-19). Existen muchos diseños pero todos se basan en el mismo principio. Presentan eficiencias similares a los husillos de tornillos de bolas.



**Figura 2-19 Husillo de tornillos planetarios. (Rexroth Bosch Group, 2011)**

Para obtener el consumo de energía de un actuador electromecánico, lo más fácil es medir las variables eléctricas de tensión y corriente (Cai, Kagawa, & Kawashima, 2002) y luego calcular la potencia con la fórmula (2.2-12).

$$P_E (kW) = \sqrt{3} V_L I_L \cos \varphi \quad (2.2-12)$$

Debido a que no se tendrán físicamente los actuadores lineales ni los servomotores, se usarán los datos de consumo energético brindados por el fabricante, suponiendo que durante su operación, estos trabajan a plena carga.

Como se mencionó anteriormente, para un servo sistema, se pueden utilizar tanto motores en corriente directa como en corriente alterna. Para seleccionar el motor, se deben tomar en cuenta muchos factores, para el caso de los motores en AC Krishnan (1987) analiza los siguientes factores para la selección del motor entre el motor de imán permanente sincrónico, el motor en DC sin escobillas y el motor de inducción:

1. Costo
2. Densidad de poder
3. Rango de velocidad y torque máximo
4. Pérdidas y capacidad térmica
5. Corriente por unidad de torque
6. Frenado
7. Torque de tensión y rizado
8. Escogencia del dispositivo de retroalimentación (sensor)
9. Sensibilidad a los parámetros

Otros estudios basan la escogencia del servomotor únicamente en los requerimientos de velocidad, torque y aceleración; tomando en cuenta que no solo se debe analizar la potencia máxima requerida por la carga (Van de Straete, Degezelle, De Schutter, & Belmas, 1998). Estos señores proponen una metodología para hacer una selección óptima del motor y del drive a partir de estas tres variables y con ayuda de simulaciones.

La empresa fabricante de servo motores OMRON® en su página web propone el diagrama de flujo de la Figura 2-20, donde indica los pasos básicos especificar correctamente un servomotor. En el Cuadro 2-1 se observan las consideraciones que se deben tomar en cada uno de los parámetros a calcular.

Además de estas metodologías, los fabricantes de servo-sistemas generalmente poseen sus propias herramientas de selección. Rockwell Automation® por ejemplo, presenta el software Motion Analyzer®, con el cual se pueden seleccionar los componentes del sistema a partir de las características mecánicas del movimiento.

**Cuadro 2-1 Parámetros de selección del servo motor. (Technical Support: Omron Industrial Automation, s.f.)**

Inercia de la carga	Inercia de la carga < Inercia del rotor del motor * Razón aplicable de inercia
Torque efectivo	Torque efectivo < Torque motor Dejar un factor de seguridad extra de 20%.
Torque momentáneo máximo	Torque momentáneo máximo < Torque momentáneo máximo del motor Dejar un factor de seguridad extra de 20%.
Velocidad máxima	Velocidad máxima < Velocidad del motor
Energía regenerativa	Energía regenerativa < Absorción de energía regenerativa del motor
Resolución del encoder	Deben cumplir con el requerimiento de la aplicación
Características del posicionador	Revisar si el posicionador cumple con los requisitos de frecuencia para su respuesta máxima.
Condiciones de operación	Corroborar que el motor soporta las condiciones de operación (temperatura, humedad, entre otras).

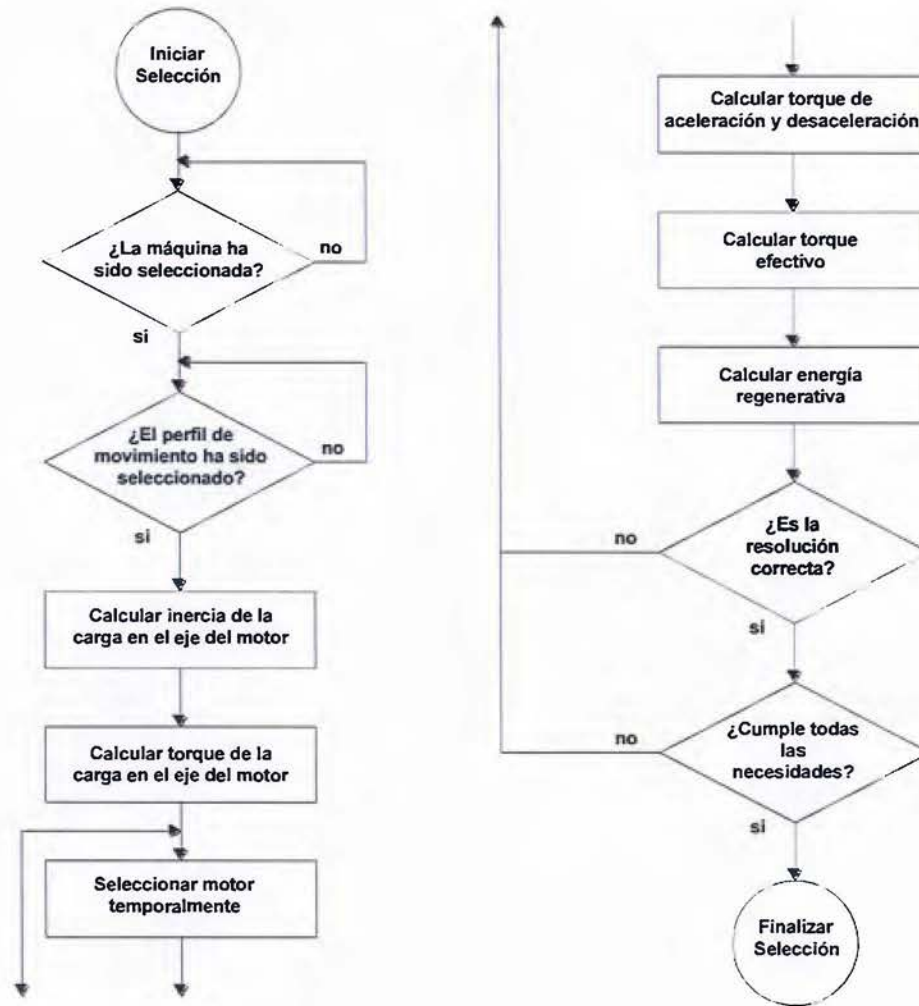


Figura 2-20 Diagrama de flujo de selección de servomotores. (Technical Support: Omron Industrial Automation, s.f.)



### 3 Diagnóstico

Antes de realizar cualquier propuesta de diseño, se realiza un estudio de la situación actual de la máquina. Este es el punto de partida y la base del rediseño a presentar.

Como se pretende sustituir, en el diseño de la máquina, los actuadores neumáticos e hidráulicos actuales, se presenta en el Cuadro 3-1 la lista de los mismos.

**Cuadro 3-1 Actuadores lineales de Campaneadora BT15.**

Sistema	Nombre	Cantidad	Bore Diameter (in)	Distancia (in)	Bore area (sqin)
					$A = \frac{\pi * D^2}{4}$
Hidráulicos	Campaneo	1	3,25	28	8,30
Hidráulicos	Collar	1	2	12	3,14
Hidráulicos	Collar	1	2	12	3,14
Hidráulicos	Clamp inferior	1	2,5	7	4,91
Hidráulicos	Clamp Superior	1	2	7	3,14
Hidráulicos	Hornos	2	1,5	17	1,77
Neumáticos	Guillotina	1	3,25	30	8,30
Neumáticos	Magazine	1	2,5	28	4,91
Neumáticos	Majadores recibo	2	2	5	3,14
Neumáticos	Majadores hornos	3	2	17	3,14
Neumáticos	Estaciones de levante	6	3,25	5	8,30
Neumáticos	Botador de tubo	2	2,5	4	4,91
Neumáticos	Levantador router en mesa	1	2,5	3	4,91
Neumáticos	Ensamble router	1	3,25	2,5	8,30
Neumáticos	Levantador router recibo	1	2,5	4	4,91
Neumáticos	Router	1	1,5	2,5	1,77
Neumáticos	Mesa transferencia	1	4	35	12,56

Es importante conocer los dispositivos utilizados actualmente, ya que a partir de sus características y de ciertas mediciones, se obtendrá información necesaria para el rediseño, así como un estimado de la cantidad de energía que consume cada cilindro al año. Para los cilindros neumáticos se utilizarán las ecuaciones (2.2-7) y (2.2-8), y para los hidráulicos se utilizará la ecuación (2.2-11).

### **3.1 Consumo actual de energía**

Primero se analizarán los cilindros neumáticos. Para estos, es muy importante conocer tres parámetros: 1. el volumen del cilindro, 2. la presión de operación y 3. el tiempo de operación del cilindro.

En el Cuadro 3-2 se observan los datos necesarios para el cálculo de la energía consumida por el cilindro y por movimiento en kilowatts-hora. Se debe tomar en cuenta el ciclo de trabajo de cada uno para poder obtener el total por hora. La velocidad de producción de la máquina campaneadora depende del producto que se esté procesando. En el caso particular de una BT15, se puede campanear tubos desde 4'' hasta 15'' de diámetro, así como de distintos tipos (el tipo de tubo varía de acuerdo con su aplicación, por ejemplo: sanitario, presión, riego, entre otros).

Los casos a tomar en cuenta serán los productos que demanden la mayor y la menor velocidad de producción. El tubo sanitario de 4'' es el que requiere ser procesado más rápido y el tubo de presión de 14'' es el más lento. Contemplar ambos panoramas brinda la información del consumo máximo de energía de los cilindros y, además, esto define el requerimiento energético de diseño para seleccionar los sistemas electromecánicos.

Como se mencionó anteriormente, la velocidad de la máquina dependerá del producto, pero además también influye la capacidad de la extrusora, ya que la extrusora entrega una cantidad específica de kilogramos por hora de PVC indiferentemente del producto que se esté fabricando, por ello, entre más delgado es el tubo más rápido es el ciclo de trabajo de la campaneadora. Una extrusora de uso común para una línea de producción de 15'' entrega 1088,62 Kg/h (2400 lb/h).

Cuadro 3-2 Datos de consumo de energía de cilindro neumático por ciclo.

Nombre	Volumen (m <sup>3</sup> )	Presión de Operación (Pa)	Tiempo (s)	Potencia de la válvula (W)	Energía de cilindro neumático (kWh)
Guillotina	0,004077	720528,13	3	4,00	0,00399
Magazine	0,002255	720528,13	7	4,00	0,00221
Majadores recibo	0,000258	375790,28	2	4,00	0,00009
Majadores hornos	0,000877	375790,28	2	4,00	0,00030
Estaciones de levantar	0,000679	720528,13	2	4,00	0,00067
Botador de tubo	0,000322	720528,13	2	4,00	0,00032
Levantador mesa	0,000242	720528,13	1	4,00	0,00024
Ensamble router	0,000340	720528,13	1	4,00	0,00033
Lavador recibo	0,000322	720528,13	1	4,00	0,00032
Router	0,000072	720528,13	1	4,00	0,00007
Mesa transferencia	0,007210	720528,13	7	4,00	0,00706

En el caso del tubo más pesado comúnmente producido en este tipo de campaneadora, el de 14 pulgadas de diámetro, C905 o “presión”, con SDR14 (“Relación de Dimensión Estándar” 14) y de 20 pies de largo, se tiene una masa aproximada de 298,5 Kg (658 lb). Con esto podemos determinar que el ciclo de trabajo para el tubo más pesado es de:

$$\frac{1088,62 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{298,5 \frac{\text{Kg}}{\text{tubo}}} = 3,65 \frac{\text{tubos}}{\text{hora}} \quad (3.1-1)$$

Para el caso más veloz, se aplica la misma fórmula, pero para el tubo de 4 pulgadas de diámetro, “sanitario”, con SDR 35 y 14 pies de largo; se sustituye la masa del tubo por:  $6,67 \frac{\text{Kg}}{\text{tubo}}$  y se determina que el mayor ciclo de trabajo es de 163,27 tubos por hora, valor con el cual podemos obtener el caso en el que la máquina consume la mayor energía.

$$\frac{1088,62 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{6,67 \frac{\text{Kg}}{\text{tubo}}} = 163,2 \frac{\text{tubos}}{\text{hora}} \quad (3.1-2)$$

Con los ciclos de trabajo obtenidos se determina tanto el consumo energético máximo como el mínimo requerido para el diseño. Es importante tomar en cuenta, que el cilindro se acciona dos veces por ciclo de trabajo, ya que se extiende y se retrae para cada tubo, por lo cual para los cálculos se utilizarán  $7,29 \frac{\text{activaciones}}{\text{hora}}$  y  $326,4 \frac{\text{activaciones}}{\text{hora}}$ .

**Cuadro 3-3 Energía por hora de los cilindros neumáticos.**

Nombre	Energía de cilindro neumático ((kWh)/activación)	Ciclo trabajo mayor (activaciones/hora)	Ciclo trabajo menor (activaciones/hora)	Energía total máxima (kWh)	Energía total mínima (kWh)
Guillotina	0,00399	326,40	7,29	1,30	0,02910
Magazine	0,00221	326,40	7,29	0,72	0,01612
Majadores recibo	0,00009	326,40	7,29	0,03	0,00065
Majadores hornos	0,00030	326,40	7,29	0,10	0,00219
Estaciones de levantar	0,00067	326,40	7,29	0,22	0,00486
Botador de tubo	0,00032	326,40	7,29	0,10	0,00231
Levuntador mesa	0,00024	326,40	7,29	0,08	0,00173
Ensamble router	0,00033	326,40	7,29	0,11	0,00243
Lavuntador recibo	0,00032	326,40	7,29	0,10	0,00230
Router	0,00007	326,40	7,29	0,02	0,00052
Mesa transferencia	0,00706	326,40	7,29	2,30	0,05147
				<b>5,09</b>	<b>0,11367</b>

En el Cuadro 3-3 se observan los datos obtenidos para los cilindros neumáticos. Como requerimiento de diseño se utilizarán estos datos de energía, con el fin de disminuir el consumo para cualquier producto que se pueda procesar.

Para los cilindros hidráulicos se obtendrán los mismos datos pero de forma distinta. En este caso, se realizaron mediciones en sitio de la presión de requerida por la unidad de potencia hidráulica para realizar cada movimiento, con ello se determina cuánto consume cada

cilindro de acuerdo con la fórmula (2.2-11). Esto es necesario porque que dicho sistema trabaja a presión constante, por lo cual se desconoce cuál es la presión requerida para mover cada cilindro. El procedimiento de la prueba realizada es el siguiente:

1. Se ajusta la presión del compensador de la unidad de potencia hidráulica hasta su valor mínimo.
2. Se activa el cilindro hidráulico al cual se le desea determinar la presión de operación (este no se moverá debido a la baja presión).
3. Se aumenta el ajuste de presión del compensador hasta que se inicie el movimiento o hasta que el movimiento tenga las características deseadas (velocidad y fuerza).
4. Se observa, en el indicador de presión de la unidad de potencia hidráulica, cuál es el valor de presión de operación de dicho cilindro.
5. Se repite para los demás cilindros.

En el Cuadro 3-4 se observan las presiones obtenidas mediante las pruebas realizadas. De estos datos se puede obtener la potencia consumida por cada cilindro, así como la fuerza que requiere cada una de las aplicaciones para poder realizar el trabajo necesario.

**Cuadro 3-4 Presiones de operación de cilindros hidráulicos.**

Nombre	Presión de Operación (PSI)
Campaneo	550
Collar	200
Clamp inferior	550
Clamp Superior	550
Hornos	150

Además de obtener las presiones de trabajo, se obtuvo el consumo eléctrico de la bomba de aceite que genera la potencia hidráulica. Cómo los cilindros se mueven con poca frecuencia, la mayor parte de la energía es consumida por la bomba hidráulica en un estado de reposo, sin estar realizando ningún movimiento, por ello, este consumo también será tomado en cuenta.

En el Cuadro 3-5 se muestran los valores de corriente para cada cilindro. Es importante destacar, que estos valores fueron obtenidos mientras los cilindros se movían hacia adelante, debido a que presentan mayor carga que en el caso contrario. Además, fueron obtenidos a partir de la diferencia entre la corriente de la unidad hidráulica con movimiento menos la corriente de la bomba sin carga. Para calcular la potencia se utiliza la fórmula (2.2-12).

**Cuadro 3-5 Mediciones eléctricas de sistema hidráulico.**

Nombre	Corriente Eléctrica (A)	Tensión eléctrica (V)
Campaneo	3,5	460
Collar	0,6	460
Clamp inferior	2	460
Clamp Superior	1,6	460
Hornos	0,5	460
Bomba	14,5	460

A partir de ambas mediciones se calcularon los datos presentes en el Cuadro 3-6, cómo se puede observar, ambos métodos dieron resultados similares, a diferencia del caso del collar, el cual presenta un porcentaje de error cercano al 12%. Esta diferencia puede ser por muchos factores, los más influyentes son el nivel de lubricación del mandril y las características propias del empaque; se debe mencionar que las pruebas para la cámara y el collar se realizaron cargando un empaque en el mandril, por ser el movimiento que más fuerza requiere. Aun así, estos datos son aceptables para tomar como referencia al momento de realizar el diseño.

Un punto muy importante es que el mayor consumo de energía del sistema es producido por el motor de la bomba, el cual permanece encendido durante todo momento. Como se ve en el cuadro, el consumo de los cilindros se encuentra por debajo de 0,05 kWh, mientras que la bomba consume por si sola aproximadamente 11,5 kWh.

**Cuadro 3-6 Energía mínima por hora del sistema hidráulico**

Nombre	Potencia del cilindro calculada con la presión (kW)	Energía total mínima por hora calculada (kWh)	Potencia medida eléctricamente(kW)	Energía total mínima por hora medida (kWh)	Porcentaje de diferencia (%)
Campaneo	2,5793	0,0366	2,7886	0,0395	8,115
Collar	0,3552	0,0022	0,3984	0,0024	12,157
Clamp inferior	1,3354	0,0054	1,1951	0,0048	10,508
Clamp Superior	0,8547	0,0035	0,7967	0,0032	6,779
Hornos	0,4246	0,0026	0,3984	0,0024	6,170
Bomba			11,55	11,55	

Conforme aumenta el ciclo de trabajo también lo hace el consume energético, ya que los cilindros se mueven con mayor frecuencia; sin embargo, el consumo de la bomba de vacío siempre se va a presentar. En el Cuadro 3-7 se comprueba que el mayor aporte de energía lo realiza la bomba, pues la diferencia en el consumo para los ciclos de trabajo críticos es cercana a 2,5 kWh, lo que representa cerca de un 17% del consumo máximo de energía. Por este motivo, el objetivo principal del rediseño del sistema hidráulico será eliminar por completo la unidad de potencia hidráulica y con ello disminuir el desperdicio de energía.

Los datos presentados permiten determinar el costo mínimo de electricidad aproximado asociado a una campaneadora BT15. Para analizar si es rentable o no el rediseño, se debe tomar en cuenta el tiempo promedio que se utiliza la máquina por mes, además del costo del kWh promedio. Por tal motivo, se presentan los datos consultados a cuatro productores de tubos de PVC y que poseen campaneadoras BT15 marca Belltech. Los mismos se ubican en diferentes localidades de Estados Unidos y fueron seleccionados por ser los clientes de Techshop International S.A. que adquieren este tipo de producto con mayor frecuencia, además de tener una relación comercial bastante fuerte. Para completar el estudio, se toma en cuenta también el costo de la electricidad en Costa Rica.

**Cuadro 3-7 Energía total consumida por el sistema hidráulico para los ciclos de trabajo.**

Nombre	Energía total máxima por hora hidráulico medida (kWh)	Energía total mínima por hora medida (kWh)
Campaneo	1,7698	0,0395
Collar	0,1084	0,0024
Clamp inferior	0,2167	0,0048
Clamp Superior	0,1445	0,0032
Hornos	0,1084	0,0024
Bomba	11,55	11,55
	14,01	11,61

Los costos promedio del kWh de las zonas de producción tomadas en consideración se muestran en el Cuadro 3-8, es importante destacar que el rubro para Costa Rica es del año 2013 de acuerdo con cifras publicadas por la CEPAL<sup>1</sup>, debido a que no se encontró ningún dato más reciente. Los datos referentes a lugares en Estados Unidos fueron tomados de la página web “Electricity Local”.

**Cuadro 3-8 Costo promedio del kWh en centavos de dollar.**

Lugar	Costo promedio (centavos dollar/kWh)
Lodi, California	¢ 10,57
Newbern, Tennessee	¢ 6,25
Wichita falls, Texas	¢ 5,57
San José, Costa Rica	¢ 16,1

El uso promedio por hora estimado de la máquina es de 24 horas al día, 25 días al mes los 12 meses del año, lo cual da un total de 7200 horas al año. Con esto se obtienen los consumos

<sup>1</sup> Publicado por la CEPAL en Pág. 42, “Centroamérica: Estadísticas del Subsector Eléctrico, 2013”



de energía máximo y mínimo de la máquina en un año y el costo en dólares de la energía de la máquina, mostrados en el Cuadro 3-9. Como se puede observar el costo promedio de la energía de la región influye mucho en el costo de operación de la máquina, por ello es un tema considerado por muchos empresarios para determinar en donde ubicar sus plantas de producción.

**Cuadro 3-9 Consumo y costo energético actual por año.**

	Costo energético anual máximo actual	Costo energético anual mínimo actual
Consumo (kWh)	147.693,62	84.601,33
Lodi	\$ 15.611,22	\$ 8.942,36
Newbern	\$ 9.230,85	\$ 5.287,58
Wichita falls	\$ 8.226,53	\$ 4.712,29
Costa Rica	\$ 23.778,67	\$ 13.620,81

### 3.2 Costo de producción y mantenimiento de los actuadores:

El costo de producción de la máquina es el segundo factor a tomar en cuenta en el rediseño, ya que proporciona una base en el presupuesto del diseño a realizar. Lo primero que se toma en cuenta es el valor actual de los materiales utilizados (cilindros, accesorios, entre otros). Para obtener estos datos, se van a utilizar las cotizaciones de la última campaneadora BT15 construida, la cual se construyó en el año 2014.

Los costos de los materiales mecánicos se muestran en el Cuadro 3-10 separados por el tipo de sistema. Se observa que el sistema hidráulico es más caro, aunque consta de menos elementos (son menos movimientos hidráulicos).

Es importante mencionar que los sistemas hidráulicos consumen aceite, el cual se debe cambiar por lo menos una vez al año y, el costo de 55 galones es aproximadamente \$600 (la máquina requiere 50 galones). Además del cambio de aceite, se debe considerar la vida útil de los sistemas como tal, esta fue consultada a un especialista, quien indicó que 5 años es un tiempo estimado normal de vida útil para un sistema hidráulico. Esto se toma en cuenta en el

análisis económico como una diferencia en la inversión inicial, pues se debe tomar en cuenta que también se debe cambiar el sistema hidráulico a futuro.

**Cuadro 3-10 Costo aproximado de los sistemas mecánicos.**

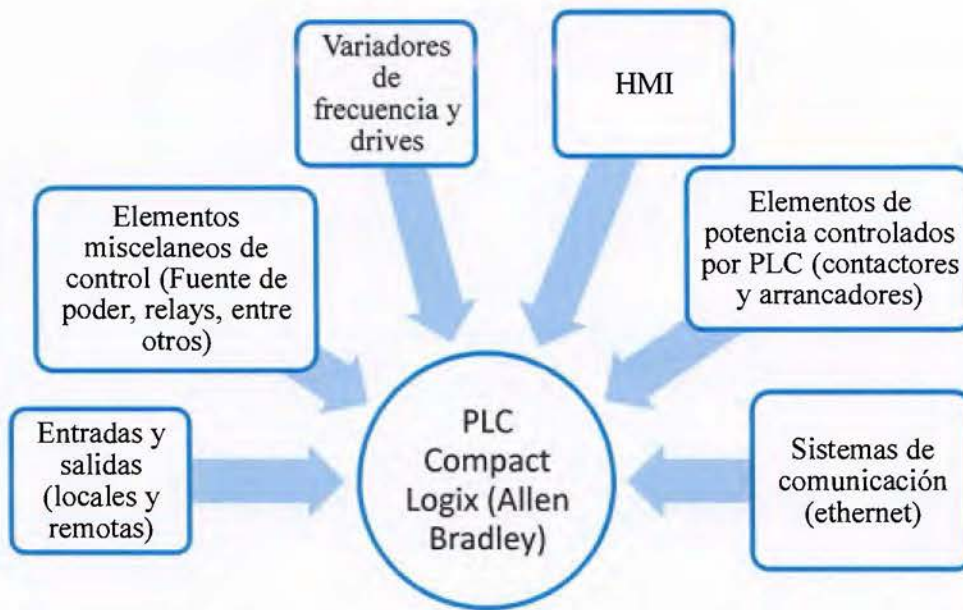
Sistema	Costo
Neumático	\$ 11.100
Hidráulico	\$ 13.700
Total	\$ 24.800

Si bien es cierto se debe tomar en cuenta el costo de producción de la máquina, este será únicamente informativo y no se utilizará en el análisis, porque no se poseen las herramientas necesarias para realizar un estimado del precio de fabricación de la máquina con el nuevo diseño.

### **3.3 Sistema de control:**

Al modificar el diseño mecánico de la máquina, se afecta el sistema de control de la misma. Actualmente, este cuenta con un controlador lógico programable (PLC), encargado de coordinar todos los movimientos, y de un pantalla (interfaz humano máquina o HMI) que muestra el estado de los sensores y de los procesos, además, permite realizar activaciones manuales y modificar parámetros de la secuencia del programa.

En la Figura 3-1 se observa la interacción de los distintos elementos del sistema de control. Si bien es cierto el PLC es de la misma familia en el nuevo diseño, este se debe adaptar a la nueva arquitectura, además, los otros grupos de dispositivos se modificarán, aumentando la cantidad de variadores y de drives, disminuyendo los módulos de entradas y salidas, sufriendo variaciones en los sistemas de comunicaciones, entre otras cosas.



**Figura 3-1 Componentes básicos del sistema de control.**

Debido a que actualmente los motores se utilizan para mover el tubo (expeditarlo en la entrada, moverlo en el campaneado o girarlo) y no para mover estructuras mecánicas, se requieren variadores de frecuencia solamente para controlar la velocidad con la que se mueve el tubo.

Los cilindros requieren de sensores de final de carrera y, dependiendo del tipo de válvula, uno o dos solenoides; esto influye en el sistema de control como entradas y salidas discretas del PLC. En algunos casos especiales, se utilizan transductores de posición lineal para determinar la ubicación exacta de algunos cilindros hidráulicos, los cuales se manejan como señales analógicas en el controlador.

En el Cuadro 3-11 se presentan los costos del sistema de control, separados en grupos de acuerdo a la funcionalidad de los dispositivos. Se clasificaron para facilitar la comparación con el nuevo sistema de control, separando los costos fijos (los dispositivos que se usan siempre independientemente de la cantidad y tipo de entradas y salidas) de los costos variables (dependientes del sistema de control).

**Cuadro 3-11 Costos aproximados de sistema de control de última máquina.**

Grupo de dispositivos	Costo
Control general fijo	\$ 6.880,76
Control general variable	\$ 8.175,49
Cables y potencia	\$ 4.601,87
Entradas y salidas PLC	\$ 3.106,68
PLC	\$ 5.262,30
HMI	\$ 5.139,00
Motion	\$ 2.261,25
<b>Total</b>	<b>\$ 35.427,35</b>

Dentro de los costos fijos se encuentran elementos como el gabinete, los porta-fusibles, los fusibles, las borneras y las terminales, mientras que los variables son dispositivos como conectores multi-línea, cajas de interconexión y sensores.

Los cables y elementos de potencia también son variables, debido a que el nuevo diseño agrega sistemas electromecánicos que requieren de alimentaciones y protecciones eléctricas. El PLC, por otro lado, es el controlador base de la máquina, que indistintamente de los cambios en el diseño, este mantendrá su misma estructura; lo mismo le sucede al HMI (interfaz humano máquina).

Los grupos de las entradas y salidas del PLC y de los variadores de frecuencia (VFD) son los que más cambian con el diseño, debido a que los nuevos sistemas utilizan variadores o drives como actuadores y además, esto modifica los sistemas de detección de movimiento y los sensores de final de carrera.

Los costos por considerar del sistema de control son únicamente los relacionados a los materiales necesarios para hacer funcionar el sistema. En este caso no se poseen las herramientas para determinar el costo de producción del sistema de control y tampoco se cuentan con los datos históricos de máquinas anteriores.

## 4 Diseño

El nuevo diseño consta de varios procesos dependiendo del tipo de aplicación. Es completamente necesario conocer las características dinámicas de la carga, por ejemplo el tipo de movimiento, la masa, el tiempo y la velocidad del movimiento, la inercia de la carga y el tiempo de aceleración, entre otros. Previo a seleccionar los sistemas es importante hacer una selección de la velocidad del motor a utilizar, seleccionándola entre los valores estándar existente; si este valor no funciona luego deberá ser modificado pero se requiere un valor para iniciar los cálculos.

Para las aplicaciones de movimiento lineal que no utilizan cilindro eléctrico primero se selecciona el husillo a utilizar de acuerdo con los requerimientos físicos (largo, soportes, entre otros) y dinámicos del sistema (velocidad del motor, avance mínimo, vida útil); una vez conocidas las características principales del husillo, se procede a determinar la inercia del motor y a realizar los cálculos respectivos de torque, lo que permite elegir un motor adecuado para la aplicación con base en la velocidad utilizada antes y el torque calculado; luego se diseña el servo sistema de control y por último se seleccionan los accesorios restantes necesarios.

Para las aplicaciones, que por sus características físicas, requieren del uso de un cilindro eléctrico, este se determina por distancia, fuerza lineal y en algunos casos se debe tomar en cuenta la fuerza axial para sostener una carga cuando se encuentra totalmente extendido; conocido el cilindro, se utilizan sus datos de paso e inercia y, junto con las características de la carga, se seleccione el motor que cumpla con el requerimiento de torque.

### 4.1 Aplicaciones con husillo:

Tomando en cuenta lo anterior, en el primer caso, se inicia seleccionando el husillo. Si bien todos los métodos se resumen en lo expuesto anteriormente, para realizar propiamente el diseño, se tomó como base la guía de selección de husillos de “Thomson Linear Motion” (Johnson, 2015). Para iniciar con la metodología se toman en cuenta los siguientes parámetros:

- Largo del husillo (in)
- Distancia del movimiento (in)
- Velocidad del motor en revoluciones por minuto (rpm).

- Avance requerido (velocidad del objeto a mover) ( $in/min$ ).
- Carga (N).
- Factor de velocidad del husillo ( $C_s$ ).
- Factor de velocidad de la tuerca ( $C_t$ ).
- Distancia no soportada del husillo (in).
- Factor de seguridad.
- Ciclo de trabajo ( $revs/año$ ).
- Carga dinámica (N).
- Posible diámetro RMS del husillo (in)
- Posible diámetro nominal del husillo (in).
- Posible carga dinámica (N).

Es importante mencionar que el diseño se inicia con la preselección de un husillo y con base en sus características (diámetro RMS, diámetro nominal y posible carga nominal) se realizan los cálculos, si estos no cumplen con los diferentes requerimientos se debe seleccionar otro husillo y realizar los cálculos de nuevo.

Lo primero que se obtiene es el paso mínimo del husillo (con lo que se hace la preselección del husillo) dividiendo el avance requerido entre la velocidad del motor.

$$Paso \left[ \frac{in}{rev} \right] = \frac{Avance \text{ requerido} \left[ \frac{in}{min} \right]}{Velocidad \text{ motor} \left[ \frac{rev}{min} \right]} \quad (4.1-1)$$

Luego de calcular el paso y de preseleccionar un husillo, se determina la velocidad crítica del tornillo con base en la ecuación (4.1-2), si el valor obtenido es mayor a la velocidad nominal del motor, entonces la selección del tornillo es apropiada.

$$n_c [RPM] = \frac{C_s 1,2 \times 10^8 d_r S}{l^2} \quad (4.1-2)$$

El coeficiente  $C_s$  se obtiene del Cuadro 4-1 y es un coeficiente que depende del tipo de soporte que presenta el tornillo.

Así como se considera la velocidad crítica del tornillo, utilizando (4.1-3) (donde  $d_0$  es el diámetro nominal del tornillo y  $n$  es la velocidad del motor) se obtiene la velocidad crítica de la tuerca, si esta es menor a 140000 se cumple el requerimiento de velocidad crítica de la tuerca.

$$DN = d_0 n < 140000 \quad (4.1-3)$$

**Cuadro 4-1 Coeficientes para velocidad crítica del husillo.**

Montaje de los extremos del tornillo	$C_s$
1 fijo y 1 libre	0,36
2 soportados	1
1 fijo y 1 soportado	1,47
2 fijos	2,23

Por último se obtiene que (4.1-4) la carga de compresión del husillo, la cual debe ser mayor que la fuerza equivalente aplicada al mismo. En este caso también existe un coeficiente  $C_s$  que se presenta en el Cuadro 4-2.

$$F_c [N] = \frac{C_s \times 9,867 \times 10^4 \times d_r^2}{l^2} \quad (4.1-4)$$

**Cuadro 4-2 Coeficientes para fuerza de compresión del husillo.**

Montaje de los extremos del tornillo	$C_s$
1 fijo y 1 libre	0,25
2 soportados	1
1 fijo y 1 soportado	2
2 fijos	4

Por último se debe tomar en cuenta la vida útil de los componentes por diseñar. Este parámetro se obtiene en millones de revoluciones, milímetros o pulgadas y se calcula con la ecuación (4.1-5), donde  $L_{10}$  es el parámetro a buscar, C es la carga dinámica del husillo, F es la fuerza requerida y S el paso. (Exlar corporation, 2014).

$$L_{10} = \left( \frac{C}{F} \right)^3 S \quad (4.1-5)$$

Una vez conocidas las características principales del husillo (diámetro, paso y largo) se inicia el cálculo de torques para seleccionar el motor. Para determinar el par necesario del motor se utiliza la ecuación (4.1-6), mediante la cual se hace el análisis de fuerzas del movimiento electromecánico; dicha fórmula es válida para sistemas electromecánicos donde se utilicen husillos como los explicados en el apartado 2.2.3. La diferencia entre los tipos de

husillo se toma en cuenta en el cálculo como un cambio en el coeficiente de fricción (sus características funcionales son tomadas en cuenta para seleccionar cuál será utilizado). Además, en este caso, se toman en cuenta las fuerzas aplicadas verticalmente al husillo y que se presentan en forma de fricción  $F_{fr}$ , las fuerzas lineales externas  $F_p$  y la fuerza que genera el propio peso de la estructura  $F_p$ .

$$T = \left( \frac{F_p + F_g + F_{fr}}{2\pi P_s e} \right) + T_p \quad (4.1-6)$$

El par obtenido anteriormente es el necesario para mover la carga, pero también se debe contemplar la fuerza necesaria para sacar la carga del reposo, por ello se debe tomar en cuenta la inercia de la carga; primero se suman las mismas de las diferentes estructuras, y luego se aplica la fórmula (4.1-7) para obtener el torque necesario, determinando previamente la aceleración de arranque.

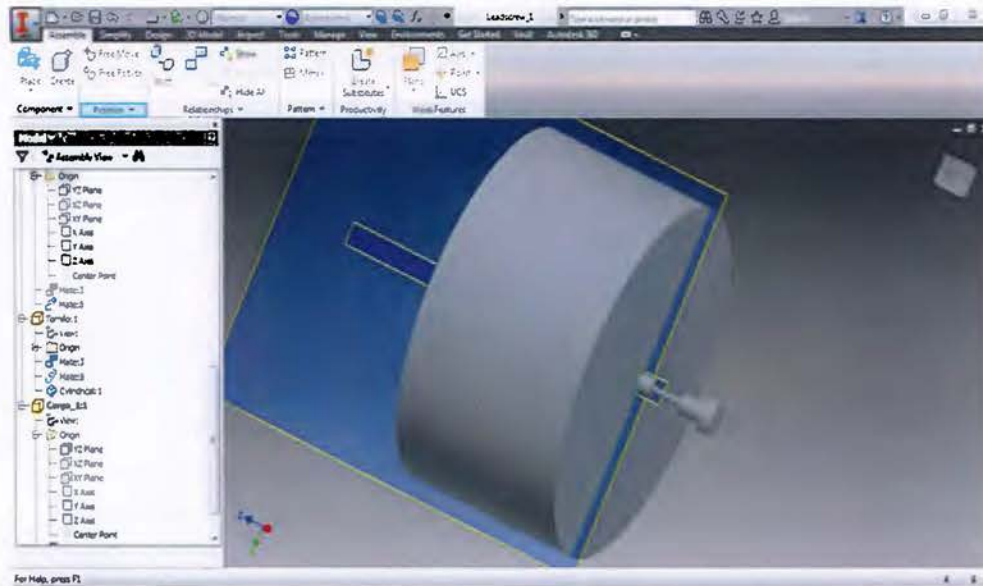
$$T = J_L \alpha \quad (4.1-7)$$

Para el caso específico de los husillos, el grupo de (4.1-8) simplifican el cálculo de la inercia, pues permiten calcular la inercia total, tomando en cuenta tanto la inercia de la carga como la inercia propia del husillo.

$$J_l = \frac{W}{g} \left( \frac{1}{2\pi P} \right)^2 \quad (4.1-8)$$

$$J_h = \frac{\pi L p R^4}{2g}$$





**Figura 4-1** Plantilla de simulación del husillo con carga.

Los cálculos anteriores pueden ser obtenidos mediante herramientas computacionales, por esto, los datos obtenidos con el procedimiento anterior fueron validados a través de simulaciones con el software de diseño y dibujo asistido por computadora Inventor® de Autodesk. Se realizó una plantilla de simulación en la cual un husillo mueve una carga con una masa determinada, se compararon los datos de inercia determinados utilizando las fórmulas con los obtenidos a través de la simulación para el mismo ejemplo y se validó la funcionalidad del procedimiento seleccionado. En la Figura 4-1 se muestra el ambiente de Inventor® con el modelo utilizado para la simulación; este consta de una base fija, un tornillo fijado a la base, una tuerca giratoria y la carga (no giratoria).

Con el valor del par necesario y con la velocidad preseleccionada anteriormente se determina el motor. Es importante tomar en cuenta que existen muchas tecnologías de motores y son las características de la aplicación las que definen el motor necesario. Conocidos los datos del motor, se debe sumar la inercia propia de este a los cálculos anteriores, y asegurarse que el par requerido por el sistema, incluyendo el motor, siga siendo menor que el disponible.

**Cuadro 4-3 Datos de entrada para diseño de husillos.**

Nombre	Unidades	Campaneo	Hornos	Carro Mesa	Magazine
Largo tornillo	In	34,00	22,00	40,00	34,00
Trayecto	In	28,00	17,00	35,00	28,00
Velocidad motor	rev/min	1140	1140	1140	1140
Velocidad requerida	in/s	4,00	5,67	5,00	4,00
Peso	lbf	2063	880	2150	71
Peso en N	N	9176	3914	9564	317
Fuerza externa	N	44259	0,00	0,00	1966,10
Coeficiente velocidad tornillo (Cs)		1,00	1,00	1,00	1,00
Coeficiente velocidad tuerca (Cs)		1	1	1	1
Largo tornillo no soportado	in	32	20	38	32
Factor de seguridad		0,80	0,80	0,80	0,80
DN		140000	140000	140000	140000
Posible diámetro RMS del tornillo	in	1,98	0,41	0,41	0,41
Posible diámetro nominal tornillo	in	2,25	0,50	0,50	0,50
Posible carga dinámica tornillo	lbf	12800	929	929	1180

Los movimientos de la máquina que se ajustan a este tipo de aplicación son los hornos, el campaneo, la mesa de transferencia (carro mesa) y el magazine. En el Cuadro 4-3 se muestran los datos utilizados en la selección de los husillos de los movimientos mencionados anteriormente. Con base en estos datos se realizaron los cálculos y las comparaciones mostradas en el Cuadro 4-4; en esta se comprueba que las características de los husillos seleccionados cumplen con los requerimientos mínimos.

**Cuadro 4-4 Datos de salida para selección del husillo.**

Nombre	Unidades	Campaneo		Hornos		Carro Mesa		Magazine	
		Valor		Valor		Valor		Valor	
Paso mínimo	in	0,21		0,30		0,26		0,21	
Velocidad crítica tornillo	RPM	6385,33	Pasa	3874,02	Pasa	2198,62	Pasa	1513,29	Pasa
Velocidad crítica tuerca		2280,00	Pasa	570,00	Pasa	1140,00	Pasa	570,00	Pasa
Carga de compresión		282162054	Pasa	2278712,78	Pasa	11121518	Pasa	890122,18	Pasa

Una vez determinados los husillos de acuerdo a su capacidad de aplicar fuerza, se debe determinar la vida útil de los mismos aplicando esos valores máximos de fuerza. En el Cuadro 4-5 se observa que la vida en útil en años para los hornos y la mesa de transferencia es elevada mientras que en los otros dos casos no lo es, lo anterior se debe a que el campaneo y el magazine presentan fuerzas externas, las cuales reducen la vida útil del husillo. Es importante mencionar que para el magazine es necesario utilizar dos husillos para poder cumplir con un requerimiento de 15 años, y para el campaneo se deben utilizar cuatro.

**Cuadro 4-5 Vida útil de los husillos.**

Nombre	Unidades	Campaneo	Hornos	Carro Mesa	Magazine
		Valor	Valor	Valor	Valor
Posible carga dinámica tornillo	lbf	12800	929	929	1900
Ciclo de trabajo	Millones de pulgada	16934400	10281600	21168000	16934400
L10	Millones de pulgada	139	4706078	193375	317
L10	Años	8	457718	9135	19

En el Cuadro 4-6 se presentan las características de la carga, del movimiento y del husillo, necesarios para obtener el torque requerido por el motor. Es importante destacar que se obtiene tres diferentes fuerzas que producen torque al motor, la primera es la fuerza de fricción en el husillo, la segunda es la fuerza de fricción en las barras guías y la tercera es la inercia del sistema.

**Cuadro 4-6 Datos de entrada de selección del motor.**

Nombre	Unidades	Campaneo	Hornos	Carro Mesa	Magazine
Peso	lbf	2063	880	2150,17	71,3
Fuerza externa	lbf	6219	0	0	442
Paso del tornillo	threads/in	4	2	2	2
Largo del tornillo	in	32	20	40	32
Diámetro del tornillo	in	2,25	0,5	0,5	0,5
Tiempo de aceleración	s	1,5	1	1,5	1
Tiempo total	s	7	3	7	7
Trayecto	in	28	20	35	28
Densidad del material	lb / in <sup>3</sup>	0,28	0,28	0,28	0,28
Coefficiente de fricción del husillo	-	0,003	0,003	0,003	0,003
Coefficiente de fricción de las guías	-	0,005	0,005	0,005	0,005
Eficiencia de las guías	-	1	1	1	1
Eficiencia del husillo	-	0,9	0,9	0,9	0,9

En el Cuadro 4-7 se presentan los cálculos obtenidos de torque y de potencia, que requieren los motores para poder mover la carga satisfactoriamente. Es necesario destacar que cuando existe alguna fuerza externa al movimiento, los requerimientos de torque aumentan considerablemente, ya que son fuerzas que se antepone al movimiento y no simplemente fuerzas de fricción, por dicha razón, el sistema seleccionado para la cámara necesita de un motor con mucha potencia, para poder vencer la fuerza externa existente cuando se pretende cargar un empaque (caso crítico).

**Cuadro 4-7 Datos de salida de selección del motor.**

Nombre	Unidades	Campaneo	Hornos	Carro Mesa	Magazine
Inercia total	lb in s <sup>2</sup>	0,06687	0,01453	0,00009	0,00131
Torque inercial	lb in	5,02	1,46	0,00	0,07
Conversión de toque inercial	Nm	0,567	0,165	0,000	0,008
Torque friccional	lb in	0,27	0,23	0,95	0,02
Conversión de torque friccional	Nm	0,0309	0,0264	0,1074	0,0021
Torque de fricción en las guías y torque externo	lb in	247,857	0,350	0,056	35,202
Conversión torque en las guías	Nm	28,0040	0,0396	0,0064	3,9772
Torque total	Nm	28,571	0,205	0,006	3,985
Factor de seguridad		1,000	2,000	2,000	2,000
Torque con fs	Nm	28,571	0,409	0,013	7,971
Torque con fs unidades inglesas	lb ft	21,073	0,302	0,009	5,879
Capacidad de motor	HP	10,000	0,250	0,250	0,500



Aunque hay muchas formas de producir movimientos lineales para evitar realizar grandes rediseños en la máquina, todos los movimientos que no fueron diseñados previamente con husillo llevarán cilindro eléctrico. Si bien es cierto existen muchos fabricantes, se ha elegido trabajar con Exlar® por su compatibilidad con los sistemas Allen Bradley; esto permite integrar los sistemas de control de movimiento y el de la máquina en uno solo.

En la mayoría de los casos se utilizó el modelo de la máquina en Inventor® para determinar la fuerza necesaria de los cilindro, sin embargo en algunas aplicaciones donde intervienen fuerzas externas no se pudo realizar esto, por ejemplo el caso del collar que tiene que expulsar el tubo. En los casos donde esto no se pudo realizar, se utilizó la fuerza que aplica el cilindro actual como referencia, aunque, en el caso de los cilindros hidráulicos, previamente se habían realizados pruebas para determinar la presión de operación (y la fuerza) necesaria para que los cilindros funcionaran correctamente.

**Cuadro 4-9 Datos para selección de los cilindros eléctricos parte 2.**

Nombre	Unidades	Ensamble router	Router	Levantador mesa	Levantador recibo	Botador
Fuerza requerida	lbf	100	20	385	385	385
Largo	in	2,5	2,5	3	4	4
Velocidad máxima	in/s	4	2,5	3	2,5	2
Tiempo	s	1	1	1	1	2
Tiempo de aceleración	s	0,3	0,3	0,3	0,3	0,7
Aceleración máxima	in/s <sup>2</sup>	3	90	3	3	3
Torque requerido por el motor	lb in	0,4	0,1	1,4	1,4	1,39
Cilindro		KM60-05	KM60-05	KX60-05	KX60-05	KX60-05
Servo motor		SLG-60 1 Stack 368	SLG-60 1 Stack 168	SLG-60 3 Stack 368	SLG-60 3 Stack 368	SLG-60 3 Stack 368
Fabricante		Exlar	Exlar	Exlar	Exlar	Exlar

En los Cuadro 4-8 y Cuadro 4-9 se muestra la selección de los cilindros eléctricos para las distintas aplicaciones, si bien no se presentan los números de partes exactos, con los cálculos

realizados se determina la familia del cilindro, su capacidad y características básicas así como el servomotor que manejará dicho cilindro.

Como se observa, las especificaciones principales de los mismos son la fuerza entregable (requerida), el largo del eje, la velocidad máxima y el torque. Este último define dos cualidades importantes, primero la capacidad del servomotor y segundo, la capacidad del cilindro, ya que estos poseen un par máximo de entrada al sistema electromecánico.

Con los cilindros definidos, al igual que para los husillos, se debe determinar su vida útil, utilizando el mismo procedimiento. En el Cuadro 4-10 y en el Cuadro 4-11 se muestran los datos de la vida útil para los cilindros eléctricos. Se determina que en el caso del collar se tendría que cambiar de cilindros cada 10 años y en el caso del clamp inferior cada 5 años. Es importante tomar esto en cuenta a la hora de realizar el análisis económico porque incrementa la inversión a realizar por el cliente.

**Cuadro 4-10 Vida útil cilindros eléctricos parte 1.**

Nombre	Unidades	Collar	Clamp superior	Clamp inferior	Guillotina	Majadores	Cachos
Carga dinámica	C	11548	11548	11548	2738	1725	2738
Paso	S	0,1969	0,1969	0,1969	0,3937	0,1969	0,1969
L10	Millones de pulgadas	78	78	19	299	517	70
Ciclo de trabajo	Millones de pulgadas	7257600	4233600	4233600	18144000	10281600	3024000
L10	Años	10	18	5	16	50	23



Cuadro 4-11 Vida útil cilindros eléctricos parte 2.

Nombre	Unidad	ensamble	router	Levantador router	Levantador mesa	Levantador recibo	Botador
Carga dinámica	C	1725	1725	2738	2738	2738	2738
Paso	S	0,1969	0,1969	0,1969	0,1969	0,1969	0,1969
L10	Millones de pulgadas	1010	126334	70	70	70	70
Ciclo de trabajo	Millones de pulgadas	1512000	1512000	1814400	2419200	2419200	2419200
L10	años	668	83554	39	29	29	29

### 4.3 Drives:

Un elemento muy importante en la selección de los servos sistemas es el amplificador de corriente o el variador de frecuencia que controla el motor. Existen muchos fabricantes y muchas tecnologías, pero, se seleccionaran sistemas Allen Bradley® para que todo el sistema de control sea compatible y se simplifique el diseño.

En el caso de los husillos la selección es simple, pues se selecciona un variador de frecuencia acorde con la potencia del motor y que cumpla con las características necesarias de control; la familia de variadores Powerflex® 525 de Allen Bradley poseen capacidades de potencia entre las requeridas (0,5 HP a 10 HP) y pueden ser controlados a través de una red de Ethernet. En el Cuadro 4-12 se muestra la selección de los motores y de los variadores para el primero tipo de aplicación.

Un variador controlado por Ethernet significa que las diferentes señales que permiten el funcionamiento del variador (arranque, paro, velocidad, corriente, entre otras) son enviadas digitalmente a través de una conexión de red, a diferencia de los sistemas tradicionales de cableado, en los cuales cada señal de control debe ser respectivamente cableada al PLC en sus entradas y salidas.

**Cuadro 4-12 Selección de motores y variadores de frecuencia para husillos.**

Nombre	Unidades o Marca	Campaneo	Hornos	Carro Mesa	Magazine
Capacidad de motor	HP	10,000	0,250	0,250	0,500
Motor	Baldor	BM3734T	BM3568	BM3568	BM3108
Variador de frecuencia	Allen Bradley	25B-D017N114	25B-D1P4N114	25B-D1P4N114	25B-D1P4N114

Para el caso de los servomotores, se requiere de un amplificador que controle la tensión y corriente que se le entrega al motor para producir el movimiento deseado. Existen muchos tipos y tecnologías, tanto en AC como en DC. En el caso específico de Allen Bradley® se pueden dividir por el sistema de comunicación que usa, ya sea integrado mediante una red de Ethernet, o mediante una red especial de movimiento llamada SERCOS® o en el caso más sencillo sin ningún tipo de red de comunicación sino utilizando perfiles de movimiento programables en el amplificador (indexados).

Estos tres tipos de comunicación poseen capacidades diferentes de control. En el caso más simple, los amplificadores poseen la capacidad de generar perfiles de movimiento programados a través de un sistema indexado, pero el cambio en el perfil no es permitido durante ejecución, así como el controlador no posee total control sobre el amplificador. El segundo y el tercer caso si permiten la integración del amplificador con el controlador, en donde el controlador posee total capacidad de comunicarse y controlar al amplificador. La diferencia entre estos dos últimos radica en que el sistema SERCOS es exclusivo para movimiento, mientras que el sistema de Ethernet permite la comunicación e integración de todo el sistema de control (entradas y salidas remotas, seguridad, movimiento, interfaces gráficas).

Para seleccionar estos amplificadores es importante conocer la tensión nominal de entrada, la corriente nominal del motor, la corriente pico del motor y como se mencionó antes las necesidades de comunicación y control. Debido a que muchos de los movimientos de la campaneadora no requieren mayor coordinación, y por lo tanto la integración no es tan importante, la mayoría de los amplificadores serán controlados mediante indexación. Aun así, hay dos casos en los que es necesario seleccionar amplificadores con capacidad de integración.

Tomando en cuenta que la máquina posee actualmente una red interna de Ethernet, la comunicación con los variadores se hará a través de la misma.

En el Cuadro 4-13 se muestra la selección del sistema de amplificadores Kinetix 6500® de Allen Bradley® para los cilindros del collar y de los clamps. Esta familia de amplificadores se comunica a través de la tecnología “CIP Motion”, esta funciona a través de Ethernet y, además, cumple los requerimientos de sincronización de tiempo necesarios para realizar un control de movimiento de lazo cerrado a través de una red “estándar”.

Se ha seleccionado esta familia de amplificadores para estos dos casos específicos por su capacidad de potencia. Los amplificadores con operación indexada no presentan la capacidad de manejar corrientes tan elevadas, mientras que estos amplificadores sí lo hacen. Además, presentan la posibilidad de utilizar un bus de potencia común en DC para alimentar los amplificadores, si bien son 4, el primero se encarga de hacer la conversión de potencia y los demás únicamente controlan la inversión necesaria para controlar el servomotor, lo que simplifica la instalación de los mismos.

En este caso específico se requiere de un convertidor que entregue el total de la corriente requerida por los motores, por ello se seleccionó el módulo 2094-BC02-M02-M, el cual tiene la capacidad de entregar al bus común 23 A, así como de invertir para el primer servomotor 49 A.

Por otro lado, los cilindros que poseen la posibilidad de ser manejados por medio de indexación serán controlados por los amplificadores de la familia Kinetix 300®. Si bien estos poseen comunicación Ethernet, no la tecnología “CIP Motion”, por lo cual no pueden ser integrados al software del controlador y el desarrollo del movimiento se hace mediante parámetros que determinan las características del perfil.

Esta familia de amplificadores es de las más sencillas, no posee bus común y cada uno de ellos es una unidad individual. Como la mayoría de los movimientos que realizamos no requiere mayor coordinación entre sí, es válida esta selección, además, esto permite seguir usando un PLC de la familia previamente seleccionada, ya que la selección de los amplificadores Kinetix 300® no requiere mayor mejoría en el controlador.

**Cuadro 4-13 Selección de amplificadores Kinetix 6500®.**

Nombre	Unidades	Collar 1	Collar 2	Clamp superior	Clamp inferior
Fuerza requerida	Lb f	1570	1570	1570	2500
Torque requerido por el motor	Nm	5,649	5,649	5,649	8,449
Tensión Nominal	V	460	460	460	460
Corriente de inversor	A	4,04	4,04	4,04	6,422
Corriente pico inversor	A	31,9	31,9	31,9	31,4
Cilindro		KX75-05	KX75-05	KX75-05	KX90-05
Servo motor		SLM-115 1 Stack 368	SLM-115 1 Stack 368	SLM-115 1 Stack 168	SLM-115 2 Stack 268
Fabricante		Exlar	Exlar	Exlar	Exlar
Módulo de poder de amplificadores		2094-BC02-M02-M (23 A)			
Riel de poder de sistema de amplificadores		2094-PRS5			
Módulo de eje de amplificadores		x	2094-BM01-M	2094-BM01-M	2094-BM02-M
Módulo de control de amplificadores		2094-EN02D-M01-S0	2094-EN02D-M01-S0	2094-EN02D-M01-S0	2094-EN02D-M01-S0
Potencia de amplificador (kW)		15	3,9	3,9	6,6

En los Cuadro 4-14 y Cuadro 4-15 se muestra la selección para el resto de cilindros. Como se mencionó anteriormente, la corriente requerida es el parámetro fundamental para la selección del amplificador. Se puede observar que fueron seleccionados con una capacidad un poco superior a la corriente requerida por el motor para que los sistemas puedan funcionar correctamente.

**Cuadro 4-14 Selección de amplificadores Kinetix 300® parte 1.**

Nombre	Unidades	Guillotina	Majadores x 6	Cachos x 6	Ensamble Chaflaneador
Fuerza requerida	lbf	300	125	385	100
Torque requerido por el motor	lb in	1,085	0,5	1,39	0,4
Tensión Nominal	V	460	460	460	460
Corriente de inversor	A	1,35	0,57	1,73	0,5
Corriente pico inversor	A	6,2	4,7	6,2	3,5
Cilindro		KX60-05	KM60-05	KX60-05	KM60-05
Servo motor		SLG-60 3 Stack 368	SLG-60 1 Stack 168	SLG-60 3 Stack 368	SLG-60 1 Stack 368
Fabricante		Exlar	Exlar	Exlar	Exlar
Amplificador en Kinetix 300		2097-V34PR3	2097-V34PR3	2097-V34PR3	2097-V34PR3
Potencia de amplificador (kW)		1	1	1	1

Un tema muy importante es la escogencia de los cables de alimentación del motor y de la señal de retroalimentación. En las aplicaciones con variadores de frecuencia se utiliza cable especial con blindaje para proteger el sistema de armónicas. Por otro lado, los amplificadores requieren de cables especiales debido al uso de conectores por parte de los fabricantes de los motores.

**Cuadro 4-15 Selección de amplificadores Kinetix 300® parte 2.**

Nombre	Unidades	Router	Levanta Jor mesa	Levanta Jor recibo	Botador
Fuerza requerida	lbf	20	385	385	385
Torque requerido por el motor	lb in	0,1	1,4	1,4	1,39
Tensión Nominal	V	460	460	460	460
Corriente de inversor	A	0,1	1,73	1,73	1,73
Corriente pico inversor	A	2,3	8,3	8,3	8,3
Cilindro		KM60-05	KX60-05	KX60-05	KX60-05
Servo motor		SLG-60 1	SLG-60 3	SLG-60 3	SLG-60 3
		Stack 168	Stack 368	Stack 368	Stack 368
Fabricante		Exlar	Exlar	Exlar	Exlar
Amplificador en Kinetix 300		2097-V34PR3	2097-V34PR3	2097-V34PR3	2097-V34PR3
Potencia de amplificador (kW)		1	1	1	1

Para los sistemas de retroalimentación también se requiere elegir cables especiales para asegurar la correcta transmisión de datos entre el sensor y el controlador; estos se seleccionan de acuerdo con el tipo de sensor de velocidad o posición que posee el motor. En este caso particular se requiere que sean para “encoders” de tipo incremental, debido a que estos son los que traen los motores seleccionados anteriormente.

En el Cuadro 4-16 se muestran los diferentes cables y conectores que serán utilizados. En los casos donde el cilindro se encontrará soportado por una estructura que se mueve, como los de los cachos, se requiere de cables flexibles, en los demás casos se utilizarán cables estándar.

**Cuadro 4-16 Cables para uso con amplificadores y variadores de frecuencia.**

Necesarios para PowerFlex 525	
Cable para motor	
Cable para retroalimentación	
Necesario para Kinetix 300	
Bloque terminal para IO	2097-TB1
Conector para retroalimentación	2090-K2CK-D15M
Cable kinetix 300 con freno	2090-CPBM7DF-xxAAxx
Cable kinetix 300 sin freno	2090-CPWM7DF-xxAAxx
Cable kinetix 300 con freno flexible	2090-CPBM7DF-xxAFxx
Cable kinetix 300 sin freno flexible	2090-CPWM7DF-xxAFxx
Cable para retroalimentación flexible	2090-CFBM7DF-CDAFxx
Necesario para Kinetix 6500	
Conector para retroalimentación	2090-K6CK-D15M
Entradas y salidas y retroalimentación auxiliar	2090-K6CK-D44M
Cable kinetix 6500 con freno	2090-CPBM7DF-xxAAxx
Cable kinetix 6500 sin freno	2090-CPWM7DF-xxAAxx
Cable kinetix 6500 con freno flexible	2090-CPBM7DF-xxAFxx
Cable kinetix 6500 sin freno flexible	2090-CPWM7DF-xxAFxx
Cable para retroalimentación flexible	2090-CFBM7DF-CDAFxx

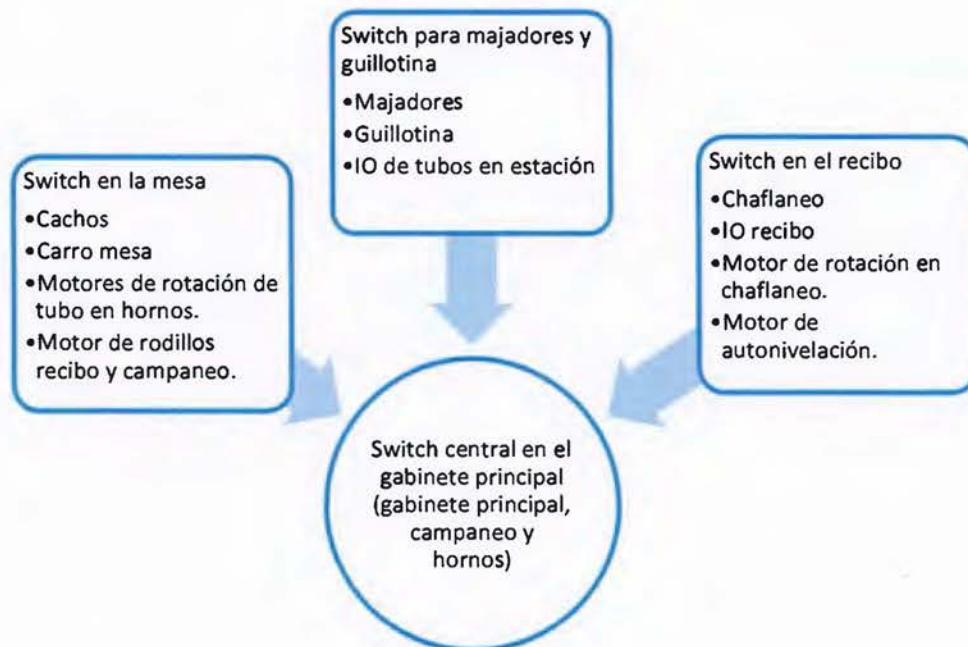
#### 4.4 Sistema de control:

Como se mencionó en el diagnóstico el sistema de control varía con el nuevo diseño; introducir variadores y amplificadores de diferentes tecnologías requiere aumentar la capacidad del controlador. El que se utiliza en la máquina estándar es el 1769-L33ER de la familia CompactLogix® de la marca Allen Bradley®. Debido a las nuevas implementaciones de movimiento con la familia Kinetix 6500, y el incremento de los dispositivos conectados por red, es necesario seleccionar el 1769-L36ERM.

El nuevo procesador posee la capacidad de integrarse con los amplificadores a través de la tecnología CIP, lo cual se indica con la última "M" en el número de parte, así como también se puede comunicar con 48 nodos de Ethernet al mismo tiempo.

Debido a que los amplificadores poseen entradas digitales programables para detectar sensores de final de carrera, el controlador no requiere de entradas digitales para tal funcionalidad

Como aumentó considerablemente el número de conexiones de red, la topología de anillo utilizada anteriormente ya no es viable, por lo tanto se van a utilizar “switches” de Ethernet para poder interconectar todos los elementos del sistema de control. En la Figura 4-2 se observa un esquema con la arquitectura de la red, básicamente es un interruptor principal y tres más conectados a este; estos se ubicarían en distintas partes de la máquina y comunican tanto amplificadores como módulos de entradas y salidas.



**Figura 4-2** Arquitectura de red de Ethernet.

La idea principal es ubicar un gabinete principal y tres sub-gabinetes en distintos lugares de la máquina para simplificar el cableado de los dispositivos, distribuyendo tanto las conexiones de control como las de potencia. Esto significa, que tanto los amplificadores, como los contactores y variadores de frecuencia serán colocados de acuerdo a la posición física del motor en la máquina.



En el Cuadro 4-17 se observa un resumen de los sistemas de control, donde se observan los cambios más significativos para los mismos. Es importante destacar que estos cambios conllevan otros indirectos, por ejemplo en la compra de cables, de los “switches” de Ethernet y de los sub-gabinetes, entre otras cosas.

**Cuadro 4-17 Resumen sistemas de control.**

	Sistema original	Sistema nuevo
Entradas digitales	97	65
Entradas analógicas	11	7
Salidas digitales	73	40
Variadores de frecuencia	5	10
Amplificadores	0	22

#### 4.5 Diagramas:

Una parte importante de cualquier diseño son los diagramas. Por motivo de confidencialidad, en este proyecto no se puede incluir un diagrama eléctrico de construcción del nuevo diseño. Aun así se presentan diagramas básicos, en los cuales se muestra la conexión de potencia de los servosistemas y la arquitectura básica de la red de Ethernet.

El primer diagrama, de la Figura 4-3 a la Figura 4-9, es un unifilar de lo que sería la conexión de los motores y los cilindros eléctricos para cada aplicación, con sus protecciones respectivas, separados de acuerdo con su ubicación en los distintos sub-gabinetes. En esta se muestran tanto los variadores de frecuencia como los “drives” de los cilindros eléctricos.

Por otro lado, de la Figura 4-10 a la Figura 4-15 se muestra un esquema con la interconexión de la red de Ethernet interna en la máquina. Primero se muestra en la Figura 4-10 la conexión de la red completa, pero para mejor observación se presenta en las Figura 4-11 y Figura 4-12 los componentes ubicados en el gabinete principal, en la Figura 4-13 los utilizados en el sub-gabinete para los majadores, en la Figura 4-14 los de la mesa y por último los del recibo en la Figura 4-15.

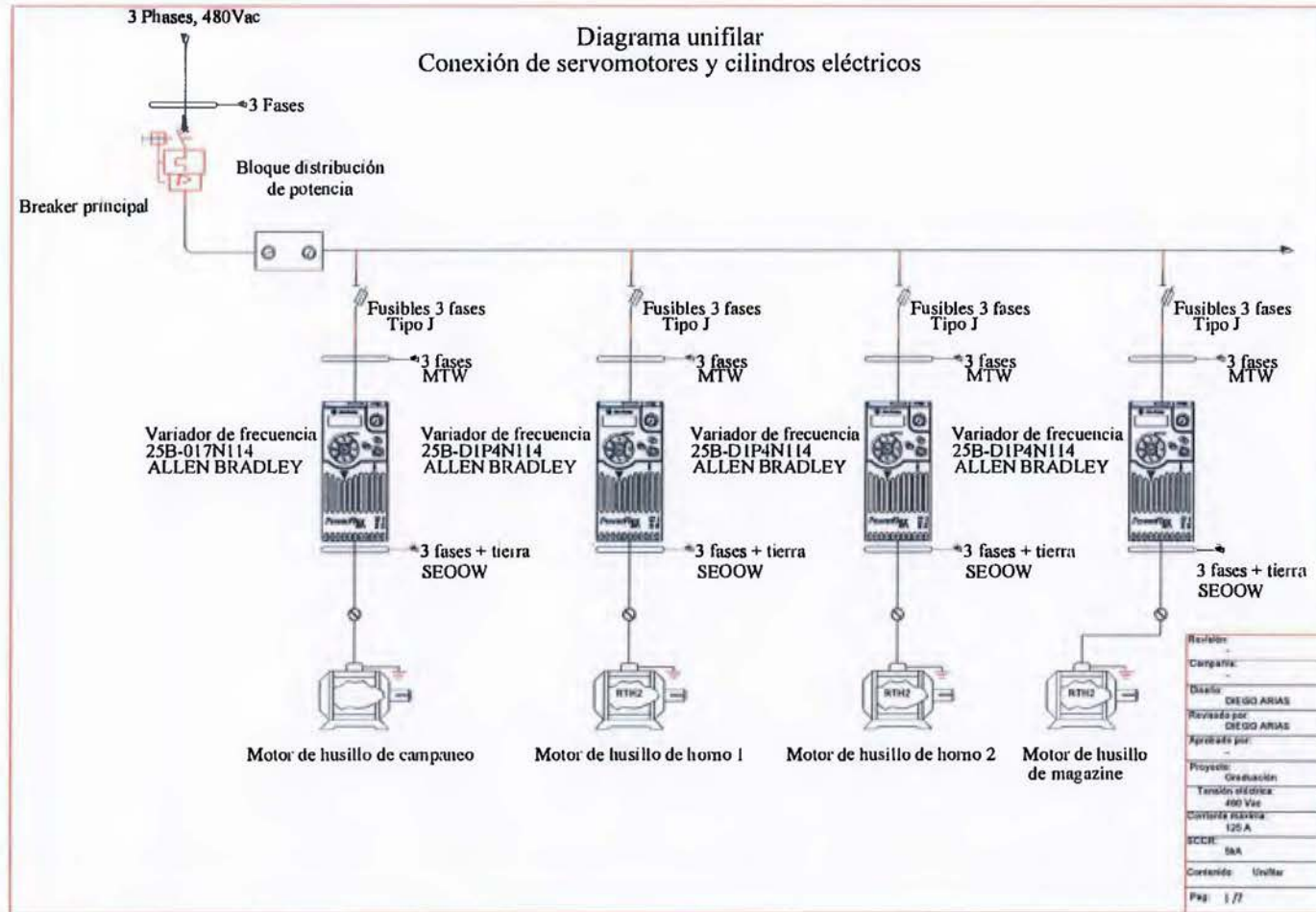


Figura 4-3 Diagrama unifilar de conexión de servomotores 1/7.

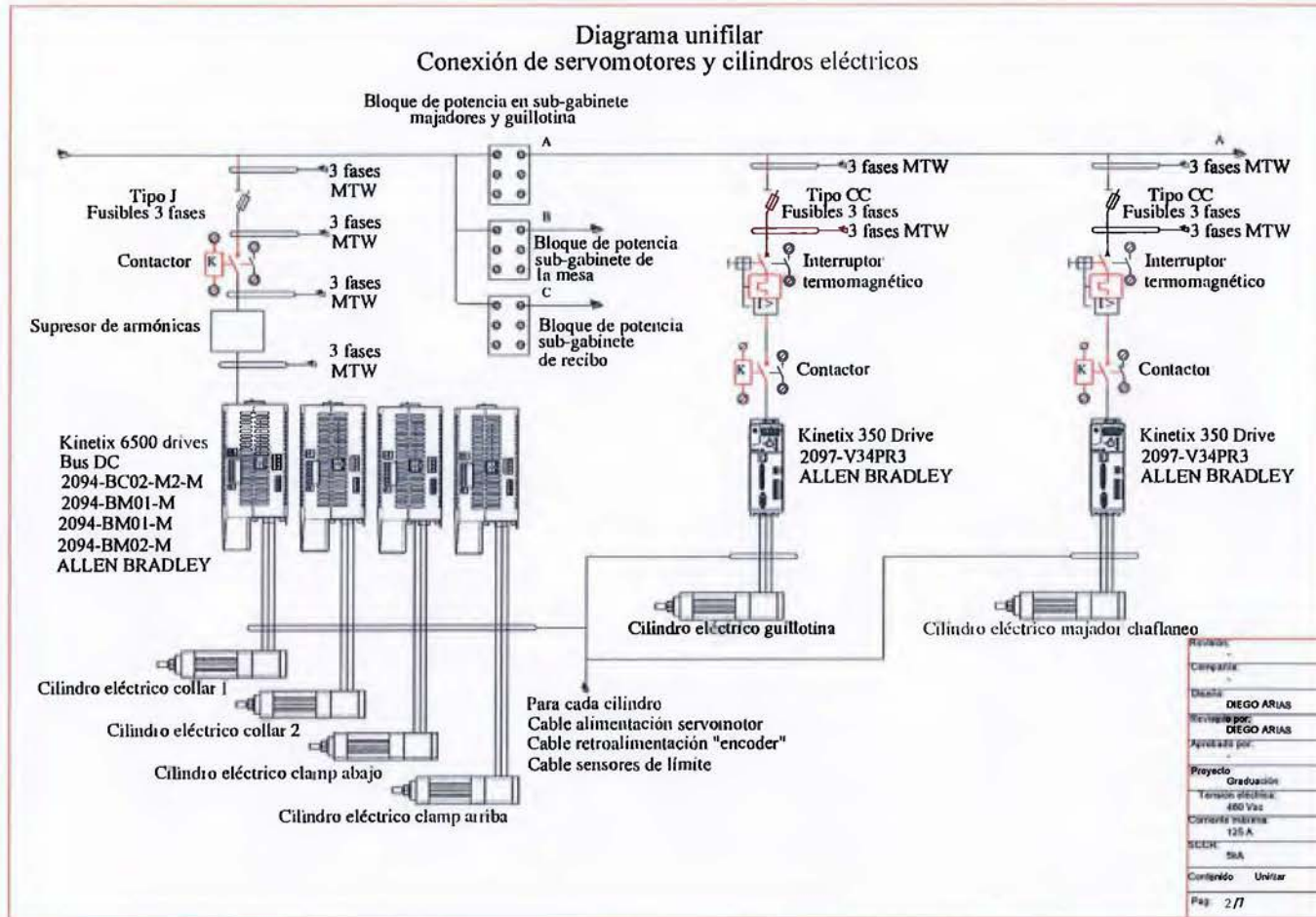


Figura 4-4 Diagrama unifilar de conexión de servomotores 2/7.

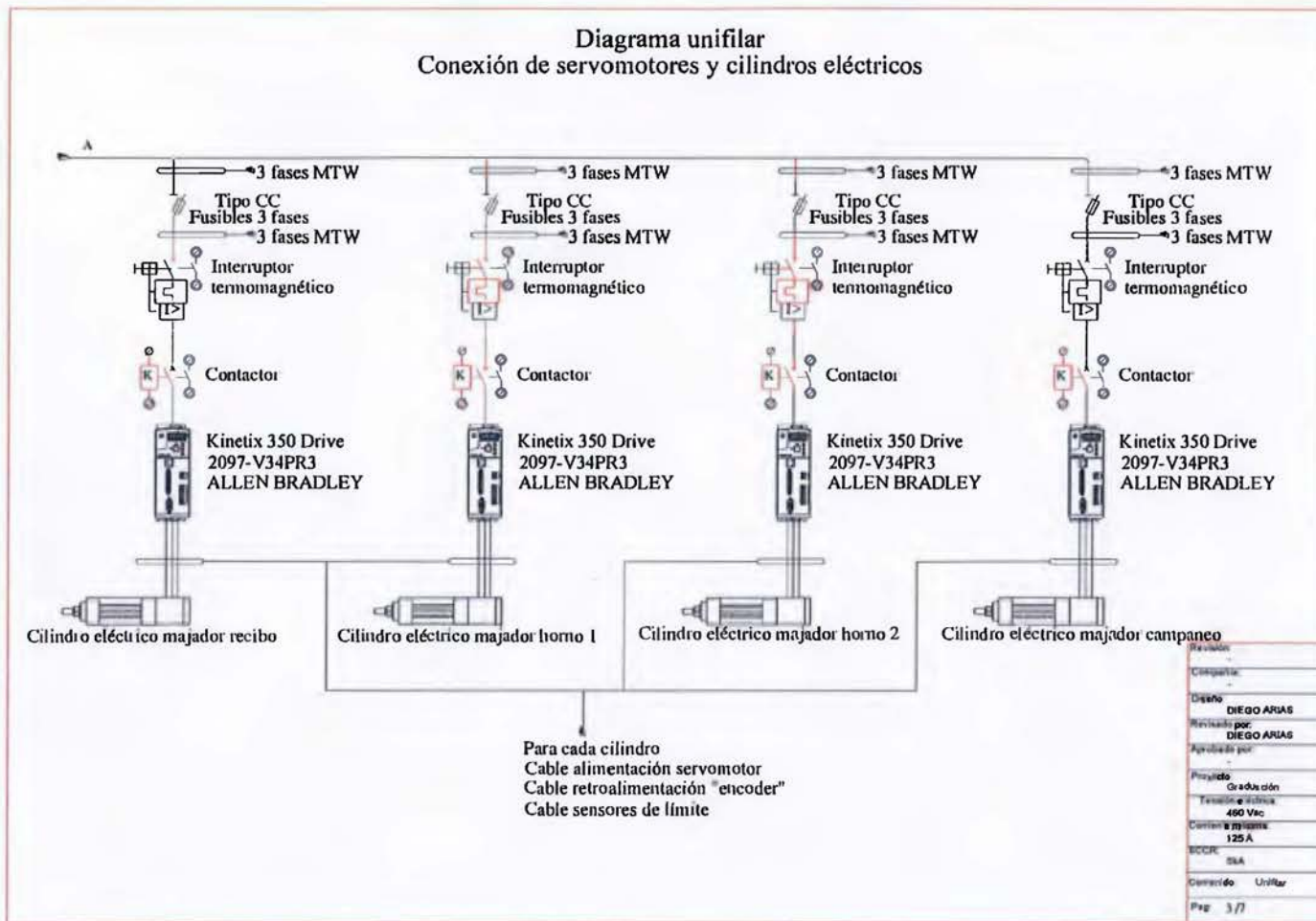


Figura 4-5 Diagrama unifilar de conexión de servomotores 3/7.

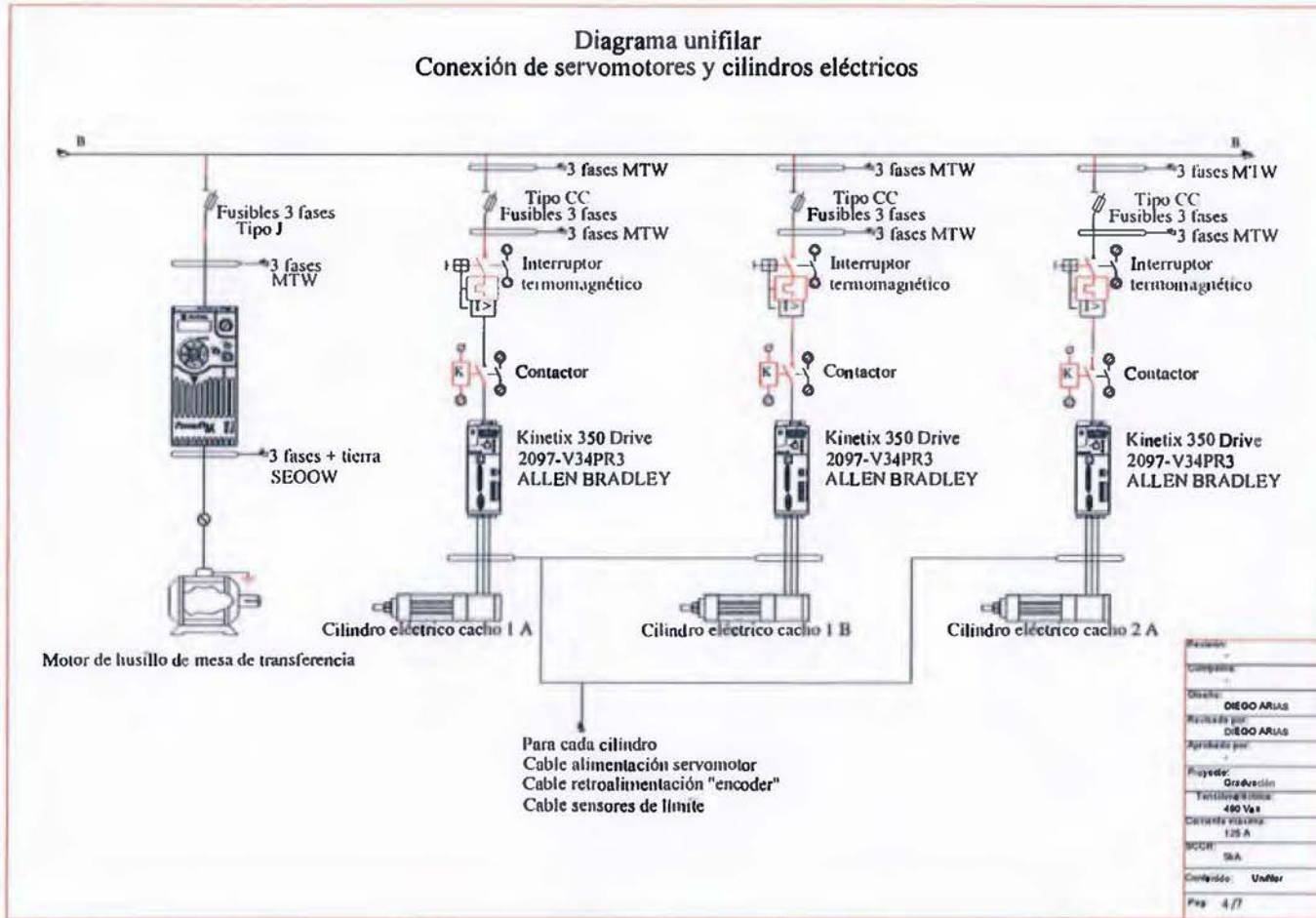


Figura 4-6 Diagrama unifilar de conexión de servomotores 4/7.

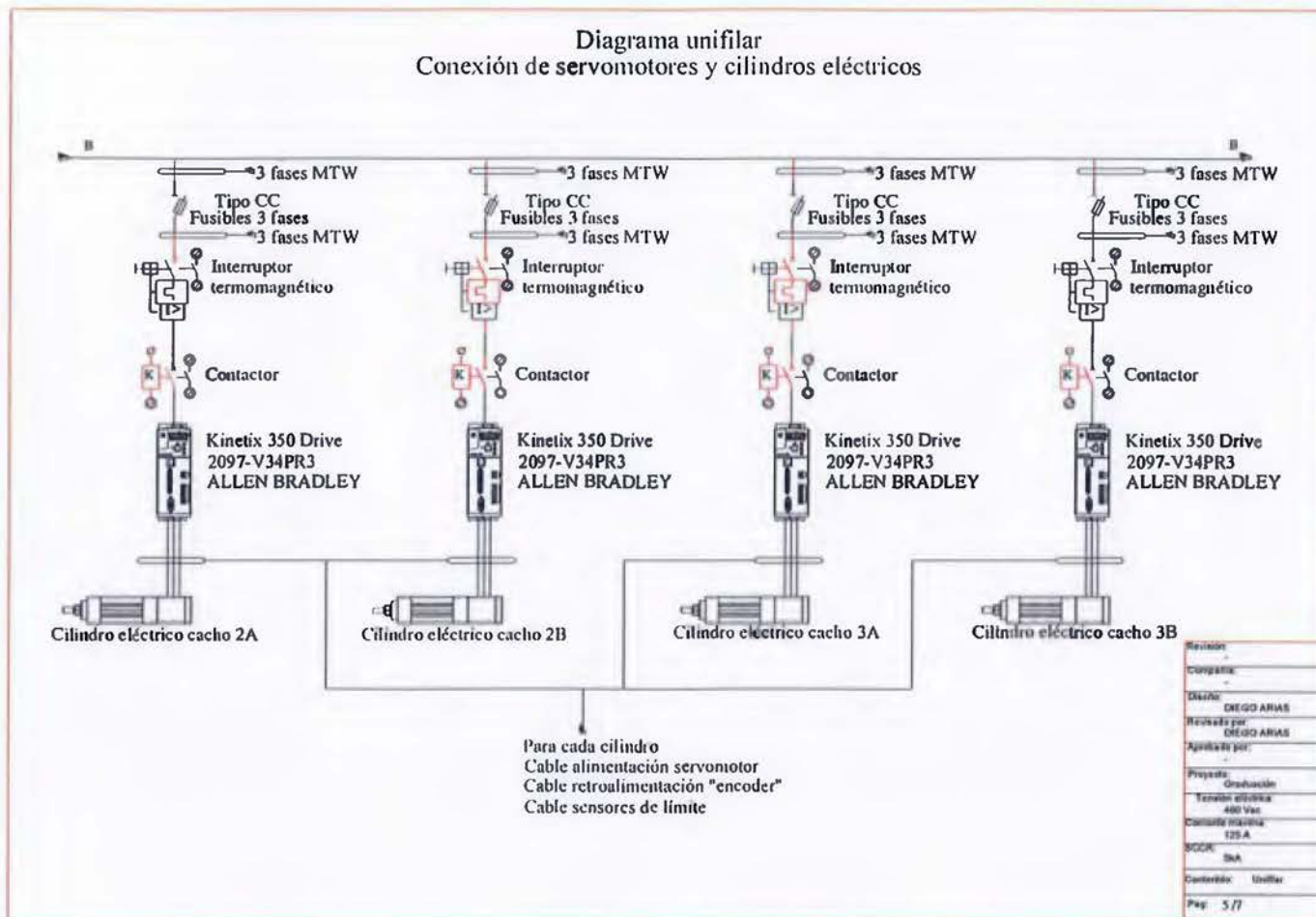


Figura 4-7 Diagrama unifilar de conexión de servomotores 5/7.

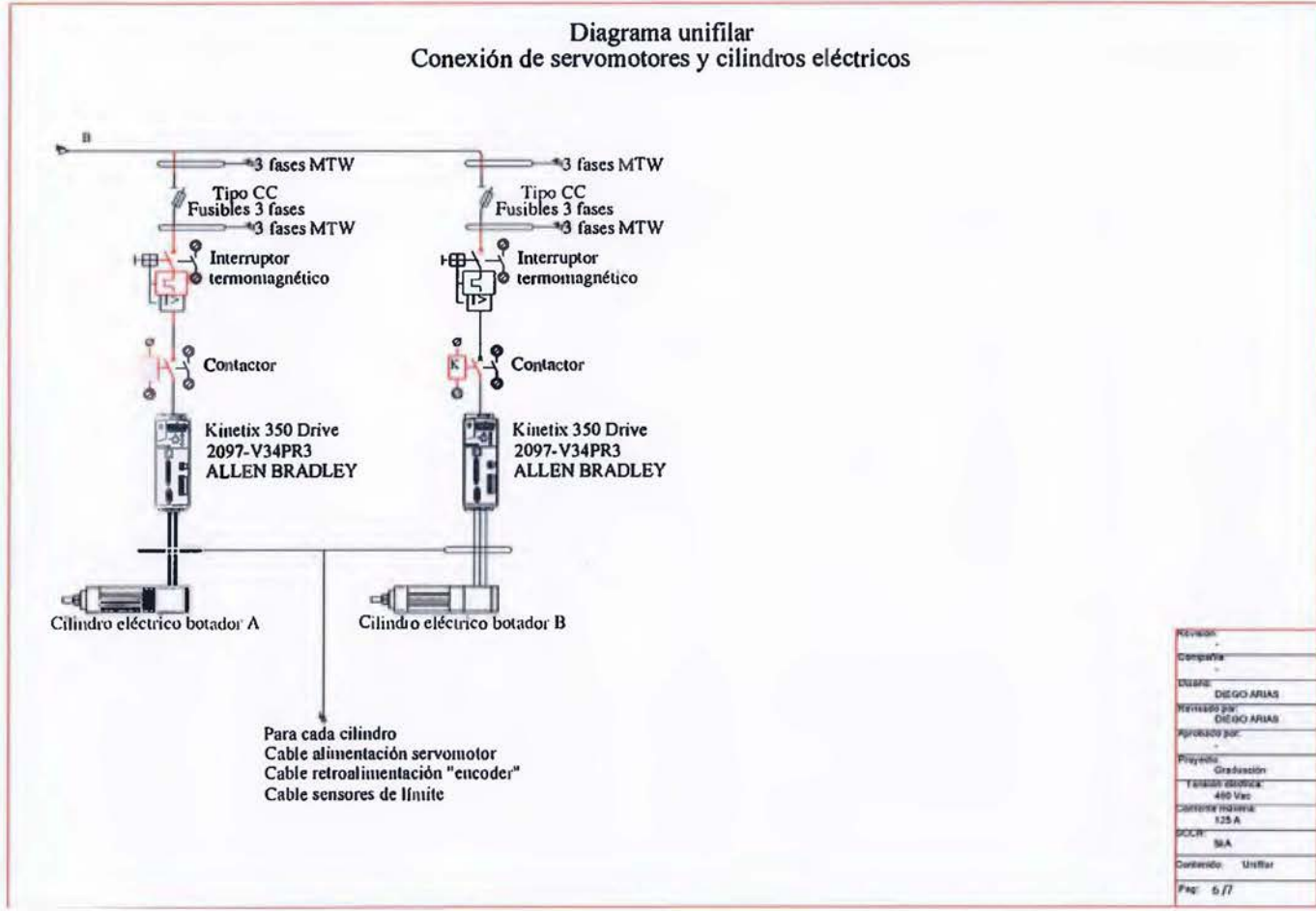


Figura 4-8 Diagrama unifilar de conexión de servomotores 6/7.

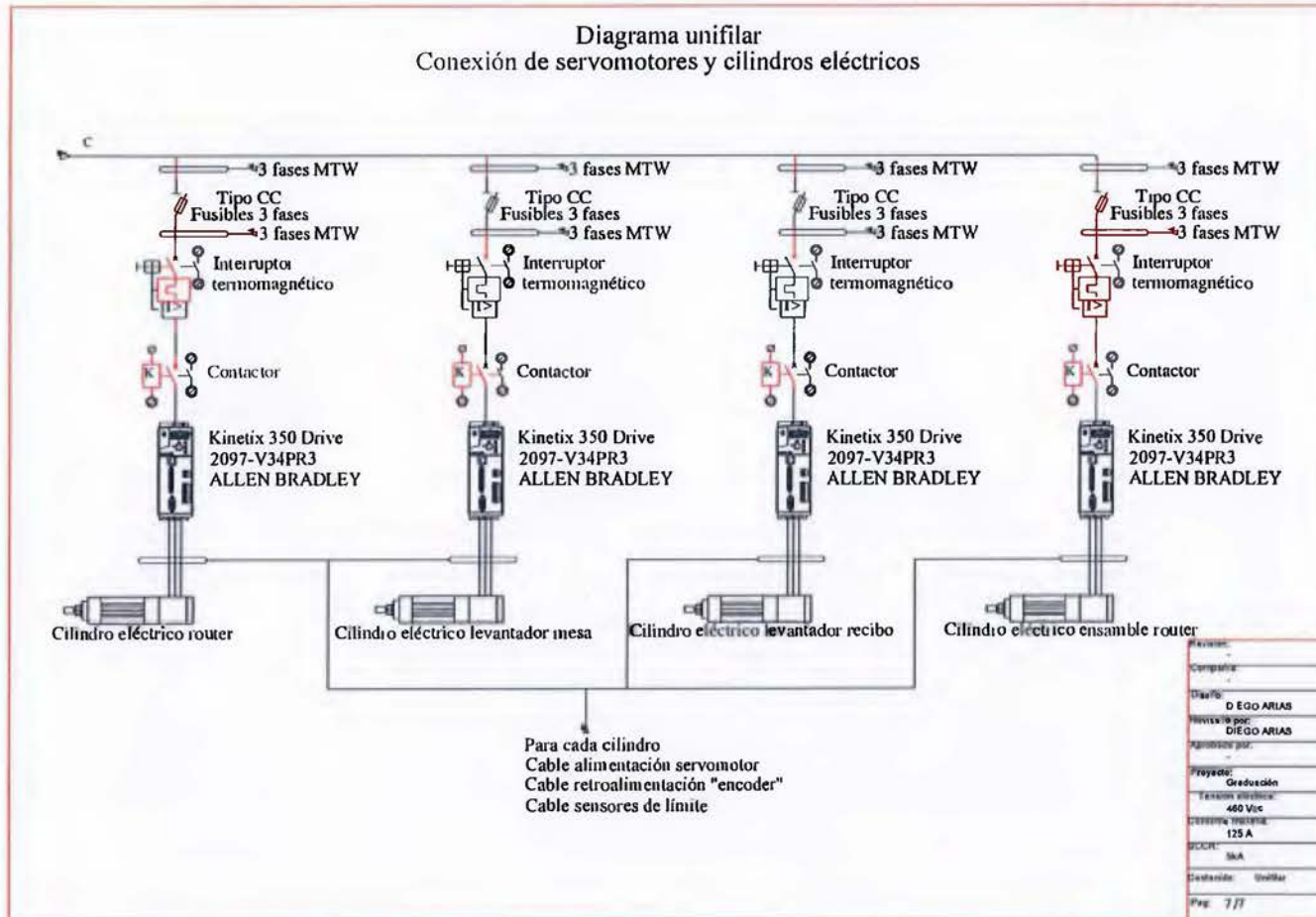


Figura 4-9 Diagrama unifilar de conexión de servomotores 7/7.



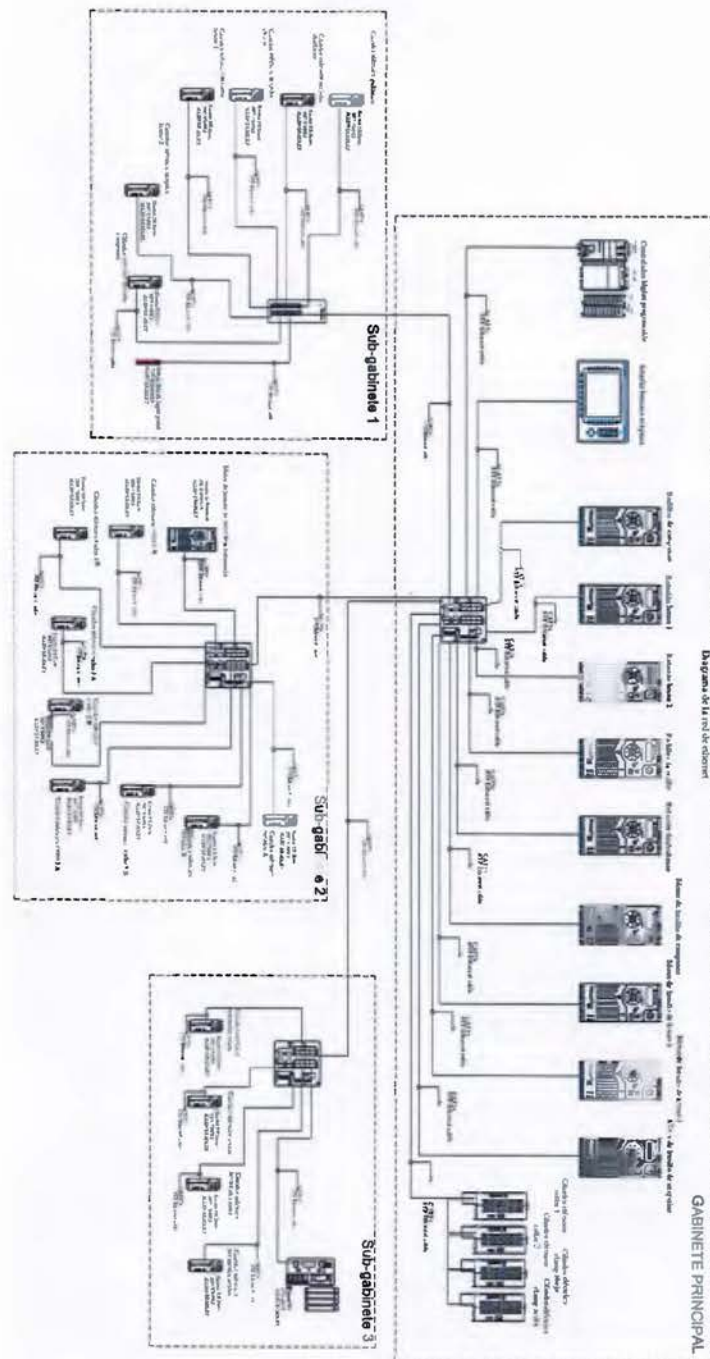


Figura 4-10 Diagrama de la red de Ethernet.

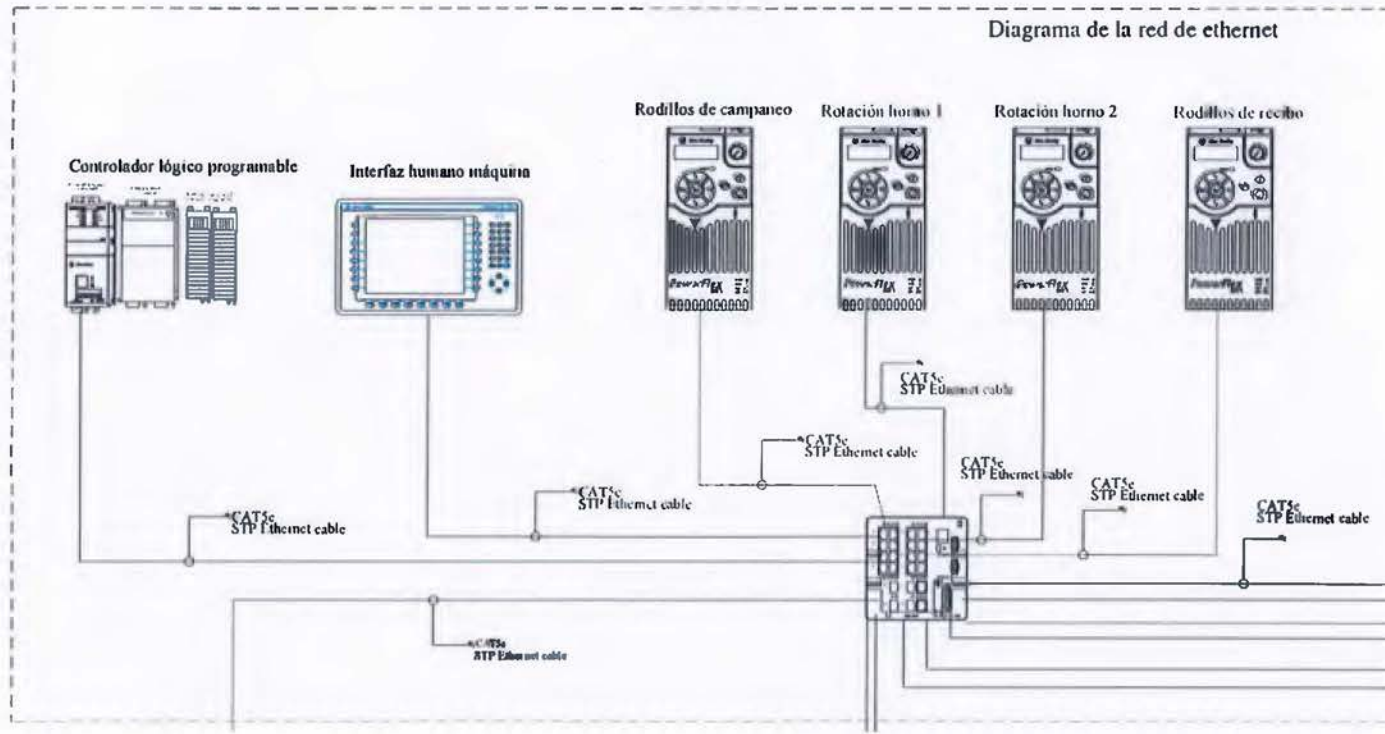


Figura 4-11 Diagrama de conexiones de Ethernet del gabinete principal I/2.

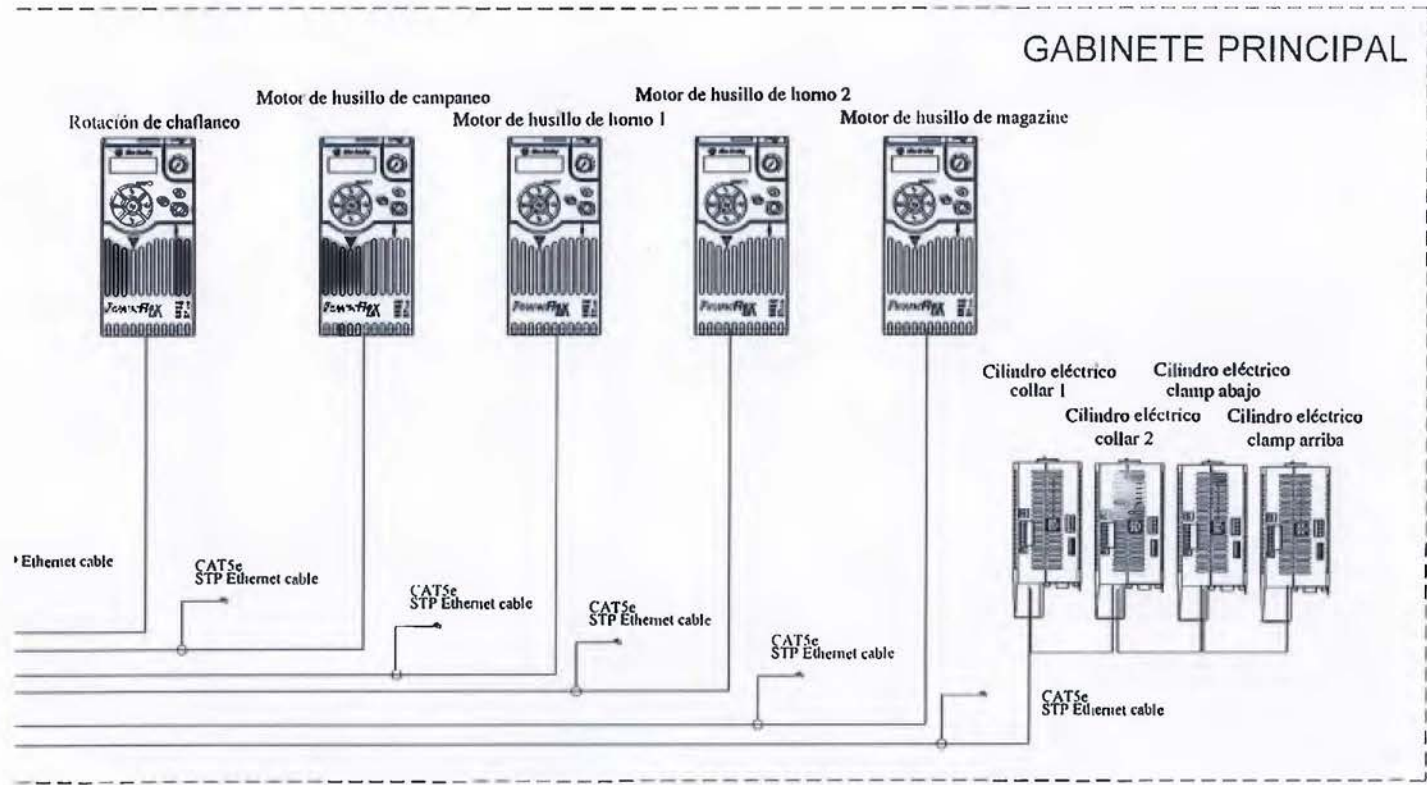


Figura 4-12 Diagrama de conexiones de Ethernet del gabinete principal 2/2.

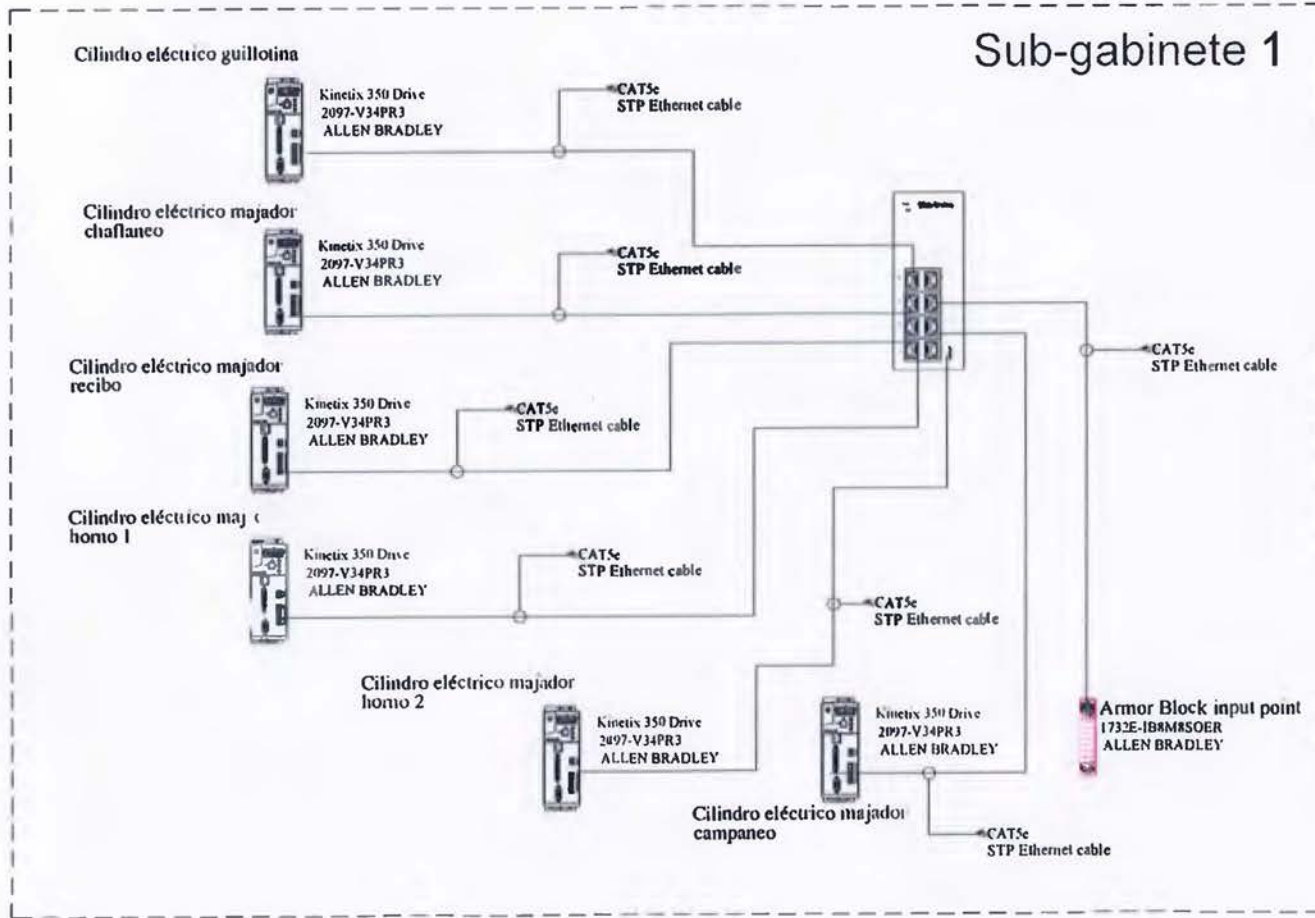


Figura 4-13 Diagrama de conexiones de Ethernet del sub-gabinete de majadores.

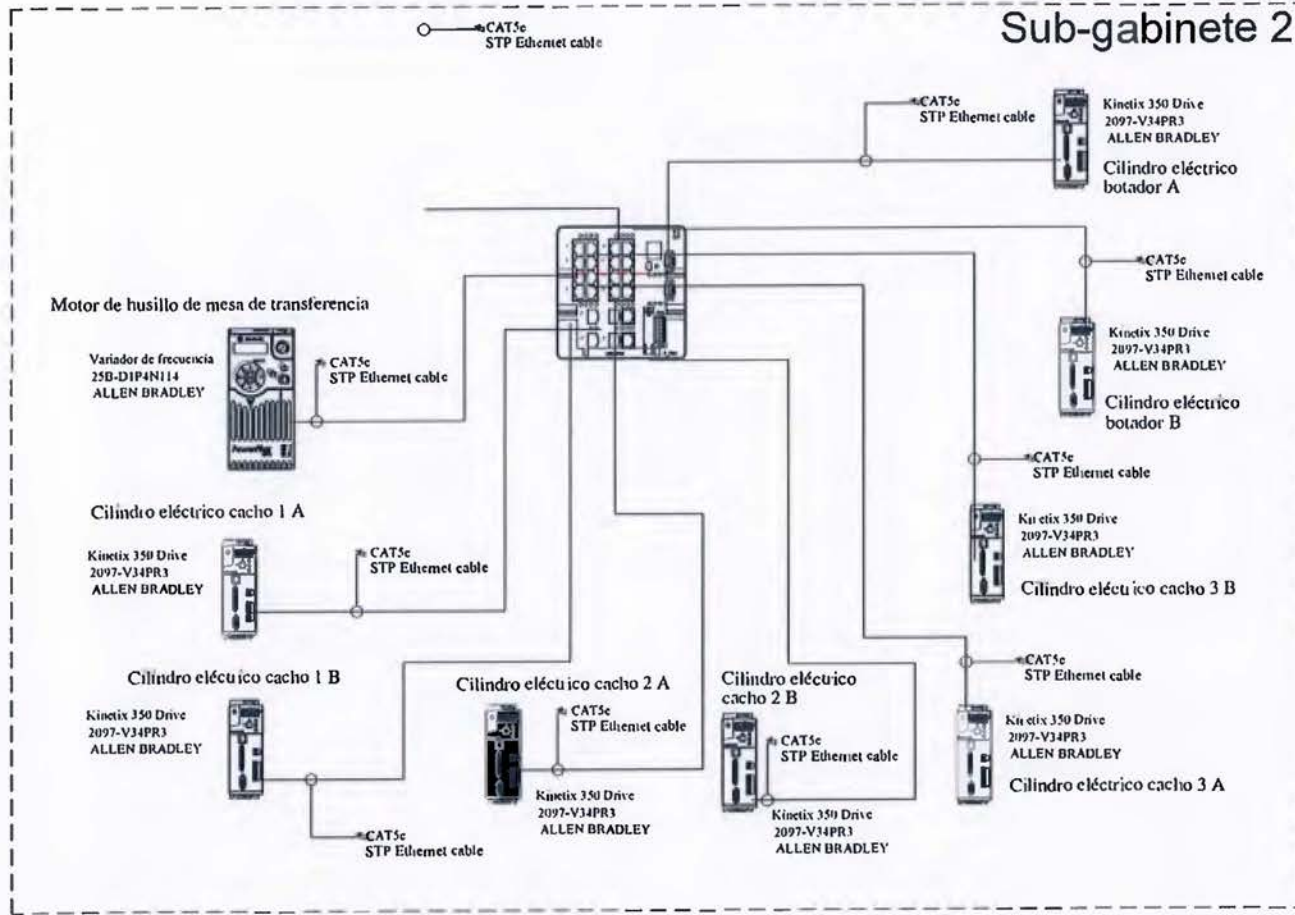


Figura 4-14 Diagrama de conexiones de Ethernet del sub-gabinete de la mesa.

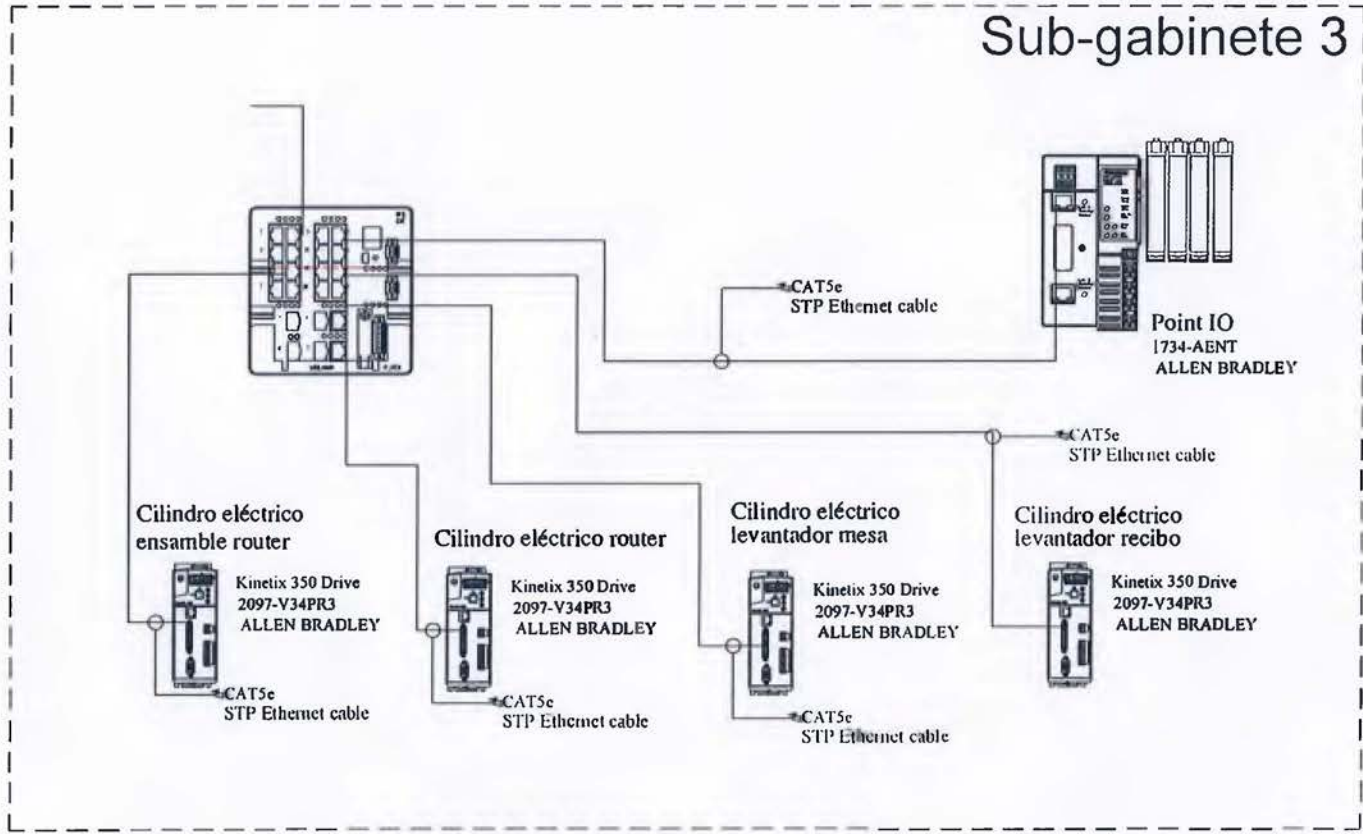


Figura 4-15 Diagrama de conexiones de Ethernet del sub-gabinete de recibo.

## 5 Comparación y análisis

Tener el diseño completo y el costo operacional de la máquina permite hacer una evaluación financiera del rediseño. Esta analiza el flujo de dinero relacionado con el proyecto, lo que permite determinar la rentabilidad. Se utilizará la ecuación (4.1-9) para calcular el “valor actual neto” (VAN), esto significa obtener el valor presente de los flujos de dinero (inversión, ahorro en energía) utilizando como tasa de descuento el costo de oportunidad. En la misma, la inversión inicial es  $I_0$ , el flujo de caja se denomina  $V_t$ ,  $k$  es la tasa de descuento y  $n$  el plazo de tiempo a analizar.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} \quad (4.1-9)$$

En su página de internet “BBVA con tu empresa”, este banco analiza la evaluación de un proyecto utilizando el VAN. Mencionan que el costo de oportunidad es la comparación de la rentabilidad del proyecto contra la de posible inversión segura (por ejemplo una con un  $k$  de 3%). Si el VAN es mayor a 0 indica que la inversión es rentable, por el contrario si es menor que 0 indica inferioridad y en caso de ser 0 están en el mismo nivel en la comparación (BBVA, 2012).

Es primordial, antes de realizar el análisis, conocer la inversión inicial y por ello se presentan los costos del diseño nuevo. Además, el flujo de dinero estará basado en el ahorro energético, por lo cual se presenta el estudio de energía del diseño nuevo.

### 5.1 Costo del nuevo diseño

El nuevo sistema presentado en el capítulo 4 tiene un costo mayor con respecto al diseño original debido al uso de nueva tecnología. Para realizar una mejor comparación se separarán los costos en eléctricos y mecánicos. En el Cuadro 5-1 se muestran los costos asociados al sistema de control y a los amplificadores; en el Cuadro 5-2 se observan los del sistema mecánico.

Como se ve, el costo de los materiales eléctricos del sistema nuevo es mucho mayor al del sistema viejo, pues se agregaron todos los amplificadores necesarios para controlar los nuevos movimientos electromecánicos, así como se seleccionó un controlador capaz de realizar estas tareas. Además, el incremento en el sistema de integración requiere de nuevos componentes para poder manejar la red de comunicaciones.

**Cuadro 5-1 Costos dispositivos eléctricos.**

Grupo de dispositivos	Costo
Control general fijo	\$ 6.880,76
Control general variable	\$ 9.124,06
Cables y potencia	\$ 4.601,87
Entradas y salidas PLC	\$ 5.805,90
PLC	\$ 11.866,36
HMI	\$ 4.824,00
Motion	\$ 48.851,73
<b>Total</b>	<b>\$ 91.954,68</b>

Debido a la complejidad de los cilindros eléctricos estos son más costosos con respecto a los neumáticos o hidráulicos. Es importante mencionar que además de esto, los cilindros eléctricos requieren del uso de un motor, lo que produce un gasto extra. Por las razones anteriores es que el precio de los sistemas de movimiento electromecánicos es elevado. Aun así dependiendo del ciclo de trabajo este valor se puede ver recuperado en ahorro energético o en la disminución de mantenimiento.

**Cuadro 5-2 Costo dispositivos mecánicos.**

Grupo de dispositivos	Costos
Cilindros	\$ 44.280
Motores	\$ 38.957
Husillos	\$ 3.499
<b>Total</b>	<b>\$ 86.736</b>

El análisis de vida útil de los dispositivos determina que algunos de ellos deberán ser reemplazados antes de los 15 años, por lo tanto el costo de los mismos se debe contemplar en la inversión del proyecto. Debido a que se desconoce cómo cambiarán los precios de los mismos con el paso del tiempo, se supondrá que los reemplazos serán adquiridos al inicio del proyecto y por ello su costo se suma a la inversión inicial. En el Cuadro 5-3 se muestran las aplicaciones en las cuales se deben reemplazar componentes, cada cuanto se deben cambiar y el costo que representa esto para la inversión inicial del proyecto.



Cuadro 5-3 Costos por reemplazos antes de 15 años.

Aplicación	Tiempo vida útil (años)	Costo reemplazos
Campaneo	8	\$ 5.680,00
Collar	10	\$ 5.580,00
Clamp abajo	5	\$ 11.910,00
Total		\$ 23.170,00

## 5.2 Consumo de energía del nuevo diseño

Para determinar el consumo de energía de los sistemas propuestos se toma en cuenta la potencia del motor encargado de realizar el movimiento. En el caso de los servomotores se utiliza la “constante de torque”, este factor es una relación entre el torque generado y el consumo de corriente, por ello posee unidades de torque/corriente ( $\frac{Nm}{A}$  o  $\frac{lbf-in}{A}$ ).

Es importante mencionar que los datos se calcularon suponiendo que el motor siempre aplica el par máximo, por ello se obtiene un consumo mayor al real.

En el Cuadro 5-4 se muestra el consumo de los motores que cumplen la función de reemplazar el sistema neumático. Estos presentan consumos muy bajos comparados con la potencia del motor debido a su ciclo de trabajo, además, se ve que se requiere poca potencia para equiparar la fuerza necesaria de las distintas aplicaciones neumáticas. El valor de potencia mostrado es el valor máximo, en algunos casos las fuerzas externas determinan la capacidad necesaria del motor, por el contrario en los otros movimientos lo hace la inercia propia del sistema mecánico.

**Cuadro 5-4 Consumo motores reemplazo de sistema neumático.**

Nombre	Potencia del motor kW	Energía del motor por movimiento kW/mov	Energía del motor máxima por hora kWh	Energía del motor mínima por hora kWh
Guillotina	0,79	0,00066	0,21488	0,00480
Magazine	0,37	0,00073	0,23673	0,00529
Majadores recibo	0,32	0,00018	0,05803	0,00130
Majadores hornos	0,32	0,00018	0,05803	0,00130
Estaciones de levante	0,97	0,00054	0,17589	0,00393
Botador de tubo	0,97	0,00054	0,17589	0,00393
Levantador mesa	0,97	0,00027	0,08795	0,00196
Ensamble router	0,97	0,00027	0,08795	0,00196
Levantador recibo	0,26	0,00007	0,02357	0,00053
Router	0,05	0,00001	0,00453	0,00010
Mesa transferencia	0,19	0,00036	0,11805	0,00264
<b>Total</b>	<b>6,179</b>		<b>1,24150</b>	<b>0,02773</b>

En el Cuadro 5-5 se muestra el consumo de los motores del sistema hidráulico. Como era de esperar se requiere mayor potencia para realizar cada movimiento. El caso crítico es el del campaneó, donde se necesita suficiente fuerza para poder cargar el empaque en el mandril. Además, se puede ver que el clamp inferior también presenta un diseño muy robusto, esto porque debe soportar la fuerza ejercida por el clamp superior, así como presionar el tubo produciendo la suficiente fricción para que este no sea desplazado al campanear. El movimiento de los hornos es el único libre de restricciones, en este caso solo interviene la fricción entre los rieles y los carritos que soportan la estructura, por ello la potencia requerida por el motor también es inferior.

**Cuadro 5-5 Consumo motores reemplazo sistema hidráulico.**

Nombre	Potencia del motor kW	Energía del motor por movimiento kW/mov	Energía del motor máxima por hora kWh	Energía del motor mínima por hora kWh
Campaneo	7,45	0,01450	4,73271	0,10570
Collar	2,38	0,00198	0,64736	0,01446
Collar	2,38	0,00198	0,64736	0,01446
Clamp inferior	3,62	0,00201	0,65643	0,01466
Clamp Superior	2,38	0,00132	0,43157	0,00964
Hornos	0,19	0,00016	0,05059	0,00113
Bomba		0,00000	0,00000	0,00000
<b>Total</b>	<b>18,56</b>		<b>7,19503</b>	<b>0,16070</b>

Con los datos obtenidos se determina el costo anual de energía relacionado con los movimientos lineales. En el Cuadro 5-6 se muestra un resumen tanto para el diseño actual como para el propuesto. Es importante destacar que el ahorro en cuanto a dinero es muy similar para ambos ciclos de trabajo. La pequeña diferencia se encuentra en la disminución del consumo de propio de cada movimiento, mientras que la similitud se debe a que se eliminó el uso continuo de la unidad hidráulica en ambos casos.

Es importante tomar en cuenta que el análisis varía con respecto al lugar geográfico. El costo del kilowat/hora es clave en el cálculo de la rentabilidad. Se observa, por ejemplo, que el ahorro es un poco más del triple en Costa Rica que en Wichita Falls, USA, de lo que se concluye que entre más desventajas energéticas tenga el lugar mayor ventajas obtienen con la implementación de nuevas tecnologías.

**Cuadro 5-6 Costo energético anual de movimientos lineales.**

	Costo energético anual máximo actual	Costo energético anual máximo nuevo	Costo energético anual mínimo actual	Costo energético anual mínimo nuevo	Diferencia en costo máximo	Diferencia en costo mínimo
Consumo (kWh)	147693,62	69959,27	84601,33	1562,51	77943,25	83043,49
Lodi	\$ 15.611,22	\$ 7.394,69	\$ 8.942,36	\$ 165,16	\$ 8.238,60	\$ 8.777,70
Newbern	\$ 9.230,85	\$ 4.372,45	\$ 5.287,58	\$ 97,66	\$ 4.871,45	\$ 5.190,22
Wichita falls	\$ 8.226,53	\$ 3.896,73	\$ 4.712,29	\$ 87,03	\$ 4.341,44	\$ 4.625,52
Costa Rica	\$ 23.778,67	\$ 11.229,81	\$ 13.620,81	\$ 250,81	\$ 12.548,86	\$ 13.370,0

### 5.3 Análisis de rentabilidad

El análisis se realizó a cuatro plazos diferentes (5, 10, 15 y 20 años) para comparar la inversión en varios momentos de la vida útil de la máquina. Además, se utilizó una tasa de descuento de 3,25% por ser un valor un poco mayor a la que ofrecen los bancos en Costa Rica para certificados de depósito a plazo (CDP's) a 5 años.

Se consideró como inversión inicial la diferencia de costos en los diseños (actual y nuevo). Se tomaron en consideración en la inversión inicial los dispositivos que requieren ser cambiados por temas de vida útil, debido a que se desconoce cuál sería su precio en el tiempo estimado de reemplazo.

Por otro lado los ingresos anuales son el ahorro en energía más el costo de dos barriles de aceite hidráulico por año. Como se mencionó anteriormente, existen otros gastos asociados al proyecto, pero estos no se contemplan debido a que no se poseen las herramientas necesarias para determinarlos, por ejemplo los relacionados a mantenimiento y a tiempos de producción.

Es importante mencionar que la tarifa eléctrica no es un valor constante con el paso del tiempo, por lo tanto se utilizó una tasa de aumento del 2,5%<sup>2</sup> anual para las tarifas de USA; para el caso de Costa Rica, desde el 2008 al 2013 el costo promedio aumentó en 73,11% (CEPAL, 2014), de donde se obtiene un crecimiento promedio de 12% anual.

En el Cuadro 5-7 se muestran los datos obtenidos de VAN por lugar para los distintos periodos. Se determina que la inversión a un plazo de 5 años no es rentable en ninguno de

<sup>2</sup> Tomado del artículo "average retail prices of electricity between 1998 and 2014 by sector" de la página web [www.statista.com](http://www.statista.com)

los lugares, no es hasta después de los 5 años que comenzaría a ser aceptable la inversión en Costa Rica, pues es el que tiene el costo de electricidad más elevado. En el caso de Lodi en California a los 15 años ya existe un retorno de la inversión, mientras que los otros dos lugares no presentan retorno de inversión positivo en ningún momento.

**Cuadro 5-7 Cálculos de Valor Actual Neto.**

Variable	Lodi	Newbern	Wichita falls	Costa Rica
Inversión inicial	\$ 114 233	\$ 114.233	\$ 114.233	\$ 114.233
Costo oportunidad	3,25%	3,25%	3,25%	3,25%
Ingresos año 1	\$ 8.838	\$ 5.471,45	\$ 4.941,44	\$ 13.148,86
VAN a 5 años	\$ -68.379,31	\$ -84.737,38	\$ -87 312,26	\$ -25.879,21
VAN a 10 años	\$ -24.111,68	\$ -56.261,89	\$ -61.322,57	\$ 113.526,89
VAN a 15 años	\$ 18 418,70	\$ -28 903,89	\$ -36.352,82	\$ 329.357,93
VAN a 20 años	\$ 59.280,01	\$ -2.619,54	\$ -12 362,99	\$ 663 511,43

Los precios tan elevados del nuevo sistema y el bajo consumo de energía de la máquina hacen que el ahorro anual de energía no sea tan elevado. Esto produce que los datos obtenidos de VAN para cada caso requieran de tiempos muy elevados para llegar a ser positivos. El tiempo que toma el valor actual neto en ser mayor a 0 es el que debe de pasar para obtener una ganancia relacionada con el ahorro energético.

De primera entrada se puede determinar que la rentabilidad del rediseño es negativa, sin embargo, al tomar en cuenta que el rediseño no tiene como principal objetivo generar ganancias, sino mejorar la calidad de la máquina y ahorrar energía al mismo tiempo, es muy importante destacar que el costo del nuevo sistema se recupera, al menos en Costa Rica y en Lodi, en un lapso de tiempo menor a 15 años, el cual es la vida útil que se utilizó en el diseño para una campaneadora, siempre y cuando la misma reciba el mantenimiento debido.

En algunas partes de Estados Unidos el precio de la electricidad para las industrias es muy bajo, por lo cual el ahorro por año no es lo suficientemente alto para retornar ganancias en el tiempo requerido. Para tener un panorama más claro de la situación de la máquina con respecto al mercado estadounidense, se realizaron los cálculos con los precios promedio de electricidad. En el Cuadro 5-8 se muestran los datos mencionados anteriormente.

Se observa que para el caso generalizado tampoco existe un retorno de la inversión en un tiempo menor a la vida útil de la máquina. Inclusive, el valor actual neto a los 15 años es cercano a los \$25000, por lo que se puede determinar que esta sería la cantidad de dinero que

no ganaría la empresa al comparar el rediseño con el costo de oportunidad. Esto se puede ver como la inversión real que debe hacer el cliente para implementar el rediseño, pues es el costo de la máquina más lo que se deja de percibir por tener el dinero invertido en alguna entidad financiera.

Desde un punto de vista productivo, el rediseño no genera ganancias directas en ahorro de energía, aun así, le da a la máquina gran valor agregado, mejora la controlabilidad de los sistemas, disminuye el mantenimiento y los amplificadores brindan herramientas para realizar mantenimiento predictivo, se elimina la necesidad de un sistema de aire comprimido externo a la máquina, y, además, la inversión se recupera durante la vida útil de la misma.

**Cuadro 5-8 Cálculos de VAN para industria promedio en EEUU.**

Variable	Promedio USA
Precio kWh	¢ 6,67
Inversión inicial	\$ 114.233
Costo oportunidad	3,25%
Ingresos año 1	\$ 5.798
VAN a 5 años	\$ -83.147
VAN a 10 años	\$ -53 136
VAN a 15 años	\$ -24.303
VAN a 20 años	\$ 3 398

Debido a que el sistema hidráulico es el que consume mayor energía y, por lo tanto, es donde se presenta el mayor ahorro, se realizó también el análisis sustituyendo este y, de la parte neumática, solo la mesa de transferencia. En el Cuadro 5-9 se observa que los costos de inversión para este escenario disminuyen considerablemente con respecto al diseño del sistema completo.

Al igual que en el caso anterior, debido a los reemplazos también se incrementa la inversión inicial en \$23170 debido a que son las mismas aplicaciones las que deben ser reemplazadas. Este monto también debe ser sumado en la inversión inicial del análisis económico. Además, se toma en cuenta el reemplazo del sistema hidráulico cada 5 años, lo que disminuye la inversión en \$27400.

**Cuadro 5-9 Costos de materiales sustituyendo únicamente sistema hidráulico.**

Grupo de dispositivos	Costos
Mecánicos nuevo	
Cilindros	\$ 12.310
Motores	\$ 14.305
Husillos	\$ 3.436
Neumático	\$ 11.100
<b>Total</b>	<b>\$ 41.151</b>
Eléctrico nuevo	
Fijo	\$ 6.880
Variable	\$ 12.124
Cables y potencia	\$ 4.601
IO	\$ 5.805
PLC	\$ 11.866
HMI	\$ 4.824
Motion	\$ 32.810
<b>Total</b>	<b>\$ 78.913</b>

Al disminuir las aplicaciones por rediseñar disminuye el costo de la inversión, pero aumenta el consumo energético. En el Cuadro 5-10 se muestran los consumos de energía sustituyendo solo el sistema hidráulico y se comparan con el sistema original. Al igual que para el caso analizado anteriormente se presenta una disminución en el consumo con respecto al sistema original. Aun así, para este segundo análisis es más importante comparar los resultados entre las dos propuestas que contra los datos obtenidos de la máquina actual. Esto nos ayuda a comparar la factibilidad de los rediseños. Por lo tanto, en el Cuadro 5-11 se presenta la comparación de los ahorros en ambos sistemas.

Se observa que al sustituir solamente el sistema hidráulico disminuye el ahorro, pero esta disminución no es proporcional a la obtenida en el costo de la inversión. Para el caso del consumo máximo, la diferencia entre las propuestas es de aproximadamente 17%, mientras que para el consumo mínimo es tan solo del 0,36%; puede ser que este valor sea tan bajo porque no se tomó en cuenta el trabajo del compresor cuando no se está moviendo ningún cilindro, pues este igualmente debe funcionar para mantener la presión a pesar de las pérdidas por fugas.

**Cuadro 5-10 Costos energéticos anuales solo sustituyendo sistema hidráulico.**

	Costo energético anual máximo actual	Costo energético anual máximo nuevo	Costo energético anual mínimo actual	Costo energético anual mínimo nuevo	Diferencia en costo máximo	Diferencia en costo mínimo
Consumo (kWh)	147.693,62	84.601,33	83.049,79	1.854,88	64.643,84	82.746,45
Lodi	\$ 15.611	\$ 8.942	\$ 8778	\$ 196	\$ 6.832	\$ 8.746
Newbern	\$ 9.230	\$ 5.287	\$ 5.190	\$ 115	\$ 4.040	\$ 5.171
Wichita falls	\$ 8.226	\$ 4.712	\$ 4.625	\$ 103	\$ 3.600	\$ 4.608
Costa Rica	\$ 23.778	\$ 13.620	\$ 13.371	\$ 298	\$ 10.407	\$ 13.322
Promedio USA	\$ 9.851	\$ 5.642	\$ 5.539	\$ 123	\$ 4.311	\$ 5.519

Al analizar los nuevos cálculos de “valor actual neto”, mostrados en el Cuadro 5-12, se determina el tiempo de retorno de la inversión disminuye y con ello mejora la factibilidad del sistema. En el caso anterior no se obtenían ganancias directas y el costo de inversión real es cercano a \$50000, por otro lado, en la nueva propuesta se obtienen VAN positivos antes de los 15 años para todas las localidades contempladas.

**Cuadro 5-11 Comparación de ahorro energético de los sistemas propuestos.**

	Ahorro anual de todo el sistema para consumo máximo	Ahorro anual de sistema hidráulico para consumo máximo	Ahorro anual de todo el sistema para consumo mínimo	Ahorro anual de sistema hidráulico para consumo mínimo
Consumo (kWh)	77.943	64.643	83.043	82.746
Lodi	\$ 8.238	\$ 6.832	\$ 8.777	\$ 8.746
Newbern	\$ 4.871	\$ 4.040	\$ 5.190	\$ 5.171
Wichita falls	\$ 4.341	\$ 3.600	\$ 4.625	\$ 4.608
Costa Rica	\$ 12.548	\$ 10.407	\$ 13.370	\$ 13.322
Promedio USA	\$ 5.198	\$ 4.311	\$ 5.539	\$ 5.519



Se observa que para el valor promedio de electricidad en EEUU y el tiempo de vida útil de la máquina, se obtienen aproximadamente \$21000 más que al tener dicho dinero en un banco. Si bien este valor no representa una ganancia elevada, se debe tomar en cuenta que es producida únicamente por ahorro de energía y, además, se estaría eliminando el sistema hidráulico y sustituyendo por un sistema electromecánico. Por otro lado, la máquina tiene una rentabilidad relacionada con la capacidad de producción.

Por lo tanto, el rediseño es factible si se considera como una inversión a largo plazo, pues además de retornar la inversión, mejora las capacidades y la calidad de la máquina, la controlabilidad de los sistemas, disminuye el mantenimiento y simplifica la instalación

**Cuadro 5-12 Cálculos de VAN para sustitución del sistema hidráulico.**

Variable	Lodi	Newbern	Wichita falls	Costa Rica	Promedio USA
Inversión inicial	\$ 55.607	\$ 55.607	\$ 55.607	\$ 55.607	\$ 55.607
Costo oportunidad	3,25%	3,25%	3,25%	3,25%	3,25%
Ingresos año 1	\$ 8.033	\$ 5.240	\$ 4.801	\$ 11.608	\$ 5.512
VAN a 5 años	\$ -16.583	\$ -30.149	\$ -32.285	\$ 18.987	\$ -28.830
VAN a 10 años	\$ 21.092	\$ -5.572	\$ -9.770	\$ 136.682	\$ -2.980
VAN a 15 años	\$ 57.288	\$ 18.040	\$ 11.862	\$ 318.900	\$ 21.856
VAN a 20 años	\$ 92.064	\$ 40.726	\$ 32.645	\$ 601.014	\$ 45.717

## 6 Conclusiones y recomendaciones

La máquina presenta actualmente un consumo anual de energía en Estados Unidos que varía entre \$5600 y \$9800, la variación depende del tipo de producto que fabricado. El elemento que genera mayor gasto de electricidad es la unidad de potencia hidráulica, la cual consume permanentemente aproximadamente 11,5 kWh. Además, el costo actual de los materiales directamente relacionados con los movimientos lineales y el sistema de control es aproximadamente \$60227.

La nueva tecnología permite sustituir la mayoría de los cilindros hidráulicos y neumáticos. Existen procedimientos establecidos para dimensionar correctamente los mecanismos requeridos, a partir de las características de la carga. Se reemplazaron los mecanismos antiguos por dispositivos de las marcas Thomson Linear®, Baldor® y Exlar®.

Es de suma importancia seleccionar amplificadores capaces de suministrar energía eléctrica a los motores y servomotores. El diseño de los sistemas electromecánicos está directamente relacionado con la selección de los sistemas de alimentación. Se seleccionaron amplificadores de las familias Kinetix® del fabricante Allen Bradley®.

Los sistemas de control de movimiento presentan requerimientos específicos. Las capacidades de los “controladores lógico programables” se deben dimensionar correctamente con base en la cantidad de amplificadores que se desean integrar a través de una red de comunicación. El diseño de la misma es fundamental y debe permitir la adecuada comunicación entre todos los dispositivos.

La inversión requerida para implementar el nuevo diseño es aproximadamente \$114233. La misma produce un ahorro anual cercano a los \$6400 (valor promedio en EEUU), el cual reduce la inversión al final del proyecto a \$25000. No es del todo factible producir una campaneadora BT15 completamente eléctrica para vender en Estados Unidos, pues a través de la vida útil de la misma no se recupera la inversión, aunque se mejora la calidad de la misma en otras áreas diferentes al tema energía, como mantenimiento y control.

Como el mayor consumidor de energía es la unidad hidráulica, se determinó que la inversión requerida para sustituirlo es aproximadamente \$55600. En este caso, el ahorro anual es aproximadamente \$5511 y se retorna la inversión en menos de 15 años, produciendo una ganancia estimada en su vida útil de \$21000. La factibilidad de sustituir únicamente el sistema hidráulico es mejor que la de reemplazar todos los mecanismos de movimiento lineal,

debido a que además de recuperar el dinero se genera cierta ganancia e igual se mejora la calidad de la máquina.

Por último, es importante destacar que conforme mayor es el costo de la electricidad más rentable es la implementación de tecnología para mejorar el consumo energético. Esto se demuestra con que solo en Costa Rica existiría un retorno de inversión real en menos de 10 años para la sustitución total.

### **Recomendaciones**

Una vez tomada la decisión de realizar la inversión por parte de TechShop, se recomienda solicitar a los fabricantes de los productos escogidos capacitación y ayuda durante la fabricación de la primera máquina. Es una buena práctica trabajar en conjunto con los proveedores para obtener el mejor resultado de cada uno de los dispositivos que se está instalando. Para el desarrollo del programa del controlador, por ejemplo, es muy importante que se realice un trabajo en conjunto con Rockwell Automation®, pues ellos poseen el conocimiento y las herramientas necesarias para capacitar a los programadores en el uso de los sistemas Allen Bradley®.

Antes de realizar cualquier instalación, es necesario que un ingeniero mecánico realice los pequeños rediseños necesarios para adaptar los sistemas de montaje de los nuevos cilindros en la máquina.

Al estar instalado el nuevo sistema, es fundamental realizar la correcta sintonización de los sistemas de control para los amplificadores de cada uno de los motores. Todos los dispositivos de alimentación poseen la herramienta de la auto-sintonización, aun así, si se desea un mejor rendimiento es importante dedicar tiempo a ajustar manualmente los parámetros.

Todos los sistemas fueron diseñados con dispositivos alta calidad y de marcas líderes en el mercado, si se desea, se puede realizar el estudio de factibilidad con materiales de menor calidad y con marcas de menor costo, bajo el conocimiento que se reduce el valor agregado del nuevo sistema.

En el sistema de control, es importante seguir las recomendaciones brindadas Allen Bradley® para el manejo de señales de alto contenido armónico, como la alimentación tanto de los amplificadores como de los servomotores. No seguir las instrucciones con el manejo de las señales pone en riesgo el correcto funcionamiento de los sistemas de retroalimentación y de comunicación.

## 7 Bibliografía

- Minnesota Technical Assistance Program. (22 de Noviembre de 2013). *University of Minnesota - Driven to discover*. Recuperado el 10 de Junio de 2014, de Compressed air basics: <http://www.mntap.umn.edu/greenbusiness/energy/compare.htm>
- US Department of Energy. (August de 2004). *Determine the cost of compressed air for your plant*. Recuperado el 10 de 06 de 2014, de Energy tips - Compressed air tip sheet #1, Industrial Technologies Program: [http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech\\_assistance/pdfs/compressed\\_air1.pdf](http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/compressed_air1.pdf)
- Akers, A., Gassman, M., & Smith, R. (2006). Pumps and motors. En A. Akers, M. Gassman, & R. Smith, *Hydraulic Power System Analysis* (págs. 219-220). Boca Raton: Taylor and Francis Group, LLC.
- BBVA. (20 de 04 de 2012). *¿Cómo evaluar un proyecto de inversión a través del VAN?* Recuperado el 27 de 07 de 2015, de BBVA con tu empresa: <http://www.bbvacontuempresa.es/a/evaluar-proyecto-inversion-a-traves-del-van>
- Belltech. (2012). *Belltech Machinery*. Recuperado el 28 de 05 de 2014, de Belltech Machinery : [www.belltechmachinery.com](http://www.belltechmachinery.com)
- Beltran, M., & Macillas, A. (2012). *Tecnología de polímeros. Procesados y propiedades*. Alicante: Universidad de Alicante.
- Cai, M., Kagawa, T., & Kawashima, K. (2002). Energy conversion in mechanics and power evaluation of compressible fluid in pneumatic actuator system. *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference* (págs. 438-443). Yokohama: Kagawa Group, Precision and Intelligence Laboratory, Tokio Institute of Technology.
- CEPAL. (2014). *Centroamérica: Estadísticas del subsector eléctrico 2013*. México D.F.: CEPAL.
- Chen, B., Chen, Y.-P., Xie, J.-M., Zhou, Z.-d., & Sa, J.-M. (2005). Control methodologies in networked motion control systems. *Proceedings of the Fourth International Conference on Machine Learning and Cybernetics*.
- Chiu, T.-C. G. (2002). Electromechanical actuators. En R. H. Bishop, *The Mechatronics Handbook* (págs. 21.1-21.32). Boca Raton: CRC Press.
- Ellis, G. (2004). Basics of the Electric Servomotor and Drive. En G. Ellis, *Control System Design: A Practical Guide* (pág. 304). San Diego: Elsevier Inc.

- Exlar corporation. (14 de 5 de 2014). *Technical References*. Obtenido de Exlar Web Site: <http://exlar.com>
- Fritzgerald, A. E., Kingsley, C. J., & Umans, S. D. (2005). Máquinas de reluctancia variable y motores de pasos. En A. E. Fritzgerald, C. J. Kingsley, & S. D. Umans, *Máquinas eléctricas* (págs. 407-450). México D.F.: McGrawHill.
- Ipex Inc. (2010). *Solvent Weld Sewer Fittings*. Obtenido de Ipex Inc. Web site: <http://www.ipexinc.com/Content/Products/Product.aspx?ProductId=51&SubMarketId=2&MarketSegmentId=0&LanguageCode=en-CA>
- Johnson, J. (11 de Abril de 2015). *Thomson Linear Motion*. Obtenido de Thomson Linear Motion: [http://www.thomsonlinear.com/downloads/articles/selecting\\_sizing\\_ball\\_screw\\_drives\\_taeen.pdf](http://www.thomsonlinear.com/downloads/articles/selecting_sizing_ball_screw_drives_taeen.pdf)
- Kissel, T. (2002). *Motor Control Technology for Industrial Maintenance*. New Jersey: Prentice Hall Inc.
- Krishnan, R. (- de Marzo/Abril de 1987). Selection Criteria for Servo Motor Drives. *IEEE Transactions on Industry Applications*, págs. 270 - 275.
- Krivts, I. L., & Krejnin, G. V. (2006). *Pneumatics Actuating Systems for Automatic Equipment, Structure & Design*. Boca Raton, Florida: Taylor & Francis Group.
- Linsingen, I., & De Negri, V. (2011). Fundamentals of Hydraulic Systems and Components. En G. Totten, & V. De Negri, *Handbook of Hydraulic Fluid Technology* (págs. 1-52). Boca Raton: CRC Press.
- Mead pneumatic automation components. (s.f.). *Pneumatic application and reference handbook*. Chicago: Mead pneumatic automation components.
- Minnesota Technical Assistance Program. (2011 de Abril de 25). *Minnesota University - Drive to discover*. Recuperado el 10 de Junio de 2014, de Air compresor energy-saving tips: <http://www.mntap.umn.edu/greenbusiness/energy/82-CompAir.htm>
- Ohm, D. Y. (3 de Febrero de 2006). *Selection of servo motors and drives*. Recuperado el 3 de Setiembre de 2014, de [www.drivetechnic.com](http://www.drivetechnic.com): [www.drivetechnic.com/articles/pm96sizrev2.pdf](http://www.drivetechnic.com/articles/pm96sizrev2.pdf)
- Rahman, S., & Bird, W. (2007). *PVC Pipe Jointing: The Rieber System in North America*. Fort Worth, Texas: Hultec.
- Rexroth Bosch Group. (Setiembre de 2011). *Planetary Screws Assemblies*. Recuperado el 2014 de Octubre de 23, de <http://dc->

- america.resource.bosch.com/media/us/products\_13/product\_groups\_1/linear\_motion\_technology/pdfs\_5/R310A-3308-PlanetaryRollerScrew\_EN\_2011-09.pdf
- Statista. (2015). *Average U.S. retail prices of electricity between 1998 and 2014 by sector*. Obtenido de Statista Web Site: <http://www.statista.com/statistics/200197/average-retail-price-of-electricity-in-the-us-by-sector-since-1998/>
- Technical Support: Omron Industrial Automation*. (s.f.). Recuperado el 23 de 10 de 2014, de Omron Industrial Automation: [http://www.ia.omron.com/support/guide/14/further\\_information.html](http://www.ia.omron.com/support/guide/14/further_information.html)
- Technologies, O. o. (-). *Compressed air systems economics*. -: US Department of Energy.
- Thomson Linear Motion. (10 de Mayo de 2014). *Lead Screws, Ball Screws and Ball Splines*. Recuperado el 2014 de Octubre de 23, de Thomson Linear: [http://www.thomsonlinear.com/downloads/screws/Leadscrews\\_Ballscrews\\_Splines\\_cten.pdf](http://www.thomsonlinear.com/downloads/screws/Leadscrews_Ballscrews_Splines_cten.pdf)
- Van de Straete, H., Degezelle, P., De Schutter, J., & Belmas, R. J. (March de 1998). Servo Motor Selection Criterio for MechatronicsApplications. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 3, 43-50.
- Von Linsingen, I., & De Negri, V. (2012). Fundamentals of hydraulic fluid and components. En G. Totten, *Handbook of hydraulic fluid technology* (págs. 12-51). Boca Ratón, Florida: Taylor & Francis Group LLC.
- Wahyunggoro, O., & Saad, N. (-). *Analysis and Evaluation of Real-Time and s-Domain Model of a DC Servomotor*. Tronoh: Dept. of Electrical and Electronic Engineeringm Universiti Teknologi PETRONAS.

## 8 Apéndices

### Diego Arias

---

**From:** Diego Arias  
**Sent:** miércoles, 14 de octubre de 2015 11:28 a.m.  
**To:** Hernan Bastos  
**Subject:** RE: Consulta espiritual

Muchas gracias Hernan,

Diego Arias

**From:** Hernan Bastos  
**Sent:** miércoles, 14 de octubre de 2015 10:52 a.m.  
**To:** Diego Arias <arias@tsicr.com>  
**Subject:** FW: Consulta espiritual

Usana 5 anos

**From:** ACEC Corporation [mailto:[acec.corp@gmail.com](mailto:acec.corp@gmail.com)]  
**Sent:** Wednesday, October 14, 2015 10:18 AM  
**To:** Hernan Bastos <[hbastos@tsicr.com](mailto:hbastos@tsicr.com)>  
**Subject:** Re: Consulta espiritual

Hola Hernan:

La vida depende del mantenimiento: **CALIDAD DEL ACEITE**.  
El siguiente parrafo es parte del manual de cada maquina:

**Maintenance \*\*\*WARRANTY REQUIREMENT\*\*\***

1. - Change return line filter after the first 50 hours and at 500 hours of work.
  
2. - Change oil at 2,000 hours or once per year, whichever comes first.
  
3. - Clean suction strainer and change return line filter at 2,000 hours of work.
  
4. - Monitor oil temperature unit should run between 120 and 130 degrees  
If oil gets to 150 degrees consult factory immediately.
  
5. - Monthly  
- Clean dust and debris from all electric components.

Figura 8-1 Consulta sobre vida útil normal de sistema hidráulico parte 1.

- Check for oil leakage.

Los sistemas hidráulicos son mas duraderos que los mecanicos porque "llevar dentro" lo que hace fallar a los ultimos: falta de aceite y/o lubricacion.

Cuando la calidad de esta disminuye empieza a fallar. Entrada de polvo/basura (ya sea por roturas de mangueras u otro descuido) trae fallos de los sellos en los cilindros, las valvulas empiezan a "pegarse", las bombas a perder presion.

El continuo sobre calentamiento del aceite hace que este pierda viscosidad y propiedades lubricantes

Es difícil de determinar vida útil. Pienso que una maquina bien atendida debe durar al menos 5 años. Conosco plantas en continua operacion por 30 años.

Saludos

Guillermo

2015-10-14 11:38 GMT-04:00 Hernan Bastos - [hbastos@tsicr.com](mailto:hbastos@tsicr.com)

Buenos días Guillermo. Diego está trabajando en un costeo de nuestros equipos y queremos saber si de alguna forma ud nos pueda orientar en cuanto a lo siguiente:

1. Vida útil del aceite de la unidad en buenas condiciones de servicio
2. Vida útil estimada de la unidad hidráulica (valvulas y bomba)
3. Vida útil de los cilindros.

Gracias

Hernan

Figura 8-2 Consulta sobre vida útil normal de sistema hidráulico parte 2