

881217

30

2ej'



Vince In Bono Malum

UNIVERSIDAD ANAHUAC

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

**DISEÑO Y AUTOMATIZACION DE UNA PRENSA
PARA LA INDUSTRIA SOMBRERERA.**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA: MECANICA

PRESENTA:

ALFONSO VIQUEZ MIRANDA

México, D.F.

TESIS CON 1986
FALLA DE CR.GEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO

CAPITULO I: INTRODUCCION -----	1-1
(1-1) ANTECEDENTES HISTORICOS -----	1-3
(1-2) PROYECTO MECANICO -----	1-6
CAPITULO II: EL PROCESO DE MANUFACTURA DEL SOMBRERO -----	2-1
(2-1) DESCRIPCION DEL PROCESO DE MANUFACTURA DEL SOMBRERO -----	2-2
(2-2) DESCRIPCION DE LA PRENSA COPERA ACTUAL -----	2-6
CAPITULO III: DISEÑO PRELIMINAR DE LA PRENSA COPERA AUTOMATICA Y ESTUDIO DE ALTERNATIVAS -----	3-1
(3-1) SISTEMA NEUMATICO vs SISTEMA HIDRAULICO -----	3-3
(3-1-1) SISTEMA NEUMATICO -----	3-3
(3-1-2) SISTEMA HIDRAULICO -----	3-4
(3-1-3) ELECCION DEL SISTEMA APROPIADO -----	3-5
(3-2) ELECCION DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO -----	3-7
(3-3) MODIFICACIONES Y MEJORAS PROPUESTAS -----	3-10
(3-4) SISTEMAS COMPLEMENTARIOS DE LA PRENSA -----	3-13
(3-4-1) ROCIADO DE TELA -----	3-13
(3-4-2) ALIMENTACION PARA CORTE -----	3-14
(3-4-3) CORTE DE TELA -----	3-17
(3-5) PLANO PRELIMINAR DE LA PRENSA -----	3-20
(3-6) ALIMENTACION DE TELA A PRENSA -----	3-22
(3-7) FORMACION DE COPAS -----	3-30
(3-8) RECOLECTOR DE COPAS -----	3-32
(3-9) RELACION ENTRE LOS DISTINTOS MOVIMIENTOS -----	3-34
(3-9-1) CARACTERISTICAS DE LOS MOVIMIENTOS -----	3-34
(3-9-2) GRAFICA DE TIEMPOS DE LOS MOVIMIENTOS -----	3-37
CAPITULO IV: AUTOMATIZACION DE LA PRENSA COPERA -----	4-1
(4-1) METODOS DE AUTOMATIZACION -----	4-3
(4-2) SINCRONIZACION DE MOVIMIENTOS PARA LOS SISTEMAS CON BASE DE MANDO --	4-6

(4-3) SINCRONIZACION DE MOVIMIENTOS PARA LOS SISTEMAS DE FUNCIONES INTERDEPENDIENTES -----	4-10
(4-3-1) GRAFICA CON LA SINCRONIZACION DE MOVIMIENTOS -----	4-13
(4-3-2) DIAGRAMA NEUMATICO-ELECTRICO -----	4-16
(4-3-2-1) ANALISIS DEL DIAGRAMA NEUMATICO -----	4-18
CAPITULO V: DISEÑO ANALITICO DE LA PRENSA COPERA -----	5-1
(5-1) ANALISIS CINEMATICO -----	5-3
(5-1-1) DESPLAZAMIENTOS -----	5-3
(5-1-2) VELOCIDADES -----	5-3
(5-1-3) ACELERACIONES -----	5-5
(5-2) ANALISIS DINAMICO -----	5-11
(5-2-1) FUERZAS Y MOMENTOS -----	5-11
(5-2-2) POTENCIA -----	5-47
(5-3) ANALISIS DE ESFUERZOS Y RESISTENCIA DE MATERIALES -----	5-55
(5-4) ANALISIS NEUMATICO -----	5-76
CAPITULO VI: DETALLADO FINAL DE LA PRENSA COPERA -----	6-1
(6-1) RESUMEN DE PIEZAS Y COMPONENTES SELECCIONADOS PARA LA PRENSA COPERA -----	6-3
(6-2) PLANOS FINALES -----	6-7
(6-3) SISTEMAS AUXILIARES -----	6-8
CAPITULO VII: CONCLUSIONES -----	7-1
ANEXOS Y APENDICES -----	7-3
-ANEXO 1.- FUNCIONAMIENTO DE ELEMENTOS NEUMATICOS -----	7-4
-ANEXO 2.- MONTAJE DE CILINDROS -----	7-7
-ANEXO 3.- MONOGRAMA NEUMATICO -----	7-8
-APENDICE 1.- LISTA DE ABREVIATURAS -----	7-10
-APENDICE 2.- SIMBOLOS NEUMATICOS -----	7-11
-APENDICE 3.- SIMBOLOS ELECTRICOS -----	7-14
-APENDICE 4.- PROGRAMA PARA SOLUCION DE MOMENTO MAXIMO EN FLECHAS -----	7-15
BIBLIOGRAFIA -----	

CAPITULO I

'INTRODUCCION'

La industria sombrera en México no ha sido explotada grandemente. Los avances realizados han sido mínimos.

Ahora, pensando en lograr un desarrollo tecnológico en esta área, se presenta esta tesis sobre el diseño de una prensa, que se utilizará para la elaboración de copas para sombreros.

Los principales movimientos de esta prensa denominada "prensa copera", serán realizados por cilindros neumáticos o hidráulicos y otra parte por un motor eléctrico.

Dentro del diseño de la prensa copera se considerarán todos los aspectos necesarios para su automatización, de manera que funcione en un ciclo cerrado de movimientos, produciendo copas sin la intervención de un operario.

La automatización de la prensa copera se logrará a partir de la colocación estratégica de interruptores micro-switch y de válvulas que controlen el flujo de aire o de aceite a los cilindros de movimiento. También se piensan incluir en este diseño todas las novedades que existen en el campo de la automatización.

El proceso de fabricación de copas con el que se cuenta en la actualidad es completamente manual y se lleva a cabo en una prensa de baja producción mediante la intervención de dos operarios. La mayor parte de desventajas de esta prensa son evitadas con el uso de la copera automática, ya que esta última está capacitada para realizar por sí sola todas las etapas de funcionamiento de la prensa manual y algunas otras complementarias en forma totalmente autónoma. Con este ahorro de mano de obra, además se logra un ahorro de tiempo y un aumento en la producción. Esto último se debe además a que el ciclo continuo de trabajo de la máquina automática, es mucho menor que el de la prensa manual.

(1-1) ANTECEDENTES HISTORICOS.

Desde hace mucho tiempo el sombrero se ha considerado como un artículo de primera necesidad. Esto debido a que en ciertas clases de trabajo es indispensable protegerse del sol y de la lluvia.

En México las primeras Industrias sombrereras organizadas se formaron a principio de este siglo. Actualmente una de las más importantes por su calidad es la de Zumpango, Edo. de México. Esta industria se originó en la ciudad de México en 1932, fundada por el señor Juan D. Viquez. Su iniciación en Zumpango fué en la cuarta década de este siglo, comenzando con la fabricación de sombreros de palma para personas de escasos recursos. Estos sombreros eran tejidos a mano, de una sola pieza y se clasificaban con nombres de acuerdo al lugar donde se tejía la palma como; "Ixcatecos, Aniceros, Huapanapas, Masillos, Campechanos, Yucatecos, Costeños y Jipis". Estos últimos son conocidos actualmente como sombreros Panamá. Como dato curioso, el último sombrero Panamá no está hecho en este lugar sino en Ecuador, pero se conoció así cuando se construyó el canal que lleva este nombre.

Durante este lapso, el sombrero de más consumo fué el de Tripilla, el cual era una tira de palma entrelajada a mano para obtener una cinta, que cosida en círculo daba la forma de sombrero.

A finales de los cuarenta predominó la producción de cinco tipos más de sombreros; Los Yucatecos, Triplicados, Dos telas, Costureados y De papel Kraft. Los primeros eran exactamente igual a los de tripilla, pero se elaboraban en Mérida. Los segundos eran fabricados con un sombrero de palma fina en la parte superior, un maricote Masillo en la parte inferior y un rodete de pelate (*) entre los dos. Este tipo de sombrero era muy pesado y fuerte, normalmente se fabricaba en modelo charro y era como el usado en la Revolución por Pancho Villa. El tercer tipo de sombrero; Costureado, era manufacturado con sombreros de palma de mejor calidad, tanto en la copa como en la falda y con un refuerzo de varias hojas de papel periódico en su interior. Este sombrero era impermeabilizado con una pasta preparada a base de brea, cera de colmena, grasa de zapatos, blanco de zinc y gasolina (de 19 ¢/lt). Esta preparación además de impermeabilizar al sombrero ayudaba a mantenerlo menos caliente y protegerlo del sol. El cuarto tipo de sombrero; Dos telas, se fabricaba con un sombrero de palma sometido a un proceso de sincronizado, consistente en hormado del sombrero en prensa caliente previamente bañado en brea y cera de Campeche para producir dureza. Finalmente se cubría este sombrero con uno fino y se impermeabilizaba con el mismo proceso que el costureado.

(*) PETATE.- Esterilla de palma, usada a modo de colchón en países cálidos.

El último tipo de sombrero; De papel Kraft, consistía en una tira de papel doblado muy resistente cosida a máquina en forma de círculo hasta formar el sombrero. Finalmente se engomaba mediante una capa de nitrocelulosa y se pintaba con cruña de pelo (proceso muy lento de realizar)

En los años cincuentas, surgieron los sombreros combinados y los de cinta de hilo pulido de algodón. El combinado, utilizaba una falda consistente en una tela de Tuser pegada sobre ambos lados de un alma de cartón y cosida en círculo. La copa era de tela de tejido de punto de algodón aderezada con cola aguada entallada a mano y pintada con laca.

Los procesos de manufactura que se utilizaban en esta época eran muy lentos; Como ejemplo podemos citar que para el sombrero combinado se producían por día por persona: 20 copas entalladas a mano, 30 faldas costureadas a máquina, 50 sombreros pintados a brocha y 18 sombreros para colocar adorno y tafilete con aguja y dedo.

El segundo tipo de sombrero; De cinta de hilo pulido, se elaboraba con una cinta calada de hilo de algodón, cosida a máquina en forma de círculo hasta formar el sombrero.

En los años 60's de este siglo se realizó una importante innovación en la industria del sombrero, ya que se comenzaron a fabricar los sombreros de Lona y de Fielto. Inicialmente se produjeron sombreros de Cinta de plástico calada, cosidos igual que los de cinta de hilo pulido. Posteriormente surgieron los de Fielto, pero no tuvieron mucho auge ya que el consumidor no estaba acostumbrado a esa clase de sombreros y a su precio elevado (\$ 21.00 c/u). Por último surgió en esta década el sombrero de Lona corriente, antecesor de los sombreros actuales. Estos sombreros eran "finalmente" formados únicamente por telas de algodón en la copa y falda, lo cual permitía que fueran mucho más ligeros y económicos que los sombreros enteros.

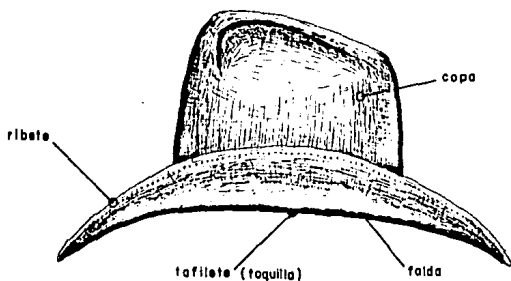
Con la innovación de fabricar sombreros de dos piezas, nació la necesidad de una prensa que formara las copas de los sombreros. Se comenzaron los primeros diseños de ellas y se obtuvo una máquina que operaba por medio de palancas sobre las cuales se hacía fuerza con el cuerpo para realizar sus movimientos. Estas prensas son las únicas utilizadas actualmente. Solo han sido mejoradas colocándoles cilindros de movimiento en lugar de las palancas, pero su funcionamiento sigue siendo manual y su productividad no se ha incrementado.

La industria sombrerera en México no tiene avances, pero gracias a las herramientas y la

tecnología con que se cuenta y en tiempos difíciles como los actuales, es cuando se debe pensar en producir más y en forma económica, y ya que el camino de la automatización nos ofrece elevar la producción y disminuir los costos de fabricación, se ha pensado en el diseño de una prensa copera que además de lograr estos beneficios, promueva el desarrollo de la industria del sombrero, que aunque es un producto que ha dejado de usarse por determinados grupos de gentes, siempre será imprescindible para algunos tipos de trabajo, como el del campo.

(1-2) PROYECTO MECANICO.

La creación de un plan para la construcción o el montaje de una máquina, un invento, un proceso o un sistema mecánico se llama "Proyecto Mecánico". En el diseño o proyecto de máquinas hay que concebir un conjunto de partes que puedan ser acopladas entre sí para obtener los propósitos deseados, definir entonces la geometría y el material de cada componente, el proceso de fabricación, el acoplamiento de las partes y todo ello hasta el último detalle. El ingeniero debe definir correctamente lo que quiere proyectar. Entonces debe tener en cuenta factores como el desgaste, el calor, los rozamientos, la fabricación, la utilidad, el costo, la seguridad, el ruido, la apariencia física, la flexibilidad, el control, las fuerzas, la resistencia, la rigidez, la deformación, la lubricación, etc. Después de tomar en cuenta todos estos factores se pasa a la etapa de diseño y revisiones posteriores en donde se debe poner especial interés ya que de un buen diseño no cabe más que esperar buenos resultados en su funcionamiento.

**FIGURA (2-1).- Composición de un sombrero**

CAPITULO II

" EL PROCESO DE MANUFACTURA DEL SOMBRERO "

(2-1) DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE MANUFACTURA DEL SOMBRERO.

Como ya se mencionó anteriormente, existen varios tipos de sombreros, pero de toda esta variedad los que nos interesan son los formados por copa y feida pues precisamente en estos es donde se utiliza la prensa copera. Además su estudio puede ilustrar al lector, "como se hacen los sombreros en México", pues mucha gente piensa que todos son tejidos a mano y por métodos muy rústicos. Sólo en algunas zonas reprimidas como la sierra de Oaxaca, estado de Campeche, Veracruz y Guerrero, aun en nuestros días se siguen tejiendo los sombreros a mano (con palma), pero el porcentaje en que se fabrican respecto al total nacional ha disminuido año con año (actualmente es del 40%).

DESCRIPCION DEL PROCESO

- 1) Tratamiento y corte de Tela - Las telas que se utilizan son de tejido abierto o cerrado según su uso, a base de hilos de algodón semielásticos a los de cañamo y denominados hilos pulidos. Estas telas se someten a un baño de apresto el cual les proporciona dureza, consistencia e impermeabilidad.

La tela se enrolla y corta longitudinalmente formando rollos de aproximadamente 45 cm por lado. Es interesante hacer notar que dos de estos cuadros son los que constituyen a un sombrero. Uno de ellos se utiliza para formar la falda y el otro para la copa.

La mitad de cuadros de tela pasan al sojado, que consiste en cortar un círculo de tela en su centro para comenzar a dar la forma a la falda.

- 2) Formación de copas.- La otra mitad de cuadros de tela (no sojados), se rocían con agua simple a temperatura ambiente hasta proporcionar un bajo grado de humedad y se dejan reposar alrededor de 30 minutos para que la humedad penetre en las fibras del algodón. La humedad en la tela es necesaria para que al formar las copas, las costuras del tejido se suavicen y deslicen fácilmente unas sobre otras en el momento de cambiar la forma de la tela, de plana a convexa. Los cuadros de tela se colocan en la prensa copera y mediante la temperatura de las hormas que es alrededor de 150° C y la fuerza que se aplica, se moldea la tela hasta adquirir la forma deseada.

Las copas que resultan de este proceso tienen desperdicio de tela. Esto se debe a su forma, pues se inicia con un cuadro y se termina con una figura circular. Otra razón es la manera de acomodarse la tela, pues el cambio de forma hace que el tejido se absorbe más en la mitad de los cuadros que en sus esquinas (fig. 2.2-b). Después se corta el desperdicio de las copas.

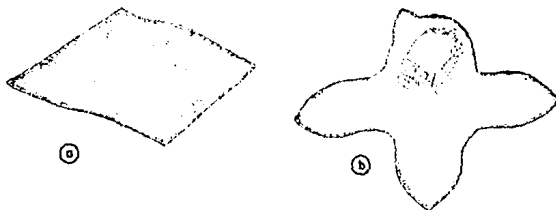
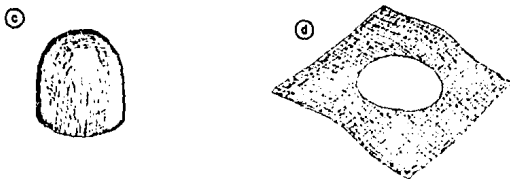


FIGURA (2.2).- Forma de la tela al entrar (a) y al salir (b) de la prensa copera.



SIGUE FIGURA (2.2).- Copa sin desperdicio (c). Falda soajada antes de recortar el desperdicio (d).

- 3) Armado de copa y falda.- Este proceso consiste en unir la copa ya recortada y la falda soajada que aún tiene forma cuadrada. El armado se realiza en una prensa simple denominada "prensa seca" que utiliza hormas de aluminio calentadas a alrededor de 150°C . El producto de esta máquina es ya la forma de un sombrero, pero con falda cuadrada y la unión entre ambas partes es mediante pegamento.
- 4) Toquillado y corte de desperdicio de falda.- Se denomina toquillado al proceso de coser la copa con la falda. Este nombre se debe a que la unión entre copa y falda es llamada "toquilla" (fig. 2.1).
Se corta el sobrante de la falda para que adquiere una forma final redonda.
- 5) Coser el ribete.- Se denomina ribete al perímetro de la falda (fig. 2.1). En este lugar se realiza un doblez y dentro se coloca un alma de alambre de acero y se cose para que quede oculto. Este alambre confiere rigidez a la falda del sombrero.
- 6) Pintar el sombrero.- Las pinturas además de utilizarse para dar mejor aspecto al sombrero, sirven para impermeabilizarlo aun más de lo obtenido con el apresto de la tela. Las pinturas que se utilizan son lacas del tipo automoltríz y necesitan ser bastante plásticas para que el sombrero no se quebre al doblarlo.
- 7) Planchado.- Es común que los sombreros después de pintarse estén arrugados y sin la forma exacta. Para corregir estos detalles el sombrero se plancha en unas prensas denominadas

"molduricas" que utilizan presión de aire y agua en su interior para ejercer una presión sobre el sombrero en forma distribuida.

La prensa hidráulica contiene una horma de aluminio con la forma y talla del sombrero a planchar. La horma debe estar caliente para que el sombrero se pueda moldear fácilmente.

El proceso que se utiliza para planchar el sombrero consiste en colocar éste en la horma de aluminio, cubrirlo con una horma de hule, cerrar la prensa con un pasador de seguridad y suministrar aire a presión a un diafragma de hule que ejerce una presión uniforme sobre el sombrero.

- 8) Acabado y detallado final.- Hasta esta parte del proceso de manufactura del sombrero, ya se tiene un producto pintado, planchado y con la forma y talla correctas. Lo único que resta es adornarlo y corregir detalles finales.

En la parte interior del sombrero se utiliza un "tafilete" (fig. 2.1) que consiste en una tira de cuero natural o de imitación y que sirve para tapar las costuras de unión entre la copa y falda, además de que proporciona una consistencia terca para que el sombrero no lastime al usuario. Junto con el tafilete se cose una etiqueta con la marca y modelo del producto. Por último, en la parte exterior denominada "toquilla" (fig. 2.1) se coloca una cinta para cubrir las costuras y adornar el sombrero.

(2-2) DESCRIPCIÓN DE LA PRESNA COPERA ACTUAL.

Como ya se mencionó en el capítulo anterior, la prensa copera que existe actualmente es completamente manual. Los diseños fueron realizados en los años 50's, y hasta la fecha lo único que se ha mejorado es el mecanismo para facilitar su movimiento. Además se han instalado en algunas prensas, cilindros de movimiento que eliminan los sistemas mecánicos antiguos, pero su funcionamiento sigue siendo manual.

La prensa copera actual está constituida por una estructura de acero, formada principalmente de perfiles estructurales en "I". Sobre esta estructura están montadas dos hormas en forma de anillo sobre las cuales descansa el cuadro de tela, una tercer horma convexa la que provee la forma de copa a la tela, varios quemadores montados cerca de las hormas para mantenerlas a una temperatura de aproximadamente 150° C, y algunos engranes, palancas, flechas, contrapesos y piezas menores que forman los mecanismos de su movimiento. (figura 2.3)

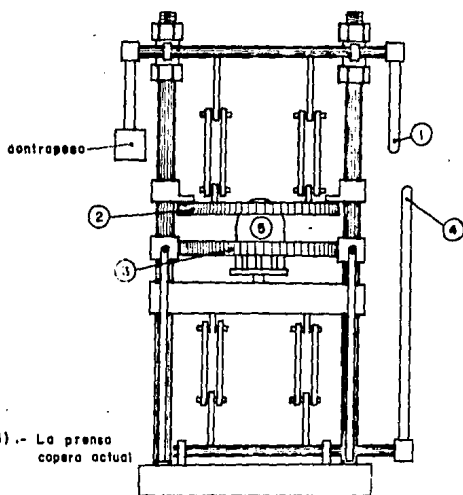


FIGURA (2-3) .- La prensa copera actual

El proceso que se sigue para hacer funcionar la prensa copera actual es el siguiente:

- 1) Mover la palanca (1) que acciona el mecanismo para elevar la horma de anillo de la parte superior (2).
- 2) El operario coloca sobre la horma de anillo de la parte inferior (3) un cuadro de tela previamente rociado con agua.
- 3) Se mueve la misma palanca (1) para que la horma (2) baje a su posición inicial y sujete al cuadro de tela.
- 4) Se mueve una segunda palanca (4) que acciona el mecanismo para elevar la horma de copa (5). Esta horma debe tener una fuerza de aproximadamente 25 Kg en sentido ascendente para que pueda cambiar la forma al cuadro de tela que se encuentra sujeto entre las dos hormas planas de anillo (2 y 3). Cuando la horma de copa (5) llega al límite superior de su carrera, la tela ya terminó de adquirir la forma convexa deseada.
- 5) Se regresa la palanca (1) para que la horma de anillo superior (2) libere a la copa de tela formada. Enseguida se mueve la segunda palanca (4) que regresa a la horma de copa a su posición original.
- 6) El operario saca la copa de tela formada, la acomoda fuera de la prensa y coloca otro cuadro de tela en ella para seguir el ciclo anterior comenzando por el inciso 1).

Para hacer funcionar la prensa se necesita un operario que se encargue de efectuar el proceso anterior. Además de esta persona, se requiere de un segundo obrero encargado del corte de los cuadros de tela y un tercero que rocíe los cuadros de tela. En la práctica este tercer obrero es eliminado pues el operario de la prensa es el encargado de rociar la tela mientras que el encargado del corte hace otros trabajos. Esta distribución de obreros es necesaria en la prensa manual pues como el trabajo del operador es agotador debido a que su esfuerzo físico es el que mueve a la prensa necesita de lapsos de descanso, y una forma de aprovechar este tiempo es rociando los cuadros de tela.

Uno de los inconvenientes de la prensa manual es que en los lapsos de tiempo en el que el operario descansa se dejan de producir muchísimas copas.

Una forma de lograr que la prensa manual tuviera una producción continua, sería que mientras un operario hiciera funcionar a la prensa, un segundo operario rocíara la tela, la acomodara y preparara, y después de un tiempo determinado, este último se hiciera cargo de la prensa mientras que el primero rocíara más tela y la preparara para la siguiente ronda. El inconveniente de este sistema es que se necesitarían dos operadores para la prensa y un tercer obrero para el corte de tela.

El tiempo que tarda un operador en producir copas en la prensa copera manual cuando está

siendo vigilado es de once segundos por copa. Es de suponerse que cuando el obrero no esté siendo vigilado y aún más, cuando él sabe que no le están tomando tiempos de producción, su rendimiento disminuye considerablemente. Se tomará como base de producción en la prensa manual un tiempo de 13 segundos por copa (la prensa automática tendrá un tiempo de producción de 8 segundos por copa).

Como se puede apreciar, la industria sombrerera no tiene avances técnicos. Los sistemas que utiliza han sido usados desde hace muchos años sin que se hayan aplicado sistemas más modernos.

Así como ahora se piensa en automatizar la prensa copera también se podrían desarrollar multitud de diseños en esta industria. La razón por la que se decidió efectuar el diseño de esta prensa frente a todas las demás que se utilizan en la industria sombrerera, es porque si en un futuro se quieren automatizar más procesos de esta industria, es conveniente que se lleve a cabo ordenadamente y el primer proceso del armado de los sombreros es justamente la formación de copas.

CAPITULO III

**"DISEÑO PRELIMINAR DE LA PRENSA CEPERA AUTOMÁTICA
Y ESTUDIO DE ALTERNATIVAS"**

En el capítulo anterior se mencionaron las necesidades para el funcionamiento de la prensa copera manual. Tomandolos en consideración se propuso el diseño de una prensa copera automática que no sólo satisfaga éstos objetivos, sino que los supere y que compita con el desarrollo futuro de esta industria.

Las primeras ideas e invenciones desarrolladas en este proyecto para la prensa automática, fueron evolucionando hasta llegar a un diseño preliminar. En él, no se consideraron cálculos, sino únicamente análisis de funcionamiento para cumplir con las metas propuestas.

A continuación se analizarán los sistemas de movimiento: El neumático en comparación con el hidráulico, ya que alguno de estos dos sistemas va a ser utilizado como fuente de movimiento principal en la prensa copera automática.

(3-1) SISTEMA NEUMÁTICO VS. SISTEMA HIDRÁULICO.

Debido a la flexibilidad en su utilización y en su funcionamiento, se seleccionaron como fuente matriz en los principales sistemas que constituyen la prensa copera automática, a los cilindros de movimiento, también llamados gatos de movimiento.

Para hacer funcionar un mecanismo determinado, se pueden utilizar sistemas de motores eléctricos, neumáticos o hidráulicos; motores de combustión interna o de vapor; turbinas de agua o de vapor; etc. Los motores de cualquiera de estos tipos son muy eficientes para producir movimientos circulares, movimiento de flechas, etc., pero para las necesidades de la prensa copera solo se aplicaría en algunos de sus sistemas, en los cuales no se requieren desplazamientos lineales.

La variedad de motores que existen tienen su aplicación de acuerdo a las necesidades de funcionamiento. Si se requiere movimiento en zonas donde no exista alimentación eléctrica, se utilizan motores de combustión o de vapor. Para zonas con suministro eléctrico se pueden utilizar motores eléctricos. Los motores neumáticos se utilizan cuando el espacio disponible es reducido y cuando se requiere mucha potencia. Los motores hidráulicos son aplicables para estas mismas necesidades, además de que la potencia obtenida es aún mayor. La desventaja de estos dos tipos de motores es que su costo es muy elevado en comparación con los motores eléctricos. Otro tipo de fuentes de movimiento como turbinas, no son aplicables para esta prensa.

La mayor parte de los movimientos que necesita la prensa copera son lineales. Un movimiento lineal puede obtenerse de distintas maneras, pero la forma más sencilla y económica es mediante la utilización de cilindros de movimiento. Algunas características del movimiento lineal requerido, como las carreras reducidas y precisión de respuestas hacen más acertada la utilización de los cilindros de movimiento.

Existen dos clases de cilindros de movimiento: Los neumáticos y los hidráulicos. Cada sistema presenta ventajas y desventajas dependiendo del uso que se le da y de las necesidades que se presenten. Para la prensa copera conviene analizar cual sistema puede proporcionar mejores resultados y para ello a continuación se estudian sus características.

(3-1-1) SISTEMA NEUMÁTICO.

El aire comprimido es una forma de energía que presenta muchas posibilidades de desarrollo. Su producción es sencilla a partir de máquinas compresoras y su aplicación es muy amplia para exigencias de automatización y racionalización de muchos procesos de trabajo. Algunos problemas de automatización no pueden solucionarse por otro medio que sea más simple y más económico que la neumática. Esto se debe a las propiedades del aire comprimido como las

siguientes:

- Se encuentra en cantidades ilimitadas.
- El aire comprimido puede ser fácilmente transportado por tuberías, incluso a grandes distancias. No es necesario disponer de tuberías de retorno.
- El aire comprimido puede almacenarse en depósitos y tomarse de estos. No es necesario que un compresor permanezca continuamente en servicio.
- El aire comprimido es insensible a las variaciones de temperatura; garantiza un trabajo seguro incluso a temperaturas extremas.
- No existe ningún riesgo de explosión ó incendio; por lo tanto, no es necesario disponer de instalaciones antideflagrantes que son caras.
- Los elementos que se requieren para poder utilizar el aire comprimido son simples y de precio accesible.
- Con el aire comprimido se pueden obtener velocidades de trabajo muy elevadas.
- Las herramientas y elementos de trabajo neumáticos pueden utilizarse hasta su máxima capacidad sin riesgo alguno de sobrecargas.
- El aire comprimido debe ser preparado antes de su utilización. Es preciso eliminar impurezas y humedad para evitar desgastes de los componentes u obstrucciones en los pasos del aire. Para este propósito se utilizan las unidades de mantenimiento.
- Con aire comprimido no es posible obtener para los émbolos velocidades uniformes y constantes, aunque para disminuir estos efectos se pueden utilizar frenos hidráulicos.
- Se pueden lograr aceleraciones elevadas en cilindros, con la ayuda de válvulas de escape rápido con recipiente integrado, los cuales almacenan el aire y lo suministran en un instante reducido a los cilindros.
- El aire comprimido es económico sólo hasta cierta fuerza. Se recomienda utilizarlos para producir fuerzas de hasta 2000 a 3000 Kgf.
- El escape de aire produce ruido. No obstante, este problema ya se ha resuelto en gran parte mediante el uso de silenciadores.
- Comprimir aire es un proceso relativamente caro, pero este elevado costo se compensa en su mayor parte por las numerosas ventajas que ofrece su utilización. Su buen rendimiento así como su bajo mantenimiento, dan opción a utilizar la neumática como fuente de movimiento y como medio de automatización.
- Los elementos y sistemas neumáticos que existen para la automatización son de mayor variedad que los que existen en hidráulica.

(3-1-2) SISTEMA HIDRAULICO.

Los sistemas hidráulicos son muy utilizados en la industria, en elementos de control de mucha precisión, en la marina y en aplicaciones espaciales. Los movimientos que se pueden obtener son principalmente lineales mediante cilindros de movimiento, aunque también se realizan circulares mediante motores hidráulicos.

Los sistemas hidráulicos pueden utilizar cualquier fluido para su funcionamiento, pero lo más recomendable es el uso de aceites ya que éstos no son corrosivos y ayudan a lubricar los sistemas.

Algunas características de los sistemas hidráulicos son las siguientes.

- Se pueden producir fuerzas grandísimas.
- En los émbolos se obtienen movimientos uniformes y velocidades constantes.
- Los cilindros responden instantáneamente a cualquier acción que se ordene.
- Para un mismo consumo de fluido hidráulico o de aire comprimido es más barato una compresora de aire que un equipo hidráulico constituido por bomba, motor y depósito.
- Los cilindros hidráulicos con más económicos en su utilización que los neumáticos sólo para realizar fuerzas mayores de 2000 Kgf.
- Los cilindros hidráulicos pueden realizar mayores desplazamientos mediante los vástagos telescópicos, los cuales llegan a extenderse hasta más de 20 metros. Para cilindros neumáticos de medidas estándar se recomienda que se usen carreras con un máximo de 2 metros, pues generalmente se utilizan émbolos pequeños con vástagos doblados que tienden a flexionarse.
- Las caídas de presión afectan mucho más a los sistemas hidráulicos que a los neumáticos.
- Las sobrecargas son muy peligrosas en los sistemas hidráulicos.
- Las fugas son más costosas en los sistemas hidráulicos que en los neumáticos.
- La transmisión del fluido hidráulico se recomienda realizarse hasta un máximo de 100 metros.
- La velocidad máxima de transmisión del fluido es de 2 a 4 m/seg, mientras que en la neumática es diez veces mayor.

Los movimientos lineales que necesita la prensa como presentan las siguientes características:

- Las fuerzas que se requieren varían entre 0.4 Kg y 40 Kg aproximadamente (son fuerzas pequeñas).
- Las carreras de los émbolos varían de 0.2 cm a 135 cm (Desplazamientos reducidos).
- Se requieren movimientos rápidos de los émbolos en la mayoría de los casos.

(3-1-3) ELECCION DEL SISTEMA APROPIADO

De acuerdo a las necesidades de la prensa copera y a las características de los dos sistemas estudiados, se puede apreciar fácilmente que el sistema que más conviene utilizar para la prensa es el neumático. Otra razón muy importante que apoya esta decisión es que en el campo de la neumática existen numerosos avances de automatización, donde se han llegado a unir la electrónica con la neumática para realizar procesos muy complejos. En el caso de la hidráulica no existen sistemas de automatización. Lo que más se ha desarrollado es lo referente a fuentes de movimiento.

(3-2) ELECCIONES DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO.

Las hormas que se necesitan calentar son las de aro superior e inferior y la horma de copa. Se tomará como base a la horma de aro inferior para calcular cual energía es más económica para calentarla. Las opciones son apartir de resistores eléctricos o quemadores de gas propano. Se selecciono el gas propano por ser un gas comercial en las gaseras del Valle de México.

El desarrollo a seguir para efectuar la comparación entre ambos tipos de energía, consista en obtener una relación que determine la cantidad de transferencia de calor que se necesita para elevar la temperatura de la horma de aro de 20°C (temperatura ambiente) hasta 150°C. Esta relación debe ser aplicable para una pieza de aluminio de forma circular concéntrica cuyas dimensiones son.

$$\text{Radio mayor} = r_2 = 25 \text{ cm}$$

$$\text{Radio menor} = r_1 = \text{promedio entre el radio mayor y menor de la ellipse} = 8.75 \text{ cm}$$

$$\text{Espesor} = L = 1" = 2.54 \text{ cm}$$

Para una pieza de esta forma:

$$q = C(T_h - T_c) \text{ ----- Ec (1)}$$

q : Cantidad de calor

C : Capacidad calorífica

T_h : Temperatura final ó caliente

T_c : Temperatura inicial ó fría.

K : Conductividad térmica.

$$C = \frac{2 \pi K L}{\ln(r_2/r_1)} \text{ ----- Ec (2)}$$

La conductividad térmica del aluminio para una temperatura promedio entre 20 y 150°C es de 206.36 K cal/m hr °c.

Sustituyendo valores en ecuaciones (1) y (2):

$$C = \frac{2\pi(206.36 \text{ Kcal/m hr } ^\circ\text{c})(0.0254 \text{ m})}{\ln(0.25/0.0875)} = 31.371 \text{ Kcal/hr } ^\circ\text{c}$$

$$q = (31.371 \text{ Kcal/hr}^\circ\text{c})(150-20^\circ\text{c}) = 4078.75 \text{ Kcal/hr.}$$

Cálculo del gasto de gas propano necesario para producir esta cantidad de calor.

Poder calorífico Inferior del gas propano = 2886.8 K calorías/lb

Se considera que no todo el poder calorífico se aprovechará para calentar la horma, sino que un 30% se va a perder por la convección y radiación del calor que se escapa a la atmósfera. Este porcentaje es el equivalente al calor perdido por un quemador de gas cuya flama más caliente hace contacto sobre la parte a calentar, considerando un flujo de aire alrededor de la horma de aproximadamente 0.1 m/seg (cuarto ventilado).

$$\begin{aligned} \text{Poder calorífico aprovechado del gas propano} &= (\text{P.C. real})(\text{eficiencia}) \\ &= (2886.8 \text{ Kcal/lb})(0.7) = 2020.8 \\ &\text{Kcal/lb.} \end{aligned}$$

Gastos de gas requerido = $q / \text{P.C.} = (4078.75 \text{ Kcal/hr}) / (2020.8 \text{ Kcal/lb}) = 2.018 \text{ lb/hr.}$

$$2.018 \text{ lb/hr} \times (1 \text{ Kg}) / (2.2046 \text{ lb}) = 0.9155 \text{ Kg/hr.}$$

El precio actual del gas en la zona (Enero de 1986) es de \$35.00/Kg

$$0.9155 \text{ Kg/hr} \times \$35.00/\text{kg} = \$32.04/\text{hr} \text{ (Costo del gas propano por hora de uso).}$$

Cálculo del gasto de corriente eléctrica requerido para producir esta cantidad de calor:

$$\begin{aligned} q \text{ requerido} &= 4078.18 \text{ Kcal/hr} \times (1000 / 1 \text{ K}) \times (1 \text{ hr} / 3600 \text{ seg}) = 1132.83 \\ \text{cal/seg} \times (4.187 \text{ watts}) / (1 \text{ cal/seg}) &= 4743.15 \text{ watts} \end{aligned}$$

Se considerará una pérdida de energía del 5% por ineficiencia del resistor. Este porcentaje es bajo ya que no hay pérdida de calor por convección ó radiación directas de éste, puesto que se encuentra dentro de la horma de oro. La pérdida de calor de la horma a la atmósfera si existe pero no se considerará en este cálculo ni tampoco en el anterior para gas ya que solo se están comparando los sistemas generadores de calor.

$$q_{\text{suministrado}} = (q_{\text{requerido}})(\text{eficiencia}) = (4743.15 \text{ watts})(0.95) = 4506 \text{ watts.}$$

El precio actual de la corriente eléctrica en la zona (Enero de 1986 para uso Industrial) es de \$ 19.50 por Kwatt-hr.

$$4506 \text{ watts} \times \frac{1 \text{ K}}{1000} \times \frac{\$ 19.50}{\text{Kwatt-hr}} = \$ 87.87/\text{hr.} \text{ (Costo de la corriente eléctrica por hora de uso)}$$

De los dos tipos de energía se selecciona como fuente de calor para las hormas de la prensa copera el gas propano.

El resultado de este análisis es un tanto ideal, pero es aplicable para un cuadro competitivo entre ambos tipos de energía.

(3-3) MODIFICACIONES Y MEJORAS PROPUESTAS.

Entre las modificaciones y las mejoras propuestas para el diseño de la prensa copera automática, se encuentran las siguientes:

a) En su productividad

- Obtener una producción constante de copes, para que en expansiones futuras se pueda aplicar una línea de producción continua en todos los demás procesos de la fábrica.
- Reducir considerablemente los tiempos de producción, a través de sistemas automáticos que realicen cada paso a buena velocidad. Además esta prensa va a poder efectuar distintos pasos en forma simultánea, cosa que no podía lograrse con la prensa manual.
- Utilizar menos mano de obra gracias a la automatización de toda la máquina. Debido a que la prensa va a funcionar un circuito cerrado (al terminar un ciclo, automáticamente se inicia el siguiente), la mano de obra se reducirá a un solo operario. Este solo tiene que vigilar "ocasionalmente" el funcionamiento de la prensa copera.

b) En su funcionamiento

- Utilizar un sistema de rodado que humedezca la tela lo necesario para que sus costuras se puedan acomodar en el cambio de forma.
- La materia prima que va a alimentarse a la prensa automática será un rollo de tela en vez de los cuadros de tela rodados como en la prensa manual. El trabajo del corte de los cuadros de tela que anteriormente se realizaba en forma independiente de la prensa manual, ahora lo realizará la misma prensa. Para este corte se va a utilizar un sistema de alimentación que coloque la tela en una misma posición, para que los cuadros queden siempre de las mismas dimensiones.
- La alimentación de tela a la prensa la realizará un mecanismo que alimenta y expulsa el producto terminado en forma simultánea. Este sistema será de alta precisión para que la tela alimentada siempre quede en un mismo lugar.
- En lugar de utilizar mecanismos de movimiento a base de palancas manuales se ocuparán cilindros neumáticos de movimiento.
- Un sistema de recolección de copes acomodará éste producto a la salida de la prensa para que pueda ser fácilmente transportado al siguiente proceso.
- Se utilizarán sistemas auxiliares de seguridad para el paro inmediato de la prensa en el momento de un mal funcionamiento de alguno de sus sistemas. Otros sistemas auxiliares protegerán al operario de no accidentarse con alguna de las partes de la prensa.
- El diseño se realizará de manera que sea fácil el mantenimiento y reparación de partes y sistemas de la prensa.

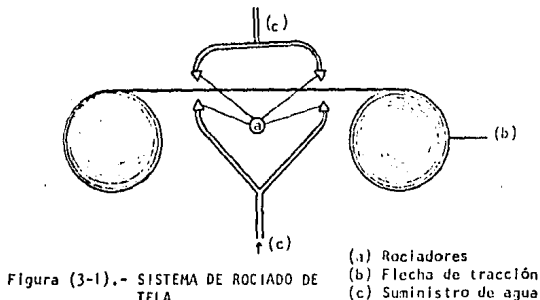
- Todos los sistemas que constituyen a la prensa copera automática se deben seleccionar con velocidades altas de funcionamiento, para que al trabajar en forma sincronizada, la prensa tenga una buena producción y supere bastante a la prensa manual.

(3-4) SISTEMAS COMPLEMENTARIOS DE LA PRENSA.

Se entenderá por prensa copera a los sistemas cuyo conjunto produce copas. Esto es, el conjunto de sistemas de: Alimentación de tela, formación de copas y recolección de copas. A los sistemas que ayudan al funcionamiento de la prensa como el rociado, alimentación a corte y corte de tela se llamarán "sistemas complementarios de la prensa".

(3-4-1) ROCIADO DE TELA.

La prensa copera automática va a contar con un sistema de rociado de tela, instalado aparte de sus demás sistemas (fig 3.1). Este sistema tiene como meta humedecer la tela, lo cual se realiza mediante aspersores que funcionan con agua a baja presión. Estos no necesitan de aire a presión y tienen la ventaja de que producen un rocío muy fino aparentando ser nubes



Se cuenta con un rodillo donde se coloca un rollo de tela seca. La tela se hace pasar por una zona donde se encuentran varios aspersores por ambos lados de la tela. Al finalizar su recorrido, la tela se enrolla en un segundo rodillo que posee tracción.

El rollo de tela que se obtiene de este proceso se necesita dejar en reposo de 30 minutos en adelante, para que la humedad penetre perfectamente en las fibras del tejido. Por esta razón, no se puede hacer un proceso continuo entre el rociado y el corte de tela, por lo que se debe rociar el rollo de tela mientras la prensa está funcionando, aprovechando su fuente motriz para enrollarla. Al terminarse, el rociador se desconecta y se acciona un timbre para indicar que la tela está rociada. Este rollo humedecido se vuelve a colocar en la entrada de los rociadores para enrollarse

de nuevo, de manera que el extremo recién rociado no sea el que se comience a alimentar a la prensa, pues para este extremo no habrían transcurrido los 30 minutos de reposo.

(3-4-2) ALIMENTACION PARA CORTE.

Para la prensa copera automática se necesita un sistema que corte la tela, la cual viene en rollos de 38 a 48 cm de ancho previamente rociada. Los cortes se realizan para formar cuadros de tela con estas mismas dimensiones por lado.

Este sistema debe estar constituido por un mecanismo de alimentación, que mueva la tela del rollo hasta una posición predeterminada constante y se realiza el corte. Dentro del diseño del sistema de alimentación para corte, se está considerando que el avance de tela siempre sea el mismo para que los cuadros no tengan variación de tamaño.

Para las necesidades de la prensa automática se estudiarán a continuación dos posibles sistemas de alimentación para el corte:

--Alimentador a base de un cilindro de doble efecto y varias posiciones de avance. Este sistema utiliza como fuente de movimiento un cilindro neumático.

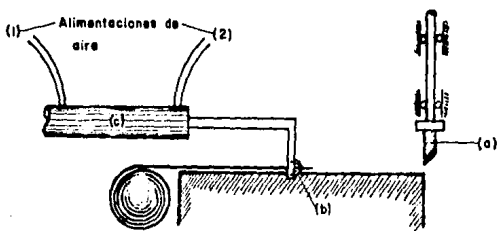


Figura (3.2).— SISTEMA DE CORTE DE TELA (a) Guillotina (b) Pinzas de sujeción de tela (c) Cilindro de movimiento

Al suministrar aire por la alimentación 1 (fig 3.2), el émbolo del cilindro realiza su carrera de avance y mueve la tela; esta carrera se regula por medio de una válvula neumática, la cual ayuda a que el avance siempre termine en una misma posición.

Cuando la tela ya ha sido alimentada, la guillotina realiza el corte de la tela y el siguiente paso es el regreso del cilindro alimentador. Para lograr esto, se suministra aire por la

paso es el regreso del cilindro alimentador. Para lograr esto, se suministra aire por la alimentación 2 (fig. 3.2) y el émbolo del cilindro realiza su carrera de regreso.

Se necesita un mecanismo que sujete la tela durante el avance del alimentador y que la suelte durante su regreso. Esta finalidad se puede cumplir utilizando un dispositivo como el de la figura (3.3).

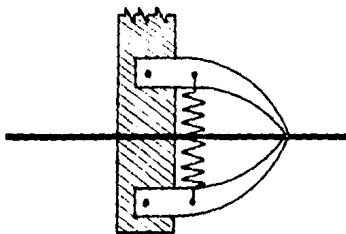


Figura (3.3).- PINZAS DE SUJECION DE TELA

Cuando las pinzas de sujeción de tela se mueven hacia la derecha, presionan la tela y la mueven en ese sentido. En cambio, cuando las pinzas se mueven hacia la izquierda, la tela desliza por la forma en que están colocados los brazos de las pinzas.

Para asegurar que la tela siempre quede en una misma posición de alimentación, se colocan dos cilindros de fijación (fig. 3.4-e), los cuales aprisionan la tela durante todo el regreso del alimentador y el corte. Este dispositivo también ayuda a que el corte se realice correctamente.

--Alimentador a base de un mecanismo de yugo escocés. Este sistema utiliza como fuente de movimiento un yugo escocés, el cual realiza las carreras de avance y regreso en lugar del cilindro de movimiento de la alternativa anterior.

Este sistema requiere un motor eléctrico que mueva la manivela (Fig. 3.4-a).

Para la sujeción de la tela se utilizan las mismas pinzas (fig. 3.3) y los mismos cilindros de fijación que en la alternativa anterior.

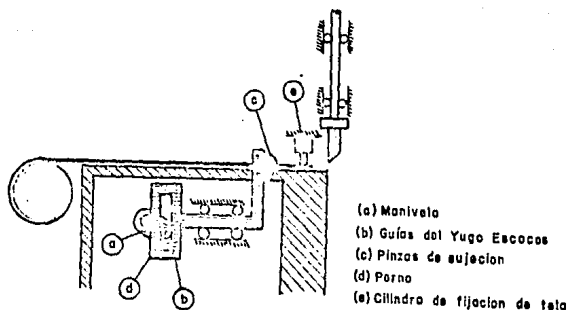


Figura (3.4).- SISTEMA DE CORTE DE TELA CON ALIMENTADOR MECÁNICO

De estos dos sistemas de alimentación se obtienen las siguientes características:

-- En el caso de utilizar un cilindro de movimiento se necesita de una inversión mayor que en el yugo escocés. Esto se debe a que este sistema requiere de un cilindro de doble efecto con distintas posiciones de avance. En el sistema de yugo escocés el costo es mucho menor pues son piezas de fácil fabricación. Otra razón por la que conviene aplicar el sistema de alimentación mecánica, es porque este sistema necesita un motor eléctrico, el cual, también se pueda utilizar para mover los sistemas:

- Enrolladora del rociado de tela.
- Recolección de copas.

-- Para obtener las distintas posiciones de avance en el sistema mecánico, sólo se necesita recorrer el perno sobre la manivela, acercándolo y retirándolo de la flecha de movimiento (fig. 3.5).

-- En el cilindro neumático los finales de carrera son muy bruscos ya que el cilindro inicia su movimiento enseguida que el aire entra a su cámara, y lo finaliza repentinamente cuando se termina el véstego del cilindro o cuando deja de entrar aire. Estos cambios bruscos de aceleración perjudican en la precisión del sistema, pues la tela se pueda policiar al alimentarse.

- (a) Corredera
- (b) Perno
- (c) Flecha de movimiento

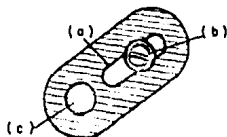


Figura (3.5).-- DETALLE DE LA MANIVELA DEL YUGO ESCOCÉS

-- En el sistema mecánico, el movimiento del alimentador (pinzas de sujeción) es mucho más amortiguado que en el sistema neumático, debido a que es un movimiento senoidal. Precisamente el yugo escocés se utiliza para dibujar la función seno en una gráfica desplazamiento contra tiempo. Al ser de este tipo el movimiento del alimentador, sus aceleraciones son muy reducidas puesto que no existen cambios bruscos de desplazamiento. Además, al no existir éstos, ya no se patinará la tela al alimentarse.

De las comparaciones anteriores se observa que lo más conveniente, es utilizar un sistema de alimentación de yugo escocés.

(3-4-3) CORTE DE TELA.

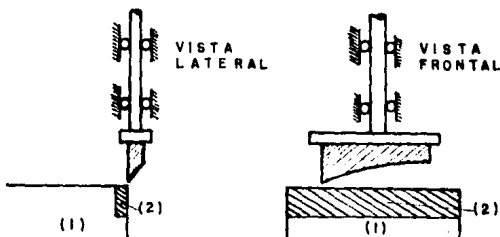


Figura (3.6).-- GUILLOTINA PARA CORTE (1) Mesa de corte (2) Arista de acero

Las características principales para el corte de tela ya se especificaron al principio del inciso (3-4-2). Ahora se analizarán algunas alternativas que realicen esta función. Todos estos sistemas efectuarían el corte por medio de una guillotina que desliza sobre la arista de una mesa de

inciso (3-4-2). Ahora se analizarán algunas alternativas que realicen esta función. Todos estos sistemas efectuarían el corte por medio de una guillotina que desliza sobre la arista de una mesa de corte. El estudio de cada uno de estos sistemas se concentrará en el análisis de la fuente que provéa de movimiento a la guillotina:

-- Sistema de corte neumático. Este sistema tiene un funcionamiento muy simple. Se utiliza una guillotina como la de la figura (3.6) y la fuente de movimiento es a partir de un cilindro neumático (fig. 3.7).

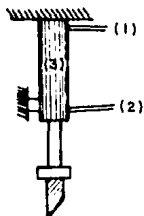


Figura (3-7) .- SISTEMA DE CORTE NEUMÁTICO

- (1) Alimentación 1
 (2) " " 2
 (3) Cilindro neumático

Para este sistema se utilizará un cilindro de movimiento de doble efecto. Al suministrar aire por la alimentación "1" el émbolo desciende y realiza el corte y al suministrar por la alimentación "2" el émbolo asciende después de vencer el peso de la guillotina. El cilindro necesitaría una fuerza aproximada de 12 Kgf para el corte y de 6 Kgf para vencer el peso de la guillotina en el regreso. Un cilindro de estas características no es de precio elevado.

-- Sistema de corte mecánico con leva. Este sistema de corte también utiliza una guillotina como la de la figura (3.6). La fuente de movimiento se logra apartir de un motor, que mueve a una leva la cual a su vez acciona a la guillotina (fig. 3.8).

El sistema mecánico resulta muy práctico si se piensan acoplar varios sistemas para una sola fuente motriz, que es lo que se desea hacer aquí. El motor movería a los sistemas de roiado de tela, alimentación a corte, corte y recolección de copas mediante un sistema de transmisión de movimiento sincronizado. Con este sincronización se lograría la automatización total de todas las partes.

En cuanto al funcionamiento de este sistema, existe una gran desventaja que lo vuelve obsoleto; como cada revolución de la leva tarda 8 segundos (es el tiempo de un ciclo completo de

trabajo de la prensa), la guillotina bajaría muy lentamente y no realizaría correctamente el corte. El corte necesita realizarse con cierta inercia para que sea efectivo. Con una leva que tarde 8 segundos en dar una revolución, no se puede obtener un movimiento lineal rápido que lleve inercia, ya que la leva funcionaríe con un ángulo de presión (1*) mayor a 30° , lo cual no daría resultado. La única solución sería utilizar una leva de un gran tamaño para que en poco tiempo se realizara un buen desplazamiento, pero tampoco ésto sería eficiente.

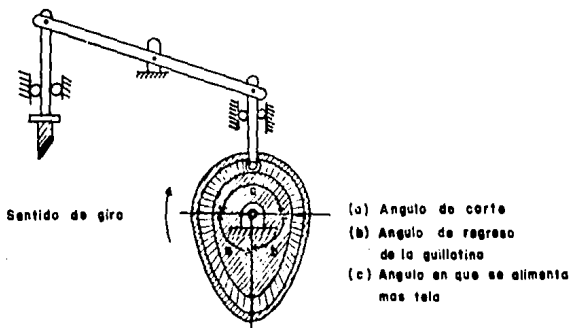


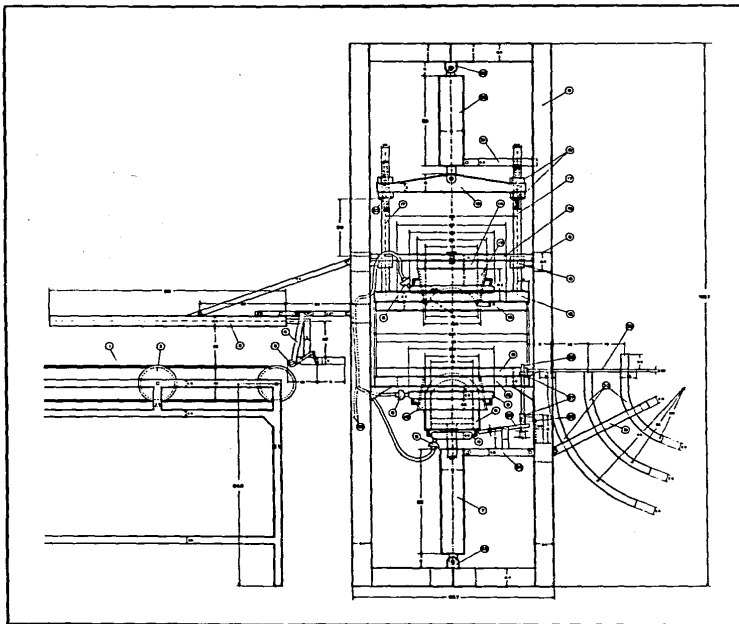
FIGURA (3-8).- SISTEMA DE CORTE MECÁNICO CON LEVA

Por las razones expuestas anteriormente, de los dos sistemas se eligió el sistema neumático. Además, con éste se puede controlar los tiempos y velocidades tanto de corte como de regreso de la guillotina en la forma que más convenga.

(1*)NOTA.- Angulo de presión de una leva es el ángulo formado por las líneas; tangentes a la superficie de la leva en un punto "p" y la perpendicular a la línea que une el punto "p" con el eje de movimiento de la leva.

(3-5) PLANO PRELIMINAR DE LA PRENSA.

Este plano ilustra el funcionamiento de los sistemas que se van a estudiar en los siguientes incisos. No contiene el diseño definitivo de los sistemas con los que va a funcionar la prensa ya que fué elaborado con base en un diseño inicial, antes de decidir cual sería el funcionamiento definitivo de la prensa automática.



No. PIEZA	DESCRIPCION	CANT.
1	Barras transversales	1
2	Resortes de acero	2
3	Placa de aluminicio de sold	1
4	Tapas para abrir los platos	1
5	Gata numerada numerada	1
6	Estructura de la prensa	1
7	Gata numerada para lado	1
8	Carroz	2
9	Caja	1
10	Proteccion para los platos	2
11	Guilanes de gta	8
12	Barras de acero	2
13	Resortes	2
14	Resorte de acero	1
15	Barras de estructura para soldar	1
16	Barras y tapas de gata auxiliar	2
17	Barras con casca	2
18	Tapas	1
19	Tornillos de acero	4
20	Resortes de sold	2
21	Estructura para tirar gata	1
22	Gata numerada para barra	1
23	Resorte de gata	2
24	Estructura para gata y resorte	1
25	Carroz	1
26	Carroz	1
27	Barras del lado	2
28	Tapas de la tapa	1
29	Placa receptora de acero	1
30	Tapas receptoras de acero	3
31	Estructura de receptor	1
32	Tornillos de sold	1

UNIVERSIDAD
ANAHUAC

ESCUELA DE INGENIERIA

TESIS PROFESIONAL

8° Sem. Ing. Mecánica

	DIBUJO	CHECO
NOMBRE	Armando Viquez Miranda	Ing. Rafael López Sánchez
FECHA	Marzo de 1958	Marzo de 1958

DIMENSIONES EN CM / ESCALA 1:3

PRESA AUTOMATICA DE
COPAS PARA SOMBREROS

(3-6) ALIMENTACION DE TELA A PRENSA.

El conjunto de sistemas estudiados hasta el momento realizan en la práctica los procesos necesarios para formar cuadros de tela húmedos con las dimensiones necesarias. Ya se cuenta con la materia prima que requiere la prensa copera para funcionar. Ahora se va a estudiar el sistema para alimentar estos cuadros de tela a la prensa copera.

El ciclo de trabajo del sistema de alimentación es el siguiente:

- El alimentador toma un cuadro de tela después del corte.
- Se transporta el cuadro de tela del sistema de corte a la horma de aro inferior de la prensa para formar la copa.
- Regresa a su posición inicial para tomar otro cuadro de tela.

Las características generales que debe satisfacer cualquier sistema de alimentación que se seleccione son las siguientes:

-- Los movimientos de cada una de sus partes deben ser rápidos, para que el conjunto de sistemas que forman a la prensa puedan ser sincronizados a velocidades altas y que la prensa realice buena producción.

-- Los sistemas deben ser de alta precisión para que la tela alimentada siempre quede en un mismo lugar.

-- El alimentador va a tener la función de expulsar de la prensa las copas ya terminadas. Se va incluir un mecanismo que en el momento de alimentar la tela, empuje las copas hasta un recolector donde se almacenen las copas formadas.

-- Como la carrera que debe tener el alimentador es más de un metro ya que la tela se transporta desde el sistema de corte hasta la horma de aro de la prensa, se necesita un sistema que recorra esta distancia en forma rápida y precisa. Este objetivo se podría cumplir mediante algún mecanismo que funcionara con engranes, poleas y otros instrumentos para realizar el arranque y paro del alimentador; tendría que ser muy complejo para cumplir con estos objetivos y los de automatización; ocuparía mucho volumen y su costo sería muy elevado. Por todo esto se eliminó la alternativa de utilizar un alimentador con movimiento mecánico y se pensó en otras opciones.

La mejor alternativa que se encontró fue a partir de un cilindro neumático, ya que éstos instrumentos efectúan movimientos lineales con gran velocidad, que es justamente lo que se requiere en el sistema de alimentación a prensa. Además, con ellos se pueden realizar paradas y cambios bruscos de movimiento sin que se afecten sus componentes.

Ya seleccionada la fuente de movimiento del alimentador a prensa, se analizarán algunos sistemas que sujeten la tela, la transporten y la depositen en la horma de aro inferior.

-Sistema mecánico para la alimentación. Este sistema utiliza un mecanismo para fijar la tela en el alimentador y transportarla hasta la horma de arco.

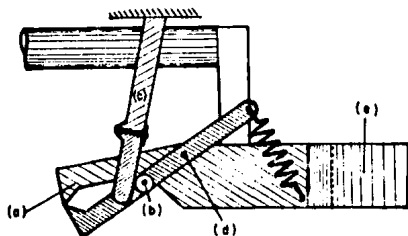


Figura (3.9).- SISTEMA MECANICO PARA LA ALIMENTACION.

- (a) Pinzas de sujeción de tela.
- (b) Rodillo para abrir las pinzas.
- (c) Brazo fijo.
- (d) Articulación de las pinzas.
- (e) Pieza de media argolla para expulsar las copas formadas.

La figura (3.9) muestra un mecanismo de sujeción de tela a partir de unas pinzas mecánicas. Cuando el cilindro neumático se mueve de derecha a izquierda, las pinzas se abren por medio de un rodillo (fig. 3.9-b) que desliza sobre una pieza fija (fig. 3.9-c), y se recibe la tela. La pieza fija tiene una parte articulada de tal manera que cuando las pinzas se mueven de derecha a izquierda, el rodillo desliza sobre ella abriéndolas y cerrándolas cuando el rodillo llega al extremo de esta pieza. En cambio, cuando las pinzas se mueven de izquierda a derecha, el rodillo no desliza sobre esta pieza sino que empuja a la parte articulada, de manera que las pinzas no se abren y no sueltan la tela que ya tienen sujeta. Se utilizará una media argolla (fig. 3.9-e) en el lado opuesto de las pinzas para expulsar las copas formadas al mismo tiempo que se alimente un nuevo cuadro de tela a la prensa.

Para liberar la tela de este dispositivo en la horma de arco de la prensa, se utilizará un mecanismo que coloque un tope donde se atore la tela alimentada. Este tope no siempre debe estar presente pues como se quieren expulsar las copas formadas con el mismo alimentador, las copas formadas se atorarían en él al alimentarse la tela. Se necesitaría que el tope estuviera presente después de que la media argolla expulsara la copa, pero antes de que pasara la nueva tela

alimentada. Para lograr estos propósitos se diseñó un mecanismo como el de la siguiente figura (fig. 3.10).

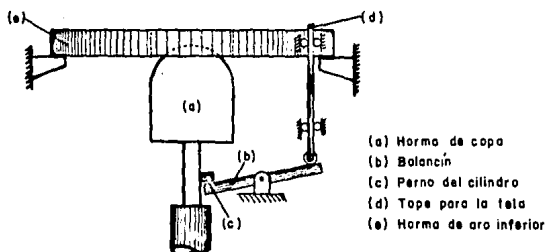


FIGURA (3.10) .- MECANISMO PARA ATORAR LA TELA DE ALIMENTACION

Como se recordará, en el Inciso (2-2) se especificó que el último movimiento del ciclo de formación de copas es el descenso de la horma de copas (fig. 3.10-a). Este movimiento se realiza justamente antes de que el alimentador transporte más tela. Por esto, si el cilindro neumático de esta horma se detuviera en su carrera de descenso, justamente antes de que el perno (fig. 3.10-c) del cilindro neumático moviera el balancín (fig. 3.10-b), no saldría el tope para atorar la tela y la copa formada pasaría libremente al alimentarse más tela. Enseguida de que la copa formada acabara de pasar sobre el tope, el cilindro neumático pueda ya finalizar su carrera de descenso con lo cual se colocaría el tope, atorando a la tela alimentada. Para lograr esto, este cilindro neumático debe tener dos posiciones.

- Sistema neumático para la alimentación - Este sistema sujeta la tela en el alimentador por medio de unos pequeños cilindros neumáticos (fig. 3.11). Estos son controlados por una válvula de accionamiento mecánico con servomando o por una válvula de barrera de aire. La primera funciona cuando la tela empuja con una fuerza muy pequeña a un laminilla. La segunda funciona cuando la tela se interpone en el paso de una barrera de aire.

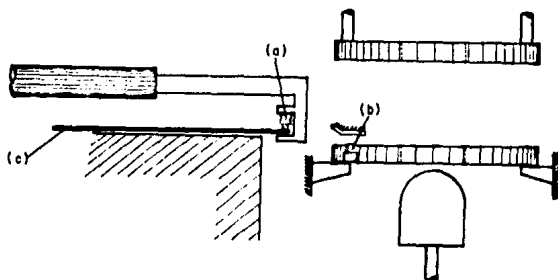


FIGURA (3.11).- SISTEMA NEUMATICO PARA LA ALIMENTACION (a) y (b) Cilindro fijador de tela (c) Tela

Se recomienda que se utilicen dos cilindros de sujeción en el alimentador para que la tela quede completamente fija durante su transportación (fig. 3.12). Si se utilizara un solo cilindro de sujeción, la tela podrá girar al transportarse.

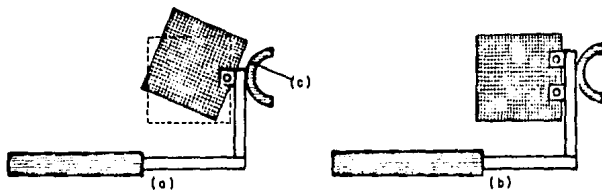


FIGURA (3.12)

(a) Alimentación de tela con un cilindro de sujeción
 (b) Alimentación con dos cilindros de sujeción
 (c) 1/2 argolla para espulsar las copas formadas

Debido a la inercia que lleva la tela al transportarse, cuando el cilindro fijador (fig. 3.11-a) se abriera, la tela no siempre quedaría en un mismo lugar. Para evitar esto, se ha incluido un segundo par de cilindros de fijación (fig. 3.11-b), los cuales se cierran justo cuando los cilindros del alimentador (fig. 3.11-a) se abren, logrando fijar la tela siempre en una misma posición.

El sistema neumático para la alimentación también utilizaría la pieza en forma de media argolla (fig. 3.12-c) para expulsar las copas formadas.

De estos dos sistemas el que resultaría más económico sería el sistema mecánico, puesto que todas las piezas pequeñas de neumática son sumamente caras por ser de importación. El sistema mecánico es bastante interesante en su funcionamiento, debido a que los mecanismos de fijación y tope de tela son activados por sistemas que utilizan el movimiento del cilindro alimentador y del cilindro de la forma de copa. La desventaja de este sistema es que no tiene mucha precisión en su funcionamiento, ya que las pinzas de la alimentación pueden no presionar con suficiente fuerza a la tela y soltarla, o el tope que no asegura que la tela siempre quede en una misma posición, la ineficiencia del sistema mecánico frente al neumático es en el funcionamiento a alta velocidad, pues los cilindros de fijación del sistema neumático manejan con más precisión a la tela que las piezas mecánicas.

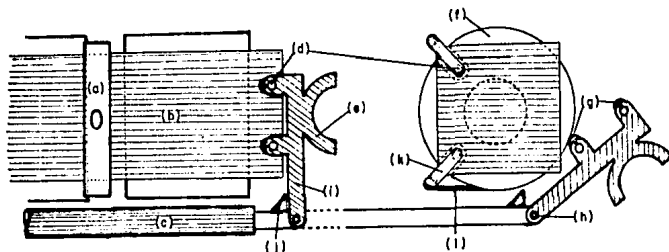
Si se desarrollara más el diseño del sistema mecánico podría llegar a funcionar tan eficientemente como el neumático, pero su grado de complejidad al igual que el costo aumentaría considerablemente.

De los dos sistemas estudiados anteriormente se utilizará el sistema neumático. Es posible que el costo de este sistema sea elevado, pero si se quiere un diseño funcional y eficiente para la prensa copera, el sistema de alimentación neumático es el más apropiado.

-Mecanismo de regreso del alimentador. - Como se desea que la prensa tenga la mayor producción de copas posibles, se va a utilizar un "mecanismo de regreso del alimentador", el cual **puede reducir a la mitad el tiempo de funcionamiento del alimentador**. Este mecanismo se estudia a continuación.

Ya se especificó al principio de este inciso en que consiste el ciclo de trabajo del sistema de alimentación; se toma la tela, se alimenta y el mecanismo regresa a su posición inicial para tomar más tela. Lo que se trata de lograr con este mecanismo es que el regreso del alimentador se efectúe por fuera de la prensa copera, de manera que la formación de copas se inicie justo después de terminado el avance del alimentador, y no hasta que éste regrese a su posición inicial. El ahorro de tiempo sería el que tardara el cilindro neumático de alimentación en recorrer toda su carrera de

regreso. Como éste es el cilindro que va a efectuar la mayor carrera de toda la prensa (aproximadamente 1.3 m), es el que más tarda en moverse y el que más perjudica la producción.



(VISTA SUPERIOR)

FIGURA (3.13).- MECANISMO DE REGRESO DEL ALIMENTADOR

- | | |
|---|--|
| (a) Guillotina. | (g) Rodamiento que desliza sobre la horma de aro superior. |
| (b) Tela. | (h) Articulación del sistema de retorno. |
| (c) Cilindro alimentador. | (i) Brazo alimentador. |
| (d) Cilindros de sujeción de tela. | (j) Tope para el brazo alimentador. |
| (e) 1/2 argolla para expulsar las copas formadas. | (k) Tope para la fijación de tela. |
| (f) Horma de aro inferior. | (l) Lámina guía para que (g) no pegue con (k). |

En la figura anterior (3.13) se aprecia el funcionamiento de este mecanismo. En el avance de tela, el brazo alimentador (fig. 3.13-i) se conserva perpendicular al cilindro alimentador (fig. 3.13-c) gracias a un tope (fig. 3.13-j). Después de alimentar más tela y expulsar la copa formada, el alimentador comienza su carrera de regreso, pero un rodamiento (fig. 3.13-g) hace contacto con la parte lateral de la horma de aro superior y comienza a deslizarse sobre ésta, haciendo que todo el sistema de alimentación rodee a la horma de aro en lugar de regresar sobre ella.

En la figura (3.14) se observa la vista lateral del mecanismo de regreso del alimentador.

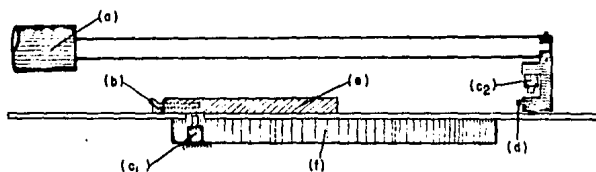


FIGURA (3.14) -- MECANISMO DE REGRESO DEL ALIMENTADOR (VISTA LATERAL)

- (a) Cilindro alimentador
- (b) Tope del cilindro c_1
- (c) Cilindro de fijación de tela
- (d) Rodamiento para el regreso del alimentador
- (e) Guía para el rodamiento (d)
- (f) Horma de oro inferior

Cuando el rodamiento para el regreso del alimentador (fig. 3.14-d ó 3.15-d) desliza sobre la horma de oro superior, tiende a chocar con el tope del cilindro c_1 (fig. 3.14-b). Para evitar esto se colocó una guía (fig. 3.14-e) para que allí deslice el rodamiento, de manera que salte el tope.

El vástago de cualquier cilindro neumático puede girar angularmente respecto a su cilindro. Como todas las piezas de la figura (3.15) están acopladas al vástago del cilindro alimentador mediante un brazo, éste puede girar con el peso de todas las piezas. Para evitar esto, se diseñó un rodamiento (fig. 3.15-a) para que sostenga todas estas piezas durante el trayecto de movimiento del alimentador. Este rodamiento debe poder girar respecto a un perno (fig. 3.15-b), para que las piezas del alimentador puedan moverse en dos sentidos (el sentido de avance y el sentido al rodear a la horma de oro, el cual es perpendicular al de avance).

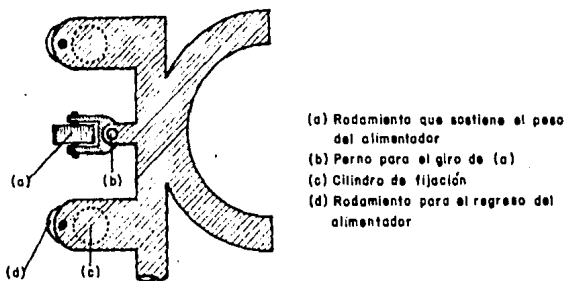


FIGURA (3.15).- DETALLE DE LAS PIEZAS DEL BRAZO ALIMENTADOR

(3-7) FORMACION DE LAS COPAS.

Hasta el momento se han estudiado los procesos y sistemas necesarios para cortar y transportar los cuadros de tela que se requieren para formar las copas de los sombreros. El siguiente paso consiste en proporcionar el cambio de forma a la tela, de plana a convexa. Este proceso se denomina "formación de copas".

Este proceso es relativamente sencillo y se realiza al aplicar una fuerza a la tela, a partir de una horma de forma convexa que se denomina "horma de copa". Además de esta horma se utilizan dos más denominadas "hormas de aro", las cuales sujetan la tela en el cambio de forma. Una de estas hormas de aro (la superior), requiere de un movimiento ascendente para elevarse y liberar la copa ya formada, además de permitir que se alimente más tela.

Estos dos movimientos, el de la horma de copa y la horma de aro superior, son los únicos que necesita la prensa para formar las copas. Ambos movimientos son lineales, no manejan mucha fuerza en su desplazamiento y deben ser rápidos y precisos. Todas estas características se satisfacen con la utilización de cilindros neumáticos, por lo cual, esta fuente de movimiento se eligió para este sistema.

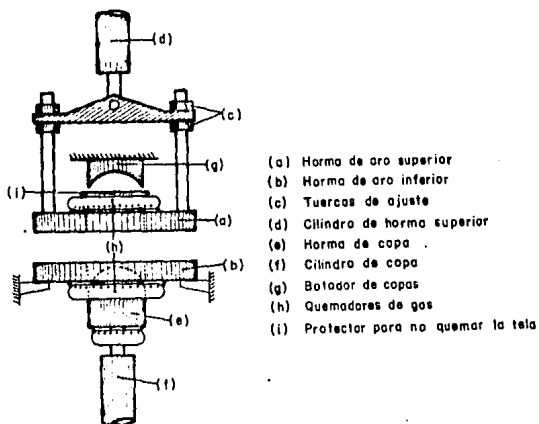


FIGURA (3.16) SISTEMA DE FORMACION DE COPAS

El funcionamiento de la prensa automática para formar las copas es exactamente el mismo que la prensa manual. La única innovación es que sus movimientos los realizan cilindros neumáticos en forma automática y rápida, en lugar de realizarlos manualmente el operador de la máquina. Gracias al manejo de estos movimientos se logra la sincronización de la formación de copas con todos los demás sistemas de la prensa.

Se van a instalar resistores eléctricos (fig. 3.16-h) a cada horma de la prensa, para que se conserven a una temperatura de alrededor de 150° C y así facilitar el cambio de forma de la tela previamente rociada. Estos resistores se colocan en lugares estratégicos para que proporcionen el máximo calor a las hormas sin quemar la tela.

En la figura 3.16 se observa el conjunto de partes que componen al sistema de formación de copas. El alimentador transporta los cuadros de tela y los deposita en la horma de aro inferior (b). Después baja la horma de aro superior mediante el cilindro (d) hasta que se aprisiona la tela alimentada. La fuerza que ejerce la horma de aro superior sobre la tela está controlada por las tuercas de ajuste (c) y no por la presión del cilindro neumático (d). Este fuerza no debe ser muy elevada para que la tela pueda deslizarse sobre las hormas de aro, pero debe ser suficiente en su oposición para que cuando la horma de copa (e) ascienda sobre la tela, no empuje hacia arriba a la horma de aro superior. Cuando la tela ya está sujeta, comienza el movimiento de la horma de copa (e), la cual hace contacto con la tela y la amolda hasta la forma deseada. El movimiento ascendente de la horma de copa debe ser lento (alrededor de 0.07 m/s), para que la tela no se rompa en el cambio de forma y alcance a secar la humedad del rociado. Si las copas salieran húmedas, se aflojarían y deformarían ocasionando problemas posteriores.

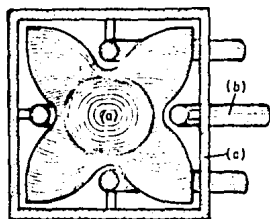
El retorno de ambos cilindros de movimiento debe realizarse rápidamente. Con el regreso de estos cilindros, la copa formada se libera y la prensa está lista para el siguiente ciclo de funcionamiento.

En la práctica se ha observado que la prensa copera manual presenta problemas para liberar la copa cuando las hormas regresan a su posición inicial. Comúnmente la copa formada queda pegada a la horma de aro superior. Para despegarlo se ejerce una pequeña fuerza de arriba hacia abajo sobre la copa formada y esta queda liberada. En la prensa automática este mismo efecto se puede obtener colocando un botador de copas (fig. 3.16-g) fijo al bastidor de la prensa, el cual empuja (despega) a la copa formada cuando la horma de aro superior asciende a su posición inicial.

(3-8) RECOLECTOR DE COPAS.

Las copas van a ser expulsadas por el mismo alimentador, deslizándolas sobre la horma de oro inferior hasta donde se encuentra un recolector que las almacena y acomoda por montones.

La vista superior de las copas formadas, es parecida a una flor de cuatro pétalos (fig 3.17-a), por lo que el recolector debe basarse a esa forma.



- (a) Copa formada
- (b) Tubo para guiar las copas formadas
- (c) Estructura para fijar los tubos guía

FIGURA (3.17).- RECOLECTOR DE COPAS
(VISTA SUPERIOR)

Las copas formadas se expulsan y colocan sobre la estructura principal del recolector (fig. 3.17-c). Por efecto de gravedad y con ayuda de un cilindro compactador (fig 3.18-a), ellas bajan por las guías de tubo (fig. 3.17-b) hasta formar un montón. El cilindro compactador es necesario ya que las copas son muy ligeras y la gravedad sería insuficiente para compactarlas.

A la salida del recolector de copas (fig. 3.18) se va a colocar una banda transportadora de baja velocidad, para que las copas en lugar de caer al suelo se acomoden mejor y alejen de la prensa copera. De otra manera, al llenarse el montón de copas hasta el suelo, el operador tendría que parar la prensa para quitar este montón y dejar el espacio a las copas por formarse.

El movimiento de la banda transportadora se realizaría a partir de un sistema de engranes accionado por el motor eléctrico de los sistemas complementarios de la prensa. La fuerza que se requiere para mover a la banda transportadora es muy pequeña (se calculará en el capítulo V). Esto se debe, a que solo va a desplazar las copas terminadas una distancia de 4 cm cada 8 segundos; estas son muy ligeras y su movimiento está ayudado por el cilindro compactador de copas.

Con este proceso se termina el estudio del funcionamiento de la prensa copera automática y sus sistemas complementarios. Esta etapa corresponde al diseño preliminar de su funcionamiento y ahora se analizará la sincronización de todos sus movimientos.

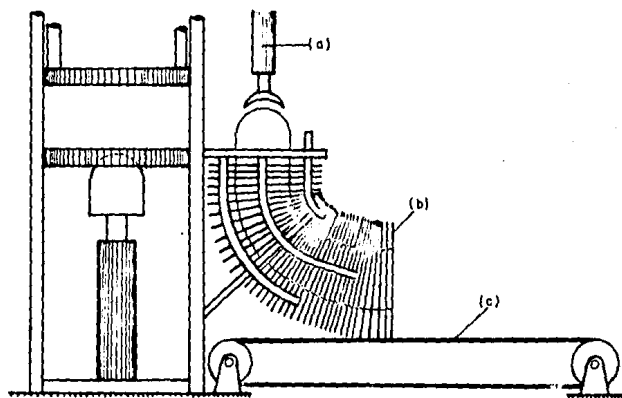


FIGURA (3.10).- SISTEMA RECOLECTOR
DE COPAS

- (a) Cilindro compactador de copas
- (b) Copas formadas
- (c) Banda transportadora

(3-9) RELACION ENTRE LOS DISTINTOS MOVIMIENTOS.

La prensa copera automática es un sistema de componentes que realiza un proceso: Transformar un rollo de tela en un conjunto de copas para sombreros. Este proceso ya se analizó en los incisos anteriores de este capítulo, pero la secuencia de su funcionamiento aún no ha sido establecida. Es importante que se considere esta secuencia pues una mala elección puede hacer a perder un buen diseño del sistema.

(3-9-1) CARACTERISTICAS DE LOS MOVIMIENTOS.

Para el sistema de roiado de tela:

-- Su movimiento no tiene que estar sincronizado con ninguno de los sistemas de la prensa. La única condición es que debe terminarse de roiar un rollo antes de la mitad del tiempo en que se ocabe la tela de alimentación a la prensa, para que el rollo roiado se pueda enrollar y colocarse nuevamente en la alimentación. Este concepto ya fué explicado en el inciso (3-4-1).

Para el sistema de alimentación a corte:

- a) El tiempo en que se realiza un ciclo completo es siempre constante (8 segundos).
- b) El tiempo de avance es el mismo que el de regreso.
- c) La distancia recorrida en el avance debe ser variable para proporcionar a la tela los distintos tamaños de corte. Esto se logra con el mecanismo de la figura (3.5). Esta distancia varía entre 38 y 48 cm.
- d) La finalización de su ciclo de movimiento (avance y regreso) acciona el inicio del cilindro alimentador a prensa.

Para el sistema de corte:

- a) El tiempo en que se realiza un ciclo completo es siempre constante (8 segundos).
- b) La velocidad de corte debe ser suficiente para que éste se realice correctamente (alrededor de 0.18 m/s).

c) La guillotina debe mantenerse en la parte superior como mínimo la mitad de un ciclo de tiempo de la prensa, para que en este transcurso se pueda alimentar mas tela.

Los sistemas restantes que son la alimentación a prensa, formación de copas y recolección de copas, van a tener un ciclo de movimiento dependiente del ciclo de alimentación a corte. La banda transportadora de este último va a funcionar con movimiento continuo e independiente de cualquier otro sistema. Para sincronizar el funcionamiento de todos los sistemas se ajusta el sistema dependiente al independiente, de manera que al concluir el ciclo del sistema independiente se acciona el inicio del sistema dependiente. Para que esta sincronía dé resultado, el sistema dependiente debe realizar su ciclo de trabajo más rápido que el independiente.

Una vez que se logren realizar los movimientos de alimentación a prensa y de formación de copas lo más rápido posible, se pueden incrementar las velocidades de los demás sistemas hasta ajustarse, pero ésto se va a realizar después de mejorar las velocidades de los sistemas dependientes.

Para el sistema de alimentación a prensa.

a) El tiempo de avance del cilindro alimentador debe ser lo más rápido posible (máximo 2.0 seg).

b) El tiempo de regreso del cilindro alimentador puede ser hasta un máximo de 3.5 segundos.

c) El desplazamiento del cilindro alimentador es de aproximadamente 1.3 metros y siempre es constante.

d) Para proporcionar las distintas posiciones en que se depositen los cuadros de tela en la horma de aro inferior, lo cual depende del tamaño del cuadro, sólo se ajustan los tiempos de funcionamiento de los cilindros de sujeción.

e) El regreso del cilindro alimentador puede ser mas lento que el avance, pero no demasiado ya que el final de su movimiento va a activar el inicio del ciclo de corte, y este ciclo debe terminar antes de que finalice el ciclo total de la prensa (antes de comenzar a alimentar más tela). De otra manera los sistemas se desincronizarían.

f) Antes de terminar el avance del cilindro alimentador se activa el inicio del cilindro de la horma de aro superior. Esta anticipación del inicio de movimiento es para ahorrar tiempo y que la horma de aro superior comience a desplazarse antes de que el alimentador salga de la zona de movimiento de la horma.

Para el sistema de formación de copas:

- 1) Cilindro neumático de la horma de aro superior:
 - a) El tiempo de avance y de regreso debe ser lo más rápido posible (máximo 1 seg).
 - b) El avance puede tener una duración distinta a la del regreso.
 - c) Su desplazamiento siempre es constante = 19 cm.
 - d) El final de su avance activa, el regreso del cilindro alimentador, el inicio del avance de la horma de copa y el avance del cilindro compactador de copas.
- 2) Cilindro neumático de la horma de copa:
 - a) El avance de su movimiento debe ser lento para que la tela no se rompa con el cambio de forma y se alcance a secar la humedad del roclado previo (velocidad alrededor de 0.07 m/s).
 - b) El regreso de su movimiento debe ser lo más rápido posible (mínimo 0.18 m/s).
 - c) El desplazamiento efectuado en el avance debe ser variable para formar copas con distintas medidas en su altura (entre 6 y 18 cm).
 - d) Al finalizar el avance de su movimiento se da un tiempo de reposo (alrededor de 1 seg) en que nada se mueve. Este tiempo sirve para que se termine de secar la copa en la horma. Después se inicia el regreso del cilindro de copa. El final de su avance acciona el regreso del cilindro de horma superior.

Para el sistema recolector de copas:

- 1) Cilindro compactador de copas.
 - a) El avance de su movimiento debe ser lento para que no aplaste a las copas (0.1 m/s).
 - b) El regreso de su movimiento puede ser como sea, con la única condición de terminarlo antes de que se expulse otra copa formada, pues chocaría con el compactador de copas.
 - c) Su desplazamiento va a ser aproximadamente 24 cm.
- 2) Banda transportadora de copas:
 - a) Su movimiento es continuo y alimentado por el motor eléctrico de la prensa.
 - b) Tiene un sólo sentido de movimiento (avance).

c) Su movimiento debe ser de aproximadamente 4 cm por ciclo y constante.

(3-9-2) GRAFICA DE TIEMPOS DE LOS MOVIMIENTOS.

En la gráfica siguiente (fig. 3 19) se ilustra la sincronización de movimientos de los sistemas de la prensa y sistemas complementarios. Esta gráfica proporciona la velocidad "máxima" de avance y regreso de cada sistema, contra el tiempo de duración de cada uno.

SIMBOLOGIA:

-● ----- Acciona al siguiente paso.
- ⊙ ----- Punto de tiempo variable controlado.
- × ----- Punto sin importancia de donde se realice.

NOTAS:

- La parte positiva de cada curva corresponde al avance del cilindro.
- La parte negativa de cada curva corresponde al regreso del cilindro.
- Los primeros tres cilindros (CH_1 , CH_2 y CH_3) son de simple efecto y de carrera corta. Sus velocidades de avance y de regreso son despreciables.

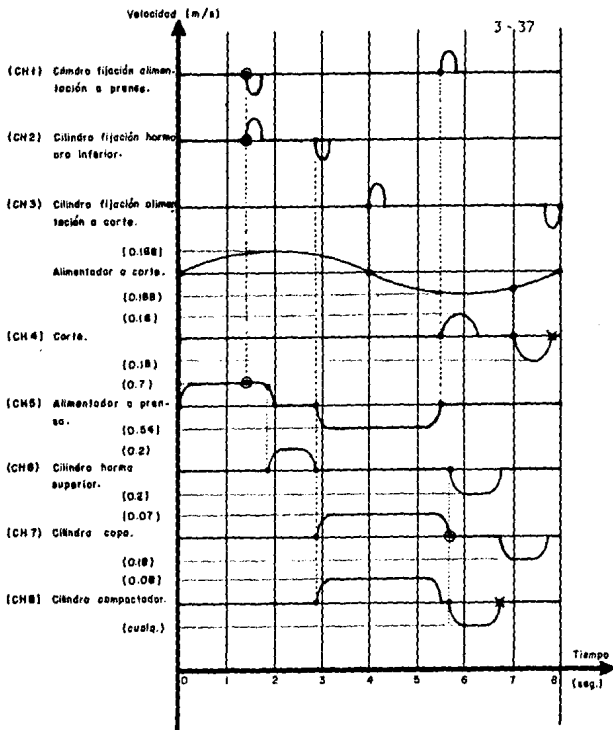


FIGURA (3.19).-- GRAFICA DE TIEMPOS DE MOVIMIENTOS PARA LOS SISTEMAS DE LA PRENSA COPERA AUTOMATICA.

CAPITULO IV

" AUTOMATIZACION DE LA PRENSA COPERA "

Una máquina automática es aquella que puede realizar una serie de funciones en forma autónoma y en base a un patrón preestablecido. Este grupo de funciones están ligadas entre sí y requieren de una buena sincronización para que logren su objetivo de trabajo. Entre más sean las funciones que la máquina maneje, más son las posibilidades de trabajo y por lo tanto lo que la máquina es capaz de hacer.

En el diseño de una máquina automática se deben analizar todas las alternativas que existen para que el objetivo de trabajo sea realizado al menor costo, lo más rápido y con la mejor calidad posible. Se deben prevenir posibles variaciones en el funcionamiento de cada parte de la máquina, ya que puede alterar la calidad del producto que se fabrica, o hasta puede perjudicar a ella misma. Su diseño preferentemente debe tener flexibilidad para posibles modificaciones, puesto que muchas veces cambian algunas características del proceso o del producto que se fabrica.

(4-1) MÉTODOS DE AUTOMATIZACIÓN.

Para manejar las funciones que constituyen a un proceso automático, se pueden utilizar sistemas con base de mando o sistemas de funciones interdependientes.

Los sistemas con base de mando son los que ordenan a cada función del proceso como y cuando deben operar. Ejemplos de estos sistemas son los controladores electrónicos programables, los cuales mandan pulsos electrónicos para accionar a cada una de las funciones de la máquina. También se cuenta con los sistemas mecánicos como los rodillos dentados de las cajas de música, en los que las protuberancias del rodillo conectan y desconectan a cada función de la máquina.

Los sistemas de funciones interdependientes son aquellos en los que el final del trabajo de cada función acciona el inicio de la siguiente función. Esto da por resultado un accionamiento en cadena que hace operar a la máquina en forma automática. La ventaja de este tipo de accionamiento es que si una función se retrasa o no se realiza, no continúa la siguiente y la máquina se detiene.

En la prensa copera automática, los procesos complementarios que son el rociado de tela, alimentación a corte y movimiento de la banda transportadora, utilizan un sistema de automatización con base de mando, en los cuales ésta es un mecanismo que los alimenta en su movimiento (fig. 4.1).

Para lograr que los procesos de esta figura se automaticen sólo se seleccionan las dimensiones y características de todos los engranes y poleas del mecanismo, de manera que las velocidades y tiempos de funcionamiento de cada proceso estén en coordinación con todos los demás. Esta selección se estudiará en el inciso (4-2-1).

Una vez que todos los procesos de este mecanismo (procesos con base de mando) se logren sincronizar, entonces van a funcionar en forma automática; pero todavía hacen falta ciertos ajustes para poder controlar los arranques, paros de emergencia, el inicio de funciones de los procesos restantes (procesos de funciones interdependientes), los controles de seguridad, etc. Todos estos requerimientos se van a satisfacer con dispositivos neumáticos que logren su automatización mediante el sistema de funciones interdependientes.

En este caso, las funciones que se van a utilizar son:

- f₃: Control del flujo de agua para el rociado de tela. Este control se utiliza para cerrar el flujo de agua cuando la tela a rociar se termina o cuando se para la máquina.

- f_b : Control para activar el inicio de los procesos restantes
 f_c : Control para que cuando se active el paro automático de toda la maquina, el ciclo de funcionamiento de los procesos de base demanda siempre termine en una misma posición. (Esta posición debe ser justo después de terminar el ciclo de corte (posición en la cual el alimentador o corte esta listo para avanzar).

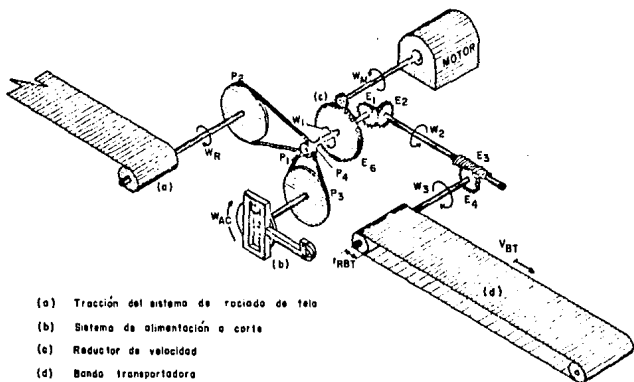


FIGURA (4.1).-- MECANISMO DE MOVIMIENTO PARA LOS PROCESOS COMPLEMENTARIOS DE LA PRENSA COPERA AUTOMÁTICA

Los procesos de la figura (4.1), tienen un movimiento continuo e independiente del funcionamiento de los procesos restantes de la prensa copera que son: Alimentación a prensa, formación de copas y compactador de copas. Como se mencionó en el inciso (3-9-1), el final de un ciclo completo de movimiento de los procesos de la figura (4.1), activa el inicio del ciclo de los procesos restantes.

Los procesos restantes de la prensa copera automática, son automatizados mediante el sistema de funciones interdependientes. En este caso, tenemos tres funciones principales que son:

- F_1 : Alimentación a prensa.
- F_2 : Formación de copas.
- F_3 : Compactador de copas.

Estas funciones requieren de otras funciones secundarias para lograr por completo la automatización:

- f_1 : Fijación de tela en el alimentador.
- f_2 : Fijación de tela en la horma de aro inferior.
- f_3 : Controles de avance y regreso para la alimentación a prensa, formación de copas y compactador de copas.
- f_4 : Control de paro automático; cuando la tela no se coloca en su posición adecuada en el cilindro alimentador a prensa, cuando se acaba la tela de suministro o cuando no se realiza bien el corte.
- f_5 : Control para dar las distintas posiciones a la tela en la alimentación a la horma de aro inferior.
- f_6 : Control para dar las distintas posiciones de avance a la horma de copas (dependiente de la altura de la copa que se desee).
- f_7 : Control de seguridad para el paro automático de la máquina, cuando todos los procesos de funciones interdependientes no logran terminar antes que los procesos de base de mando (en este caso se perdería la secuencia de funcionamiento).
- f_8 : Control para realizar el paro de emergencia en caso de alguna falla grave.

(4-2) SINCRONIZACION DE MOVIMIENTOS PARA LOS SISTEMAS CON BASE DE MANDO.

Para automatizar los sistemas con base de mando ya explicados en este capítulo, se deben seleccionar las dimensiones y características de cada parte. Esta selección se estudia a continuación:

La fuente motriz del sistema es un motor de 1,750 RPM. Las velocidades requeridas de cada sistemas son:

-ROCIADO DE TELA:

V_R : Velocidad de la tela en el rociado

V_{PAC} : Velocidad promedio de la tela en la alimentación a corte.

CONDICION: $V_R > 2 V_{PAC}$; [de acuerdo a los incisos (3-3-1) y (3-8-1)].

$$V_{PAC_{m\acute{a}x}} = (\text{Largo m\acute{a}ximo de cada cuadro de tela} / \text{Tiempo en que se procesa cada cuadro}) = (0.47 \text{ m} / 8 \text{ seg}) = 0.05875 \text{ m/seg.}$$

$$V_{PAC_{m\acute{i}n}} = (0.28 \text{ m} / 8 \text{ seg}) = 0.036 \text{ m/seg.}$$

Para que sea m\acute{a}s general la condici\o{n} anterior se establece lo siguiente:

$$V_R > 2 V_{PAC_{m\acute{a}x}}$$

$$V_R > 2 (0.587 \text{ m/s}) = 0.1174 \text{ m/s}$$

$$V_R > 0.1174 \text{ m/s}$$

V_R debe ser mayor que $2 V_{PAC_{m\acute{a}x}}$, para permitir que al terminar de rociarse la tela, \e{sta} se pueda sacar del recibidor y volver a colocarse para reenrollar. El tiempo en que se realizar la esta operaci\o{n} ser\i{a} de 3 minutos, pero tomaremos 15 minutos. Ent\o{n}ces:

$V_R = \text{Largo total del rollo} \times 2 / (\text{Tiempo total en que se procesa el rollo} - \text{Tiempo de tolerancia})$

$$V_R = 100 \text{ m} \times 2 / [(100 \text{ m} / 0.0587 \text{ m/seg}) - 15 \text{ min}] = 0.2488 \text{ m/seg}$$

Esta es la velocidad lineal promedio que debe adquirir la tela de rociado. Puesto que esta velocidad va a variar conforme aumenta el diámetro del rollo rociado, se debe seleccionar una velocidad angular constante para el enrollador que produzca esta velocidad V_R como promedio en la tela de rociado.

$W_R = (V_R / r_R)$ donde:

W_R : Velocidad angular del enrollador

V_R : Velocidad lineal promedio de la tela de rociado.

r_R : Radio del rollo

La velocidad promedio V_R equivale al valor de la velocidad que adquiere la tela cuando el radio del rollo es la mitad de la diferencia entre los radios final e inicial. Esto se cumple gracias a que V_R y r_R varían proporcionalmente al tiempo.

r_R total de un rollo de 100 metros es aproximadamente 18 cm.

La velocidad angular constante del enrollador va a ser:

$$W_R = V_R / [(r_R / 2)] = 0.2488 \text{ m/seg} / 9 \text{ cm} = 0.2488 \times 100 \text{ cm/seg} / 9 \text{ cm} = 2.764 \text{ rad/seg.}$$

--ALIMENTACION A CORTE -- El tiempo en que se realiza un ciclo completo es de 8 segundos. Un ciclo completo significa una revolución del brazo que mueve al yugo escocés (fig. 3.5).

W_{AC} : Velocidad angular del brazo de alimentación a corte.

$$W_{AC} = 1 \text{ revolución} / 8 \text{ seg} \times (2 \pi \text{ rad} / 1 \text{ rev}) = 0.7854 \text{ rad/seg.}$$

--RANDA TRANSPORTADORA - En cada ciclo completo de la prensa (8 seg) la banda debe avanzar una distancia de 4 centímetros, que es la distancia que debe existir entre cada copa acomodada en el montón.

V_{BT} : Velocidad lineal de la banda transportadora

$$V_{BT} = 4 \text{ cm} / 8 \text{ seg} \times (1 \text{ m} / 100 \text{ cm}) = 0.005 \text{ m/seg}$$

RESUMIENDO:

$$W_R = 2.764 \text{ rad/seg}$$

$$W_{AC} = 0.785 \text{ rad/seg}$$

$$V_{BT} = 0.005 \text{ m/seg}$$

$$W_{MOTOR} = 1,750 \text{ rpm} \times (2\pi \text{ rad} / 60 \text{ seg}) = 183.26 \text{ rad/seg}$$

DE LA FIGURA (4.1):

r_{RBT} = Radio del rodillo de la banda transportadora.

$P_{1,2,3,4,5}$ = Poleas

$E_{1,2,3,4}$ = Engranés

Para hacer los cálculos de tamaño de engranes y poleas, se debe suponer una velocidad angular para W_1 . Esta velocidad se calcula con base en los siguientes datos:

-Relación de velocidades de W_1 / W_{AC} no sea mayor a 5 para que la polea P_3 no sea demasiado grande. $W_1 < 5 W_{AC} = 3.927 \text{ rad/seg}$.

-Utilizar una velocidad W_1 mayor a W_R y W_{AC} pues se recomienda que las transmisiones de movimiento tengan una velocidad mayor que el movimiento final a utilizarse.

Para las condiciones anteriores se elige la siguiente velocidad W_1 :

El reductor de velocidad debe tener una relación mayor de 48:1 ($W_1 < 5 W_{AC}$) y menor de 73.66:1 ($W_1 > W_R$). Una relación intermedia sería de 60:1

W_1 : Velocidad de salida del reductor.

$$W_1 = W_{\text{MOTOR}} / \text{relac. vel. del reductor.} = 183.26 / 60 = 3.054 \text{ rad/seg.}$$

$$W_1 / W_{AC} = 3.054 / 0.7854 = 3.888 \quad W_1 / W_R = 3.054 / 2.764 = 1.1047$$

$$r_{RBT} = 2'' = 5.08 \text{ cm} \quad V_{BT} = 0.005 \text{ m/seg} = 0.5 \text{ cm/seg.}$$

$$W_3 = V_{BT} / r_{RBT} = 0.5 \text{ cm/seg} / 5.08 \text{ cm} = 0.09842 \text{ rad/seg}$$

$W_2 = W_1 = 3.054 \text{ rad/seg}$ (Se elige de esta manera para que el diseño sea más simplificado).

$$W_2 / W_3 = 3.054 / 0.09842 = 31.03 \approx 31$$

Selección de engranes y poleas:

--- E_1 debe ser igual a E_2

--- P_2 debe ser aproximadamente 1.1 veces mayor que P_1

--- P_3 debe ser aproximadamente 3.88 veces mayor que P_1 .

--- E_3 debe ser de peso = 1

--- E_4 debe tener 31 dientes

} Para cumplir la condición de $W_2 / W_3 = 31$

--- El reductor de velocidad debe ser para una relación 60:1.

(4-3) SINCRONIZACION DE MOVIMIENTOS PARA LOS SISTEMAS DE FUNCIONES INTERDEPENDIENTES.

Todos los sistemas de funciones interdependientes se van a automatizar y sincronizar mediante la utilización de aire comprimido, ya que son muchas las ventajas que ofrece la neumática para las necesidades de la prensa.

A continuación se hará un estudio de las funciones interdependientes que requiere la prensa copera automática para su funcionamiento y de los medios neumáticos para solucionar se.

Para el rociado de tela se requiere un dispositivo que controle el flujo de agua, de manera que cuando la tela a rociar se termine se cierre este flujo. Este dispositivo se puede obtener con la utilización de una válvula de antena que haga contacto con la tela. Cuando la tela se acabe, la válvula lo detecta y acciona a una válvula de control neumático que cierra el flujo de agua (fig. 4.2). Esta última se selecciona para un funcionamiento "normalmente cerrada" para que cuando no exista presión de aire de suministro, el agua no circule.

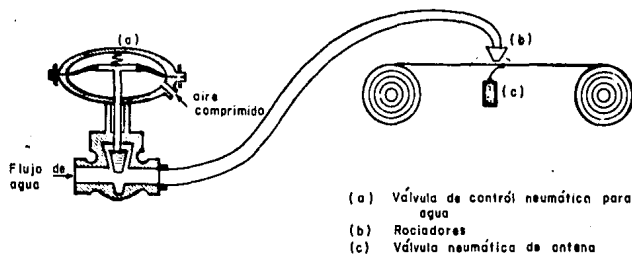


FIGURA (4.2).- DISPOSITIVO DE CONTROL PARA EL ROCIADO DE TELA

Cualquier máquina automática y en este caso la prensa copera, debe contar con un dispositivo para realizar un paro automático, paro manual y paro de emergencia. El paro automático se acciona cuando algún elemento o proceso no se realiza en la forma correcta o cuando la máquina terminó su trabajo. Tanto esta forma de paro como el manual se deben llevar a cabo al final del ciclo de trabajo de la máquina, justo antes de comenzar el nuevo ciclo, para que al volver a

arrancar la máquina se realice el ciclo completo en la forma correcta. Si la máquina se para en cualquier punto del ciclo de trabajo, se podrán presentar problemas en el producto que procesa o hasta en el funcionamiento de la máquina. El paro de emergencia se lleva a cabo cuando hay algún problema grave, y se realiza en forma inmediata sin importar el instante donde se efectúe.

La prensa copera automática va a contar con los tres dispositivos de paro

Para realizar el paro manual y automático, se requiere un mecanismo que al recibir la señal de paro espere a que se termine el ciclo de trabajo y detenga instantáneamente el funcionamiento de la prensa. Se debe suprimir la entrada de aire para que no se mueva ningún cilindro, cortar la corriente del motor y frenarlo. El control del ciclo de trabajo se va a lograr colocando una válvula de rodillo (V_2) en el sistema de alimentación a corte, la cual va a ser activada por el brazo del yugo escocés (fig. 4.3-b). Como este brazo completa una revolución cada ocho segundos, que es el tiempo total de un ciclo de trabajo, la válvula de rodillo se colocará un instante antes del punto donde comienza un nuevo ciclo. Entonces la señal emitida por esta válvula será la del paro automático o manual. Esta señal neumática se utilizaría para:

- Desconectar el contactor (V_B) que suministra corriente al motor trifásico de la prensa.
- Desconectar el contactor (H_{15}) que acciona el suministro de gas a los quemadores de las hormas.
- Para cortar el suministro de aire de la prensa
- Para accionar el freno del motor (fig. 4.3-d) y evitar que su inercia haga caminar a la prensa más de lo debido y se pase del punto final del ciclo de movimiento
- Para cortar el suministro de agua de los rociadores de tela.

El freno del motor (fig. 4.3-d) es de operación normalmente cerrado, para que su funcionamiento sea efectivo aunque el aire de suministro falle.

En la figura (4.3) se tienen los siguientes elementos:

- CH₁ .- Cilindro de fijación de tela del alimentador a prensa.
- CH₂ .- Cilindro de fijación de tela de la horma de aro inferior.
- CH₃ .- Cilindro de fijación de tela del alimentador a corte.
- CH₄ .- Cilindro de corte.
- CH₅ .- Cilindro de alimentación a prensa.
- CH₆ .- Cilindro de horma de aro superior.
- CH₇ .- Cilindro de horma de copa.
- CH₈ .- Cilindro compactador de copas.

demanda.

- V₄.- Válvula de posición ajustable que acciona a:
- Avance de los cilindros de fijación de tela en la horma de aro inferior (CH₂).
 - Regreso de los cilindros de fijación de tela en el alimentador.
 - Con un talmer accionar el avance del cilindro de horma de aro superior.
- V₅.- Válvula que acciona a:
- Regreso del cilindro alimentador a prensa (CH₅).
 - Avance del cilindro de copa (CH₇).
 - Avance del cilindro compactador de copas (CH₈).
 - Regreso del cilindro de fijación de la horma de aro inferior (CH₂).
- V₆.- Válvula de posición ajustable que acciona a:
- Regreso del cilindro de horma superior (CH₆).
 - Regreso del cilindro compactador de copas (CH₈).
 - Con un talmer el regreso del cilindro de copa (CH₇).
- V₇.- Válvula que acciona el avance del cilindro de fijación de alimentación a corte. Su posición es ajustable en base al tamaño de tela que se alimenta.
- V₈.- Contactor de corriente que controla el suministro de corriente al motor trifásico de la prensa. Se desconecta al realizarse el paro de la prensa.
- V₉.- Válvula de antena que se acciona con la presencia de tela para rociado. Cuando la tela se acaba, esta válvula manda el cierre del flujo de los rociadores.
- V₁₀.- Válvula de control neumático que maneja el flujo de agua de los rociadores. Esta válvula es de operación normalmente cerrada para que cuando la prensa no funcione y no exista suministro de aire, la válvula se encuentra en posición cerrada.

(4-3-1) GRAFICA CON LA SINCRONIZACION DE MOVIMIENTOS.

La siguiente gráfica muestra la sincronización de movimientos de todos los sistemas de la prensa copera automática. Algunos aspectos de importancia son:

- El funcionamiento de cilindros y válvulas.
- La interrelación de movimientos.
- La secuencia de accionamientos. Cuando un mecanismo acciona a otro, se ilustra mediante puntos unidos con líneas punteadas:

• - - - •

-Puntos de tiempo variable controlado. Se ilustran mediante el siguiente signo:



-Puntos sin importancia de donde se realicen. Se ilustran mediante el siguiente signo:



-El avance de los cilindros se ilustran mediante rectas con pendiente positiva.



-El regreso de los cilindros se ilustra mediante rectas con pendiente negativa.



-Las posiciones estáticas de los cilindros se ilustran mediante rectas con pendiente cero.



-En la gráfica, "e" representa una tolerancia para dar más flexibilidad a que se realice la sincronización de los sistemas con base de mando y los sistemas de funciones interdependientes.

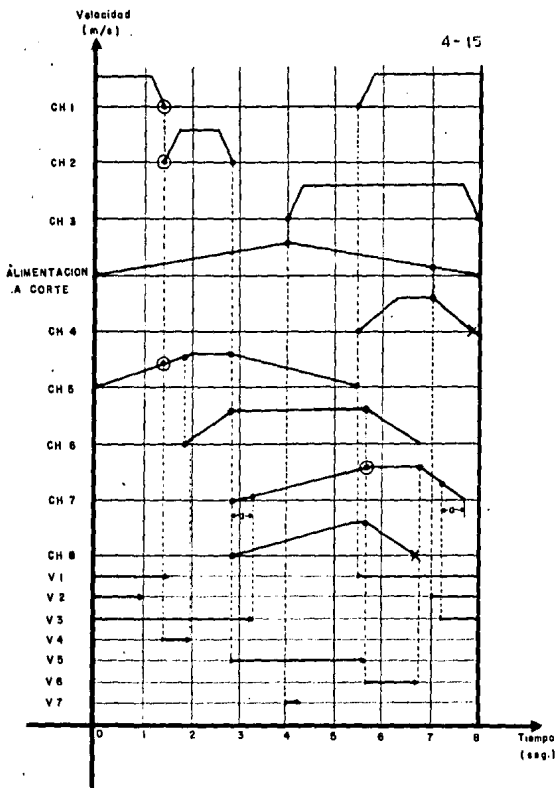


FIGURA (4-4).- GRAFICA CON LA SINCRONIZACION DE MOVIMIENTOS

(4-3-2) DIAGRAMA NEUMATICO-ELECTRICO.

El siguiente diagrama muestra la distribución de las válvulas y cilindros que se van a utilizar para obtener la automatización completa de todos los sistemas de funciones interdependientes. El diseño de este diagrama se realizó con base en las características establecidas para los cilindros y válvulas que se enunciaron en el inciso (4-3), y con las especificaciones de la gráfica anterior.

En este diagrama se encuentran las siguientes válvulas de accionamiento manual:

V₁₁. - Válvula para arrancar la prensa copera.

V₁₂. - Válvula para accionar el paro manual de la prensa. Este se realiza después de terminarse su ciclo de trabajo y no en forma repentina como lo hace la válvula V₁₃.

V₁₃. - Válvula para realizar manualmente el paro de emergencia. Esta forma de paro detiene el funcionamiento de toda la prensa instantáneamente, sin importar que no se complete su ciclo de trabajo. Se lleva a cabo cuando algo está funcionando mal en la prensa. El paro de emergencia cierra el flujo de aire de todo el sistema, cierra el paso de corriente al motor y acciona un freno para eliminar la inercia del motor y parar instantáneamente.

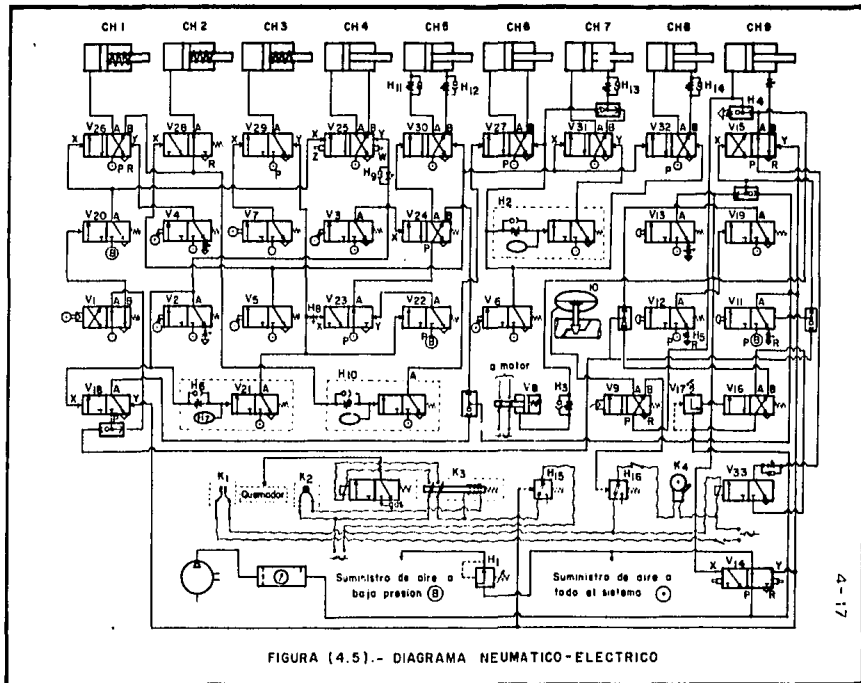


FIGURA (4.5).- DIAGRAMA NEUMATICO-ELECTRICO

(4-3-2-1) ANALISIS DEL DIAGRAMA NEUMATICO-ELECTRICO.

El significado de todos los símbolos empleados en el diagrama neumático se pueden encontrar en el apéndice # 2. El funcionamiento de algunas válvulas empleadas se describe en el anexo # 1.

A la salida de la unidad de mantenimiento se encuentra la válvula V_{14} que controla el suministro general de aire de toda la prensa. Este control del suministro es indispensable para cuando se acciona el paro de emergencia (V_{13}), de manera que se vacíen todas las entradas de aire de todo el sistema. La válvula V_{14} tiene dos accionamientos neumáticos (X y Y). Cuando se presenta la señal del pilotaje X, el paso de P hacia A se cierra y se pone en escape. Cuando la falla por la cual se realizó el paro de emergencia ya ha sido corregida, la válvula V_{14} se reestablece con la señal neumática de pilotaje Y, la cual vuelve a abrir el paso de aire y se cierra el escape R.

El análisis de todas las demás válvulas y cilindros se llevará a cabo conforme al funcionamiento secuencial de la máquina.

La válvula V_{10} controla el flujo de agua del rociado. Esta válvula se acciona con la señal A que manda la válvula de antena V_9 . Cuando se termina la tela, se escapa el aire de V_{10} por R de V_9 cerrando el flujo de agua. A su vez, se acciona el paso de aire de P a B de V_9 , cuya señal es convertida de neumática a eléctrica por H_{16} y acciona a un timbre K_7 . Este timbre va a funcionar solo cuando el termopar K_1 esté cerrado, es decir, cuando la temperatura de la horma sea de más de 150°C (temperatura mínima de funcionamiento). La razón de lo anterior, es para evitar que el timbre se encuentre sonando frecuentemente, ya que cuando la máquina arranca no tiene tela y sonaría. También lo haría cuando se termina la tela. Con el uso del termopar K_1 , al terminarse la tela y baja la temperatura de la horma a menor de 150°C deja de sonar; y cuando la máquina arranca, tampoco suena pues la horma estaría fría.

El suministro de aire P de V_9 proviene de la señal A de V_{15} para que cuando la máquina pare no rocíe tela, ya que el motor se desconecta con el paro y el enrollador del rociado tampoco funcionaría.

El inicio de funcionamiento de toda la máquina se realiza con la válvula V_{11} . La liberación de la válvula V_{11} es mediante la señal de paro de emergencia A de V_{13} o la de paro sincronizado A de V_{18} y B de V_{24} . Además de ésta, se incluyó otra señal de liberación proveniente de A de V_{19} y B de V_{16} directa, la cual acciona el escape de A a R de V_{11} anticipadamente (antes que A de V_{18}) lo que ayuda a liberar antes a H_{15} y que los quemadores se apaguen antes de tiempo y no lleguen a quemar la tela que quedase en contacto con las hormas calientes.

Cuando se acciona manualmente la válvula V_{11} , se manda una señal A de V_{11} que sirve como pilotaje Y de V_{15} para abrir el paso de aire de P a A de V_{15} , el cual acciona a:

- Contactor de corriente V_8 que a su vez acciona el motor eléctrico
- Cilindro CH_3 que desconecta el freno del motor.
- Suministro de aire de V_9 , para que cuando el motor se para se cierre la válvula V_{10} y no

sa rocle agua en la tela estática.

El suministro de aire P de V_{15} proviene de la salida A de V_{33} , la cual se acciona eléctricamente cuando las hormas alcanzan una temperatura mayor de 150°C (accionada por el contacto del termopar K_1). Esta forma de conexión sirve para condicionar el arranque de la máquina solo cuando se alcanza la temperatura requerida por las hormas.

Por otro lado el arranque de la máquina también depende de la señal P de V_{33} ya que este solo está presente cuando la presión de suministro de aire P de V_{17} es mayor o igual a 5 bar. Este funcionamiento se logra con la ayuda de las válvulas V_{16} y V_{17} . Cuando la presión es menor a 5 bar, el paso de P a B de V_{16} se abre. Este dispositivo provee a la máquina de un medio de seguridad para que no arranque si el sistema no ha alcanzado la presión de aire mínimo para su buen funcionamiento.

El regular unidireccional H_3 que se encuentra a la entrada de V_8 , sirve para retrasar un poco el arranque del motor eléctrico, de manera que cuando arranque ya se haya liberado el freno del motor por medio de CH_9 .

La válvula de escape rápido H_4 se utiliza para que el volumen de aire que se encuentra dentro del cilindro CH_9 y válvula V_{10} no haga presión de más sobre la línea A de V_{15} y retrasa la desconexión de V_8 .

El uso de baja presión (3 bar) en el diseño de este sistema automático es imprescindible para el funcionamiento de algunas válvulas como la siguiente: La señal X de V_{26} proveniente de A de V_{20} es de baja presión y su duración es hasta después de accionarse la válvula V_4 . Como la señal Y de V_{26} se presenta cuando todavía existe X de V_{26} , la primera no podrá permutar a la válvula V_{26} si X de V_{26} fuera de alta presión.

La salida de A de V_{11} es la que provee la señal de arranque y de funcionamiento continuo a la prensa por medio de las válvulas V_{14} , V_{15} y V_{18} . Cuando alguna de estas tres válvulas permuta con la señal opuesta a la proveniente de A de V_{11} , la prensa realiza el paro, ya sea manual, automático o de emergencia.

Paro de Emergencia - La válvula de accionamiento manual V_{13} es la que realiza el paro de emergencia. Al apretar el botón de la válvula se manda la señal A de V_{13} a:

- X de V_{14} la cual cierra la entrada P y pone en escape la señal A por la salida R de V_{14} . Con esto se descarga todo el aire del sistema y todos los cilindros y válvulas se quedan en la posición que estén, cualquiera que fueren.

- X de V_{15} la cual abre el paso de aire de P a B y el escape de A. Con esto se acciona el regreso de CH_9 activando el freno del motor, se desconecta el contactor de corriente V_6 y se cierra la válvula V_{10} para que no se tire agua del rociado. Recuerda: que estos tres cambios se realizan siempre que se presenta la señal X de V_{15} .

Como se explicó a principio del inciso (4-3), tanto el paro manual como el automático deben realizarse al final del ciclo de trabajo de la máquina. La válvula V_2 es la que va a marcar este tiempo. Cada ciclo la válvula V_2 es accionada, pero no siempre surte efecto en el paro. Lo anterior se controla con la válvula V_{18} , la cual manda la señal de paro A de V_{18} hasta X de V_{15} sólo cuando se presentan "en forma simultánea" las señales X de V_{18} (A de V_2) y P de V_{18} (A de V_{19} , B de V_{16} ó A de V_1).

Paro manual.- La válvula de accionamiento manual V_{12} es la que realiza el paro manual. Al apretar el botón se manda la señal A de V_{12} hasta X de V_{19} la cual a su vez alimenta a P de V_{18} . Esta señal P debe estar presente por más de 8 segundos para que cuando llegue la señal A de V_2 (llega cada 8 segundos), P de V_{18} todavía permanezca accionada. Para aumentar la duración de esta señal se coloca la válvula de estrangulación regulable H_5 a la salida R de V_{12} . Con esta válvula ya se tiene la duración de señal requerida pero no la suficiente presión de aire en la alimentación para accionar X de V_{15} , ya que V_{12} sólo se acciona un instante y la señal A de V_2 tarda en llegar. Para solucionar esto se utiliza la válvula V_{19} que tiene un suministro de aire continuo.

Paro automático.- Este tipo de paro sólo se realiza al final del ciclo de trabajo de la máquina, cuando se presenta una falla que no es de mucha importancia como:

- 1) Se acaba la tela de alimentación a prensa.
- 2) Baja la presión del sistema a menos de 5 psi.

El primero se efectúa cuando la válvula V_1 no se acciona con la presencia de la tela y manda una señal A de V_1 hasta P de V_{18} . Esta señal, va a durar mientras no detecte más tela, por lo que al presentarse también la señal A de V_2 la válvula V_{18} manda la señal de paro.

El segundo se realiza en el momento que la válvula V_{17} registra la caída de presión por debajo del límite permitido y acciona el paso de aire de B de V_{16} hasta P de V_{18} , efectuando el paro automático.

Paro automático de emergencia.- Este tipo de paro lo efectúa la máquina en forma automática e instantánea, sin importar en que tiempo se realice respecto al ciclo de trabajo. Se presenta cuando:

- 1) No se realizó bien el corte.
- 2) El sistema de funciones interdependientes se retrasa respecto al sistema de base de mando.

El primero se controla con ayuda de la válvula V_1 . Si el corte no se realiza correctamente y queda algo de tela unida al rollo, la tela se safaría de los cilindros de fijación CH_1 y en ese momento se realizaría el paro. La tela podría afectar gravemente a la prensa, por lo que conviene

parar enseguida la máquina. Funciona controlando el tiempo de duración de la señal A de V_2 hasta el tiempo $(1 - 1)$ seg del funcionamiento de la máquina, de manera que si se suelta la tela de CH_1 lo cual ocurre en $t = 0.6$ seg entonces la válvula V_1 manda la señal A (ausencia de tela) junto con A de V_2 y la válvula V_{16} acciona la señal de paro.

El segundo paro se va a realizar cuando la válvula V_{21} (Indica el accionamiento de CH_5) se activa antes que V_3 (indica el regreso de la horma de copa). Como la horma de copa no ha regresado a su posición inicial, no debe arrancar CH_5 pues podría chocar con esta horma. Como CH_5 no va a alimentar tela a la prensa, tampoco se debe alimentar tela a corte pues la tela se amontonaría produciendo problemas graves. Por esta razón cuando el sistema de funciones interdependientes se retrasa respecto al sistema de base de mando, no se debe accionar CH_5 y debe efectuarse enseguida el paro automático de emergencia por medio de la señal X de V_{15} .

El conjunto de partes formado por V_{21} , H_6 y H_7 se denomina temporizador (ver anexo I para explicación de su funcionamiento). Este dispositivo se utiliza para retrasar la señal neumática A de V_2 un segundo (hasta $t = 0$). A la señal retrasada se le llama ahora A de V_{21} y se utiliza para accionar CH_5 "si y solo si V_3 se acciona antes ó igual que A de V_{21} ". Para cumplir esta condición es necesario que el tiempo de existencia de la señal P de V_{24} (proveniente de A de V_{21}) sea de sólo un décimo de segundo, de manera que aunque V_3 se accione después que V_{24} no se abra el paso de P a A de V_{24} . Esto es, si la señal P de V_{24} proviniera directamente de A de V_{21} , esta señal duraría 1.2 segundos. Si la válvula V_3 se accionara de cero a un segundo después que V_{21} (fuera de la condición establecida), P de V_{24} todavía tendría aire y se accionaría erróneamente el cilindro CH_5 . Si P de V_{24} es muy corta esto no sucede.

La señal corta P de V_{24} se forma en la válvula V_{23} cuando su pilotaje Y de V_{23} de baja presión abre el paso de P a A. Una décima de segundo después el pilotaje X de V_{23} de alta presión supera la fuerza de Y de V_{23} y cierra el paso de aire de P a A. La señal de baja presión Y de V_{23} es retrasada en la válvula de estrangulación H_6 , ambas señales accionadas con A de V_{21} .

En resumen, el segundo paro automático de emergencia se efectúa cuando la señal de V_2 retrasada un segundo, es convertida en una señal corta de un décimo de segundo y circula P a B de V_{24} dado que V_3 todavía no ha sido accionada.

La señal A de V_2 también se utiliza para accionar el regreso de CH_4 por medio de la válvula V_{25} . Esta válvula debe poseer una forma de accionamiento manual (Z y W de V_{25}) además del accionamiento neumático (X y Y de V_{25}). Los pilotajes X y Z accionan el avance del cilindro CH_4 mientras que Y y W accionan su regreso. El accionamiento manual es necesario para hacer pruebas de corte cuando se acaba de afilar la guillotina o cuando no está cortando bien. La válvula unidireccional H_9 se utiliza para aumentar la duración de la señal Y de V_{25} hasta el tiempo $t = 2$ seg, la cual comúnmente dura hasta $t = 1$ segundos. Esto es necesario ya que la señal X de V_{25} que

es de baja presión dura hasta $t = 1.5$ y si Y de V_{25} que es de alta presión dura hasta $t = 1$ seg, se volvería a accionar erróneamente el avance de CH_4 . Aunque se presente X de V_{25} en $t = 1.5$ seg, no afectaría ya que esta señal es de baja presión y Y de V_{25} dura hasta $t = 2$ seg.

La señal B de V_1 acciona el paso de aire de P a A de V_{20} el cual a su vez acciona a:

- Avance de CH_4 mediante el pilotaje X de V_{25}
- Avance de CH_1 mediante el pilotaje X de V_{26} .

La válvula V_4 acciona el paso de aire de P a B de V_{26} , el cual a su vez acciona a:

- Avance de CH_2 a través de la válvula V_{28} . El regreso de este cilindro lo determina la válvula V_5 al producir el pilotaje X de V_{28} y lograr el escape de la línea A de V_{28} .
- Temporizador H_{10} el cual retrasa la señal cuatro décimas de segundo para accionar el avance de CH_6 mediante la válvula V_{27} .

La válvula V_7 acciona el paso de aire de P a A de V_{29} , el cual a su vez acciona el avance de CH_3 . El regreso de este cilindro lo determina la señal A de V_{21} al producir el pilotaje Y de V_{29} .

La válvula V_5 además de accionar a CH_2 , también acciona a:

- Regreso de CH_5 mediante la válvula V_{30} . Las válvulas unidireccionales H_{11} y H_{12} sirven para reducir el flujo de aire de ambos conductos de manera que las velocidades de avance y de regreso se realicen lentamente.
- Avance de CH_7 mediante la válvula V_{31} .
- Avance de CH_8 mediante la válvula de V_{32} . Las válvulas unidireccionales H_{13} y H_{14} se utilizan para controlar la velocidad de avance de los cilindros CH_7 y CH_8 respectivamente.

La válvula V_6 acciona a

- Regreso de CH_6 mediante el paso de aire de P a B de V_{27} .
- Detención del avance del cilindro CH_7 mediante la señal A_1 de V_6 .
- Regreso del cilindro CH_7 retrasado un segundo mediante el pilotaje Y de V_{31} proveniente del temporizador H_2 .
- Regreso de CH_3 mediante el paso de aire de P a B de V_{32} .

El sistema de detención del avance del cilindro CH_7 es un diseño desarrollado en este tesis, el cual logra un mejor funcionamiento que los sistemas de detención de carreras comúnmente utilizados en neumática. Este diseño es simple y funciona de la siguiente manera:

El cilindro CH_7 se mueve en su carrera de avance mediante el flujo de aire que proviene de A de V_{31} . La velocidad de avance es lenta y está controlada por la válvula unidireccional H_{13} . La presión durante el avance en la cámara "1" del cilindro CH_7 es de aproximadamente 5 psi (presión del sistema). Al accionarse la válvula V_6 se presenta enseguida la señal A_1 de V_6 que cierra

libremente a través de la válvula unidireccional H_{13} hasta la cámara "2" de CH_7 . La presión de la línea A_1 de V_6 también es 5 psi pero como lleva cierta inercia al pasar por H_{13} no deja de entrar sino hasta que la presión de la cámara "2" sobrepasa a los 5 psi y supera a la presión de la cámara "1" enfrenando totalmente a CH_7 . La sobrepresión en la cámara "2" es aún más eficiente ya que el aire no puede regresar libremente por la línea A_1 de V_6 debido a la estrangulación de la válvula H_{13} .

Este diseño es muy funcional para frenar rápidamente las carreras de cilindros de doble efecto. El sistema comúnmente usado para estos propósitos consiste únicamente en cerrar tanto la entrada como la salida de aire del cilindro (A y B de V_{31}). La desventaja es que el cilindro no se detiene enseguida, sino sigue moviéndose hasta que se igualan las presiones de sus dos cámaras.

El convertidor de señal neumático eléctrico H_{15} , es el que va a permitir el paso de corriente eléctrica hacia el embobinado de la válvula solenoide y hacia los quemadores, solo cuando se acciona el arranque de la máquina mediante la válvula V_1 .

El paso de corriente eléctrica hacia la válvula solenoide también está condicionado al termopar normalmente cerrado K_2 , de manera que si la temperatura de las hormas es mayor a $180^\circ C$, el termopar corta el paso de corriente eléctrica.

Quando el elemento H_{15} y el termopar K_2 están accionados, circula corriente por el embobinado de la válvula solenoide K_6 accionando un par de platinos para permitir el paso de corriente hacia la válvula H_{17} y abrir la circulación de gas a los quemadores.

Al llegar a la temperatura mínima se acciona el termopar K_1 que manda el pulso de arranque de toda la máquina y el termopar K_2 corta la corriente de los resistores al llegar a la temperatura máxima.

Con ésto queda finalizado el diseño de los dispositivos para automatizar el conjunto de sistemas de la prensa copera. Hasta el momento ya se cuenta con el diseño de todos los sistemas de la prensa y su forma de automatización. El siguiente paso consiste en realizar los cálculos numéricos de cada sistema para llegar luego al diseño final.

CAPITULO U

"DISEÑO ANALITICO DE LA PRENSA COPERA"

El diseño y automatización de todas las partes que constituyen a la prensa copera automática ya fueron realizados. Ya se conocen las características físicas de todos los sistemas y mecanismos, pero todavía se desconoce como van a comportarse bajo las condiciones de trabajo. Dependiendo de estos parámetros van a resultar las dimensiones, formas exactas y materiales de cada parte de la prensa copera automática. Este capítulo será entonces dedicado a realizar todos los cálculos correspondientes a la máquina. Se realizarán algunos ajustes de valores y diseños propuestos en el capítulo anterior, ya que ahora sí se conocerán las características específicas del funcionamiento de cada parte.

(5-1) ANALISIS CINEMATICO.

En el análisis cinemático se estudia el movimiento de cada parte de la prensa copera automática, sin hacer caso de las causas que lo producen. Se calcularán los desplazamientos, velocidades y aceleraciones de toda la máquina.

(5-1-1) DESPLAZAMIENTOS.

Algunos de los siguientes valores fueron obtenidos con base en los datos del inciso (3-9-1):

--ROCIADO DE TELA - El desplazamiento en el rociado de tela es continuo durante todos los ciclos de trabajo de la prensa.

--ALIMENTACION A CORTE - $48 \text{ cm} \leq d_{AC} \leq 38 \text{ cm}$

--CORTE DE TELA - $d_{CT} = 12.5 \text{ cm}$

--ALIMENTACION A PRENSA - De la fig. (5-8): $d_{AP} = 131 \text{ cm}$

--FORMACION DE COPAS -

a) Horma de oro superior. - $d_{HAS} = 19 \text{ cm.}$

b) Horma de copa. - $18 \text{ cm} \leq d_{HC} \leq 6 \text{ cm}$

--RECOLECTOR DE COPAS -

a) Compactador de copas - Distancia recorrida = distancia necesaria para que circule la copa (altura entre las dos hormas de oro) + recorrido del montón de copas por ciclo + tolerancia para que se compacten bien las copas = $19 + 4 + 2 = 25 \text{ cm. } d_{CC} = 25 \text{ cm}$

b) Banda transportadora - Recorre 4 cm cada ciclo (cada 6 seg). (De inciso 3-9-1).

(5-1-2) VELOCIDADES.

Algunos de los siguientes valores fueron obtenidos con base en los datos del inciso (3-9-1), (4-2) y del inciso anterior:

--ROCIADO DE TELA -

$V_{RT} = 0.249 \text{ m/seg}$ (velocidad lineal promedio de la tela de rociado).

$\omega_{RT} = 2.764 \text{ rad/seg}$ (velocidad angular del enrollador).

--ALIMENTACION A CORTE--

$$W_{AC} = 0.7854 \text{ rad/seg} = W_{MYE}, \text{ MYE} = \text{Manivela del yugo escocés.}$$

--CORTE DE TELA-- La velocidad de corte fué seleccionada con base en experimentos prácticos como $V_{CT} = 0.18 \text{ m/seg.}$

--ALIMENTACION A PRENSA-- De la fig (4.4):

$$\text{Tiempo avance alimentador a prensa (CH}_5\text{)} = T_{APA} = 2 \text{ seg.}$$

$$\text{Tiempo regreso alimentador a prensa (CH}_5\text{)} = T_{APR} = 2.6 \text{ seg.}$$

Velocidad promedio de avance del alimentador a prensa:

$$V_{APA \text{ promedio}} = d_{AP} / t_{APA} = 131 \text{ cm} / 2 \text{ seg} = V_{APA} = 0.655 \text{ m/s}$$

Velocidad promedio regreso alimentador a prensa:

$$V_{APR \text{ promedio}} = d_{AP} / t_{APR} = 131 \text{ cm} / 2.6 \text{ seg} = V_{APR} = 0.5038 \text{ m/seg.}$$

--FORMACION DE COPAS--

a) Horma de aro superior. - De la fig. (4.4) se observa que el tiempo de avance y de regreso de la horma de aro superior es el mismo $t_{HAS} = 1 \text{ seg.}$

Velocidad promedio de horma de aro superior:

$$V_{HAS} = (d_{HAS} / t_{HAS} = 19 \text{ cm} / 1 \text{ seg}); V_{HAS} = 0.19 \text{ m/seg.}$$

b) Horma de copa - De la fig. (4.4) se obtiene:

$$\text{Tiempo de avance horma de copa (CH}_7\text{)} = t_{HCA} = 2.8 \text{ seg.}$$

$$\text{Tiempo regreso horma de copa (CH}_7\text{)} = t_{HCR} = 1 \text{ seg.}$$

Estos son los tiempos que tarda el cilindro de horma de copa en recorrer la distancia máxima de 18 cm.

Velocidad promedio de horma de copa (avance):

$$V_{HCA} = d_{HC} / t_{HCA} = 18 \text{ cm} / 2.8 \text{ seg} ; V_{HCA} = 0.0643 \text{ m/seg.}$$

Velocidad promedio de regreso horma de cope:

$$V_{HCR} = d_{HC}/t_{HCR} = 18 \text{ cm/1 seg}; V_{HCR} = 0.18 \text{ m/seg.}$$

--RECOLECTOR DE COPAS--

a) Compactador de copas - De la figura (4.4) obtenemos:

$$\text{T tiempo avanca compactador de copas (CH}_B\text{)} = t_{CCA} = 2.5 \text{ seg.}$$

$$\text{T tiempo regreso compactador de copas (CH}_B\text{)} = t_{CCR} = \text{cualquiera.}$$

$$\text{Por comodidad se selecciona } t_{CCR} = t_{CCA} = 2.5 \text{ seg.}$$

Velocidad promedio del compactador de copas.

$$V_{CC} = (d_{CC}/t_{CC} = 25 \text{ cm/ 2.5 seg}); V_{CC} = 0.1 \text{ m/seg.}$$

b) Banda transportadora - Del inciso (4-2):

$$V_{BT} = 0.005 \text{ m/seg}; \quad r_{RBT} = \text{radio del rodillo de la banda transportadora.}$$

$$\text{Si } r_{RBT} = (4"/2) \times 2.54 = 5.08 \text{ cm}; \quad W_{BT} = V_{BT}/r_{RBT} = 0.09842 \text{ rad/seg.}$$

(5-1-3) ACELERACIONES.

En los sistemas con base de mando, es decir, aquellos que son movidos por el motor eléctrico, se presentan dos momentos críticos en los que más afectan las aceleraciones. Estos son en el arranque y en el paro del motor. Considerando como tiempo de arranque el que el motor necesita para alcanzar su velocidad normal de trabajo ($t_A = 1$ segundo), y como tiempo de paro el necesario para detener por completo el motor con ayuda del sistema de frenado ($t_p = 0.4$ segundos).

En los sistemas de funciones interdependientes, es decir, aquéllos que son movidos por cilindros neumáticos, las aceleraciones máximas van a depender principalmente de la presión del aire comprimido y de los diámetros de los émbolos. También afectará la masa a moverse, la distancia a recorrer y el tiempo en que se realice. Para estos sistemas se calculara un valor de aceleración que será el mínimo requerido de manera que las partes se muevan en un tiempo determinado. Si la aceleración en la práctica es mayor a la calculada será mejor ya que el sistema se moverá más rápido y la máquina será más productiva.

--ROCIADO DE TELA:

$\dot{\omega}_{RTA}$: Aceleración angular requerida en el arranque del sistema de rociado de tela.

$\dot{\omega}_{RTP}$: Aceleración angular requerida en el paro del sistema de rociado de tela.

$$\dot{\omega}_{RTA} = (\omega_{RT\text{final}} - \omega_{RT\text{inicial}}) / t_A = (2.764 \text{ rad/seg} - 0) / 1 \text{ seg} = 2.764 \text{ rad/seg}^2$$

$$\dot{\omega}_{RTP} = (\omega_{RTf} - \omega_{RTi}) / t_p = (0 - 2.764 \text{ rad/seg}) / 0.4 \text{ seg} = 6.91 \text{ rad/seg}^2$$

--ALIMENTACION A CORTE:

En el yugo escocés, además de la aceleración producida por el arranque y el paro del motor existe otra aceleración que depende del ángulo al que se encuentra la manivela que mueve el yugo. La combinación de ambas aceleraciones es lo que produce la aceleración máxima.

$\dot{\omega}_{MYEA}$: Aceleración angular requerida por la manivela del yugo escocés en el arranque.

$\dot{\omega}_{MYEP}$: Aceleración angular requerida por la manivela del yugo escocés en el paro.

a_{MYEA} : Aceleración lineal requerida por el yugo escocés en el arranque.

a_{MYEP} : Aceleración lineal requerida por el yugo escocés en el paro.

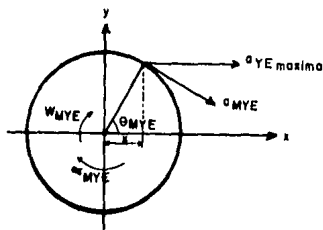


FIGURA (8.1).- Esquema de aceleraciones para el Yugo Escocés

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{MYE\text{arranque}} &= (\omega_{MYE\text{final}} - \omega_{MYE\text{inicial}}) / t_A = (0.7854 \text{ rad/seg} - 0) / 1 \text{ seg} = \\ &= 0.7854 \text{ rad/seg}^2 \end{aligned}$$

$$\dot{\theta}_{MVE \text{ para}} = (W_{MVE} - W_{MVE_i}) / t_p = -0.7854 \text{ rad/seg} / 0.4 \text{ seg} = -1.9635 \text{ rad/seg}^2$$

$$x_{VE} = r_{MVE} \cos \theta_{MVE}$$

$$v_{VE} = dx_{VE} / d\theta_{MVE} = r_{MVE} [-\text{Sen } \theta_{MVE} (W_{MVE})] = -r_{MVE} W_{MVE} \text{ Sen } \theta_{MVE}$$

$$a_{VE} = -r_{MVE} [W_{MVE} \cos \theta_{MVE} (W_{MVE}) + \text{Sen } \theta_{MVE} (\dot{\theta}_{MVE})] = \\ = -r_{MVE} W_{MVE}^2 \cos \theta_{MVE} - r_{MVE} \dot{\theta}_{MVE} \text{ Sen } \theta_{MVE} \text{ ----- Ec. (1)}$$

Obtener el máximo de aceleración:

$$d(a_{VE}) / d\theta_{MVE} = -[W_{MVE}^2 (-\text{Sen } \theta_{MVE} W_{MVE}) + \cos \theta_{MVE} (2W_{MVE} \dot{\theta}_{MVE})] - r_{MVE} [\dot{\theta}_{MVE} \cos \theta_{MVE} W_{MVE} + \text{Sen } \theta_{MVE} (d\dot{\theta}_{MVE} / d\theta_{MVE})];$$

$$(d\dot{\theta}_{MVE} / d\theta_{MVE}) = 0$$

$$(d(a_{VE}) / d\theta_{MVE}) = r_{MVE} W_{MVE}^3 \text{ Sen } \theta_{MVE} - 2 r_{MVE} W_{MVE} \dot{\theta}_{MVE} \cos \theta_{MVE} - r_{MVE} W_{MVE} \dot{\theta}_{MVE} \times \\ \times \cos \theta_{MVE} = 0$$

$$r_{MVE} W_{MVE}^3 \text{ Sen } \theta_{MVE} - 3 r_{MVE} W_{MVE} \dot{\theta}_{MVE} \cos \theta_{MVE} = 0;$$

$$W_{MVE}^2 \text{ Sen } \theta_{MVE} - 3 \dot{\theta}_{MVE} \cos \theta_{MVE} = 0$$

Sustituyendo valores a esta ecuación para analizar el arranque y el paro:

$$(0.7854 \text{ rad/s})^2 \text{ Sen } \theta_{MVE} - 3 (0.7854 \text{ rad/s}^2) \cos \theta_{MVE} = 0$$

$$W_{MVE}^2 \text{ Sen } \theta_{MVE} - 3 \dot{\theta}_{MVE} \cos \theta_{MVE} = 0;$$

$$(0.7854 \text{ rad/s})^2 \text{ Sen } \theta_{BVEA} - 3 (1.9635 \text{ rad/s}^2) \cos \theta_{BVEA} = 0$$

Programando ambas ecuaciones para resolverse obtenemos.

$$\theta_{BVEA} = 75.33^\circ; \quad \theta_{BVEP} = 84.028^\circ; \quad \text{Sustituyendo en ecuación (1):}$$

$$a_{BVE \text{ max}} = - (0.24)(0.7854 \text{ rad/seg})^2 \cos (75.33^\circ) - (0.24 \text{ m})(1.9635 \text{ rad/seg}^2)$$

$$\text{Sen}(75.33^\circ)$$

$$a_{\text{YEA}_{\text{max}}} = -0.2198 \text{ m/s}^2$$

$$a_{\text{YEP}_{\text{max}}} = - (0.24 \text{ m})(0.7854 \text{ rad/seg})^2 \text{Cos}(84.028^\circ) - (0.24 \text{ m})(1.9635 \text{ rad/seg}^2) \times \text{Sen}(84.028^\circ)$$

$$a_{\text{YEP}_{\text{máx}}} = -0.4841 \text{ m/s}^2; \text{ "El signo menos es debido a que para ambos ángulos el yugo escocés está desacelerando".}$$

Ya se conoce el valor máximo de las aceleraciones y el ángulo en que se presentan, pero para cálculos posteriores se necesita saber a que distancia del extremo del yugo escocés existen estas aceleraciones:

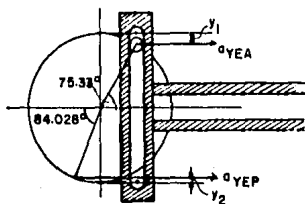


FIGURA (5.2).- Posición de las aceleraciones máximas en el Yugo Escocés

$$\text{Sen } 75.33^\circ = \text{radio} - y_1 / (\text{radio}); y_1 = 0.0078 \text{ m}$$

$$\text{Sen } 84.028^\circ = \text{radio} - y_2 / (\text{radio}); y_2 = 0.0013 \text{ m}$$

--CORTE DE TELA:

a_{CTA} : Aceleración lineal requerida por el cilindro de corte de tela en su avance.

a_{CTR} : Aceleración lineal requerida por el cilindro de corte de tela en su regreso.

d : Desplazamiento.

$$a_{CTA} = 2(d_{CT} - v_i t_{CTA}) / t_{CTA}^2$$

$$t_{CTA} = d_{CT} / v_{CT} = t_{CTR} = (0.125 \text{ m} / 0.18 \text{ m/s}) = 0.694 \text{ seg.}$$

$$a_{CTA} = a_{CTR} = 2(0.125 \text{ m} - 0) / (0.694 \text{ seg})^2 = 0.519 \text{ m/s}^2$$

--ALIMENTACION A PRENSA.

a_{APA} : Aceleración lineal requerida por el cilindro alimentador a prensa en su avance.

a_{APR} : Aceleración lineal requerida por el cilindro alimentador a prensa en su regreso.

$$a_{APA} = 2(d_{AP} - v_i t_{APA}) / t_{APA}^2 = 2(1.31 \text{ m} - 0) / (2 \text{ seg})^2 = 0.655 \text{ m/s}^2$$

$$a_{APR} = 2(1.31 \text{ m} - 0) / (2.6 \text{ seg})^2 = 0.3876 \text{ m/s}^2$$

--FORMACION DE COPAS.

a) Cilindro de horma de aro superior.

a_{HASA} : Aceleración lineal requerida por el cilindro de horma de aro superior en su avance.

$$a_{HASA} = 2d_{HAS} / t_{HASA}^2 = 2(0.19 \text{ m}) / (1 \text{ seg})^2 = 0.38 \text{ m/s}^2$$

a_{HASR} : Aceleración lineal requerida por el cilindro de horma de aro superior en su regreso.

$$t_{HASA} = t_{HASR}. \text{ Por lo tanto: } a_{HASA} = a_{HASR} = 0.38 \text{ m/s}^2$$

b) Cilindro de horma de copa.

a_{HCA} : Aceleración lineal requerida por el cilindro de horma de copa en su avance.

a_{HCR} : Aceleración lineal requerida por el cilindro de horma de copa en su regreso.

La distancia d_{HC} varía entre 6 y 18 cm. Se selecciona la distancia de 18 cm, que es la que produciría el caso más crítico.

$$a_{HCA} = 2d_{HC} / t_{HCA}^2 = 2(0.18 \text{ m}) / (2.8 \text{ seg})^2 = 0.04592 \text{ m/s}^2$$

$$a_{HCR} = 2 d_{HC} / t_{HCR}^2 = 2 (0.18 \text{ m}) / (1 \text{ seg})^2 = 0.36 \text{ m/s}^2$$

--RECOLECTOR DE COPAS:

a) Compactador de copas:

a_{CCA} : Aceleración lineal requerida por el cilindro compactador de copas en su avance.

a_{CCR} : Aceleración lineal requerida por el cilindro compactador de copas en su regreso.

$$a_{CCA} = 2 d_{CC} / t_{CCA}^2 = 2 (0.25 \text{ m}) / (2.5 \text{ cm})^2 = 0.08 \text{ m/s}^2, t_{CCA} = t_{CCR}$$

$$a_{CCR} = a_{CCA} = 0.08 \text{ m/s}^2$$

b) Banda transportadora:

a_{BTA} : Aceleración lineal requerida por la banda transportadora en el arranque.

a_{BTP} : Aceleración lineal requerida por la banda transportadora en el paro.

$$a_{BTA} = (V_{BT} - V_{BT}) / t_A = (0.005 \text{ m/s} - 0) / 1 \text{ seg} = 0.005 \text{ m/s}^2$$

$$a_{BTP} = (V_{BT} - V_{BT}) / t_D = (0 - 0.005 \text{ m/s}) / 0.4 \text{ seg} = 0.0125 \text{ m/s}^2$$

(5-2) ANALISIS DINAMICO.

En este inciso se estudiarán los sistemas que constituyen a la prensa copera automática desde un enfoque de movimiento. Ahora se consideraran las masas que influyen en cada sistema y se encontrarán las fuerzas, inercias, momentos y potencias existentes en la máquina.

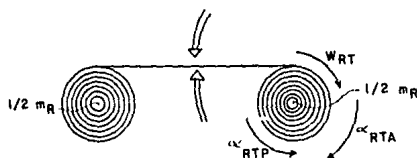
(5-2-1) FUERZAS Y MOMENTOS.**--ROCIADO DE TELA**

FIGURA (5.3).- Diagrama de aceleraciones para el sistema de rociado de tela.

m_R : Masa rollo de tela

$$m_R = (\text{Masa de tela por metro de longitud en rollo de } 45 \text{ cm de ancho}) \times (\text{longitud total del rollo}) \\ = (150 \text{ gr/metro longitud})(100 \text{ m}) = 15 \text{ Kg}$$

T_{RA} : Torque requerido por el rollo de tela en el arranque.

T_{RP} : Torque requerido por el rollo de tela en el paro.

T_{RTA} : Torque requerido por el sistema de rociado de tela en el arranque.

T_{RTP} : Torque requerido por el sistema de rociado de tela en el paro

$$T_{RA} = \alpha_{RTA} I_o ; \quad I_o \text{ Momento de inercia de cilindro circular (rollo de tela).}$$

$$I_o = 1/2 m_R r_p^2 ; \quad r_p \text{ Radio rollo tela}$$

$$T_{RA} = 1/2 m_R r_p^2 \alpha_{RTA} = 1/2 (15 \text{ Kg})(0.18 \text{ m})^2 (2.764 \text{ rad/s}^2) = 0.6716 \text{ Nt-m}$$

$$T_{RP} = 1/2 m_R r_p^2 \alpha_{RTP} = 1/2 (15 \text{ Kg})(0.18 \text{ m})^2 (6.91 \text{ rad/s}^2) = 1.679 \text{ Nt-m}$$

De la figura (4.1):

$$T_{RTA} = T_{flecha \cdot R} + T_{RA} + T_{polea \cdot 2} + T_{polea \cdot 1}$$

El valor real del toque T_{RTA} sería el de la fórmula anterior, pero el término que más afecta es el valor de T_{RA} ya que las masas de la flecha R, polea 1 y 2 son muy pequeñas en comparación con la masa del rollo de tela. De esta manera se considerará que el valor de T_{RTA} es igual únicamente a T_{RA} . Además con el uso del factor de seguridad, la influencia de los otros torques en el valor final es realmente despreciable.

Para corroborar aún más éste concepto, se calculará el torque producido en el pero por la polea dos (fig. 5.4):

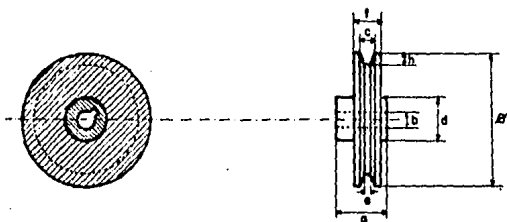


FIGURA (5.4).- Dimensiones polea # 2

I_1 : Momento de Inercia de rueda: $\varnothing_{int} = d$

$\varnothing_{ext} = \varnothing$

Ancho = f

I_2 : Momento de Inercia del tubo: $\varnothing_{int} = b$

$\varnothing_{ext} = d$

Ancho = a

$$I_{\text{cilindro hueco}} = 1/2 \text{ masa} (\varnothing_{ext}^2 + \varnothing_{int}^2)$$

Dimensiones supuestas para la polea 2:

$\emptyset = 4" = 0.1016$	m	$d = 1.5" = 0.038$	m
$a = 2" = 0.0508$	m	$e = 1 \text{ cm} = 0.01$	cm
$b = 1/2" = 0.0127$	m	$f = 2.5 \text{ cm} = 0.025$	m
$c = 1.5 \text{ cm} = 0.015$	m	$h = 1.6 \text{ cm} = 0.016$	m

$$I_{TOT} = I_1 + I_2 = 1/2 m_1 [d^2 + (\emptyset - h)^2] + 1/2 m_2 [b^2 + d^2]$$

$$m_1 = \pi/4 [(\emptyset - h)^2 - d^2] \rho_{\text{aluminio}}$$

$$m_2 = \pi/4 (d^2 - b^2) \rho_{\text{aluminio}}$$

$$I_{TOT} = 1/2 \{ \pi/4 [(\emptyset - h)^2 - d^2] \rho_{\text{al.}} [d^2 + (\emptyset - h)^2] + 1/2 \{ \pi/4 [d^2 - b^2] \rho_{\text{al.}} [b^2 + d^2] \}$$

$$I_{TOT} = \pi/8 \rho_{\text{al.}} \{ [(\emptyset - h)^4 - d^4] f + [d^4 - b^4] a \}$$

$$I_{TOT} = \pi/8 (2.768 \text{ Kg/m}^3) \{ [(0.1016 - 0.016)^4 - (0.038)^4] 0.025 + [0.038^4 - 0.0127^4] \times 0.058 \} \text{m}^5 = 0.001516 \text{ Kg-m}^2.$$

$$T_{\text{polea 2}} = I_{\text{RT}} \omega_{\text{polea 2}} = (6.22 \text{ rad/s}^2)(0.001516 \text{ Kg-m}^2) = 0.009429 \text{ Nl-m.}$$

Este torque es despreciable al igual que $T_{\text{polea 1}}$ y $F_{\text{flecha R}}$, por lo que se asegura que $T_{\text{RT}} \approx T_{\text{R}}$.

--ALIMENTACION A CORTE:

T_{MYEA} : Torque en la manivela del yugo escocés, requerido para arrancar el sistema de alimentación a corte.

T_{MYEP} : Torque en la manivela del yugo escocés, requerido para parar el sistema de alimentación a corte.

YE : Yugo escocés.

$$T_{\text{MYEA}} = T_{\text{masa MYEA}} + T_{\text{masa YEA}} + T_{\text{masa rollo de tela en el arranque.}}$$

$$T_{\text{MYEP}} = T_{\text{masa MYEP}} + T_{\text{masa YEP}} + T_{\text{masa rollo de tela en el paro.}}$$

La masa MYE es despreciable en comparación con la masa YE.

Establecimiento de medidas del yugo escocés. La única medida que se va a suponer es la distancia "h", ya que ésta se va a calcular más adelante de manera que la suma de momentos respecto al punto P (fig. 5.5) de las fuerzas de paro y arranque, sea cero. Esto para lograr que la distribución de esfuerzos sea más equitativa en la correa del yugo escocés.

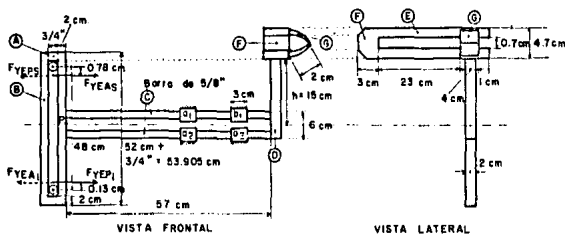


FIGURA (5.5).- Dimensiones del Yugo Escocas

Cálculo de la masa del yugo escocas en base al volumen que ocupa cada pieza:

$$2A = (3/4" \times 2.54 \times 4 \text{ cm}) \times 2 \text{ cm} \times 2 \text{ cm} \times 2 = 47.24 \text{ cm}^3$$

$$2B = (48 \text{ cm.} + 3/4" \times 2.54) \times 2 \text{ cm} \times 2 \text{ cm} \times 2 = 399.24 \text{ cm}^3$$

$$2A + 2B = 446.4 \text{ cm}^3$$

$$2C = (5/8" \times 2.54) / 2 \times 57 \text{ cm} \times 2 = 225.64 \text{ cm}^3$$

$$D = (15 \text{ cm} + 3 \text{ cm}) \times 2 \text{ cm} \times 2 \text{ cm} = 72 \text{ cm}^3$$

$$2E = (25 \text{ cm} + 1 \text{ cm} + 1 \text{ cm}) \times 2 \text{ cm} \times 2 \text{ cm} \times 2 = 216 \text{ cm}^3$$

$$F = (4.7 \text{ cm} \times 3 \text{ cm} \times 2 \text{ cm}) - (1 \text{ cm} \times 1 \text{ cm} / 2 \times 2) = 27.2 \text{ cm}^3$$

G: Pines de sujeción de tela - Considerados de forma triangular

$$2G = (2 \text{ cm} + 1.3 \text{ cm}) / 2 \times 4 \text{ cm} \times 2 \text{ cm} = 10.4 \text{ cm}^3$$

$$D + 2E + F + 2G = 325.6 \text{ cm}^3$$

$$\text{Volumen YE} = 997.72 \text{ cm}^3; \quad \rho_{\text{acero}} = 7.833 \text{ gr/cm}^3;$$

$$m_{\text{YE}} = V_{\text{YE}} \rho_{\text{acero}} = (997.72 \text{ cm}^3)(7.833 \text{ gr/cm}^3) = 7.815 \text{ Kg}$$

Este valor de masa es un tanto inexacto ya que la distancia h de la pieza D (fig. 5.5) es supuesta.

Cálculo de la altura "h" (fig. 5.5).

Esta altura se obtiene calculando la sumatoria de momentos respecto del punto P. A continuación se calculará todo lo necesario para poder realizar la sumatoria de momentos.

Las distancias Y_1 y Y_2 a las que actúa las fuerzas F_{YEA} y F_{YEP} se obtuvieron en la parte de alimentación a corte del inciso (5-1-3).

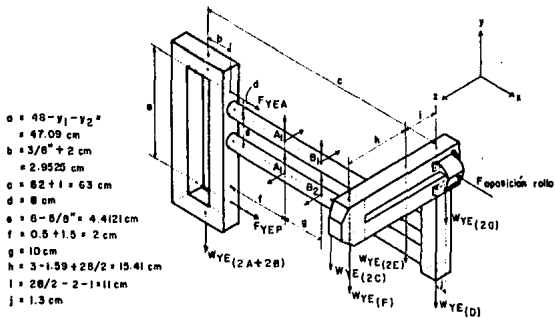


FIGURA (5.6).- Dimensiones y fuerzas del yugo escocés

Para saber la posición en que actúa la fuerza W_{YE} de la pieza #f (fig. 5.5 y 5.6), se requiere

conocer el centroide de esta pieza

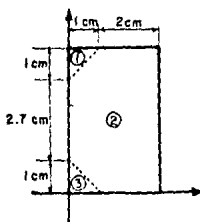


FIGURA (5.7).- Dimensiones de la pieza # F del Yugo Escocés

Cálculo del centroide de la pieza #F:

	X(cm)	A(cm ²)	XA(cm ³)
centroide 1	$1/3(1) = 1/3$	$-1(1)/2 = 0.5$	-1/6
centroide 2	1.5	$3 \times 4.7 = 14.1$	21.15
centroide 3	1/3	-0.5	-1/6
SUMATORIA		13.1	20.816

$$x = XA / A = 20.816 / 13.1 = 1.589 \text{ cm}$$

Con este valor del centroide, ya se puede realizar la sumatoria de fuerzas en "y" para calcular la fuerza de fricción en la corredera.

$$\Sigma F_Y = W_Y (2A + 2B + 2C + 2E + F + D + G) - F_{RAY} - F_{RBY} = 0$$

$$F_{RAY} + F_{RBY} = 7.815 \text{ Kg} (9.806 \text{ m/s}^2) = 76.634 \text{ Nt.}$$

Considerando que las correderas a y b del yugo escocés (fig. 5.5) deslizan en el sentido de x, todas las fuerzas en este sentido son nulas para efecto de la suma de momentos

tomados en las correderas

$$\Sigma M_{RAZ} = W_{YE} 2(A+B) g (2.9525 + 2 \text{ cm}) - W_{YF} (F-2E-D) g (63-2 \text{ cm}) - W_{YD} (2-3) g (63-2 \text{ cm}) + g (63-2 + 1.3 \text{ cm}) - W_{Y(E/2)} g (63/2 - 2 \text{ cm}) + F_{RBY} (10 \text{ cm}) = 0$$

$$F_{RBY} = [(225.64 \text{ cm}^3)(29.5 \text{ cm}) + (10.4 \text{ cm}^3)(62.3 \text{ cm}) + (315.2 \text{ cm}^3)(61 \text{ cm}) - (446.48 \text{ cm}^3)(4.9525 \text{ cm}) + \rho_{\text{acero}} \times 9.806 \text{ m/s}^2] / 10 \text{ cm} = 186.505 \text{ N}$$

$$F_{RAY} = 76.634 \text{ N} - F_{RBY} = -110.179 \text{ N} \text{ (El signo menos significa que el sentido de la fuerza RAY es opuesto al de la figura (5.6))}$$

$$\Sigma F_Z = F_{R2Z} - F_{R1Z} = 0$$

$$\Sigma M_{R1X} = W_{Y(E)} (11 \text{ cm}) + W_{Y(F)} (15.41 + 11 \text{ cm}) - F_{R2Z} (4.4121 \text{ cm}) = 0$$

$$F_{R2Z} = [(216 \text{ cm}^3)(11 \text{ cm}) + (272 \text{ cm}^3)(26.41 \text{ cm}) (7.833 \text{ gr/cm}^3) (1 \text{ Kg} / 1000 \text{ gr}) \times (9.806 \text{ m/s}^2)] / 4.4121 \text{ cm} = 53.87 \text{ N}$$

$$F_{R2Z} = 53.87 \text{ N}$$

$$F_{R1Z} = F_{R2Z} = 53.87 \text{ N}$$

$$F_{RA1Y} = F_{RA2Y} = -110.179 \text{ N} / 2 = 55.0895 \text{ N}$$

$$F_{RB1Y} = F_{RB2Y} = 186.805 \text{ N} / 2 = 93.4025 \text{ N}$$

$$F_{RA1Z} = F_{RB1Z} = F_{RA2Z} = F_{RB2Z} = 53.87 \text{ N} / 2 = 26.935 \text{ N}$$

$$F_{RA1TOT} = \sqrt{F_{RA1Z}^2 + F_{RA1Y}^2} = 61.3261 \text{ N}$$

$$F_{RA2TOT} = \sqrt{F_{RA2Z}^2 + F_{RA2Y}^2} = 61.3261 \text{ N}$$

$$F_{RB1TOT} = \sqrt{F_{RB1Z}^2 + F_{RB1Y}^2} = 97.21 \text{ N}$$

$$F_{RB2TOT} = \sqrt{F_{RB2Z}^2 + F_{RB2Y}^2} = 97.21 \text{ N}$$

$F_{R_{TOT}} = 317\,0632\text{ Nt}$ ----> Suma de fuerzas de reacción total en las correderas del yugo escocés. Igual a la fuerza normal en las correderas (N_{corr}).

Como se puede apreciar en la figura (5.6), existen dos fuerzas de arranque y dos de paro F_{YE} . Para efectos de cálculo se deben tomar las mayores de estas fuerzas. Para el arranque, es mayor la fuerza F_{YEA} superior ya que la fuerza de oposición del rollo solo actúa cuando el yugo, escocés está alimentando tela, es decir, cuando el yugo se mueve de izquierda a derecha. Para el paro tienen el mismo valor la fuerza F_{YEP} superior que la inferior, pero sólo se considerará la fuerza inferior ya que ésta es la que causa el mayor brazo de palanca, además de que la fuerza F_{YEP} superior se contrarresta con F_{YEA} y no tiene mucha influencia en el cálculo de momentos respecto del punto P (fig. 5.5).

$$F_{YEA} = m_{YE} a_{YEA} + F_{oposición\ rollo} + F_{rozamiento\ correderas}$$

$$F_{oposición\ rollo} = T_{rollo} / r_{rollo} = \frac{F_r l_{or}}{r_r} = a_r (1/2 m_r r_r^2) / r_r^2 = 1/2 m_r a_{YEA}$$

$$F_{oposición\ rollo} = 1/2 (15\text{ Kg})(0.2198\text{ m/s}^2) = 1.6485\text{ Nt.}$$

$$F_{rozam.\ corr} = \mu N_{corr}; \mu = 0.11 \text{ Para bujes metálicos lubricados.}$$

$$F_{rozam.\ corr} = (0.11)(317.06\text{ Nt}) = 34.88\text{ Nt.}$$

Como esta fuerza es muy elevada en comparación con las otras fuerzas, mejor se instalarán unas correderas de carretilla cu, el coeficiente de rozamiento es $\mu = 0.01$

$$F_{rozam.\ corr.} = (0.01)(317.06\text{ Nt}) = 3.171\text{ Nt.}$$

$$F_{YEA} = (7.815\text{ Kg})(0.2198\text{ m/s}^2) + 1.6485\text{ Nt} + 3.171\text{ Nt} = 6.5372\text{ Nt.}$$

$$F_{YEP} = m_{YE} a_{YEP} + F_{roz.\ corr.}$$

$$F_{YEP} = (7.815\text{ Kg})(0.4841\text{ m/s}^2) + 3.171\text{ Nt} = 6.954\text{ Nt.}$$

Se efectúa la sumatoria de momentos respecto del punto P para calcular el valor de h (fig. 5.5).

$$\sum M_P = F_{YEP} (48 - 0.13 + 3/4 \times 2.54/2 - h\text{ cm}) - F_{YEA} (h - 3/4 \times 2.54/2 - 0.78\text{ cm});$$

$$(6.954\text{ Nt})(48.8226 - h) - (8.186\text{ Nt})(h - 1.7326) = 0;$$

$$h = (339.52 + 14\ 183) / (6.9541 + 8\ 186) = 23.362\text{ cm}$$

Corrigiendo el valor de la masa total del yugo escoces con el valor real de h:

Para la figura (5.5):

$$\text{Volumen D} = 105.448\text{ cm}^3$$

$$\text{Volumen total y.e.} = 1031.16\text{ cm}^3$$

$$m_{\text{TOTAL y.e. REAL}} = 8.077\text{ Kg}$$

Con este valor corregido de m_{yE} se recalcula lo siguiente:

$$F_{yEA} = 8.588\text{ NI.}$$

$$F_{yEP} = 7.427\text{ NI}$$

Cálculo del torque máximo en la manivela del yugo escoces:

$$T_{MYEA} = F_{yEA} r_{MYE} = (8.588\text{ NI})(0.24 - y_1\text{ m.}) = 1.994\text{ NI-m}$$

$$T_{MYEP} = F_{yEP} r_{MYE} = (7.427\text{ NI})(0.24 - y_2\text{ m.}) = 1.7728\text{ NI-m}$$

-CORTE DE TELA:

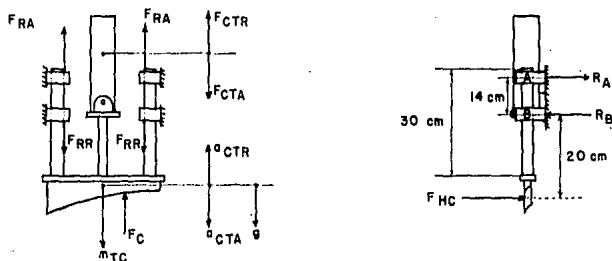


FIGURA (5.6).- Dimensiones y fuerzas del sistema de corte.

De experimentos prácticos realizados en la fábrica de sombreros se observó que la fuerza necesaria para realizar el corte de tela mediante una guillotina es de:

$$F_{\text{corte}} = (12 \text{ Kg})(9.806 \text{ m/s}^2) = 117.7 \text{ Nt.}$$

F_{RA} : Fuerza rozamiento en el avance.

F_{RR} : Fuerza rozamiento en el regreso.

F_{HC} : Fuerza horizontal producida por el efecto del corte.

F_{CTA} : Fuerza que ejerce el cilindro de corte en su avance.

F_{CTR} : Fuerza que ejerce el cilindro de corte en su regreso.

m_{TC} : Masa total de piezas del corte en movimiento.

$$\text{Para el avance: } \Sigma F_y = F_c + 2 F_{\text{RA}} - F_{\text{CTA}} - m_{\text{TC}} g = m_{\text{TC}} (-a_{\text{CTA}})$$

$$F_{\text{CTA}} = F_c + 2 F_{\text{RA}} + m_{\text{TC}} (a_{\text{CTA}} - g) \text{ ----- Ec. (2)}$$

Para el regreso.- Durante el regreso del cilindro de corte, la fuerza F_{HC} es menor a la que se produce en el avance ya que en el regreso no se corta tela.

Suponiendo F_{HC} de regreso = 0.3 F_{HC} de avance.

$$\Sigma F_y = 2 F_{\text{RR}} + F_{\text{CTR}} - m_{\text{TC}} g = m_{\text{TC}} (a_{\text{CTR}})$$

$$F_{\text{CTR}} = 2 F_{\text{RR}} + m_{\text{TC}} (a_{\text{CTR}} + g) \text{ ----- Ec. (3)}$$

$$m_{\text{TC}} = m_{\text{guillotina}} + m_{\text{vástago cilindro}} + m_{\text{émbolo cilindro}} + 2 m_{\text{guías guillotina}}$$

$$m_{\text{guillotina}} \approx 4 \text{ Kg.}$$

$$m_{\text{vástago cilindro}} = \pi \varnothing_{\text{vást.}}^2 / 4 (\text{carrera cil.} + \text{long vást. int. cil.} + \text{long ext. vást. sobrante}) \times \Delta_{\text{acero.}}$$

$$m_{\text{émbolo}} = (\pi \varnothing_{\text{cil}}^2 / 4 \times \text{grueso émbolo}) \Delta_{\text{acero.}}$$

$$m_{\text{guía guillotina}} = (\pi \varnothing_{\text{guía}}^2 / 4 \times \text{largo guía}) \Delta_{\text{acero.}}$$

$$\text{SUPONIENDO } \varnothing_{\text{cil.}} = 2.5 \text{ cm}$$

$$D_{\text{vást.}} = 1.6 \text{ cm}$$

$$D_{\text{guía}} = 1.9 \text{ cm}$$

Longitud exterior sobrante del vástago = 3 cm largo guía = 31 cm.

Longitud vástago interior cilindro = 1.6 $D_{\text{cil.}}$

Grueso émbolo = 0.3 cm

$$m_{\text{vástago}} = \pi (1.6 \text{ cm})^2 / 4 [12.5 \text{ cm} + 1.6 (2.5 \text{ cm}) + 3 \text{ cm}] 7.833 \text{ gr/cm}^3$$

$$m_{\text{vástago}} = 307.1 \text{ gr} = 0.3071 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{émbolo}} = \pi (2.5 \text{ cm})^2 / 4 \times 0.3 \text{ cm} \times 7.833 \text{ gr/cm}^3 = 11.535 \text{ gr} = 0.01153 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{guía guillotina}} = [\pi (1.9 \text{ cm})^2 / 4 \times 31 \text{ cm}] \times 7.833 \text{ gr/cm}^3 = 0.6885 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{TC}} = 4 \text{ Kg} + 0.3071 \text{ Kg} + 0.01153 \text{ Kg} + 2 (0.6885 \text{ Kg}) = 5.695 \text{ Kg}$$

$$F_{\text{HC}} = 8 \text{ Kg} = 78.45 \text{ Nl.}$$

$$\sum M_A = F_{\text{HC}} (34 \text{ cm}) - R_B (14 \text{ cm}) = 0; R_B = 190.5 \text{ Nl.}$$

$$\sum F_x = R_A + F_{\text{HC}} - R_B = 0; R_A = R_B - F_{\text{HC}} = 112.05 \text{ Nl.}$$

$$F_{\text{RA}} = (R_A + R_B) \mu; \text{ Para bujes metálicos lubricados: } \mu = 0.11$$

$$F_{\text{RA}} = (112.05 \text{ Nl.} + 190.5 \text{ Nl.})(0.11) = 33.28 \text{ Nl.}$$

$$F_{\text{RR}} = 0.3 F_{\text{R avance}} = 9.984 \text{ Nl.}$$

Sustituyendo en ecuación (2) y (3):

$$F_{\text{CTA}} = 117.7 \text{ Nl.} + 2 (33.28 \text{ Nl.}) + 5.695 \text{ Kg} (0.519 - 9.806 \text{ m/s}^2) = 131.37 \text{ Nl.}$$

$$F_{\text{CTR}} = 2 (9.984 \text{ Nl.}) + 5.695 \text{ Kg} (0.519 + 9.806 \text{ m/s}^2) = 78.77 \text{ Nl.}$$

$$F_{\text{CILINDRO avance}} = F_{\text{CTA}} \times \text{Fac. Seg}^{(1*)} = (131.37 \text{ Nl.})(1.5) = 197.055 \text{ Nl.}$$

$$F_{\text{CILINDRO regreso}} = F_{\text{CTR}} \times \text{Fac. Seg}^{(1*)} = (78.77 \text{ Nl.})(1.5) = 118.155 \text{ Nl.}$$

(1*) NOTA - Este factor de seguridad ya incluye un 10% de rozamiento promedio entre el

cilindro, vástago y émbolo.

$$F_{\text{CIL. avance}} = P_{\text{SISTEMAS}} A_{\text{CIL}} = 39.2397 \times \text{CIL}_{\text{avance}}^2$$

$$\varnothing_{\text{CIL. avance}} = \sqrt{F_{\text{CIL. avance}} / 39.2397} = 2.24 \text{ cm}$$

$$F_{\text{CIL. regreso}} = 39.2397 (\varnothing_{\text{CIL. regreso}}^2 - \varnothing_{\text{VASTAGO}}^2); \varnothing_{\text{VAST}} = 0.66 \varnothing_{\text{CIL.}}$$

$$F_{\text{CIL. regreso}} = 22.147 \varnothing_{\text{CIL.}}^2$$

$$\varnothing_{\text{CIL. regreso}} = \sqrt{F_{\text{CIL. regreso}} / 22.147} = 2.31 \text{ cm}$$

Por lo tanto, se utilizará un cilindro de 2.5 cm para el sistema de corte, que es la medida inmediata superior a 2.31 cm.

- ALIMENTACION A PRENSA

CALCULO DEL RESORTE PARA LA ARTICULACION DEL SISTEMA DE REGRESO DEL BRAZO ALIMENTADOR (FIG. 3.13):

La fuerza que debe ejercer el resorte para regresar el brazo alimentador a su posición inicial, se debe calcular en el centro de masa de la masa total del brazo alimentador, ya que este movimientos es circular y todos los puntos del brazo alimentador se mueven de distinta manera.

Cálculo del centro de masa del brazo alimentador a prensa.

	\bar{X} (cm)	\bar{Y} (cm)	m (Kg)	X m	Y m
Brazo	$33.875 + 11 + (1.5 \times 2.54)/2 + 3/8" \times 2.54 = 52.7325 + 2 - 3/8" \times 2.54 = 20.414$	0	1.002	20.455	0
1/2 Argolla	33.875	$9.5 + 3/8" \times 2.54 + (3/4" \times 2.54)/2 - 2 \times (9.5 + (3/8" \times 2.54)/2) = 5.054$	0.2235	7.571	1.129
Soporte cilindro	33.875	$(3/4" \times 2.54)/2 - 8/2 = 4.9525$	0.1521×4	20.61	3.013
Cilindros	33.875	$(3/4" \times 2.54)/2 + 3 = 3.9525$	$0.09 \times 2 = 0.18$	6.0975	0.71145
Valv. Neum.	$33.875 - 11 = 22.875$	$(3/4" \times 2.54)/2 + 1 = 1.9525$	0.14	3.2025	0.2733
Roda- miento.	33.875	$1.5" \times 2.54 + 0.9525 = 4.7625$	0.08	2.71	0.381
Soporte rodamiento	33.875	$1/2" \times 2.54 + 0.9525 = 2.2225$	0.0201×2	1.3618	0.0893
Complem. brazo.	33.875	$(3/4" \times 2.54) / 4 = 0.47625$	0.5668	19.2	0.27
SUMATORIA/S			2.8409	81.208	5.8671

$$\bar{X}_m = \Sigma (\bar{X} m) / \Sigma m = 81.208 \text{ Kg cm} / 2.8409 \text{ Kg} = 28.58 \text{ cm}$$

$$\bar{Y}_m = \Sigma (\bar{Y} m) / \Sigma m = 5.8671 \text{ Kg cm} / 2.8409 \text{ Kg} = 2.0652 \text{ cm}$$

Distancia del origen al centro de masa = $\sqrt{(\bar{X} \bar{Y})} = 28.654 \text{ cm}$

$r_{CM} = 28.654 \text{ cm}$; CM: centro de masa

$$\Sigma M_B = T_{RBA} = \delta_{cm} I_{BAQ};$$

$$\delta_{CM} = 2 (\theta_{CM} - W_{iCM}) / t^2 = 2 (\pi/2) / (0.5 \text{ seg})^2 = 12.57 \text{ rad/seg}^2$$

Este tiempo "t" se establece con base en la figura (3.20) y es el que se tarda el brazo alimentador en recorrer los 90°.

T_{RBA} : Torque realizado en el punto por el resorte del brazo alimentador.

I_{BA} : Momento de Inercia del brazo alimentador completo, respecto al origen (*).

Con base en la figura (5.9):

$$I_{a1} = 2 m_{a1} (2^*) / 12 [8^2 + a^2] + 2 m_{a1} [\sqrt{(D-11)^2 + (4 \text{ cm} + r)^2}]^2$$

$$I_{a2} = 2 m_{a2} / 12 [8^2 + a^2] + 2 m_{a2} [\sqrt{(D+11)^2 + (4 \text{ cm} + r)^2}]^2$$

$$I_{b2} = m_b / 12 [b^2 + (D + 11 + a/b + 3/8 \times 2.54)^2] + m_b [(D + 11 + a/b + 3/8 \times 2.54) / 2 - 3/8 \times 2.54]^2$$

$$I_{c1} = m_c (c/2)^2 - m_c (4 \times 9.5 \text{ cm} / 3)^2 + m_c [\sqrt{D^2 + (0.5 + c + 6/2 - 4 \times 9.5 \text{ cm} / 3)^2}]^2$$

Considerando "d" como rectangular:

$$I_{d1} = 2 m_d / 12 [d^2 + (2.54 \text{ cm})^2] + 2 m_d [\sqrt{D^2 + 1/2 \times 2.54 + r}]^2$$

$$I_{r2} = m_r / 12 [r^2 + (11 \times 2 + a)^2] + m_r D^2$$

(2*) NOTA.- Son dos placas a_1 .

	(3*)
De cálculo del centroide	$m_g = 0.1521 \text{ Kg}$
	$m_b = 1.002 \text{ Kg}$
	$m_c = 0.2235 \text{ Kg}$
	$m_d = 0.0201 \text{ Kg}$
	$m_f = 0.5668 \text{ Kg}$

Sustituyendo valores	$I_{a1g} = 167.7 \text{ Kg cm}^2$
	$I_{a2g} = 621.113 \text{ Kg cm}^2$
	$I_{bg} = 716.6 \text{ Kg cm}^2$
	$I_{cg} = 265.04 \text{ Kg cm}^2$
	$I_{dg} = 46.306 \text{ Kg cm}^2$
	$I_{fg} = 681.89 \text{ Kg cm}^2$

$$I_{BA} = I_{a1} + I_{a2} + I_b + I_c + I_d + I_f + 2.49865 \text{ Kg cm}^2 = 0.2498 \text{ Kg cm}^2$$

$$T_{RBA} = I_{BA} \cdot \alpha_{BA} = (12.57 \text{ rad/seg}^2)(0.2498 \text{ Kg m}^2) = 3.14 \text{ Nt-m}$$

$$T_{RBA} \text{ a utilizar} = T_{RBA} \times \text{Fact. seguridad} = (3.14 \text{ Nt-m})(1.5) = T_{RBA} \text{ a utilizar} = 4.71 \text{ Nt-m}$$

Se necesita un resorte para la articulación del sistema de regreso del brazo alimentador que produzca un torque de 4.71 Nt-m.

$$F_{APA} = m_{APA} \cdot a_{APA}; \text{ APA: Alimentación a prensa en el avance.}$$

Para calcular el valor de la masa m_{APA} se necesitan establecer las dimensiones y características del sistema de alimentación a prensa.

(3*)NOTA.- No se considerará el efecto causado por los cilindros de fijación a tela, válvula neumática y rodamientos

$$m_{\text{vástago cilindro}} = [(\text{carretero máx. cilindro} + \text{largo vástago interior cilindro} + \text{largo vástago exterior para colocación}) \times \pi \times \theta_{\text{vástago}}^2 / 4] \times \Delta_{\text{Acero}}$$

$$m_{\text{émbolo}} = [\pi \theta_{\text{émbolo}}^2 / 4 \times \text{grueso émbolo}] \Delta_{\text{Acero}}$$

De análisis práctico: Largo vástago interior cilindro / $\theta_{\text{émbolo}} = 1.6$

Suponiendo el valor del émbolo del cilindro para calcular su masa y la del vástago. Este valor será corregido más adelante en caso de que la suposición fuera errónea. Se selecciona un diámetro de 2.5 cm ya que éste es el diámetro del émbolo más reducido para carrera mayores a un metro que existe en el mercado.

Para una carga de pandeo admisible de 150 Nt y una carrera de 127.5 cm se recomienda usar un diámetro del vástago de 1.6 cm. Esto considerando un factor de seguridad de 5 (Se obtuvo del diagrama de pandeo de la página 5 del programa de fabricación de FESTO).

$$m_{\text{vástago cilindro}} = 131 \text{ cm} + (1.6 \times 2.5 \text{ cm}) \pi (1.6 \text{ cm})^2 / 4 \times 7.833 \text{ gr/cm}^3 = 2.126 \text{ Kg.}$$

$$m_{\text{cuadro tela}} = (m_{\text{rollo tela de 90 cm. ancho/metro}}) / 2^{(4*)} \times \text{Largo máximo de cada cuadro.}$$

$$m_{\text{cuadro tela}} = 0.3 \text{ Kg} / 2 \times 0.48 = 0.072 \text{ Kg.}$$

$$m_{\text{émbolo}} = (\pi \theta_{\text{émbolo}}^2) / 4 \times \text{grueso émbolo} \times \Delta_{\text{Acero}} = 0.011535 \text{ Kg.}$$

De las figuras (3.13, 3.14 y 5.8):

$$m_{\text{brazo alimentador}} = m_{\text{brazo}} + m_{1/2 \text{ argolla}} + 4m_{\text{soporte cilindro}} + 2m_{\text{cilindro}} + m_{\text{válvula neumática}} + m^{(5*)}_{\text{rodamiento}} + 2m_{\text{soporte rodamiento}} + m_{\text{complemento brazo.}}$$

(4*)NOTA - La masa del rollo se divide entre dos pues cada cuadro de tela mide 45 cm.

(5*)NOTA - Debido a que no se descontó el material donde se van a instalar dos de los rodamientos (2 $m_{\text{soporte rodamiento}}$), sólo se considerará masa de uno de tres rodamientos.

Obteniendo medidas de la figura (5.8):

D. Distancia necesaria para que el brazo alimentador adopte una posición colineal al vástago del cilindro alimentador cuando el brazo desliza sobre la horma de aro superior para recoger más tela.

$$D = \text{radio horma aro} + E + F$$

$$E = 7 \text{ cm} + (1/2) (3/4") = 7.375 \text{ cm.}$$

$$F = 1.5 \text{ cm}$$

$$D = (1/2) (50 \text{ cm}) + 7.375 + 1.5 = 33.875 \text{ cm;} \quad \Delta F_e = 7.86 \text{ gr/cm}^3$$

Sustituyendo valores en ecuaciones anteriores:

$$m_{\text{brazo}} = 0.908 \text{ Kg.}$$

$$m_{1/2 \text{ argolla}} = 0.2235 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{soporte cilindro}} = 0.1521 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{cilindro}} = 0.09 \text{ Kg.} \text{ ----- De fabricante}$$

$$m_{\text{válvula neumática}} = 0.14 \text{ Kg.} \text{ ----- De fabricante}$$

$$m_{\text{rodamiento}} \approx 0.08 \text{ Kg.} \text{ ----- supuesto}$$

$$m_{\text{soporte rodamiento}} = 0.0201 \text{ Kg.}$$

$$m_{\text{complemento brazo}} = 0.5668 \text{ Kg.}$$

$$m_{\text{brazo alimentador}} = 2.746 \text{ Kg.}$$

$$m_{\text{APA}} = m_{\text{vástago cilindro}} + m_{\text{émbolo cilindro}} + m_{\text{cuadro tela}} + m_{\text{brazo alimentador}}$$

$$m_{\text{APA}} = 2.126 + 0.011353 + 0.072 + 2.746 = 4.956 \text{ Kg.}$$

Debido a que se supuso el tamaño del cilindro, se calculará la aceleración producida por el sistema partiendo del dato de: Fuerza del cilindro. Con esta aceleración se calculará el tiempo en el que se realiza el avance para determinar si está dentro de los límites establecidos.

$$F_{APA} = m_{APA} a_{APA}; F_{CIA} = F_{APA} \times \text{Fact. seguridad} = 1.5 F_{APA}$$

F_{CIA} : Fuerza ejercida por el cilindro en el avance

$$F_{CIA} = P_{\text{sistema}} A_{\text{cilindro}} = (5 \text{ bar}) A_{\text{cilindro}} = 39.2397 \theta_{\text{cilindro}}^2 = 39.2397 \times (2.5 \text{ cm})^2 = 245.25 \text{ NL.}$$

$$F_{APA} = (F_{CIA}) / 1.5 = (245.25 \text{ NL}) / 1.5 = 163.5 \text{ NL.}$$

$$a_{APA} = (F_{APA}) / m_{APA} = (163.5 \text{ NL}) / 4.956 \text{ Kg.} = 32.99 \text{ m/s}^2$$

$$a_{APA} = 2(d - v_i t) / t^2 = 2d / t^2; \quad t = ? \text{ para recorrer } d = 131 \text{ cm}$$

$$t = \sqrt{2d / a_{APA}} = \sqrt{2(1.31 \text{ m}) / 32.99 \text{ m/s}^2} = 0.2818 \text{ seg.}$$

Como se cuenta con 2 segundos para realizar este recorrido, el tiempo de 0.2818 seg. alcanzaría perfectamente, por lo que el cilindro de 2.5 cm si es aplicable para el avance del alimentador a prensa.

F_{CIR} : Fuerza ejercida por el cilindro alimentador en el regreso.

$$F_{CIR} = P_{\text{sistema}} A_{\text{cilindro}} = (5 \text{ bar}) \pi (\theta_{\text{cil}}^2 - \theta_{\text{válvula}}^2) / 4 = 39.2397 \times (2.5 \text{ cm}^2 - 1.6 \text{ cm}^2) = 144.79 \text{ NL.}$$

F_{APR} : Fuerza necesaria para realizar el regreso del alimentador a prensa.

$$F_{APR} = F_{CIR} / \text{Fac. seg.} = 144.79 \text{ NL} / 1.5 = 96.53 \text{ NL.}$$

$$m_{APR} = m_{APA} - m_{\text{cuadro de tela}} = 5.0504 \text{ Kg.} - 0.072 \text{ Kg.} = 4.9784 \text{ Kg.}$$

De la figura (5.9):

$$\Sigma F_y = F_{APR} - F_{\text{oposición}} = m_{APR} a_{APR} \text{ -----Ec (4)}$$

$$\Sigma M_O = T_{RBA} - F_{\text{oposición}} (D - 11 \text{ cm}) = -k_{BA} l_{BA} \text{ -----Ec (5)}$$

--Analizando un instante antes de que el brazo haga contacto con la horma de arco:

$$E_{\text{cinética}} = (1/2) m_{\text{brazo alimentador}} V_{\text{APR}}^2$$

$$E_{\text{potencial}} = 0$$

--Analizando un instante después de que el brazo haga el contacto:

$$E_{\text{cinética}} = (1/2) m_{\text{brazo alimentador}} V_{\text{CM}}^2; \quad V_{\text{CM}}: \text{Velocidad del centro de masa.}$$

$$E_{\text{potencial}} = m_{\text{brazo alimentador}} \cdot \ell_{\text{RBA}} \cdot \theta_{\text{choque}} \quad (\text{r donde se produce el choque})^2$$

θ_{choque} : Angulo máximo en el que actúa la aceleración de frenado debido al choque. Se considerará como el ángulo que produzca durante el choque, una deformación del rodamiento de regreso del brazo de 1.0 cm de arco de circunferencia, a una distancia r_{choque} .

$$\theta = (s/r) = (1.0 \text{ cm} / 25.15 \text{ cm}) = 0.03976 \text{ rad} (180^\circ / \pi \text{ rad}) = 7.157^\circ$$

Energía total antes del choque = Energía total después del choque.

$$1/2 m_{\text{ba}} V_{\text{APR}}^2 = 1/2 m_{\text{ba}} V_{\text{CM}}^2 + m_{\text{ba}} \ell_{\text{RBA}} \theta_{\text{choque}} r_{\text{choque}}^2 \quad \text{-----Ec (6)}$$

$$V_{\text{APR}} = 0.5038 \text{ m/seg (de sección 5-1-2)}$$

Cálculo de V_{CM} . - En la figura (5.9) se especifican las velocidades del brazo alimentador a prensa. Se conocen la magnitud, dirección y sentido de V_{APR} y la magnitud y sentido de V_{PCH} (Velocidad del punto de choque del brazo alimentador con la horma de arco).

Con ayuda de la dirección de ambas velocidades se encuentra el centro instantáneo de rotación y con este último se determina la dirección y sentido de la velocidad del centro de masa. Su magnitud se calcula de la siguiente manera:

$$V_{\text{CM}} = V_{\text{APR}} \times \text{distancia de CIP a C11} / \text{distancia de CIR a a} = V_{\text{APR}} \times \text{CIR CM} / \text{CIR e};$$

CIR : Centro instantáneo de rotación

CM : Centro de masa

Obteniendo gráficamente de la figura (5.9):

$$\overline{CIR CM} = 4 \text{ cm}$$

$$\overline{CIR q} = 25.4 \text{ cm}$$

$$V_{CM} = 0.5038 \text{ m/seg} \times 4 \text{ cm} / 25.4 \text{ cm} = 0.07934 \text{ m/seg.}$$

$$r_{\text{choque}} = \text{distancia de punto de choque a } q = 25.15 \text{ cm.}$$

De ecuación (6):

$$\begin{aligned} \delta_{RBA} = (V_{APR}^2 - V_{CM}^2) / 2 \theta_{\text{choque}} r_{\text{choque}}^2 &= [(0.5038 \text{ m/seg})^2 - (0.07934 \text{ m/seg})^2] / 2 \times \\ &\times (0.03976 \text{ rad}) (25.15/100 \text{ m})^2 = 49.21 \text{ rad/seg}^2 \end{aligned}$$

De ecuación (5):

$$F_{\text{oposición}} = (T_{RBA} + \delta_{RBA} I_{BA}) / (D - 11 \text{ cm}) = [4.71 \text{ N}\cdot\text{m} + (49.21 \text{ rad/seg}^2) (0.2498 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2)] / (33.875 - 11) / 100 \text{ m.}$$

$$F_{\text{oposición}} = 74.33 \text{ Nl}$$

De ecuación (4):

$$a_{APR} = (F_{APR} - F_{\text{oposición}}) / m_{APR} = (96.53 - 74.33 \text{ Nl}) / 4.9784 \text{ Kg} = 4.459 \text{ m/seg}^2$$

Determinando el tiempo necesario para recorrer una distancia de 1.31 m con la aceleración a_{APR} para ver si el tiempo está dentro de los límites establecidos:

$$t = \sqrt{2d / a_{APR}} = \sqrt{2(1.31) \text{ m} / 4.459 \text{ m/s}^2} = 0.7665 \text{ seg.}$$

Como se dispone de 2.6 seg para el regreso del cilindro alimentador, por lo tanto si sirve el cilindro de 2.5 cm de diámetro para el regreso del cilindro alimentador a prensa. Algún otro cilindro de menor diámetro también hubiera satisfecho estas necesidades, pero

como se mencionó anteriormente, el cilindro de 2.5 cm es el menor que existe en el mercado para carreras mayores a un metro.

-- FORMACION DE COPAS:

a) Cilindro de horma de arco superior (CHAS).

Con base en las medidas y numeración del plano de diseño preliminar (inciso 3-4).

$$m_{13} = [(\pi/4) (50^2 - 18^2) \times 2 \text{ cm}] \Delta_{\text{Alum.}} = (3418.05 \text{ cm}^3) 2.768 \text{ gr/cm}^3 = 9.461 \text{ Kg}$$

$$m_{17} = [(\pi \varnothing_{\text{barra}}^2/4) \times \text{Largo}] \Delta_{\text{Fe}};$$

$$L = 47.5 \text{ cm}$$

$$\varnothing_{\text{barra}} = 7/8" = 2.2225 \text{ cm} \text{ ----- Establecido}$$

$$\Delta_{\text{Fe}} = 7.833 \text{ gr/cm}^3$$

$$m_{17} = 1.4484 \text{ Kg (cada barra).}$$

Dimensiones de la trave según figura (5.10):

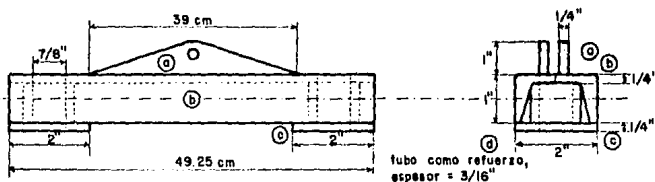


FIGURA (5.10).- Dimensiones para la trave de la horma de arco superior

$$m_{16} = [39 \text{ cm} (1" \times 2.54)/2] \times 1/4" \times 2.54 \times \Delta_{\text{Fe}} = 0.24636 \text{ Kg. (cada triángulo).}$$

$$m_{18b} = 2 \text{ ángulos de } 1" \times 1/4" = (22.2 \text{ gr/cm}^3) \times 2 \text{ ángulos} \times 49.25 \text{ cm} - [2 \text{ barrenos } 7/8" = \pi$$

$$(7/8" \times 2.54)^2 / 4 \times 1" / 4 \times 2.54 \times 7.86 \text{ gr/cm}^3 \times 2 \text{ barrenos}] = m_{18b} = 2.148 \text{ Kg.}$$

$$m_{18c} = 2" \times 2" \times 2.54^3 \times 1/4" \times 7.86 \text{ gr/cm}^3 - \text{barreno de } 7/8" = 0.108 \text{ Kg. (cada cuadro)}$$

$$m_{18d} = \pi [(7/8"/2 + 3/16")^2 - (7/8")^2 / 2] \times 2.54^3 \times (1" - 1/4") \times 7.86 \text{ gr/cm}^3 =$$

$$0.06046 \text{ Kg. (cada tubo)}$$

$$m_{18 \text{ tot}} = 2.978 \text{ Kg}$$

$$m_{19} = [nr^2 \tan(180^\circ/n) - \pi \phi_{\text{int}}^2 / 4 \times \text{grueso tuercas} \times \Delta_{\text{Acero}}$$

$$n: \# \text{ lados tuercas} = 6$$

$$r: \text{radio normal a cada una de las seis caras} = 1.615 \text{ cm.}$$

$$\phi_{\text{int}} = 7/8" = 2.222 \text{ cm}$$

$$\text{grueso tuercas} = 1.653 \text{ cm}$$

$$\Delta_{\text{Acero}} = 7.833 \text{ gr/cm}^3$$

$$m_{19} = 0.06698 \text{ Kg.}$$

$$m_{11} = [V_{\text{TORO radios a y b}} - V_{\text{TORO radios c y d}}] \Delta_{\text{Acero}}$$

$$m_{11} = (1/4) \pi^2 [(a+b)(b-a)^2 - (c+d)(d-c)^2] \Delta_{\text{Acero}}$$

$$a = 14 \text{ cm (radio exterior mayor)}$$

$$b = 14 \text{ cm} - (7/8" \times 2.54) - 2(1/8" \times 2.54) = 11.1425 \text{ cm (radio exterior menor)}$$

$$c = a - (1/8" \times 2.54) = 13.6825 \text{ cm (radio interior mayor)}$$

$$d = b + (1/8" \times 2.54) = 11.46 \text{ cm (radio interior menor)}$$

$$\Delta_{\text{Fe puro}} = 7.833 \text{ gr/cm}^3$$

$$m_{11} = 1.567 \text{ Kg.}$$

Fleza # 12: No se va a usar ya que es muy pesada y no imprescindible.

$$m_{10} = \text{Área superficie lateral} \times \text{espesor lámina} \times \Delta_{\text{Acero}}$$

$$m_{10} = \pi (a+b) \sqrt{r^2 + (b-a)^2} \times \text{espesor} \times \Delta_{\text{Acero}}$$

$a = 18.5$ cm (diámetro superior) espesor: Calibre 20 = 0.038 cm

$b = 23$ cm (diámetro inferior)

$h = 11.5$ cm (altura)

$$m_{10} = 0.4792 \text{ Kg.}$$

m_{22} Consta de la masa del vástago y el émbolo del cilindro de horma de oro superior.

$$m_{22} \text{ vástago} = [(carrera + longitud exterior sobrante vástago + longitud interior cilindro)$$

$$(\pi \varnothing_{\text{vástago}}^2) / 4] \Delta_{\text{Acero}}$$

$$m_{22} \text{ émbolo} = [(\pi \varnothing_{\text{cil}}^2) / 4 \times \text{grueso émbolo}] \Delta_{\text{Acero}}$$

Carrera = 19 cm.

Longitud exterior sobrante del vástago = 5 cm.

Longitud vástago interior cilindro = 1.6 $\varnothing_{\text{CILINDRO}}$

$\varnothing_{\text{vástago}} = 1.6$ cm -----(supuesto)

$\varnothing_{\text{CILINDRO}} = 2.5$ cm -----(supuesto)

$\Delta_{\text{Acero}} = 7.833 \text{ gr/cm}^3$

Grueso del émbolo = 0.3 cm

$$m_{22} \text{ vástago} = 0.441 \text{ Kg}$$

$$m_{22} \text{ émbolo} = 0.01153 \text{ Kg}$$

$$m_{22} \text{ TOTAL} = 0.4525 \text{ Kg.}$$

m_{HAS} : Masa total que mueve el cilindro de horma de oro superior.

$$m_{\text{HAS}} = m_{13} + 2m_{17} + 4m_{19} + m_{18} + m_{11} + m_{10} + m_{22} = 18.1 \text{ Kg.}$$

En la figura (5.11), las correderas que se ilustran no están sometidas a cargas normales por lo que el rozamiento es despreciable. La finalidad de éstas es como tope para ajustar la carrera del cilindro CHAS.

En la misma figura se ilustran todas las aceleraciones que influyen en el sistema, aunque no todas existen en forma simultánea. La fuerza F_{AFC} sólo existe en el reposo de CHAS.

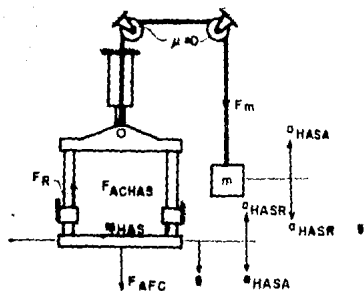


FIGURA (5-11).- Diagrama de fuerzas para el sistema de horma de arco superior.

AVANCE DE CHAS.

En el avance las aceleraciones existentes en el sistema son: a_{HASA} y gravedad.

a_{HASA} : Aceleración en el avance de la horma de arco superior.

Para el contrapeso: $\Sigma F_y = F_{mCONTRAPESO} - m g = m a_{HASA}$

$$F_{mCONT.} = m_{CONT.} (a_{HASA} + g)$$

Para la masa HAS:

$$\Sigma F_y = F_{mCONT.} - F_{HASA} - m_{HAS} g = m_{HAS} a_{HASA}$$

$$F_{HASA} = F_{mCONT.} + m_{HAS} (a_{HASA} - g) \text{-----Ec.(7)}$$

REPOSO DE CHAS.

Para el reposo la aceleración existente en el sistema es únicamente g .

F_{HASR} : Fuerza necesaria para el regreso de la horma de aro superior

F_{AFC} : Fuerza máxima que ejerce la horma de copa sobre la tela para deformarla.

$$F_{AFC} = 300 \text{ Nl.}$$

$$F_{mCONT.} = m_{contrapeso} g$$

Para la masa HAS

$$\Sigma F_y = F_{AFC} + F_{mCONT.} - F_{HASA} - m_{HAS} g = 0 \text{ -----Ec. (8)}$$

$$\text{De ecuación (4): } F_{HASA} = m_{CONT.} (a_{HASA} + g) + m_{HAS} (a_{HASA} - g) \text{ -----Ec. (9)}$$

$$\text{De ecuación (5): } 300 \text{ Nl.} + m_{CONT.} g - F_{HASA} - m_{HAS} g = 0 \text{ -----Ec. (10)}$$

Esta última ecuación va a servir para verificar si el cilindro CHAS produce una fuerza de avance suficiente para mantener a la horma HAS en su posición inferior al moverse el cilindro de copa y formar las copas. Esto es, si la suma de fuerzas descendientes en la horma HAS vencen a los 300 Nl. de F_{AFC} . Lo anterior se cumple cuando esta ecuación es mayor o igual a cero.

REGRESO DE CHAS:

En el regreso las aceleraciones existentes en el sistema son: a_{HASR} Y g .

Para el contrapeso:

$$\Sigma F_y = F_{mCONT.} (g - a_{HASR})$$

Para la masa HAS:

$$\Sigma F_y = F_{CHASR} + F_{mCONT.} - m_{HAS} g = m_{HAS} a_{HASR}$$

$$F_{CHASR} + m_{CONT.} (g - a_{HASR}) = m_{HAS} (g + a_{HASR}) \text{ -----Ec. (11)}$$

$$F_{REGRESO \text{ CILINDRO NEUMATICO}} / F_{AVANCE \text{ CILINDRO NEUMATICO}} = 0.66 \text{ -----Ec. (12)}$$

Esta relación entre las fuerzas de avance y regreso depende del diámetro del vástago que se utiliza. Su valor fue obtenido como promedio de algunos valores reales de cilindros FESTO.

Sustituyendo valores en ecuaciones (9) y (11).

$$F_{HASA} = m_{CONT.} (0.38 \text{ m/s}^2 + 9.806 \text{ m/s}^2) + 18.11 \text{ Kg} (0.38 \text{ m/s}^2 - 9.806 \text{ m/s}^2)$$

$$F_{HASR} + m_{CONT.} (9.806 \text{ m/s}^2 - 0.38 \text{ m/s}^2) = 18.11 \text{ Kg} (9.806 \text{ m/s}^2 + 0.38 \text{ m/s}^2)$$

$$F_{HASA} = 10.186 m_{CONT.} - 170.705 \text{ Nl} \text{ ----- Ec. (13)}$$

$$F_{HASR} = -9.426 m_{CONT.} + 184.47 \text{ Nl} \text{ ----- Ec. (14)}$$

Sustituyendo valores en ecuación (10).

$$300 \text{ Nl} + m_{CONT.} (9.806 \text{ m/s}^2) - F_{HASA} - 18.11 \text{ Kg} (9.806 \text{ m/s}^2) = 0$$

$$F_{HASA} = 9.806 \text{ m/s}^2 m_{CONT.} + 122.41 \text{ Nl} \text{ ----- Ec. (15)}$$

Si se resuelven estas ecuaciones directamente, no se pueda encontrar un sólo valor de F_{HASA} y F_{HASR} ya que se tienen cuatro ecuaciones (9, 10, 11 y 12) y tres incógnitas (F_{HASA} , F_{HASR} y $m_{CONT.}$), las cuales producen infinitas de soluciones. Para resolver este problema se utilizará un programa de computadora donde se seleccionará un valor de $m_{CONT.}$ y se sustituirá en las tres ecuaciones siguientes (13, 15 y 16) hasta que se encuentre una $m_{CONT.}$ que produzca una fuerza "mínima" en las tres ecuaciones.

$$F_{HASA} = 10.186 m_{CONT.} - 170.705 \text{ Nl} \text{ ----- Ec. (13)}$$

$$F_{HASA} = 9.806 m_{CONT.} + 122.41 \text{ Nl} \text{ ----- Ec. (15)}$$

De ecuaciones (12 y 14):

$$F_{HASA} = F_{HASR} / 0.66 = (184.47 - 9.426 m_{CONT.}) / 0.66$$

$$F_{HASA} = 279.5 - 14.28 m_{CONT.} \text{ ----- Ec. (16)}$$

m _{CONT} (kg)	EC.(13)	EC.(15)	EC.(16)
20	33.015	318.53	-6.1
15	-17.915	269.5	65.3
8	-89.217	200.86	165.26
5	-119.775	171.44	208.1
6	-109.59	181.25	193.82
6.5	-104.5	186.15	186.68
6.52	-104.29	186.35	186.39
6.521	-104.28	186.35	186.38
6.522	-104.27	186.36	186.36

$$m_{\text{CONT corregida}} = 6.522 \text{ Kg}$$

$$F_{\text{HASA}} = 186.36 \text{ Nl}$$

$$F_{\text{HASR}} = 122.99 \text{ Nl}$$

$$F_{\text{avance requerida}} = F_{\text{HASA}} \times \text{Fact. seg.}$$

$$F_{\text{regreso requerida}} = F_{\text{HASR}} \times \text{Fact. seg.}$$

$$\text{Factor seguridad} = 1.5$$

$$F_{\text{avance requerida}} = 279.54 \text{ Nl.}$$

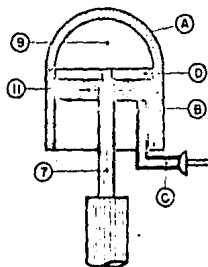
$$F_{\text{regreso requerida}} = 184.48 \text{ Nl.}$$

$$F_{\text{avance cilindro}} = P_{\text{SISTEMA}} A_{\text{CILINDRO}} = 5 \text{ bar} (\pi \varnothing_{\text{CIL}}^2) / 4 = 39.24 \text{ Nl/cm}^2 \times \varnothing_{\text{CIL}}^2$$

$$\varnothing_{\text{CIL}} = \sqrt{(F_{\text{avance cilindro}}) / 39.24} = \sqrt{279.54 / 39.24} = 2.669 \text{ cm}$$

Por lo tanto el cilindro a utilizar en el sistema de horma de aro superior es el inmediato superior comercial que es:

$$\varnothing_{\text{CILINDRO HAS}} = 3.5 \text{ cm}$$

b) CILINDRO DE HORMA DE COPA (CHC).

(según numeración del plano preliminar)

FIGURA (5.12).- Partes que componen al sistema de horma de copa .

$$m_7 \text{ vástago} = [(\text{carrera} + \text{long. vástago interior cilindro} + \text{long vástago exterior sobrante}) (\pi \varnothing_{\text{vást}}^2) / 4] \Delta_{\text{Acero}}$$

$$m_7 \text{ émbolo} = [(\pi \varnothing_{\text{cilindro}}^2) / 4 \times \text{grueso émbolo}] \Delta_{\text{Acero}}$$

Longitud vástago exterior sobrante = 14 cm.

Carrera = 18 cm

Longitud vástago interior cilindro = $1.6 \varnothing_{\text{cilindro}}$ ----- (Considerado así anteriormente) $\varnothing_{\text{vástago}} = 1.6 \text{ cm}$ (supuesto) $\varnothing_{\text{cilindro}} = 2.5 \text{ cm}$ (supuesto)

Grueso émbolo = 0.3 cm

 $\Delta_{\text{Acero}} = 7.833 \text{ gr/cm}^3$

$$m_7 \text{ vástago} = 0.56697 \text{ Kg.}$$

$$m_7 \text{ émbolo} = 0.011535 \text{ Kg.}$$

$$m_7 \text{ TOTAL} = 0.5785 \text{ Kg.}$$

$$m_{9A} = \{ [(V \text{ elipsoide radios: } r_1, r_2, \text{ y altura } h_A)/2]_{\text{ext}} - [(V \text{ elipsoide: } r_1, r_2, h_A)/2]_{\text{int}} + (V \text{ cilindro elíptico: } r_1, r_2, h_B)_{\text{ext}} - (V \text{ cilindro elíptico: } r_1, r_2, h_B)_{\text{int}} \} \Delta_{\text{Aluminio}}$$

$$m_{9(A+B)} = \{ 4/3 \pi [(r_1 r_2 h_A)_{\text{ext}} - (r_1 r_2 h_A)_{\text{int}}] / 2 + (r_1 r_2 h_B)_{\text{ext}} - (r_1 r_2 h_B)_{\text{int}} \} \Delta_{\text{Al}}$$

$$\begin{aligned} r_{1 \text{ ext}} &= 9.5 \text{ cm} & r_{1 \text{ int}} &= 8 \text{ cm} \\ r_{2 \text{ ext}} &= 8 \text{ cm} & r_{2 \text{ int}} &= 6.5 \text{ cm} \\ h_{A \text{ ext}} &= 5.4 \text{ cm} & h_{A \text{ int}} &= 3.9 \text{ cm} \\ h_{B \text{ ext}} &= h_{B \text{ int}} = 14.6 \text{ cm} & \Delta_{\text{Al}} &= 2.768 \text{ gr/cm}^3 \end{aligned}$$

$$m_{9(A+B)} = 4250.6 \text{ gr} = 4.2506 \text{ Kg}$$

$$m_{9D} = [2 (\text{radio} \times \text{ancho} \times \text{espesor})_{\text{barra larga}} + 2 ((\text{radio} - \text{intersección de la cruz}) \times \text{ancho} \times \text{espesor})_{\text{barra corte}}] \Delta_{\text{Aluminio}}$$

$$m_{9D} = 0.22006 \text{ Kg.}$$

$$m_{11} = [V_{\text{TORO radios: } a \text{ y } b} - V_{\text{TORO radios: } c \text{ y } d}] \Delta_{\text{Fe}} = 1/4 \pi^2 \times [(a + b)(d - a)^2 - (c + d)(d - c)^2] \Delta_{\text{Fe}}$$

$$\begin{aligned} a &= 6.25 \text{ cm} \\ b &= 6.25 - (7/8" \times 2.54) - 2(1/8" \times 2.54) = 3.3925 \text{ cm} \\ c &= a - (1/8" \times 2.54) = 5.9325 \text{ cm} \\ d &= b + (1/8" \times 2.54) = 3.71 \text{ cm} \\ \Delta_{\text{Fe}} &= 7.86 \text{ gr/cm}^3 \end{aligned}$$

$$m_{11} = 0.60324 \text{ Kg.}$$

m_c : Masa del tubo de 7/8", espesor de 1/8" y largo de 11 cm.

$$m_c = (\pi)/4 [\theta_{\text{ext}}^2 - (\theta_{\text{ext}} - 2 \text{ espesor})^2] \times \text{largo} \times \Delta_{\text{Fe}}$$

$$m_c = (\pi)/4 [(7/8")^2 - (7/8" - 2 \times 1/8")^2] \times 2.54 \times 11 \text{ cm} \times 7.86 \text{ gr/cm}^3 \text{ mc} = 0.1643 \text{ Kg.}$$

$$m_{\text{CHC TOTAL}} = m_1 + m_{9(A+B)} + m_{9D} + m_{11} + m_c = 5.8167 \text{ Kg}$$

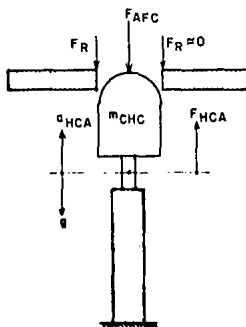


FIGURA (5.13).- Diagrama de fuerzas en el sistema de horma de copa.

Para el avance del cilindro de horma de copa (CHA).

$$\Sigma F_y = F_{HCA} - F_{AFC} - m_{CHC} g - F_R = m_{CHC} a_{HCA}$$

$$F_{HCA} = m_{CHC} (a_{HCA} + g) + F_{AFC}$$

$$F_{AFC} = 300 \text{ Nl.}$$

$$F_{HCA} = 5.8167 \text{ Kg} (0.04592 \text{ m/s}^2 + 9.806 \text{ m/s}^2) + 300 \text{ Nl} = 357.3 \text{ Nl.}$$

No interesa calcular el valor de la fuerza \$F_{HCP}\$ ya que aunque esta fuerza fuera cero, de todas formas descendería la horma de copa por su propio peso.

\$F_{CHCA}\$: fuerza que produce el cilindro de horma de copa en el avance.

$$F_{CHCA} = F_{HCA} \times \text{Factor seguridad} = (357.3 \text{ Nl}) (1.5) = 535.96 \text{ Nl.}$$

$$F_{CHCA} = P_{\text{SISTEMA}} A_{\text{CILINDRO}} = 39.24 \text{ Nl/cm}^3 \cdot \varnothing_{\text{CIL}}^2;$$

$$\varnothing_{\text{CIL}} = \sqrt{F_{CHCA} \text{ (Nl.)} / 39.24 \text{ (Nl/cm}^2\text{)}} = 3.692 \text{ cm}$$

Se utilizará para el sistema de horma de copa el cilindro comercial superior a esta medida que es de 4.0 cm.

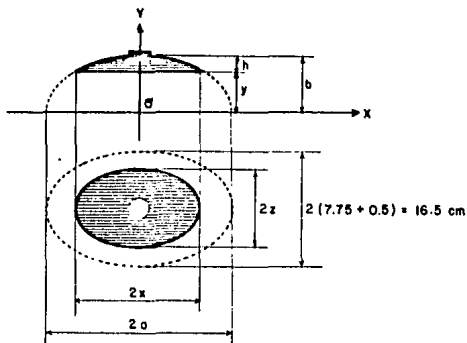
RECOLECTOR DE COPASa) COMPACTADOR DE COPAS (CC)

FIGURA (5.14).- Dimensiones del compactador de copas.

Para la figura anterior:

$$a = 9.5 \text{ cm} + \text{tolerancia} = 10 \text{ cm.}$$

$$b = 5.4 \text{ cm} \quad \text{de copa.}$$

"a y b son las dimensiones de la horma"

$$h = 4 \text{ cm (así se establece).}$$

$$x^2 / a^2 + y^2 / b^2 = 1 \quad (\text{ecuación de la elipse})$$

$$\text{Cálculo de la distancia } x: x^2 / 10^2 + y^2 / 5.4^2 = 1; x = \sqrt{(1 - y^2 / 5.4^2) \cdot 100}$$

$$\text{Para } y = 5.4 - 4 = 1.4 \text{ cm, } x = 9.658 \text{ cm.}$$

$$\text{Cálculo de la distancia } z \text{ mediante una regla de tres: } 2z / 16.5 \text{ cm} = 2x / 2a;$$

$$2z = 16.5 (2x) / 2a = 15.94 \text{ cm}$$

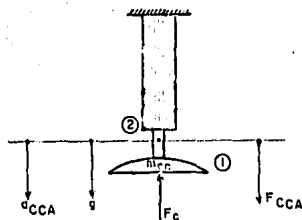


FIGURA (5.15).- Diagrama de fuerzas para el sistema compactador de copas

F_C : Fuerza suficiente para compactar las copas.

De experimentos prácticos: $F_C = (2 \text{ kgf})(9.806 \text{ m/s}^2) = 19.612 \text{ N}$.

F_{CCA} : Fuerza que ejerce el compactador de copas en el avance.

$$\Sigma F_y = F_C - F_{CCA} = m_{CC} a_{CCA}$$

$$F_{CCA} = F_C + m_{CC} (a_{CCA} - g) \text{ ----- Ec. (17)}$$

$$m_1 = [V_{\text{elipsolde}} / 2](\text{espesor lámina}) \Delta_{\text{aluminio}}$$

$$m_1 = [(4\pi) / 3 \times 2(Z)(X)(4 \text{ cm})(\text{exp. lám})] \Delta_{\text{aluminio}}$$

Suponiendo el espesor de la lámina como de 1/16":

$$m_1 = 283.44 \text{ gr}; m_2 = m_{\text{vástago}} + m_{\text{émbolo}}$$

$$m_2 = [(\text{carrera cil.} + \text{long. vást. int. cil} + \text{long. ext. vást. sobrante}) \times (\pi \varnothing_{\text{vást.}}^2) / 4 + (\pi \varnothing_{\text{cil}}^2) / 4 \times \text{grueso émbolo}] \Delta_{\text{acero}}$$

Suponiendo: $\varnothing_{\text{cilindro}} = 1.2 \text{ cm}$

$$\varnothing_{\text{vástago}} = 5/16" \times 2.54 = 0.7937 \text{ cm}$$

grosor em:colo = 0.3 cm

$$m_2 = [(25 \text{ cm} + (1.6 \times 1.2 \text{ cm}) + 2 \text{ cm}) \pi (0.7937 \text{ cm})^2 / 4 + \pi (1.2 \text{ cm})^2 / 4 \times 0.3] \times \Delta_{\text{acero}}$$

$$m_2 = 14.65 \text{ cm}^3 (7.833 \text{ gr/cm}^3) = 114.75 \text{ gr.}$$

$$m_{CC} = m_1 + m_2 = 398.19 \text{ gr}$$

$$\Sigma F_y = F_{CCR} - m_{CC} g = m_{CC} a_{CCR}$$

$$F_{CCR} = m_{CC} (a_{CCR} + g) \text{-----Ec (18)}$$

De ec (17) $F_{CCA} = 19.612 \text{ NI.} + (398.19/100 \text{ kg}) \times (0.08 - 9.806 \text{ m/s}^2) = 15.739 \text{ NI.}$

De ec (18) $F_{CCR} = (0.39819 \text{ kg}) (0.08 + 9.806 \text{ m/s}^2) =$

$$F_{CCP} = 3.936 \text{ NI}$$

F_{CCA} : Fuerza que efectúa el cilindro compactador de copas en el avance.

F_{CCR} : Fuerza que efectúa el cilindro compactador de copas en el regreso

$$F_{CCA} = P_{CC} A_{CCA} = 5 \text{ bar} (\pi \theta_{CIL}^2) / 4 = 39.24 \text{ NI/cm}^2 \theta_{CIL}^2$$

$$F_{CCR} = P_{CC} A_{CCR} = 39.24 \text{ NI/cm}^2 (\theta_{CIL}^2 - \theta_{VASTAGO}^2)$$

Para que esta última ecuación cuede en función de una sola variable sustituimos la relación de diámetros entre el cilindro y el vástago de los datos supuestos anteriormente.

$$\theta_{CIL}^2 / \theta_{VAST}^2 = (1.2 \text{ cm})^2 / (0.7937 \text{ cm})^2 = 2.286$$

$$F_{CCR} = 39.24 \theta_{CIL}^2 (1 - (1)/2.286) = 22.073 \theta_{CIL}^2$$

$$F_{CCA} = (F_{CCA}) / \text{Fact. Seg.} = 26.16 \theta_{CIL}^2$$

$$F_{CCP} = (F_{CCR}) / \text{fact. Seg.} = 14.717 \theta_{CIL}^2$$

$$\theta_{CIL}^2 = F_{CCA} / 26.16 = 15.739 \text{ NI} / 26.16 = 0.6016 \text{ cm}^2, \quad \theta_{CIL} = 0.7756 \text{ cm}$$

$$\theta_{CIL}^2 = F_{CCP} / 14.717 = 3.939 \text{ NI} / 14.717 = 0.2676 \text{ cm}^2, \quad \theta_{CIL} = 0.5172 \text{ cm}$$

Analizando los valores anteriores se observa que no es necesario un cilindro de 1.2 cm, pero esta medida es la mínima comercial para cilindros de más de 20 cm de carrera.

b) BANDA TRANSPORTADORA (BT)

T_{BTA} : Torque arranque banda transportadora.

$$T_{BTA} = T_{\text{copas amontonadas}} + F_{\text{4 rodillos de B.T.}} \cdot T_{\text{material de que está hecha la banda.}}$$

Los torques de flechas y engranes se consideran despreciables. Además se contrarrestan con el factor de seguridad.

Debido a que no se conoce ni se puede calcular cual va a ser la masa de las copas que haya sobre la banda transportadora, ni cual es la fuerza de oposición de las copas que bajan por el recolector se supondrán estos valores.

Exigiendo: $m_{CBT} = 10 \text{ kg.}$

$$F_{RRC} = 50 \text{ NL.}$$

m_{CBT} : Masa de las copas que se encuentran sobre la banda transportadora.

F_{RRC} : Fuerza resistiva del recolector de copas

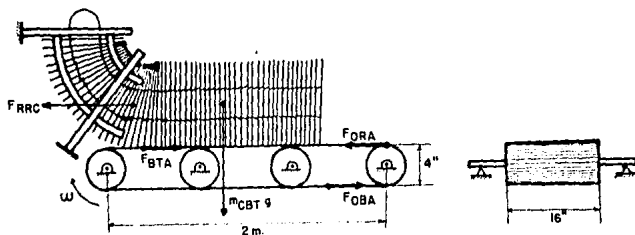


FIGURA (5.16).- Diagrama de fuerzas para la banda transportadora.

F_{BTA} : Fuerza que ejerce la banda transportadora en el arranque.

F_{OBA} : Fuerza de oposición de la banda en el arranque.

F_{ORA} : Fuerza de oposición de los rodillos en el arranque.

Para la figura anterior (arranque)

$$\Sigma F_x = F_{BTA} - F_{RRC} - F_{OBA} - F_{ORA} = m_{CBT} a_{BTA}$$

Para el paro del sistema

$$\Sigma F_x = F_{BTP} - F_{OBP} - F_{ORP} = m_{CBT} a_{BTP}$$

$$F_{BTA} = F_{RRC} + F_{OBA} + F_{ORA} + m_{CBT} a_{BTA}$$

$$F_{BTP} = F_{OBP} + F_{ORP} + m_{CBT} a_{BTP}$$

$$F_{BTA} = 100 \text{ Nt} + a_{BTA} (m_{BT} + m_{\text{rodillos}} + m_{CBT})$$

$$F_{BTP} = a_{BTP} (m_{BT} + m_{\text{rodillos}} + m_{CBT})$$

De la figura (5.16):

$$\text{Largo banda} = \pi \varnothing_{\text{rodillo}} + 2(2 \text{ m}) = \pi(41 \times 2.54) + 2(200 \text{ cm}) = 431.92 \text{ cm}$$

$$m_{\text{rodillos}} = 18 \text{ lb c/u (de catálogo de ingeniería Dodge).}$$

$$\text{Grueso banda} = 3/16''$$

$$\text{Ancho banda} = 16''$$

$$a_{\text{hule}} = 1.506 \text{ gr/cm}^3$$

$$m_{\text{banda}} = (\text{Largo} \times \text{grueso} \times \text{ancho}) \text{ banda } a_{\text{hule}} = 12.589 \text{ Kg.}$$

$$m_{4 \text{ rodillos}} = 4 \times 18 \text{ lb} \times 0.453 \text{ Kg/lb} = 32.66 \text{ Kg.}$$

$$F_{BTA} = 50 \text{ Nt} + 0.005 \text{ m/s}^2 (12.589 \text{ Kg} + 32.66 \text{ Kg} + 10 \text{ Kg}) = 50.27 \text{ Nt.}$$

$$F_{BTP} = 0.0125 \text{ m/s}^2 (12.589 \text{ Kg} + 32.66 \text{ Kg} + 10 \text{ Kg}) = 0.69 \text{ Nt.}$$

En el resultado de las ecuaciones anteriores, se observa que el efecto de la masa no afecta casi nada a la fuerza necesaria para arrancar o parar a la banda transportadora.

$$T_{BTA} = F_{BTA} r_{RBT} = (50.27 \text{ NL}) 4\frac{1}{2} \times 2.54 = 255.37 \text{ NL-cm}$$

$$T_{BTA} = 2.5537 \text{ NL-m}$$

$$T_{BTP} = 0.03505 \text{ NL-m}$$

(5-2-2) POTENCIA.

En este inciso se va a calcular el motor, el freno y las catenas que se necesitan para los sistemas de base de mando que son:

$$\text{--Roñado de tela: } T_{RTA} = 0.6716 \text{ NL-m;}$$

$$W_{RT} = 2.765 \text{ rad/seg}$$

$$\text{--Alimentación a corte: } T_{MYEA} = 1.994 \text{ NL-m;}$$

$$W_{AC} = 0.7854 \text{ rad/seg}$$

$$\text{--Banda Transportadora (*) } T_{BTA} = 3.4449 \text{ NL-m;}$$

$$W_{BT} = 0.9842 \text{ rad/seg}$$

Cálculo del torque producido por las flechas del sistema con base de mando. - Como se dijo en el inciso (5-2-1), en la parte referente al roñado de tela, el torque producido por la flecha R (en base a la nomenclatura de la figura 4.1) es mínima, ya que la velocidad que maneja es muy pequeña. Lo mismo sucede con la flecha AC y la flecha 3 por la misma razón.

A continuación se realizará el cálculo del torque producido en el arranque y paro de las flechas W, y como comprobación de que su valor es reducido, también de la flecha R. Se seleccionó como comprobación a la flecha R ya que es la de mayor velocidad y diámetro entre las flechas R, AC y 3.

(*) NOTA. - Este torque de la banda transportadora está calculado a la entrada de movimiento del tornillo sin fin, y es mayor al torque TBT calculado con el inciso anterior, ya que en el sin fin se presenta una pérdida de potencia debida a la fricción que es del 34.9 %.

-Flecha 1: $\theta_{F1} = 3/4$ ----- (del inciso 5-3)

Largo $F_1 = 58$ cm ----- (de planos finales)

Torque F_1 arranque = $\dot{\theta}_{F1}$ arranque I_o ;

$$\dot{\theta}_{F1} \text{ arranque} = (W_{F1} \text{ final} - W_{F1} \text{ inicial}) / t \text{ arranque} = (3.054 \text{ rad/seg} - 0) / 1 \text{ seg} = 3.054 \text{ rad/seg}^2$$

$$\dot{\theta}_{F1} \text{ paro} = (W_{F1} \text{ final} - W_{F1} \text{ inicial}) / t \text{ paro} = (0 - 3.054 \text{ rad/seg}^2) / 0.4 \text{ seg} = 7.635 \text{ rad/seg}^2$$

$$I_o \text{ flecha} = (m_{\text{flecha}}^2) / 8; \quad m_{\text{flecha}} = \pi \theta_{\text{flecha}}^2 / 4 \times \text{largo flecha} \times \Delta_{\text{ACERO}}$$

$$I_o F = \pi \theta_F^2 / 32 \times L_F \times \Delta_{\text{ACERO}}$$

$$I_o F_1 = \pi (3/4)^2 / 32 \times 58 \text{ cm} \times (7.833 \text{ gr/cm}^3) = 587.4 \text{ gr-cm}^2 = 5.874 \times 10^{-5} \text{ kg-m}^2$$

$$T_{F1} \text{ arranque} = (3.054 \text{ rad/seg}^2)(5.874 \times 10^{-5} \text{ kg-m}^2) = 0.0001794 \text{ Nl-m}$$

$$T_{F1} \text{ paro} = (7.635 \text{ rad/seg}^2)(5.874 \times 10^{-5} \text{ kg-m}^2) = 0.0004485 \text{ Nl-m}$$

-Flecha 2: $\theta_{F2} = 3/4 = 1.87$ cm ----- (del inciso 5-3)

Largo $F_2 = 377$ cm ----- (del inciso 5-3)

Torque $F_2 = \dot{\theta}_{F2} I_o$

$$\dot{\theta}_{F2} = \dot{\theta}_{F1}$$

$$I_o F_2 = (\pi \theta_F^4) / 32 \times L_F \times \Delta_{\text{ACERO}} = \pi (1.87 \text{ cm})^4 / 32 \times (377 \text{ cm}) \times (7.833 \text{ gr/cm}^3) = 3545.16 \text{ gr-cm}^2 = 3.545 \times 10^{-4} \text{ kg-cm}$$

$$T_{F2} \text{ arranque} = (3.054 \text{ rad/seg}^2)(3.545 \times 10^{-4}) = 0.001083 \text{ Nl-m}$$

$$T_{F2} \text{ paro} = (7.635 \text{ rad/seg}^2)(3.545 \times 10^{-4} \text{ kg-m}^2) = 0.002707 \text{ Nl-m}$$

-Flecha R: $\theta_{FR} = 1 = 2.54$ cm ----- (del inciso 5-3)

$L_{FR} = 61$ cm ----- (del inciso 5-3)

$$T_{FR} = \dot{\theta}_{FR} I_o FR$$

$$I_{o_{FR}} = \pi \cdot 0_{FR}^4 / 32 \times L_{FR} \times \Delta_{ACERO} = \pi (2.54 \text{ cm})^4 / 32 \times (61 \text{ cm}) (7.833 \text{ gr/cm}^3) = 1952.5 \text{ gr-cm}^2$$

$$I_{o_{FR}} = 1.9525 \times 10^{-4} \text{ Kg-m}^2$$

$$\Delta_{FR \text{ arranque}} = 2.764 \text{ rad/seg}^2$$

$$\Delta_{FR \text{ paro}} = 6.91 \text{ rad/seg}^2$$

$$T_{FR \text{ arranque}} = (2.764 \text{ rad/seg}^2)(1.9525 \times 10^{-4} \text{ Kg-m}^2) = 0.0005396 \text{ NI-m}$$

$$T_{FR \text{ paro}} = (6.91 \text{ rad/seg}^2)(1.9525 \times 10^{-4} \text{ Kg-m}^2) = 0.001349 \text{ NI-m}$$

RESUMEN DE FLECHAS:

$$\text{-F1: } T_{F1 \text{ arranque}} = 0.0001794 \quad \text{NI-m}$$

$$T_{F1 \text{ paro}} = 0.0004465 \quad \text{NI-m}$$

$$\text{-F2: } T_{F2 \text{ arranque}} = 0.001085 \quad \text{NI-m}$$

$$T_{F2 \text{ paro}} = 0.002707 \quad \text{NI-m}$$

$$\text{-FR: } T_{FR \text{ arranque}} = 0.0005396 \quad \text{NI-m}$$

$$T_{FR \text{ paro}} = 0.001349 \quad \text{NI-m}$$

De estos resultados se observa que los torques producidos por las flechas son sumamente pequeños, por lo que no tiene sentido considerarlos para el cálculo del motor y del freno.

- CALCULO DEL MOTOR:

Para cualquier sistema mecánico, la potencia necesaria para arrancar el sistema es mayor a la potencia necesaria para mantener el sistema a la velocidad de trabajo. Por esto, se considerará como potencia crítica requerida a la que se produzca para un par de arranque con velocidad normal de trabajo.

$$P = TW$$

$$P_{RTA} = 1.8563 \text{ NI-m/seg} = 0.00248 \text{ HP}$$

$$P_{MYEA} = 1.563 \text{ NI-m/seg} = 0.002096 \text{ HP}$$

$$P_{BTA} = 0.339 \text{ Nl-m/seg} = (0.0004547 \text{ HP}) / \text{TOT. POTENCIA} = 0.005039 \text{ HP}$$

$$P_{REAL} = P \times \text{Fact. Seg} = (0.005039 \text{ HP}) (7) = 0.03527 \text{ HP} = 1/28.35 \text{ HP}$$

En este factor de seguridad está incluido el rozamiento de engranes, chumaceras y demás piezas del sistema.

Debido a que se va a utilizar un reductor de velocidad de sin fin y corona tipo horizontal, se debe considerar la pérdida de potencia por efecto de los engranajes del reductor. Según catálogo de reductores FRAN, la pérdida de potencia en este tipo de reductores para una potencia de entrada menor a 1 HP es de un 30%. Como la potencia que se requiere para la salida del reductor es de 0.03527 HP, no existe reductor alguno para esta potencia tan pequeña. Lo que se va a hacer es utilizar una pérdida de potencia mayor a 30% para contrarrestar el efecto del torque necesario para mover todas las piezas del interior del reductor. La pérdida de potencia se establece como 50%.

HP a la entrada del reductor = HP del motor = 1.5 (HP salida del reductor).

$$\text{HP motor} = 1.5 (0.03527) = 0.0529 \text{ HP} = 1/18.9$$

"Se selecciona un motor de 1/16 HP".

-CALCULO DEL FRENO DEL MOTOR:

Se va a utilizar un freno de disco plano como el de la figura (4.3). Este sistema de frenado es suficiente para las necesidades de la prensa ya que la potencia a frenar no es mucha y el sistema propuesto es de doble disco de frenado que produce el doble de fuerza.

Para freno de doble disco plano.

$$T_F = 2 F \mu (D^3 - d^3) / 3 (D^2 - d^2); \quad F_F: \text{ Fuerza axial aplicada sobre los discos planos.}$$

μ : Coeficiente de fricción.

D : Diámetro exterior de la superficie de contacto del disco plano.

d : Diámetro interior de la superficie de contacto del disco

plano.

 T_F : Torque de frenado.

Seleccionando $D/d = 1.4$ de manera que la franja de contacto sea delgada para que la fuerza aplicada "F" sea pequeña. (Esto se debe a que para un mismo tamaño de disco "D", cuando "d" es pequeña, la fuerza aplicada "F" actúa más cerca del centro del disco que si "d" fuera lo más cercana a "D". De esta manera el actuar "F" lejos del centro, produce un torque "T" mayor). Si se utiliza una capa de fieltro entre los discos del freno:

$$\mu = 0.22$$

$$T_F = 2 F_f (0.22) [D^3 - (D/1.4)^3] / [3 D^2 - (D/1.4)^2] = 0.19032 F_f D \text{ -----Ec. (19)}$$

Cálculo del torque de frenado:

-Rociado de tela:	$T_{RTP} = 1.679 \text{ Nt-m;}$	$W_{RT} = 2.764 \text{ rad/seg}$
-Alimentación a corte:	$T_{BYEP} = 1.7728 \text{ Nt-m;}$	$W_{AC} = 0.7854 \text{ rad/seg}$
-Banda transportadora:	$T_{BTP} = 0.04728 \text{ Nt-m;}$	$W_{BT} = 0.09842 \text{ rad/seg}$

$$P_{RT} = T W = 0.00622 \text{ HP}$$

$$P_{AC} = 0.001864 \text{ HP}$$

$$P_{BT} = 0.0000624 \text{ HP}$$

$$\text{TOT. HP} = 0.00809 \text{ HP}$$

$$T_F = P_{TOT} / W_{MOTOR} = (0.00809 \text{ HP} / 1750 \text{ RPM}) \times (726.1524 \text{ Kg-f-m/HP/RPM}) \\ = 0.003356 \text{ Kg-f-m} = 0.03292 \text{ Nt-m}$$

$$T_{F \text{ corregido}} = T_F \times \text{Fact. seguridad} \times \text{Fact. de pérdida de potencia en el reductor:}$$

$$T_F \text{ corregido} = (0.03292 \text{ Nt-m}) (7) (1.5) = 0.345 \text{ Nt-m}$$

Sustituyendo en ecuación (19):

$$34.5 \text{ Nt-cm} = 0.19032 F_f D; \quad D = 181.62 / (F_f \text{ Nt}) \text{ (cm)} \text{-----Ec (20)}$$

$$F_{\text{avance cilindro de freno}} = P_{\text{sistema}} A_{\text{cilindro}} = 39.24 \text{ Nt/cm}^2 \theta_{\text{cil}}^2$$

$$F_{\text{regreso cilindro de freno}} = 39.24 \text{ Nt/cm}^2 (\theta_{\text{cil}}^2 - \theta_{\text{vást.}}^2)$$

$$\text{Aproximadamente: } \theta_{\text{vást.}} / \theta_{\text{cil.}} = 0.66$$

$$F_{\text{regreso}} = 22.147 \text{ Nt/cm}^2 \theta_{\text{cil}}^2$$

De acuerdo a la figura (4.3), el cilindro CH_9 ejerce una fuerza de avance que libera al freno del motor. La fuerza de frenado la realiza el resorte más la fuerza de regreso del cilindro. Como la fuerza del resorte es justamente la fuerza de avance del cilindro CH_9 ; por lo tanto la fuerza total de frenado es la suma de la fuerza de avance más la fuerza de regreso de dicho cilindro.

Considerando la distancia de la articulación superior al centro del freno de disco igual a la distancia de éste centro al cilindro CH_9 :

$$F_{\text{TOT. cilindro } CH_9} = (F_{\text{frenado}}) / 2$$

$$F_{\text{frenado}} = 2 (F_{\text{avance}} + F_{\text{regreso}}) = 2 (39.24 \theta_{\text{cil}}^2 + 22.147 \theta_{\text{cil}}^2)$$

$$F_{\text{frenado}} = 122.774 \theta_{\text{cil}}^2 \text{ (Nt)}$$

$$\text{Sustituyendo en ecuación (20): } D = 181.62 / 122.774 \theta_{\text{cil}}^2 = 1.479 / \theta_{\text{cil}}^2$$

ØCIL (cm)	D (cm)
2.5	0.2367
1.6	0.5778
1.2	1.0273
0.6	4.109

Se selecciona el cilindro de 0.6 cm de diámetro que requiere un freno de disco de:

$$D = 4.109 \text{ cm}$$

$$d = 2.935 \text{ cm}$$

CALCULO DE CATARINAS - Del inciso (4-2), (5-2-2) y figura (4.1)

- Para flecha de velocidad W_R :

$$(\theta_{p2})/\theta_{p1} = 1.596 \approx \# \text{dientes } p2 / \# \text{dientes } p1 = 24 / 15$$

$$W_R = 2.764 \text{ rad/seg} \times 60/2\pi = 26.394 \text{ RPM}$$

P_{RT} - Considerar la potencia mayor que es la de paro del motor.

$$P_{RTP} = 0.00622 \text{ HP}$$

$$P_{RT \text{ corregido}} = P_{RTP} \times \text{Fact. seguridad} \times \text{Fact. servicio}$$

$$P_{RT \text{ corregido}} = (0.00622 \text{ HP})(4)(1.6) = 0.03981 \text{ HP}$$

Para 26 394 RPM, una cadena ANSI 25^(6*) de rodillos de un solo cordón resiste una potencia de 0.07056 HP (según tabla 15-7 Diseño en Ingeniería Mecánica. Shigley).

Multiplicando esta potencia por el factor de corrección K_t (según tabla 15-8. Diseño en Ing. Mec. Shigley. Para catarina impulsora de 15 dientes; $K_t = 0.85$):

$$\text{Potencia corregida para ANSI 25 y 15 dientes} = (0.07055 \text{ HP})(0.85) = 0.05997 \text{ HP.}$$

De este resultado se observa que esta cadena soporta una potencia mayor a la requerida, por lo que si es aplicable. Se podría haber utilizado una catarina de menos dientes ya que ésta resiste potencia de sobra, pero no es posible ya que la menor combinación entre catarinas que produce la relación de velocidades deseada es la de 15 y 24 dientes.

- Para flecha de velocidad W_{AC} :

$$p3 / p4 = 3.889 (\# \text{dientes } p3 / \# \text{dientes } p4) = 39.10$$

(5*)NOTA. - La cadena ANSI 25 es la más chica en el mercado.

$$W_{AC} = 0.7854 \text{ rad/seg} = 7.5 \text{ RPM}$$

$$P_{AC} = 0.002096 \text{ HP}$$

$$P_{AC \text{ corregida}} = P_{AC} \times \text{Fac. serv.} \times \text{Fac. seg.} = (0.002096 \text{ HP})(1.6)(4) = P_{AC \text{ corregida}} \\ = 0.01341 \text{ HP}$$

Para catarina impulsora de 10 dientes; $K_T = 0.44$

$$P_{\text{corregida para ANSI 25 y 10 dientes}} = (0.0673 \text{ HP})(0.44) = 0.0296 \text{ HP}$$

Para este segundo caso también sirve la cadena ANSI 25

(5-3) ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y RESISTENCIA DE MATERIALES:

Con los resultados obtenidos en los incisos anteriores de este capítulo, ya se pueden realizar los cálculos de esfuerzos y resistencia de materiales. No todas las piezas se van a analizar, sino únicamente las que trabajan bajo condiciones críticas. Esto se debe a que la mayoría de las piezas que se utilizan, funcionan para trabajo ligero y en ningún momento pueden causar problemas al buen funcionamiento de la máquina

Las piezas a analizar serán:

- Todas las flechas de transmisión de movimiento.
- Yugo escocés.
- Vástago de algunos cilindros neumáticos: Alimentador a prensa, corte de tela y horma de aro superior.
- Selección del material para la guillotina y mesa de corte.
- Brazo del alimentador a prensa
- Engranajes.

-ANÁLISIS DE FLECHAS DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO

Para el análisis de esfuerzos en flechas de transmisión no se deben utilizar fórmulas generales para barras sólidas, ya que éstas son un tanto ideales al no considerar aspectos como temperatura, factor de servicio, concentración de esfuerzos, confiabilidad, variación de esfuerzos permisibles máximos debido a factores de tamaño y superficie, alternación en la posición en que actúa la flexión y torsión en la flecha, etc.

El procedimiento que debe utilizarse es a partir de fórmulas desarrolladas que incluyen el efecto de flexión alternante, considerando un valor corregido de límites de fatiga en el que se incluyan todos los factores reales que puedan reducir la resistencia de la pieza.

Para flexión alternante y torsión continua (Enfoque de Soderberg, Diseño en Ing. Mecánica, Shigley).

$$d = \{ 32 n / \pi [(T/S_y)^2 + (M/S_e)^2]^{1/2} \}^{1/3}$$

d : Diámetro de flecha

n : Factor de seguridad

S_y : Límite de resistencia a la fluencia.

S_e : Límite de fatiga corregido.

T : Momento torsionante en sección crítica.

M : Momento flexionante en sección crítica.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_y$$

- K: factores de:
- a - superficie
 - b - tamaño
 - c - confiabilidad
 - d - temperatura
 - e - modificaciones por concentración de esfuerzos
 - f - efectos diversos

VALOR DE "K" PARA LOS EJES DE TRANSMISION DE LA PRENSA COPERA:

- Flechas de cold rolled: De acero AISI 1020:

S_{UT} : Resistencia a la tensión = 75 lb/in²

$S_y = 63.7$ lb/in²

Dado S_{UT} , $K_a = 0.7875$

- Diametro de flechas (cm):

ϕ (cm)	K_b
$\phi \leq 0.76$	1
0.76 $\leq \phi \leq 5$	0.85
$\phi \geq 5$	0.75

Considerando que las flechas tengan medidas entre 0.76 y 5 cm; $K_b = 0.85$

- Confiabilidad.- Para un diseño con una confiabilidad del 99.99%; $K_c = 0.702$
- Temperatura.- Para una temperatura de funcionamiento menor a 70°C; $K_d = 1$
- Concentración de esfuerzos.- Para flechas con cuña; $K_e = 0.8$
- Efectos diversos.- En general se toma como $K_f \approx 0.7$

Para los ejes de transmisión de la prensa copera:

$$S_e = (0.7878)(0.85)(0.702)(1)(0.8)(0.7)(63.7 \text{ Klb/in}^2) = 16.7535 \text{ Klb/in}^2$$

Con base en las notaciones de la figura (4.1)

Flecha de transmisión W_1 (Flecha # 1). - Calculada para el arranque del motor.

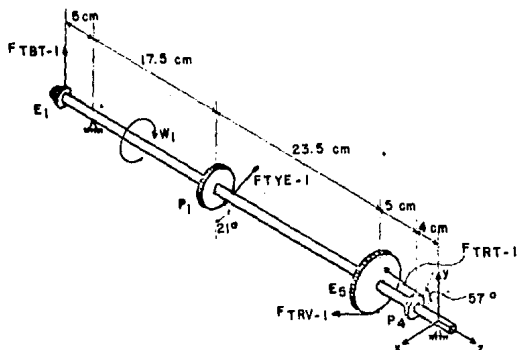


FIGURA (5.17).- Diagrama de fuerzas de la flecha de transmisión W_1 .

F_{TYE1} : Fuerza tangencial al yugo escotado para la flecha # 1

F_{TRT1} : Fuerza tangencial al rociado de tela para la flecha # 1

F_{TRV1} : Fuerza tangencial al reductor de velocidad para la flecha # 1

F_{TBT1} : Fuerza tangencial a la banda transportadora para la flecha # 1

$$T_{RA} = 0.6716 \text{ NL}$$

$$T_{RP} = 1.679 \text{ NL}$$

$$T_{MEA} = 1.994 \text{ NL}$$

$$T_{HYEP} = 1.7728 \text{ NL}$$

$$T_{BTA} = 2.5537 \text{ NL} + 94.8\% (7^*) = 4.975 \text{ NL}$$

$$T_{BTP} = 0.03505 \text{ NL} + 94.8\% = 0.06828 \text{ NL}$$

(7*) NOTA.- Pérdida de potencia en el sin fin.

$$W_1 = 3.054 \text{ rad/seg} \times (60/2\pi) = 59.16 \text{ RPM}$$

$$F_{TYE_1} = (T_{MYEA} / r_{\text{catalina } p_1}) = (1.994 \text{ Nt-m} / 1.01 \text{ cm}) \times (100 \text{ cm} / 1 \text{ m}) = 197.42 \text{ Nt}$$

$r_{\text{catalina}} = (\# \text{dientes}) \times (\text{paso}) / 2\pi$; el número de dientes y el paso se obtienen del cálculo de catarinas en el inciso (5-2-2).

$$F_{TRV_1} = (T_{\text{Total sistema con base de mando}} / r_{\text{catalina } E_5}^{(8*)}) = (0.6716 + 1.994 + 4.975) \times 100 \text{ Nt-cm} / 3.032 \text{ cm}$$

$$F_{TRV_1} = 252 \text{ Nt}$$

$$F_{TRT_1} = (T_{RA} / r_{\text{catalina } p_4}) = (0.6716 \text{ Nt-m} \times 100 \text{ cm} / 1.01 \text{ cm}) = 66.49 \text{ Nt}$$

$$F_{TBT_1} = (T_{BTA}^{(9*)} / r_{\text{paso } E_1}) = (4.975 \times 100 \text{ Nt-cm} \text{ dw} / 2 = 1.386 \text{ cm} / 2) = 717.89 \text{ Nt}$$

Ahora se procederá a calcular el momento flexionante máximo producido en la flecha para las fuerzas dadas. Para esto se utilizará un programa de computadora que se elaboró exclusivamente para este fin, basado en el cálculo de momentos flexionantes por diagrama de fuerzas y momentos. (La codificación y diagrama se encuentran en el apéndice # 3).

# PUNTO	1	2	3	4	5	6
Fuerza (Nt)	+717.89	0	+197.42	-252	+66.49	0
Angulo de acción	0°	0°	291°	270°	57°	0°
Distancia del origen (cm)	-55	-50	-32.5	-9	-4	0

$$M_{\text{máx}} = 3589.45 \text{ Nt-cm (en el punto # 2)}$$

(8*) NOTA.- La catarina E_5 debe ser del mismo tamaño que la catarina de la salida del reductor de velocidad. Se supone su tamaño de 30 dientes.

(9*) NOTA.- Considerando pérdida de potencia por fricción en el sin fin.

T en punto # 2 = $T_{BTA} = 4.805 \text{ NI-m} = 480.5 \text{ NI-cm}$

$S_e = 16.735 \text{ Kib/in}^2 \times (1 \text{ Kg}/2.2046 \text{ lb}) \times (1 \text{ in}^2/2.54 \text{ cm}) = 1177.9 \text{ gr/cm} = 11,550.48 \text{ NI/cm}^2$

$S_y = 63.7 \text{ Kib/in}^2 = 4478.6 \text{ Kg/cm}^2 = 43,917.15 \text{ NI/cm}^2$

Para un factor de seguridad: $n = 4$: $\emptyset \text{ flecha}_1 = 2.33 \text{ cm}$.

$n = 2$: $\emptyset \text{ flecha}_2 = 1.85 \text{ cm} \approx 3/4"$

Realizando el cálculo del diámetro de la flecha # 1 para el paro del motor.

# PUNTO	1	2	3	4	5	6
Fuerza (NI)	-9.653	0	-175.52	+116.09	-166.24	0
Angulo de acción	0°	0°	111°	50°	237°	0°
Distancia del origen (cm)	-55	-50	-32.5	-9	-4	0

$M_{\text{máx}} = 1569.18 \text{ NI-cm}$ en el punto #3

T en el punto 3 = $T_{BYEP} + P_{BTP} = 183.876 \text{ NI-cm}$

Para un factor de seguridad $n = 2$; $\emptyset \text{ flecha} \# 1 = 1.4 \text{ cm}$

Entonces: Flecha # 1 debe tener un diámetro de 3/4"

- Flecha de transmisión WAC (flecha # 2). - Calculada para el arranque del motor.

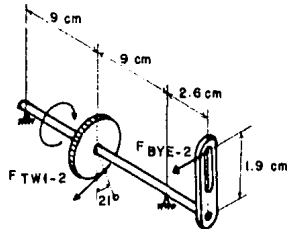


FIGURA (5.18).- Diagrama de fuerzas de la flecha de transmisión WAC.

F_{TW-1} : Fuerza tangencial a la flecha W1 para la flecha # 2

F_{MYE-2} : Fuerza tangencial al brazo del yugo escocés para flecha # 2

$F_{TW-1} = (T_{MYEA} / r_{catarina p3}) = (1.994 \times 100 \text{ Nl} / 1.9414 \text{ cm.}) = 50.59 \text{ Nl}$

$F_{MYE} = T_{MYEA} / 19 \text{ cm} = 10.49 \text{ Nl.}$

# PUNTO	1	2	3	4
Fuerza (Nl)	0	-50.59	0	+10.49
Angulo de acción	0°	291°	0°	90°
Distancia del origen (cm)	-18	-9	0	2.6

$M_{\text{máximo}} = 214.98 \text{ Nl-cm}$ (en el punto # 2)

$T_{MTEA} = 199.4 \text{ Nl-cm}$

Para un factor de seguridad de $n = 2$; $\phi_{\text{flecha } \# 2} = 0.73 \text{ cm} \approx 5/16''$

Debido a que T_{MYEP} es menor a T_{MYEA} , la flecha # 2 necesaria para el paro sería menor a la del arranque.

-Flecha de transmisión W2 (flecha # 3) - Calculado para el arranque del motor: (Medidas según planos finales).

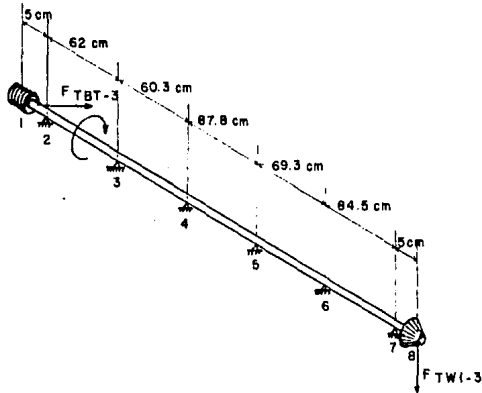


FIGURA (5.19).- Diagrama de fuerzas de la flecha de transmisión W2.

F_{TBT-3} : Fuerza tangencial a la banda transportadora para la flecha # 3.

F_{TWI-3} : Fuerza tangencial a la flecha W_1 para la flecha # 3.

$$F_{TBT-3} = (T_{BTA}^{(10^*)}) / r_{\text{paso}} \sin(\text{fin}) = 4.975 \text{ NI-m} \times (100 \text{ cm} / 1 \text{ m}) / (1.386 \text{ cm} / 2) = 717.9 \text{ NL}$$

$$F_{TWI-3} = F_{TBT-1} = 717.89 \text{ NL}$$

• PUNTO	1	2	7	8
Fuerza (Nt)	+717.89	0	0	-717.89
Angulo de acción	270°	0°	0°	0°
Distancia del origen (cm)	-15	-10	0	+5

(10*)NOTA.- Considerando pérdida de potencia por fricción en el sin fin.

Para esta flecha se tomarán 4 de los 8 puntos (puntos 1,2,7,8 según fig. 5.19), ya que en la longitud total localizada entre las 6 chumaceras no existe momentos flexionantes. Como no importa la distancia entre la chumacera 2 y 7 se considerará como de 10 cm sólo para poder utilizar el programa de momento máximo.

$$M_{\text{máx}} = 3589.45 \text{ NI-cm en el punto } \# 2$$

$$T \text{ en el punto } \# 2 = T_{\text{BTA}} (11^\circ) = 4975 \text{ NI-cm} = 4975 \text{ NI-cm}$$

$$\text{Para un factor de seguridad; } n = 2: \theta_{\text{flecha2}} = 1.889 \text{ cm} \approx 3/4''$$

-Flecha de transmisión W3 (flecha # 4). - Calculado para el arranque del motor: (Medidas según planos finales).

$F_{\text{TW3-4}}$: Fuerza tangencial a la flecha W3 para la flecha # 4.

$F_{\text{TBT-4}}$: Fuerza tangencial a la banda transportadora para la flecha # 4.

$$F_{\text{TW3-4}} = (T_{\text{BTA}} (12^\circ) / \text{Paso corona}) = 2.5537 \text{ NI-m} \times (100 \text{ cm} / 1 \text{ m}) / (3.88 \text{ cm} / 2) = 131.61 \text{ NI}$$

$$F_{\text{TBT-4}} = (T_{\text{BTA}} (12^\circ) / r_{\text{rodillo}}) = (2.5537 \times 100 \text{ NI-cm} / 2) \times 2.54 \text{ cm} = 50.27 \text{ NI}$$

# PUNTO	1	2	3	4
Fuerza (NI)	-131.61	0	50.27	0
Angulo de acción	90°	0°	270	0°
Distancia del origen (cm)	-49.64	-43.64	-22.82	0

$$M_{\text{máximo}} = 526.44 \text{ NI-cm en el punto } \# 2$$

$$T \text{ en el punto } \# 2 = T_{\text{BTA}} (12^\circ) = 255.37 \text{ NI-cm}$$

$$\text{Para un factor de seguridad } n=2; \theta_{\text{flecha } \# 4} = 0.9782 \text{ cm} \approx 25/64''$$

(12°) NOTA - Torque sin considerar pérdida de potencia por fricción en el sin fin.

(11°) NOTA - Torque considerando pérdida de potencia por fricción en el sin fin.

-Flacha de transmisión WR (flecha # 5).- Se utilizará una flecha de 1" que es una medida suficiente para el trabajo al que estará sometido: Desmontar constantemente la flecha para sacar la tela rociada. Se utilizará en lugar de una flecha de sección circular, una cuadrada con una estructura C exterior para ajuste del rodillos de tela durante la tracción y aflojar el rollo al desmontarlo.



FIGURA (5.21) .- Corte transversal de la flecha WR .

-ANÁLISIS DEL YUGO ESCOCÉS:

Por la forma tan especial del yugo escocés, se podría pensar que es conveniente hacer un análisis de esfuerzos de cada una de las partes que lo forman, pero como todas las fuerzas externas son muy pequeñas (la mayor vale 8.5 Nt) el análisis no es indispensable. Lo que más podría perjudicar sería su mismo peso (79.2 Nt), pero con las dimensiones propuestas en la figura (5.5) se obtiene bastante rango de seguridad.

-ANÁLISIS DEL VASTAGO DE ALGUNOS CILINDROS NEUMÁTICOS:

1) Alimentador a prensa - De la figura (3.13):

El instante crítico en que podría fracturarse el vástago del cilindro (c) sería en su regreso, justamente cuando el rodamiento (g) desliza sobre la horma de aro, de manera que el brazo alimentador (i) quede en posición paralela al vástago. Para este instante:

- F_{RRR} : Fuerza radial sobre el rodamiento de regreso.
- T_{RBA} : Torque realizado por el resorte del brazo alimentador.
- M_{MVC} : Momento máximo vástago cilindro.

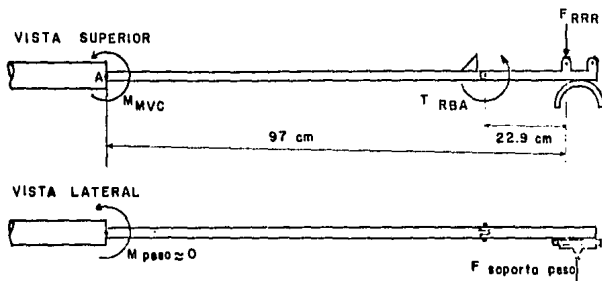


FIGURA (5.22).-- Diagrama de fuerzas para el pandeo del cilindro CH5.

$$M_{MVC} = F_{RRR} (97 \text{ cm})$$

$$F_{RRR} = (T_{RBA} / 22.9 \text{ cm}) = (6.062 \text{ NL} \times (100 \text{ cm} / 1 \text{ m}) / 22.9 \text{ cm}) = 26.47 \text{ Nt}$$

$$M_{MVC} = (26.47 \text{ Nt})(0.97 \text{ m}) = 25.68 \text{ Nt-m}$$

El esfuerzo flexionante para el vástago del cilindro:

$$\sqrt{\sigma} = (M c / I) \text{ ----- Ec (21)}$$

$$I = (c^4 / 4);$$

M : Momento flexionante máximo

c : Radio de la sección

I : Momento de inercia de sección circular.

$\sqrt{\sigma}$: Esfuerzo flexionante.

$$\sqrt{\sigma} = (S_e / n);$$

S_e : Límite de fatiga corregido

n : Factor de seguridad

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_y;$$

K : Factor de corrección

S_y : Resistencia a la fluencia

$$S_y \text{ para flechas de acero Cold Rolled AISI 1020} = 4478 \text{ kg/cm}^2 = 43.911 \text{ Nt/cm}^2$$

$$K_a = 0.7875 \quad K_d = 1$$

$$K_b = 0.85 \quad K_e = 1$$

$$K_c = 0.702 \quad K_r = 0.7$$

$$S_e = (0.7875)(0.85)(0.702)(1)(1)(0.7)(43.911 \text{ Nl/cm}^2) = 14.443 \text{ Nl/cm}^2$$

$n = 1$; ya que se utilizaron los factores de corrección y esta flecha no va a estar sometida a trabajo pesado.

$$f = (14.443 \text{ Nl/cm}^2 / 1) = 14.443 \text{ Nl/cm}^2$$

Sustituyendo en ec. (21):

$$14.443 \text{ Nl/cm}^2 = (2568 \text{ Nl-cm}) C / (C^4 / 4); \quad C^3 = 2568 (4) / 14.443 = 0.7112 \text{ cm}^3$$

$$C = 0.892 \text{ cm}; \quad \theta = 2 C = 1.785 \text{ cm} \approx 3/4"$$

Realizando un estudio de deformación del vástago del cilindro producto de la fuerza F_{RRR} , considerando al cilindro como una viga en cantiléver con carga en el extremo (fig. 5.22):

$$Y_{\text{máx}} = (F d^3 / 3 E I); \quad y: \text{ Deformación del vástago}$$

F : Fuerza aplicada
 d : Distancia de F_{RRR} al cilindro
 E : Módulo de Young
 I : Módulo de inercia

$$F = F_{RRR} = 26.47 \text{ Nl} = 2.699 \text{ Kgf.}$$

$$d = 97 \text{ cm}$$

$$E \approx 2.076 \times 10^6 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ para acero AISI 1141.}$$

$$I = (\pi \theta^4 / 64 \text{ cm}^4) \text{ para sección circular sólida.}$$

$$Y_{\text{máx}} = [(2.699 \text{ Kgf})(97 \text{ cm})^3 (64)] / [3 (2.076 \times 10^6 \text{ Kgf/cm}^2)(\pi \theta^4 \text{ cm}^4)] = (0.1259 / \theta^4) \text{ cm}$$

$$\text{Para } \theta = 3/4" = 1.905 \text{ cm}; \quad Y_{\text{máx}} = 0.0095 \text{ cm}$$

La deformación causada en el vástago del cilindro alimentador a prensa es muy reducida.

En vástagos de cilindros neumáticos lo que más frecuentemente se debe analizar es el pandeo pues los cilindros ejercen una fuerza axial de avance (en el sentido de su movimiento) que lo produce, pero en el caso del cilindro alimentador a prensa es mucho mayor el efecto de flexión del vástago que el pandeo, por lo que sólo se debe analizar el primero

2) Corte de tela:

En el corte de tela se presenta un caso especial de análisis de esfuerzos. En este caso no interesa la fractura debido a una carga radial ni el pandeo debido a una fuerza axial, sino que no se presente ninguna deformación del vástago por fuerzas radiales, ya que tal deformación separaría la guillotina de la mesa de corte y la tela quedaría mal recortada. Para evitar esto se debe calcular un diámetro de flecha cold rolled de un acero que sufra muy poca deformación

Se seleccionó un acero AISI 1141. Además se van a colocar una guías para la guillotina de manera que ésta no gire respecto del cilindro, sino que baje perfectamente paralela a la mesa de corte. Con ayuda de estas guías la deformación del vástago es aun menor.

Es conveniente que las guías de la guillotina sean del mismo acero que el vástago del cilindro.

El diámetro del vástago del cilindro de corte será el recomendado para el cilindro de 2.5 cm (diámetro del cilindro de corte) que es 1.6 cm. Lo que se calculará a continuación es el diámetro de las flechas guía de corte.

Fuerza perpendicular máxima producida por el efecto de corte sobre la guillotina (F_{HC}):
 $F_{HC} \approx 8 \text{ Kgf} = 78.448 \text{ NL}$; F corregida = (F) Fact. Seg. (78.448 NL) x (1.5) = 117.67 NL.

Distancia máxima de la mesa de corte a las guías de la guillotina.

d = 10 cm.

La fuerza perpendicular anterior está repartida entre las dos flechas guía

Considerando las flechas como vigas simplemente apoyadas con carga en extremo voladizo "F" a una distancia "d" del primer apoyo (fig. 5.8).

$$y = (F d^2 / 3 E I) (b + d);$$

y : Deformación en el extremo "d"

E : Modulo de young

I : Modulo de inercia

b : Separación entre los dos apoyos

d : Separación de mesa de corte a primer apoyo

Para acero laminado en frío AISI 1141: $E \approx 2.076 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$

Para una sección circular sólida: $I = \pi \theta^4 / 64$
 De figura (5.8): $b = 14 \text{ cm}$
 $d = 20 \text{ cm}$
 Analizando una sola flecha: $F = F_{HC} / 2$

$$y = \left[\frac{(117.67 \text{ Nt} / 2)(14 \text{ cm})^2 (1 \text{ Kg} / 9.806 \text{ Nt})}{3(2.076 \times 10^6 \text{ Kg} / \text{cm}^2)} \right] \times (\pi \theta^4 / 64) \text{ cm}^4 (14 + 20 \text{ cm})$$

$$y = (0.1308 / \theta^4)$$

DIAMETROS (pulg)	DIAMETRO (cm)	DEFORMACION (cm)
1/2	1.27	0.05
1	2.54	0.003
3/4	1.905	0.01

Se seleccionan flechas de 3/4" que proporcionan una deformación de 10 centésimas de milímetro.

3) Horma de oro superior. -

Tanto en éste cilindro como en todos los restantes, las cargas presentes son muy pequeñas por lo que no afectan las dimensiones del vástago que se seleccione. Otra razón que apoya esta decisión es que al ser un cilindro de diámetro grande, el fabricante necesariamente lo surte en vástago grande (diámetro de vástago proporcional al diámetro de cilindro)

Como ninguno de los cilindros restantes está sujeto a cargas especiales, por lo tanto no es necesario efectuar los cálculos de vástagos.

Comprobación:

Para cilindro de horma superior:

$$F \text{ avence corregida} = 279.54 \text{ Nt}$$

$$\text{carrera cilindro} = 19 \text{ cm}$$

Para estos datos el diámetro del vástago recomendado para efectos de pandeo, con un factor de seguridad de 5 es:

$$\theta = 0.69 \text{ cm}$$

Como el cilindro a utilizar para este caso es de 3.5 cm de diámetro el vástago comercial será de 2.22 cm, el cual está bastante sobrado del diámetro requerido.

-SELECCION DEL MATERIAL PARA LA GUILLOTINA Y MESA DE CORTE.

Ambos materiales deben tener buenas características de dureza, tenacidad y resistencia al desgaste. Los aceros que cumplen estas condiciones se denominan aceros para herramientas y dentro de ellos el grupo que más se acerca a las necesidades del corte por guillotina es el de aceros para herramientas de temple al agua con contenido de carbono de 0.6 a 1.4%. Se seleccionará para estas piezas un acero AISI W-1065. (Temple el agua y un contenido de carbono de 0.65%).

-ANÁLISIS DEL BRAZO ALIMENTADOR A PRENSA:

Las fuerzas presentes en el brazo alimentador a prensa son reducidas. Su masa es de 2.74 Kg que es pequeña. Las fuerzas existentes son:

- Fuerza máxima que ejerce la copa = $(0.072 \text{ Kg})(33.01 \text{ m/s}^2) = 2.37 \text{ NL}$.
- Fuerza máxima que ejerce el cuadro de tela = Fuerza copa = 2.37 NL.
- Fuerza sobre el rodamiento debido al resorte = 26.47 NL.

El instante crítico es durante el regreso del brazo alimentador cuando éste se encuentra paralelo al vástago del cilindro (Fuerza sobre el rodamiento = 26.47 NL). Para este caso:

Distancia desde el rodamiento hasta la articulación del brazo (figura 5.22) = 22.9 cm.

M_{MBAP} : Momento máximo del brazo alimentador a prensa.

$$M_{MBAP} = F_{RRR} (22.9 \text{ cm}) = (26.47 \text{ NL})(22.9 \text{ cm}) = 606.163 \text{ NL-cm} = T_{RBA}$$

$$\sigma = M_{MBAP} C / I \text{ -----Ec (22)}$$

C: Radio mayor de la sección rectangular del brazo.

I: Momento de inercia de sección rectangular.

Estableciendo: (Ancho sección rectangular / Grueso sección rectangular) = (b/h) = 1.5

$$c = b/2$$

$$I = (hb^3/12) = (b/1.5) b^3/12 = (b^4/18)$$

Para un factor de seguridad de 2.5 y con base en los datos del análisis de esfuerzos del vástago del cilindro alimentador a prensa:

$$\bar{Q} = 14.443 \text{ Nl/cm}^2$$

Sustituyendo en ecuación (22):

$$\bar{Q} = (606.163 \text{ Nl-cm})(b/2) / b^4/18 = 9(606.163 \text{ Nl-cm}) / b^3 = (5455.467 \text{ Nl-cm} / b^3)$$

$$b^3 = (5455.467 / 14.443) = 0.3777 \text{ cm}^3; \quad b = 0.723 \text{ cm}$$

$$h = 0.482 \text{ cm}$$

Como la selección que se había hecho consistía en una barra de sección rectangular:

$$b = 3/4" = 1.905 \text{ cm}$$

$$h = 1/2" = 1.27 \text{ cm}$$

Por lo tanto esta elección fue correcta.

"Todas las demás piezas de la prensa copera automática esten sujetas a condiciones muy simples de funcionamiento y fuerzas pequeñas, al igual que este último caso. Por esta razón, no se seguirán calculando las dimensiones de las piezas restantes, sino que se tomarán las dimensiones propuestas". Sólo resta calcular las dimensiones de engranes de la prensa, lo cual se realiza a continuación:

--ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA LOS ENGRANES:

1) Cálculo del tornillo sin fin y de la corona -

Con base en los valores obtenidos en el inciso (4-2), (5-2-2) y figura (4.1).

El tornillo sin fin debe ser de paso = 1

La corona E_4 debe tener 31 dientes.

Existen dos métodos propuestos por Shigley en su libro Diseño en Ingeniería Mecánica (D.I.M.), para calcular las dimensiones de un tornillo sin fin. El primero método es partir de una fórmula de esfuerzos de fatiga en los dientes, el cual es un poco inexacto. El segundo método es partir de una fórmula de carga transmitida en el que no se incluyen cálculos de esfuerzo, pero es un método más exacto y es el que se utilizará:

$$W_{GT} = K_S d_G 0.8 F \theta K_m K_v \text{-----Ec (23)}$$

$$d_G = (N_G P_t / \pi); P_t = P_x$$

W_{GT} : Carga transmitida

K_S : Factor de corrección por tamaño y materiales.

d_G : Diámetro de paso de la corona.

F_e : Ancho de cara efectivo. Equivale al ancho de cara de la corona ó $2/3$ del diámetro de paso del sin fin (dW). Se usa el menor de estos dos valores

k_m : Factor de corrección de la relación de velocidad.

k_v : Factor de velocidad.

N_G : Número de dientes de la corona. ($N_G = 31$).

P_t : Paso diametral de la corona.

P_x : Paso circular axial del sin fin.

N_W : Número de dientes del sin fin en un paso ($N_W = 1$).

$$d_G = N_G P_t / \pi = 31 P_t / \pi = 9.8676 P_t \text{-----Ec (24)}$$

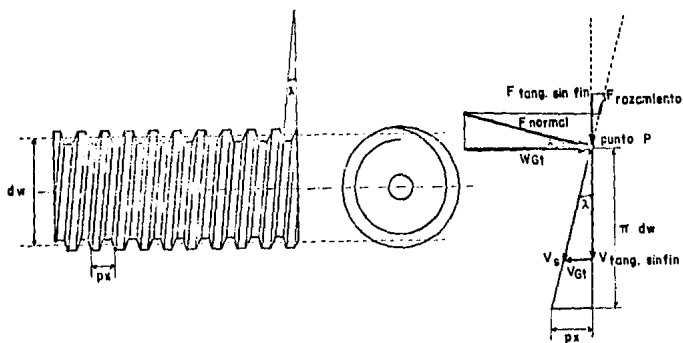


FIGURA (5.23).- Diagrama de fuerzas y velocidades para el sin fin.

d_W : Diámetro de paso del sin fin

V_s : Velocidad de deslizamiento en el diámetro medio del tornillo.

λ : Ángulo de avance.

$k_s = 600$ (de tabla 12-5. Shigley, D.I.M. para corona de bronce coleteo en frío, estático).

Se establece:

$$(d_g/d_w) = 2.6 \text{ -----Ec (25)}$$

(para que el tornillo sin fin sea chico en comparación con la corona).

$$\text{De figura (5.23): } d_w = (P_x / \pi \tan \lambda) \text{ -----Ec (26)}$$

Sustituyendo ec. (24) y (26) en (25):

$$(d_g/d_w) = (9.8676 P_x / P_x \pi \tan \lambda) = 31 \tan \lambda = 2.6; \lambda = \tan^{-1} (2.6/31) = 5.161^\circ$$

$$F_e = 2/3 d_w, d_w = (P_x / \tan 5.161^\circ) = 3.524 P_x$$

$$F_e = 2/3 (3.524 P_x) = 2.349 P_x$$

$$m_G: \text{Relación de transmisión} = (N_3/N_W) = (31/1) = 31$$

$$k_m = 0.824 \text{ (de tabla 12-6, Shigley, D.I.M. para } m_G = 31)$$

$$\text{De figura (5.23): } V_g = (V \text{ tangencial en el diámetro de paso del sin fin} / \cos \lambda) = (V \text{ tang.} / \cos \lambda)$$

$$\text{De figura (4.1): } n_W = W_2 = 3.054 \text{ rad/seg} = 29.16 \text{ RPM}$$

$$V \text{ tang.} = n_W (d_w/2) = (3.054 \text{ rad/seg})(3.524 P_x / 2) = 5.3811 P_x \text{ seg}^{-1}$$

$$V_g = (5.3811 P_x / \cos 5.161^\circ) = 5.403 P_x \text{ seg}^{-1} = 27.015 P_x \text{ (in) ---ft/min}$$

$$W_{Gt} = T_{BTA} / (d_g / 2) = 2.5537 \text{ ft-lb} / (9.8676 P_x / 2) = (0.5176 / P_x \text{ (in)}) \text{ ft} \\ = (4.5812 / P_x \text{ (in)}) \text{ lbf}$$

$$W_{Gt \text{ corregido}} = W_{Gt} \times \text{Fact. seguridad}$$

$$W_{Gt \text{ corregido}} = (4.5812 / P_x \text{ (in)}) \text{ lbf} (8) = (36.65 / P_x \text{ (in)}) \text{ lbf}$$

Sustituyendo todos los valores en la ecuación (23):

$$(36.65 / P_x \text{ (in)}) \text{ lbf} = (800)(9.876 P_x) 0.8 (2.349 P_x)(0.824) k_v$$

$$36.65 \text{ lbf-in} = 9666.5 P_x^2 2.8 k_v; 1 \text{ lbf-in} = 263.75 P_x^2 2.8 k_v \text{ -----Ec (27)}$$

Suplenido P_x (in)	Y_s (ft/seg)	kv	E_c (27) = 1
0.5	13.5075	0.6419	24.31
0.1	2.7015	0.64557	0.2703
0.15	4.05225	0.646099	0.842518
0.16	4.3224	0.646	1.0058
0.1597	4.3143	0.646007	1.0016

Por lo tanto, la corona y sin fin que se necesitan son:

- De paso diametral = 0.1597" = 0.4056 cm.
- Diámetro de paso del sin fin $d_w = 1.429$ cm.
- Diámetro de paso de la corona $d_g = 4.0023$ cm.
- Ancho de cara de la corona (F_g), se elije de 1 cm.

A pesar de que se utilizó un factor de seguridad bastante grande, resultaron un tornillo sin fin y una corona muy chicos. Esto es lógico ya que la carga requerida por la banda transportadora es pequeña. De cualquier manera, para que no se vean tan desproporcionadas las flechas #2 y 3 con la corona y sin fin, se pueden utilizar éstas más grandes.

En todos los mecanismos de sin fin existe una pérdida de potencia, producto del rozamiento que se realiza entre la corona y éste. Este rozamiento es proporcional al ángulo de avance (\cdot) del sin fin. A continuación se calculará la potencia normal de entrada del tornillo sin fin (P):

$$P = (W_{Gt} d_g n_w / 126\,000 m_G) + (V_s W_f / 33\,000);$$

n_w : Velocidad angular del tornillo (RPM)

W_f : Fuerza de rozamiento.

El primer término a la derecha del signo de igualdad, representa la potencia de salida y el segundo representa la pérdida de potencia debido al rozamiento.

$$\text{De la figura (5-23): } W_f = F_{\text{normal}}; F_{\text{normal}} = (W_{Gt} / \cos \cdot)$$

$$W_f = (W_{Gt} \mu / \cos \cdot) = (4.5812 / 0.1597)(0.05) / \cos 5.161^\circ = 1.4401 \text{ lbr.}$$

μ : Coeficiente de rozamiento = 0.05

$$P = (28.686 \text{ lbr})(4.0023/2.54)(29.16 \text{ RPM}) / \{126\,000 (31)\} + \{27.015 \times 0.1597 \text{ ft/min} \\ (1.413 \text{ lbr})\} / 33\,000$$

$$P = 0.00037444 + 0.00013074 = 0.00050518 \text{ HP.}$$

De estos resultados se encuentra que la pérdida de potencia en el *sun fin* es del 34.9 %

- 2) Cálculo del par de engranes cónicos - Para engranes cilíndricos rectos y engranes cónicos, se utiliza la ecuación de Lewis modificada (pag 497 Shigley D.I.M.) para el cálculo de esfuerzo de fatiga en los dientes:

$$V = (W_t P_t / K_v F J) \text{ ----- Ec (28)}$$

V : Esfuerzo de fatiga en los dientes.

W_t: Carga transmitida, calculada en el radio de paso.

P_t: Paso diametral del engrane.

P_s: Paso circular del engrane.

K_v: Factor de velocidad (pag 497 Shigley D.I.M.)

F : Ancho de cara.

J : Factor geométrico. (pag 562, Shigley, D.I.M.)

Para engranes cilíndricos, cónicos o espirales y dientes con acabado inexacto:

$$K_v = (600/600 + V)$$

Se establece que los dos engranes cónicos E₁ y E₂ (fig. 4.1) van a ser iguales y de 18 dientes cada uno. Este número de dientes fue elegido por ser el mínimo recomendado para engranes de paso burdo de 20° de ángulo de presión

$$\bar{\sigma} = (S_e / n) : S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

K_a: Factor de superficie.

Se selecciona un acero AISI 1040 con un tratamiento térmico de enfriado por inmersión de agua a 315° C.

$$S_{\mu 1} = 125 \text{ Klb/in}^2$$

$$S_y = 104 \text{ Klb/in}^2$$

$$\text{Para } S_{\mu 1} = 125 \text{ Klb/in}^2 : K_a = 0.705$$

K_b : Factor de tamaño

$$K_b = 0.85 \quad p \leq 5 \text{ dientes/in; } p: \text{ Paso diametral}$$

K_c : Factor de confiabilidad.

$$\text{Para una confiabilidad de } 99.999\%; \quad K_c = 0.702$$

K_d : Factor de temperatura.

$$\text{Para una temperatura de } 70^\circ \text{ C; } K_d = 1$$

K_e : Factor de modificaciones por concentración de esfuerzos.

$$\text{Para toda clase de engranes; } K_e = 1$$

K_f : Factor por efectos diversos.

$$\text{Para engranes que giran en un sólo sentido; } K_f = 1.4$$

$$S'_e = 100 \text{ Kib/in}^2 \quad S_{ut} > 200 \text{ Kib/in}^2 \text{ ----- (para acero)}$$

$$S_e = (0.705)(0.85)(0.702)(1)(1)(1.4)(100 \text{ Kib/in}^2) = 55.89 \text{ Kib/in}^2$$

$$f = (S_e/n) = (55.89 \text{ Kib/in}^2/8) = 7.361 \text{ Kib/in}^2 = 517.55 \text{ kgf/cm}^2 = 7361.2 \text{ lbf/in}^2$$

$$W_t = \{T \text{ en el radio de paso} / (d_G/2)\} K_g f; \quad d_G = (N_G P_x / \pi); \quad N_G = 18 \text{ dientes}$$

$$P_t = (\pi/P_x)$$

De inciso (5-2-2):

$$P = TW; \quad P \text{ transmitida} = 0.0004547 \text{ HP}$$

$$W = W_2 = 3.054 \text{ rad/seg} = 29.16 \text{ RPM}$$

$$T = (P/W)(0.0004547 \text{ HP}/29.16 \text{ RPM}) \times (726.1524 \text{ (Kgf-m/HP/RPM)}) = 0.01132 \text{ Kgf-m} =$$

$$1.132 \text{ Kgf-cm}$$

$$d_G = (18 P_x \text{ (cm)} / \pi) = 5.7296 P_x \text{ (cm)}$$

$$W_t = (1.132 \text{ Kgf-cm}/5.7296 P_x \text{ (cm)}/2) = (0.3952/P_x \text{ (cm)}) \text{ Kgf} = (0.34301/P_x \text{ (in)})$$

$$V: \text{ Velocidad lineal en la circunferencia de paso medida en ft/min; } V = W_2 (d_G/2)$$

$$V = (3.054 \text{ rad/seg})(5.7296 P_x/2 \text{ (cm)}) = 8.7491 P_x \text{ cm/seg} = 43.7455 P_x \text{ [in] ft/min}$$

$$K_v = 600 / (600 + \sqrt{43.7455 P_x \text{ (in) (ft/seg)}}) = 90.716 / (90.716 + \sqrt{P_x})$$

$$F = (d_g/2)(\text{así se establece})$$

$$F = (5.7296 P_x/2) = 2.8648 P_x$$

De tabla 12.25 Shigley, D.I.M.; $J = 0.189$

Sustituyendo en ecuación (28):

$$(7361.2) \text{ lbf/in}^2 = (0.3401/P_x \text{ (in) lbf}) (\pi/P_x) / \{ (90.716/(90.716 + \sqrt{P_x \text{ (in)}})) \} \times \\ \times (2.8648 P_x)(0.189)$$

$$(7361.2) \text{ lbf/in}^2 = (0.02194 (90.716 + \sqrt{P_x}) \text{ (lbf)}) / P_x^3 \text{ (in}^2)$$

$$2.98035 \times 10^{-6} (90.716 + \sqrt{P_x}) / P_x^3 - 1 = 0$$

Resolviendo esta ecuación: $P_x = 0.06472 \text{ in} = 0.1644 \text{ cm}$

El peso circular del engrane (P_x) es igual a 0.1644 cm. Este tamaño del diente es despreciable a pesar de que se utilizó un factor de seguridad alto (8). El resultado de P_x es explicable por la potencia tan pequeña que maneja (0.0004547 HP).

Se utilizarán dos engranes cónicos de 45° de 18 o más dientes cada uno y de tamaño "reducido" ($P_t > 0.1644 \text{ cm}$), del tamaño más pequeño que se encuentre en el mercado.

Con esto se dá por terminado el análisis de esfuerzos y resistencia de materiales. Sólo restan para finalizar este capítulo, los cálculos correspondientes al análisis neumático.

(5-4) ANALISIS NEUMÁTICO:

En este inciso se realizarán los cálculos de válvulas, accesorios, cilindros y sus montajes (ver anexo #2), unidades de alimentación de aire y todo lo que se refiere a las partes neumáticas de la prensa copera automática. Algunos cilindros ya han sido calculados con base en la fuerza necesaria que deben ejercer.

-**Cilindros CH₁** - Estos cilindros sólo se van a utilizar para fijar la tela en el brazo alimentador a prensa. La fuerza que deben ejercer es pequeña. Se utilizarán dos cilindros de simple efecto de membrana de 0.8 cm de diámetro y carrera de 0.4 cm.

$$F_{\text{avance}} = P_{\text{sistema}} A_{\text{cilindro}} = 5 \text{ bar} (\pi \theta_{\text{CIL}}^2 / 4) = 39.34 \text{ Nl/cm}^2 \theta_{\text{CIL}}^2$$

$$F_{\text{avance}} = (39.24)(0.8)^2 = 25.1136 \text{ Nl.}$$

La fijación de este cilindro es mediante tornillos simples, ya que los cilindros de membrana ya tienen orificios para fijación.

-**Cilindros CH₂** - Este par de cilindros sirve para el mismo efecto que los cilindros CH₁. Por esta razón se utilizarán los mismos cilindros y el mismo sistema de fijación.

-**Cilindros CH₃** - El par de cilindros para fijación en la alimentación a corte va a sostener la tela durante el regreso del yugo escocés. La fuerza que se debe ejercer en este caso es mayor a la que ejercen CH₁ y CH₂. De esta manera se utilizarán los cilindros superiores que son; cilindros de simple efecto de membrana de 1.2 cm de diámetro y 0.4 de carrera.

$$F_{\text{avance}} = (39.24 \text{ Nl/cm}^2)(1.2 \text{ cm})^2 = 56.5 \text{ Nl.}$$

Esta fuerza es suficiente para las necesidades propuestas y es más del doble de la ejercida por los cilindros anteriores. La fijación será como la de los cilindros CH₁ y CH₂.

-**Cilindros CH₄** - La fuerza que necesita ejercer el cilindro de corte es de 176.55 Nl (de inciso 5-2-1)

$$\theta_{\text{CILINDRO}} = \sqrt{(F_{\text{CILINDRO}} / 39.24 \text{ Nl/cm}^2)} = \sqrt{(176.55 \text{ Nl} / 39.24 \text{ Nl/cm}^2)} = 2.1211 \text{ cm}$$

El cilindro a utilizar es uno de doble efecto de 2.5 cm de diámetro, con una carrera de 1.25 cm, amortiguamiento interno y un vástago de 3/4" de diámetro (de incos 5-3). La fijación de este cilindro va a ser mediante un soporte por pies en la parte anterior del cilindro. Además va a estar reforzado por las guías de la guillotina.

- Cilindro CH5 - Se utilizará un cilindro de doble efecto de 2.5 cm de diámetro, con una carrera de 1.31 cm, amortiguamiento interno y un vástago de 3/4" (de truco 5-2-1 y 5-3). La fijación de este cilindro va a ser mediante dos soportes por pies en las partes anteriores y posterior.

- Cilindro CH5 - Se utilizará un cilindro de doble efecto de 3.5 cm de diámetro con una carrera de 1.9 cm, amortiguamiento interno y un vástago de 2.381 cm = 15/16". La fijación de este cilindro va a ser mediante un soporte posterior por brida y otro por pies.

- Cilindro CH2 - Se utilizará un cilindro de doble efecto, de 4 cm de diámetro, de 18 cm de carrera, amortiguamiento interno y vástago de 2.54 cm. La fijación de este cilindro va a ser igual que el cilindro CH₆.

- Cilindro CH3 - Se utilizará un cilindro de doble efecto, de 1.2 cm de diámetro, con una carrera de 2.5 cm, amortiguamiento interno y vástago de 0.7937 cm = 5/16". La fijación de este cilindro va a ser mediante soporte ajustable.

- Cilindro CH2 - Se utilizará un cilindro de doble efecto de 0.6 cm de diámetro del 1 cm carrera y vástago de 0.396 cm = 5/32". La fijación de este cilindro va a ser mediante un soporte posterior de brida.

A continuación se realizará el cálculo del flujo de aire requerido por cada válvula del sistema neumático. Las características de las válvulas como tipo de accionamiento, número de vías, estrangulaciones en sus escapes y uso de silenciadores no se especificarán. Estas se describen en el diagrama neumático (figura 4.5).

La ubicación de las válvulas de V₁ a V₁₀ se enuncia en la figura (4.3). Las válvulas V₁₁, V₁₂, y V₁₃ se encuentran en el tablero de control (ver planos finales) y todas las válvulas restantes se encuentran en la central de mando. Los accesorios neumáticos K₁ y K₂ se encuentran haciendo contacto con alguno de los quemadores. Los accesorios neumáticos H₁ a H₁₇, K₃ y K₄ se encuentran localizados en la central de mando.

Se recomienda que los ductos que se utilicen para transportar el aire en todo el sistema neumático, sean de plástico flexible tipo PV (según catálogo de FESTO). Este tubo es muy flexible, resistente al estrangulamiento y especialmente adecuado para radios muy pequeños de montaje. El largo de los ductos se obtiene con base en los planos finales.

- Válvula V1 - Proporciona el flujo de aire a la válvula V₁₀, el cual sirve para accionar a la válvula V₁₁ y V₁₅. V₁₁, V₁₅ y V₁₈ se encuentran dentro de la central de mando y V₁ está conectada a la central por medio de un ducto de plástico de aire de aproximadamente 250 cm de largo. Como esta válvula sólo acciona a otras válvulas, consume poco aire y se seleccionan ductos de aire de diámetro pequeño.

V_{OA} : Volumen de aire

V_{OAPA} : Volumen de aire a presión atmosférica SUPONIENDO:

$\overline{V_1 V_{18}}$: Distancia de V_1 a $V_{18} = 250$ cm ----- \emptyset ducto = 0.6 cm

$\overline{V_1 V_{20}}$: Distancia de V_1 a $V_{20} = 30$ cm ----- \emptyset ducto = 0.4 cm

$\overline{V_{18} V_{15}}$: Distancia de V_{18} a $V_{15} = 30$ cm ----- \emptyset ducto = 0.4 cm

$\overline{V_{15} V_{11}}$: Distancia de V_{15} a $V_{11} = 30$ cm ----- \emptyset ducto = 0.4 cm

Q_A : Flujo de aire

"El volumen de aire que se utiliza para accionar a la mayoría de las válvulas es de aproximadamente 2 cm a presión ambiente, que es despreciable".

$$V_{OA} \text{ de ducto de aire } \overline{V_{11} V_{18}} = (\pi \emptyset \text{ducto}^2 / 4) \times \overline{V_1 V_{18}} = (\pi (0.6 \text{ cm})^2 / 4) \times 250 \text{ cm} = 70.686 \text{ cm}^3$$

$$V_{OA} \text{ de ducto de aire } \overline{V_{18} V_{15} V_{11}} = (\pi \emptyset \text{ducto}^2 / 4) (\overline{V_{18} V_{15}} + \overline{V_{15} V_{11}}) = (\pi (0.4 \text{ cm})^2 / 4) \times (30 \text{ cm} + 30 \text{ cm}) = 7.54 \text{ cm}^3$$

$$V_{OA} \text{ de ducto de aire } \overline{V_1 V_{20}} = (\pi \emptyset \text{ducto}^2 / 4) (\overline{V_1 V_{20}}) = (\pi (0.4 \text{ cm})^2 / 4) (30 \text{ cm}) = 3.77 \text{ cm}^3$$

Estos volúmenes de aire son dentro del ducto, el cual se encuentra a una presión de 5 bar. Por efecto de esta presión, la masa de aire dentro del ducto está comprimida, de manera que al liberarla de ella medir la a presión atmosférica, la misma masa va a ocupar un volumen mayor que bajo el efecto de la presión. Para que estos volúmenes se utilicen bajo un mismo marco de referencia, se deben medir a presión atmosférica. Lo anterior se debe aplicar tanto para ductos, como para cilindros y válvulas.

De la ecuación general de los gases:

$$(PY)_{\text{sobre presión}} = (PY)_{\text{presión atmosférica}}$$

$$V_{\text{presión atmosférica}} = (PV)_{\text{sobre presión}} / P_{\text{atmosférica}}$$

Se eligió como presión de funcionamiento de cilindros a 5 bar, pero debido a la pérdida de presión en ductos y válvulas por efecto del rozamiento del aire dentro de los

ductos y las estrangulaciones, se considerará como presión de cálculo para válvulas a 6 bar = 59.95 NU/cm²

$$V_{\text{presión atmosférica}} = (59.95 \text{ NU/cm}^2 / 10.131 \text{ NU/cm}^2) V_{\text{sobre presión}} = V_{\text{OAPA}} = 5.9175 V_{\text{sobre presión}}$$

$$V_{\text{OAPA ducto de aire } V_1 V_{18}} = 5.9175 (70.686 \text{ cm}^3) = 418.3 \text{ cm}^3 = 0.4183 \text{ Lt.}$$

Se considerará como tiempo de conmutación de las válvulas a 0.1 seg.

$$Q \text{ de } V_1 \text{ a } V_{18} = (V_{\text{OAPA ducto de aire } V_1 V_{18}} / t_{\text{conmutación}}) = 0.4183 \text{ Lt} / (0.1/60 \text{ min}) = 250.97 \text{ LU/min}^{(13*)}$$

$$V_{\text{OAPA ducto de aire } V_{18} V_{15} V_{11}} = 5.9175 (7.54 \text{ cm}^3) = 44.62 \text{ cm}^3 = 0.04462 \text{ Lt}$$

$$Q \text{ de } V_{18} \text{ a } V_{15} \text{ y a } V_{11} = (V_{\text{OAPA ducto de aire } V_{18} V_{15} V_{11}} / t_{\text{CONMUTACION}}) = 0.04462 \text{ Lt} / (0.1/60 \text{ min}) = 26.77 \text{ LU/min}^{(13*)}$$

$$Q_{\text{para } V_1} = 250.97 + 26.77 \text{ LU/min} = 277.74 \text{ LU/min.}$$

$$V_{\text{OAPA ducto aire } V_1 V_{20}} = 5.9175 (3.77 \text{ cm}^3) = 22.309 \text{ cm}^3 = 0.022309 \text{ Lt}$$

$$V_{\text{OAPA para } V_1} = V_{\text{OAPA ducto aire } V_1 V_{18}} + V_{\text{OAPA ducto aire } V_{18} V_{15} V_{11}} + V_{\text{OAPA ducto aire } V_1 V_{20}} \\ \times V_1 V_{20} = 0.48523 \text{ Lt}$$

La válvula V_1 a utilizar es para un caudal de 300 LU/min.

Con base en el nomograma FESTO^(14*) y para los siguientes datos:

Presión a la entrada del ducto = 6 bar

Presión a la salida del ducto = 5.5 bar

Temperatura en los ductos = 26° C

Utilizando además los valores específicos de longitud del ducto y flujo de aire, se calcula el diámetro del ducto a utilizar:

Para la válvula V_1 :

(13*)NOTA.-Esta y toda las demás válvulas serán medidas para flujo de aire a presión atmosférica.

(14*)NOTA.- Nomograma de la figura 25 del manual FESTO "Introducción en la neumática".

- De V_1 a V_{18} :

Para: $L = 250 \text{ cm}$ y $Q = 277.74 \text{ Lt/min}$ -----> $\emptyset_{\text{ducto}} = 0.52 \text{ cm}$

Se selecciona: -----> $\emptyset_{\text{ducto}} = 0.6 \text{ cm (15*)}$

- De V_{18} a V_{15} y a V_{11} :

Para: $L = 60 \text{ cm}$ y $Q = 26.77 \text{ Lt/min (16*)}$ ---, $\emptyset_{\text{ducto}} = 0.193 \text{ cm}$

Se selecciona: -----> $\emptyset_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm (15*)}$

- Válvula V_2 - Proporciona el flujo de aire para accionar a V_{18} , V_{21} , y V_{25} .

SUPONIENDO

$\overline{V_2 V_{18}} = 310 \text{ cm}$ -----> $\emptyset_{\text{ducto}} = 0.6 \text{ cm}$

$\overline{V_{18} V_{21}} = 30 \text{ cm}$ -----> $\emptyset_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$

$\overline{V_{18} V_{25}} = 150 \text{ cm}$ -----> $\emptyset_{\text{ducto}} = 0.6 \text{ cm}$

$V_{\text{OA ducto aire } \overline{V_2 V_{18}}} = (\pi \emptyset_{\text{ducto}}^2 / 4) \times \overline{V_2 V_{18}} = (\pi (0.6 \text{ cm})^2 / 4) (310 \text{ cm}) = 87.65 \text{ cm}^3$

$V_{\text{OAPA ducto aire } \overline{V_2 V_{18}}} = 5.9175 V_{\text{OA}} = 518.67 \text{ cm}^3 = 0.51867 \text{ Lt}$

$V_{\text{OA ducto aire } \overline{V_{18} V_{21}}} = (\pi \emptyset_{\text{ducto}}^2 / 4) \times \overline{V_{18} V_{21}} = (\pi (0.4 \text{ cm})^2 / 4) (30 \text{ cm}) = 3.77 \text{ cm}^3$

$V_{\text{OAPA ducto aire } \overline{V_{18} V_{21}}} = 5.9175 V_{\text{OA}} = 22.308 \text{ cm}^3 = 0.022308 \text{ Lt}$

$V_{\text{OA ducto aire } \overline{V_{18} V_{25}}} = (\pi \emptyset_{\text{ducto}}^2 / 4) \times \overline{V_{18} V_{25}} = (\pi (0.6 \text{ cm})^2 / 4) (150 \text{ cm}) = 42.41 \text{ cm}^3$

$V_{\text{OAPA ducto aire } \overline{V_{18} V_{25}}} = 5.9175 V_{\text{OA}} = 250.97 \text{ cm}^3 = 0.25097 \text{ Lt}$

$V_{\text{OAPA para } V_2} = 0.51867 + 0.022308 + 0.25097 = 0.79195 \text{ Lt}$

$Q \text{ de } V_2 \text{ a } V_{18} = (V_{\text{OAPA ducto aire } \overline{V_2 V_{18}}} / \text{CONTRIBUTACION}) = 0.51867 \text{ Lt} / (0.1/60 \text{ min}) =$
 $= 311.2 \text{ Lt/min}$

(15*) NOTA.- El diámetro seleccionado es el diámetro "interior" del ducto

(16*) NOTA.- Obtenido de la misma manera que Q de V_1 a V_{18} , pero considerando sólo el volumen del ducto de V_{18} a V_{15} .

$$Q \text{ de } V_{18} \text{ a } V_{21} = (V_{OAPA \text{ ducto aire } V_{18} V_{32}} / t_{\text{COMUTACION}}) = 0.022308 \text{ LL} / (0.1/60 \text{ min}) = 150.58 \text{ LL/min}$$

$$Q \text{ para } V_2 = 311.2 + 13.385 + 150.58 = 475.167 \text{ LL/min.}$$

Se utilizará una válvula V_2 para un flujo de 600 LL/min y en su escape, una válvula de estrangulación regulable de 0 a 320 LL/min.

De V_2 a V_{18} :

$$\text{Para: } L = 30 \text{ cm} \quad \text{y} \quad Q = 311.2 \text{ LL/min} \quad \text{-----} \rightarrow \quad \varnothing_{\text{ducto}} = 0.563 \text{ cm}$$

$$\text{Se selecciona: } \text{-----} \rightarrow \quad \varnothing_{\text{ducto}} = 0.6 \text{ cm}$$

De V_{18} a V_{21} :

$$\text{Para: } L = 30 \text{ cm} \quad \text{y} \quad Q = 13.385 \text{ LL/min} \quad \text{-----} \rightarrow \quad \varnothing_{\text{ducto}} = 0.1364 \text{ cm}$$

$$\text{Se selecciona: } \text{-----} \rightarrow \quad \varnothing_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$$

De V_{18} a V_{25} :

$$\text{Para: } L = 150 \text{ cm} \quad \text{y} \quad Q = 150.58 \text{ LL/min} \quad \text{-----} \rightarrow \quad \varnothing_{\text{ducto}} = 0.3916 \text{ cm}$$

$$\text{Se selecciona: } \text{-----} \rightarrow \quad \varnothing_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$$

NOTA.- "Todas las válvulas siguientes se van a calcular con base en los parámetros especificados para las dos válvulas anteriores". "No se especificarán sino únicamente los resultados necesarios posteriormente".

- Válvula V_3 .- Proporciona el flujo de aire para accionar a V_{24} .

$$V_{OAPA \text{ para } V_3} = 0.07529 \text{ LL.}$$

$$Q \text{ válvula } V_3 = (V_{OAPA \text{ para } V_3} / t_{\text{conmutación}}) = 0.07529 \text{ LL} / (0.1/60 \text{ min}) = 45.17 \text{ LL/min.}$$

Se utilizará una válvula V_3 para un flujo de 80 LL/min.

$$\text{Se selecciona } \varnothing_{\text{ducto aire}} = 0.3 \text{ cm}$$

- Válvula V4 - Proporciona flujo de aire para la conmutación de la válvula V₂₆

$$V_{OAPA \text{ para } V_4} = 0.022308 \text{ Lt.}$$

$$Q_{\text{válvula } V_4} = (V_{OAPA \text{ para } V_4} / t_{\text{conmutación } V_{26}}) = 0.022308 \text{ Lt} / (0.1/60 \text{ min}) = 13.385 \text{ Lt/min.}$$

Se usará una válvula V4 para un flujo de 89 Lt/min (que es la superior comercial a 13.385 Lt/min) y una válvula de estrangulación de flujo regulable para 0 a 320 Lt/min.

$$\text{Se selecciona } \theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$$

- Válvula V5 - Proporciona aire para la conmutación de V₂₈, V₃₀, V₃₁ y V₃₂

$$V_{OAPA \text{ para } V_5} = 0.65475 \text{ Lt}$$

$$Q_{\text{válvula } V_5} = 392.85 \text{ Lt/min.}$$

Se elije una válvula V₅ para un flujo de 600 Lt/min.

$$\text{De } V_5 \text{ a } V_{28}: \text{ Se selecciona } \theta_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$$

$$\text{De } V_{28} \text{ a } V_{30}: \text{ Se selecciona } \theta_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$$

$$\text{De } V_{28} \text{ a } V_{31}: \text{ Se selecciona } \theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$$

$$\text{De } V_5 \text{ a } V_{32}: \text{ Se selecciona } \theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$$

- Válvula V6 - Realiza la conmutación de las válvulas V₂₇, V₃₂ y el regreso del cilindro CH₇.

$$Q_{\text{válvula } V_6} = 230.86 \text{ Lt/min}$$

$$V_{OAPA \text{ para } V_6} = 1.1037 \text{ Lt.}$$

Se selecciona una válvula para un flujo de 600 Lt/min.

$$\text{De } V_6 \text{ a } V_{32}: \text{ Se selecciona } \theta_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$$

$$\text{De } V_6 \text{ a } CH_7: \text{ Se selecciona } \theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$$

Se utilizará además una válvula reguladora de caudal unidireccional para un flujo de 0 a 350 Lt/min.

- Válvula V7 - Acciona la conmutación de V₂₉.

V_{OAPA} para $V_7 = 0.10039$ Lt.

$Q_{válvula}$ $V_7 = 60.233$ Lt/min.

Se usará una válvula para un flujo de 80 Lt/min

De V_7 a V_{29} : Se selecciona $\beta_{ducto} = 0.3$ cm

- Contactor de corriente V_8 - Se requiere un contactor de corriente alterna con mando neumático. Antes de calcular el tipo de motor que se iba a usar se supuso que éste sería trifásico, pero como el requerido es muy pequeño se prefiere utilizar uno monofásico. Para este último caso, en lugar de utilizar un contactor de corriente para 3 polos, se utilizará un convertidor de señal neumático-eléctrico de posición normalmente abierto para una carga admisible de 2 amperes. (17*)

- Válvula V_9 - Válvula de antena que proporcione aire para la conmutación de la válvula V_{10} . Debido a que no es importante el tiempo en que se realice esta conmutación, se selecciona cualquier flujo de aire para la válvula V_9 . Se utilizará una válvula para un flujo de aire de 120 Lt/min. (este es el único tamaño de válvula de antena que existe en el mercado).

Se selecciona un ducto de diámetro = 0.4 cm.

Se selecciona V_{OAPA} para $V_9 = 0.4$ Lt.

- Válvula V_{10} - Válvula de control neumático, de posición normalmente cerrada para un tubo de agua de 1/2" (el tubo de 1/2" es suficiente para el flujo requerido en los rociadores).

- Válvula V_{11} - Válvula de accionamiento manual que suministra aire de baja presión (3 bar) para la conmutación de V_{15} , V_{14} , V_{18} y H_{15} . Todas las válvulas se encuentran en la central de mando.

Q_{TOTAL} $V_{11} = 20.152 + 6.692 (3) = 40.152$ Lt/min

V_{OAPA} para $V_{11} = (40.152 \text{ Lt/min}) / (0.1/60 \text{ min}) = 0.06692$ Lt

La válvula V_{11} a utilizar será para un flujo de 89 Lt/min.

De V_{11} a V_{15} : Se selecciona $\beta_{ducto} = 0.3$ cm

De V_{15} a V_{14} , V_{18} y H_{15} : Se selecciona $\beta_{ducto} = 0.3$ cm

(*)NOTA. - El motor requerido de 1/16 HP consume aproximadamente 1.1 amperes.

- Válvula V12 - Válvula de accionamiento manual que proporciona el flujo de aire para la conmutación de V19.

$V_{12} V_{19} = 40 \text{ cm}$ (ambas están en la central de mando).

$\theta_{\text{ducto}} = 0.6 \text{ cm}$ (supuesto).

$V_{\text{OAPA para } V_{12}} = 0.06692 \text{ Lt.}$

$Q_{\text{válvula } V_{12}} = 40.153 \text{ Lt/min.}$

La válvula V_{12} a utilizar será para un caudal de 89 Lt/min.

De V_{12} a V_{19} : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

Para la descarga de escape de esta válvula se utilizará un regulador de caudal de 0 a 320 Lt/min.

- Válvula V13 - Proporciona flujo de aire para la conmutación de la válvula V14 y V15 así como para reestablecer la válvula V11. Todas estas válvulas están en la central de mando.

$Q_{\text{válvula } V_{13}} = 49.08 \text{ Lt/min}$

$V_{\text{OAPA para } V_{13}} = 0.0818 \text{ Lt}$

Se usará una válvula para un flujo de 80 Lt/min

De V_{13} a V_{14} y a V_{15} : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

De V_{13} a V_{11} : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

- Válvula V14 - Realiza el suministro de aire de todo el sistema de presión normal (6 bar). Su cálculo se realizará al final, después de la válvula H14.

- Válvula V15 - Acciona el avance de CH9, la conmutación de V8 y la alimentación P de V9 que a su vez acciona a V10.

$Q_{\text{válvula } V_{15}} = 444.696 \text{ Lt/min}$

$V_{\text{OAPA para } V_{15}} = V_{\text{OAPA ducto aire a } V_8} + V_{\text{OAPA ducto aire a } V_{10}} + 2 V_{\text{OAPA ducto aire a } CH_9} = 1.8157 \text{ Lt.}$

Se usará una válvula V_{15} para un flujo de 920 Lt/min.

De V_{15} a V_{18} : Se selecciona un ducto de = 0.3 cm

De V_{15} a V_{10} : Se selecciona un ducto de = 0.4 cm

De V_{15} a CH_9 : Se selecciona un ducto de = 0.6 cm

-Válvula V_{16} .- Realiza el suministro de aire en la entrada P de V_{33} que a su vez acciona el suministro P de V_{15} . Por otro lado realiza el suministro de aire en la entrada P de V_{18} que a su vez acciona la conmutación de V_{15} y V_{11} . De los dos casos el más crítico es el primero ya que el largo del ducto es mayor

$$Q_{\text{válvula } V_{16}} = Q_{\text{para } V_{16} \rightarrow V_{15}} + Q_{\text{válvula } V_{15}} = 504.93 \text{ LT/min}$$

$$V_{\text{OAPA para } V_{16}} = 2.0053 \text{ Lt.}$$

Se elige una válvula V_{16} para un flujo de 600 LT/min.

De V_{16} a V_{15} : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.6 \text{ cm}$

-Válvula V_{17} .- Válvula de secuencia que abre paso hacia la válvula V_{16} únicamente cuando el suministro de aire es mayor o igual a 5 bar. El flujo de aire que requiere es mínimo ya que sólo acciona a la válvula V_{16} que se encuentra junto a ella. Se utilizará una válvula para un rango de ajuste de presión de alrededor de 5 bar, para un flujo mínimo comercial (100 LT/min).

-Válvula V_{18} .- Acciona la conmutación de la válvula V_{15} y V_{11} . Esta válvula ya se calculó en el inciso de la válvula V_1 .

Se usará una válvula V_{18} para un flujo de 105 LT/min

$$V_{\text{OAPA para } V_{18}} = 0.04462 \text{ Lt.}$$

$$\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$$

-Válvula V_{19} .- Acciona la conmutación de V_{11} y el suministro P de V_{18} . Las tres válvulas están en la central de mando.

$$Q \text{ de } V_{19} = 53.54 \text{ LT/min}$$

$$V_{\text{OAPA para } V_{19}} = 0.08924 \text{ Lt}$$

Se usará una válvula V_{19} para un flujo de 100 LT/min

De V_{19} a V_{11} y a V_{18} : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

- Válvula V_{20} - Acciona con presión baja (3 bar) la conmutación de V_{26} y V_{25} . V_{20} y V_{26} se encuentran en la central de mando y V_{25} se encuentra a 150 cm de la central de mando.

$$Q_{\text{válvula } V_{20}} = 6.6925 + 75.29 \text{ LL/min} = 81.98 \text{ LL/min}$$

$$V_{\text{OAPA para } V_{20}} = 0.13665 \text{ Lt}$$

Se selecciona una válvula V_{20} para un flujo de 100 LL/min

De V_{20} a V_{26} : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

De V_{20} a V_{25} : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$

- Válvula V_{21} - Acciona la conmutación de V_{22} , V_{23} y V_{29} . Las tres primeras válvulas están en la central de mando y la última a 95 cm de ésta.

$$Q_{\text{válvula } V_{21}} = 137.19 \text{ LL/min}$$

$$V_{\text{OAPA para } V_{21}} = 0.22865 \text{ Lt}$$

Se selecciona una válvula V_{21} para un flujo de 180 LL/min

Con base en el inciso anterior (V_{20}) y el de la válvula V_7 SE SELECCIONA:

De V_{21} a V_{22} : _____ $\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

De V_{21} a V_{23} : _____ $\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

De V_{21} a V_{29} : _____ $\theta_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$

- Válvula V_{22} - Acciona la conmutación de V_{23} mediante una señal de baja presión (3 bar). Ambas válvulas se encuentran en la central de mando y se presenta el mismo caso que de V_{21} a V_{22} por lo que se utilizarán los mismos componentes, tomando V_{OAPA} y Q por mitad ya que ellos están calculados para 6 bar y los de V_{22} para 3 bar.

$$\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$$

$$V_{\text{OAPA para } V_{22}} = 0.011154 \text{ Lt}$$

$$Q_{\text{para } V_{22}} = 6.6925 \text{ LL/min.}$$

Se selecciona una válvula V_{22} para un flujo de 100 LL/min.

-Válvula V23 - El caso más crítico de esta válvula es cuando realiza el suministro F de V_{24} que a su vez realiza la conmutación de V_{30} por A de V_{24} .

Para B de V_{24} se presenta el mismo caso que para V_{18} por lo que utilizar en las mismas piezas.

$$Q_{\text{para } V_{23}} = 13.385 + 150.58 \text{ L/min} = 163.96 \text{ L/min}$$

$$V_{\text{OAPA para } V_{23}} = V_{\text{OAPA de } V_{23} \text{ a } V_{24}} + V_{\text{OAPA de } V_{24} \text{ a } V_{15} \text{ y } V_{11}} + V_{\text{OAPA de } V_{24} \text{ a } V_{30}} = 0.3179 \text{ Lt}$$

Se selecciona una válvula V_{23} para un flujo de 105 L/min

De V_{23} a V_{24} : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$

$$Q = Q_{\text{para } V_{23}} = 163.96 \text{ L/min}$$

-Válvula V24 - Ya se calculó en el inciso anterior.

$$V_{\text{OAPA para } V_{24}} = V_{\text{OAPA de } V_{24} \text{ a } V_{15} \text{ y } V_{11}} + V_{\text{OAPA de } V_{24} \text{ a } V_{30}} = 0.29559 \text{ Lt}$$

Se utilizará una válvula V_{24} para un flujo de 600 L/min

De V_{24} a V_{15} y a V_{11} : $\theta_{\text{ducto}} = \theta_{\text{ducto } V_{18}} = 0.3 \text{ cm}$

De V_{24} a V_{30} : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$

-Válvula V25 - Acciona el avance y regreso del cilindro CH_4 .

$$Q_{\text{válvula } V_{25}} = Q_{\text{avance } CH_4} + Q_{\text{ducto}} = 61.508 \text{ L/min}$$

$$V_{\text{OAPA para } V_{25}} = V_{\text{OPA avance } CH_4} + V_{\text{OAPA regreso } CH_4} + 2(*) V_{\text{OAPA ducto}} = 0.6779 \text{ Lt}$$

Se selecciona una válvula V_{25} para un flujo de 105 L/min.

De V_{25} a CH_4 : Se selecciona $\theta_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

- Válvula V_{26} - Acciona el cilindro CH_1 y por otro lado alimenta a P de V_{28} que a su vez acciona a CH_2 y conmuta a H_{10} . Se analizará cual de los dos casos es el más crítico.

$$Q_{\text{de } V_{26} \text{ a } V_{28}} = Q_{\text{de } V_{26} \text{ a } H_{10}} = Q_{\text{de } V_{20} \text{ a } V_{26}} = 13.385 \text{ L/min}$$

$$Q_{\text{de } V_{28} \text{ a } CH_2} = 40.156 \text{ L/min}$$

$$Q_{\text{de } V_{26} \text{ a } CH_1} = 271.05 \text{ L/min}$$

$$Q_{\text{critica}} = Q_{\text{de } V_{26} \text{ a } CH_1} = 271.05 \text{ L/min}$$

$$V_{OAPA} \text{ para } V_{26} = 0.5632 \text{ Lt}$$

Se selecciona una válvula V_{26} para un flujo de 330 Lt/min

$$\text{De } V_{26} \text{ a } V_{28} \text{ y } V_{26} \text{ a } H_{10}: \text{ Se selecciona } \varnothing_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$$

$$\text{De } V_{28} \text{ a } CH_2: \quad \text{Se selecciona } \varnothing_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$$

$$\text{De } V_{26} \text{ a } CH_1: \quad \text{Se selecciona } \varnothing_{\text{ducto}} = 0.6 \text{ cm}$$

-Válvula V27 - Acciona el avance y regreso de CH_6

$$V_{OAPA} \text{ avance } CH_6 = 1.0817 \text{ Lt}$$

$$Q_{\text{avance}} CH_6 = 64.9 \text{ Lt/min}$$

$$V_{OAPA} \text{ regreso } CH_6 = 0.58112 \text{ Lt}$$

El flujo de aire crítico es el de avance considerando que el tiempo de avance es el mismo que el de regreso.

$$V_{OAPA} \text{ de } V_{27} \text{ a } CH_6 = 0.022308 \text{ Lt}$$

$$Q_{\text{de } 27 \text{ a } CH_6} = Q_{\text{de } V_{23} \text{ a } V_{24}} = 13.385 \text{ Lt/min}$$

$$Q_{\text{ducto avance } CH_6} = 205.8 \text{ Lt/min}$$

$$Q_{\text{válvula } V_{27}} = Q_{\text{avance } CH_6} + Q_{\text{de } 27 \text{ a } CH_6} = 78.285 \text{ Lt/min}$$

$$V_{OAPA} \text{ para } V_{27} = V_{OAPA} \text{ avance } CH_6 + V_{OAPA} \text{ regreso } CH_6 + 2 V_{OAPA} \text{ ducto} = 2.3488 \text{ Lt}$$

Se selecciona una válvula V_{27} para un flujo de aire de 105 Lt/min.

$$\text{De } V_{27} \text{ a } CH_6: \quad \text{Se selecciona } \varnothing_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm.}$$

-Válvula V28 - Acciona el avance del cilindro CH_2 . Ya se calculó en el inciso de V_{26} .

$$V_{OAPA} \text{ para } V_{28} = 0.06693 \text{ Lt.}$$

$$Q_{\text{válvula } V_{28}} = 40.156 \text{ Lt/min.}$$

Se utilizará una válvula V_{28} para un flujo de 100 Lt/min y un ducto de 0.3 cm.

-Válvula V29 - Acciona el avance de CH_3 .

$$V_{OAPA} \text{ para } V_{29} = 0.1439 \text{ Lt.}$$

$$Q_{\text{válvula } V_{29}} = 86.33 \text{ Lt/min}$$

Se utilizará una válvula V_{29} para un flujo de 105 Lt/min y un ducto de 0.3 cm.

-Válvula V_{30} - Acciona el avance y regreso de CH_5 .

$$Q_{\text{válvula } V_{30}} = Q_{\text{avance } CH_5} + Q_{\text{ducto}} = 194.47 \text{ Lt/min}$$

Se selecciona una válvula V_{30} para un flujo de 105 Lt/min

$$V_{OAPA \text{ para } V_{30}} = V_{OAPA \text{ avance } CH_5} + V_{OAPA \text{ regreso } CH_5} + 2 V_{OAPA \text{ ducto}} = 6.022 \text{ Lt}$$

De V_{30} a CH_5 : Se selecciona $\phi_{\text{ducto}} = 0.4 \text{ cm}$

-Válvula V_{31} - Acciona el avance y regreso de CH_7 .

$$Q_{\text{válvula } V_{31}} = Q_{\text{regreso } CH_7} + Q_{\text{ducto}} = 62.99 \text{ Lt/min}$$

Se selecciona una válvula V_{31} para el flujo de 105 Lt/min

$$V_{OAPA \text{ para } V_{31}} = V_{OAPA \text{ avance } CH_7} + V_{OAPA \text{ regreso } CH_7} + 2 V_{OAPA \text{ ducto}} = 2.1875 \text{ Lt.}$$

De V_{31} a CH_7 : Se selecciona $\phi_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

-Válvula V_{32} - Acciona el avance y regreso de CH_8 .

$$V_{OAPA \text{ avance } CH_8} = 0.166731 \text{ Lt}$$

$$Q_{\text{avance } CH_8} = 4.0155 \text{ Lt/min}$$

$$V_{OAPA \text{ regreso } CH_8} = 0.09418 \text{ Lt}$$

$$Q_{\text{avance } CH_8} > Q_{\text{regreso } CH_8} \text{ ya que } t_{\text{avance } CH_8} = t_{\text{regreso } CH_8}$$

Se selecciona una válvula V_{32} para un flujo de 105 Lt/min

$$V_{OAPA \text{ para } V_{32}} = V_{OAPA \text{ avance } CH_8} + V_{OAPA \text{ regreso } CH_8} + 2 V_{OAPA \text{ ducto}} = 0.33505 \text{ Lt}$$

De V_{32} a CH_8 : Se selecciona $\phi_{\text{ducto}} = 0.3 \text{ cm}$

-Válvula V_{33} - Los resultados para esta válvula se pueden obtener del inciso de la válvula V_{16} , ya que la válvula V_{33} transmite un flujo de aire un poco menor al de V_{16}

$$V_{OAPA \text{ para } V_{33}} = V_{OAPA \text{ ducto aire a } V_{15}} + V_{OAPA \text{ para } V_{15}} = 1.9161 \text{ Lt/min}$$

$$Q_{\text{válvula } V_{33}} = Q_{\text{válvula } V_{16}} = 504.93 \text{ Lt/min}$$

Se utilizará un ducto de $\varnothing = 0.6 \text{ cm} = \varnothing$ ducto válvula de V_{16} a V_{15} .

Se selecciona una válvula V_{33} para un flujo de 600 Lt/min.

-Válvula H1 - Realiza el suministro de aire a baja presión a las válvulas V_{11} , V_{20} y V_{22} . El flujo de aire crítico de la válvula H_1 sería para un tiempo de conmutación de 0.1 seg para la válvula que consuma un mayor volumen de aire que es V_{20} .

$$Q_{\text{para } H_1} = 163.99 \text{ Lt/min}$$

Se selecciona un regulador de presión H_1 para un caudal de 330 Lt/min y un ducto de 0.4 cm de diámetro (90 cm de ducto).

-Válvula H2 - Acciona la conmutación de V_{31} .

$$Q_{\text{ducto}} = 120.46 \text{ Lt/min}$$

Se selecciona una válvula H_2 para un flujo de 180 Lt/min y un ducto de 0.4 cm

$$V_{\text{OAPA para } H_2} = 0.20078 \text{ Lt}$$

-Válvula H3 - Regulador de caudal unidireccional para la línea de V_{15} a V_8 . De resultados para la válvula V_{15} .

$$Q_{\text{para } H_3} = Q_{\text{ducto aire a } V_8} = 30.116 \text{ Lt/min}$$

Se selecciona una válvula H_3 para un flujo de 0 a 45 Lt/min (flujo regulable).

-Válvula H4 - Válvula de escape para el cilindro CH_9 y la válvula V_{10} . De resultados obtenidos para la válvula V_{15} .

$$Q_{\text{para } H_4} = Q_{\text{ducto aire a } V_{10}} = 82.3 \text{ Lt/min}$$

Se usará una válvula de escape rápido con silenciador incorporado, para un flujo de 300 Lt/min.

-Válvula H5 - Se utilizará para un flujo igual al de la válvula V_{12} .

$$Q_{\text{para } H_5} = 40.153 \text{ Lt/min.}$$

Se selecciona una válvula reguladora de caudal de 0 a 320 Lt/min

- Válvula H6 - Junto con H_7 y V_{21} forman una válvula temporizadora que se selecciona para un flujo igual al de V_{21} . Se selecciona para un flujo de 180 Lt/min.
- Válvula H3 - Requiere de un flujo mínimo, por lo que se selecciona para un flujo de 0 a 350 Lt/min.
- Válvula H9 - Requiere de flujo mínimo, por lo que se selecciona para 0 a 45 Lt/min.
- Válvula H10 - Temporizador que acciona la conmutación de la válvula V_{27} . Para un ducto de 0.4 cm de diámetro y una separación entre válvulas de 160 cm; se selecciona el temporizador H_{10} para un flujo de aire de 180 Lt/min. V_{OAPA} para $H_{10} = 0.2677$ Lt.
- Válvula H11 - Con base en los resultados obtenidos para la válvula V_{30} ; se escoge una válvula H_{11} para un flujo de 0 a 350 Lt/min.
- Válvula H12 - De acuerdo a los resultados obtenidos para la válvula V_{30} ; se selecciona una válvula H_{12} para un flujo de 0 a 350 Lt/min.
- Válvula H13 - Basándose en los resultados obtenidos para la válvula V_{31} ; se elige una válvula H_{13} para un flujo de 0 a 100 Lt/min.
- Válvula H14 - Con base en los resultados obtenidos para la válvula V_{32} ; se selecciona una válvula H_{14} para un flujo de 0 a 45 Lt/min.
- Válvula H15 y H16 - No consumen aire.
- Válvula H17 - Electroválvula para flujo de gas de 45 lt/min. Obtenido del inciso (3-2).

- Válvula V14 - Realiza el suministro de aire a las válvulas:

$$V_1 \text{ o } V_7, V_9, V_{12}, V_{13}, V_{15}, V_{19}, V_{21}, V_{23} \text{ o } V_{32}, H_2 \text{ y } H_{10}$$

El flujo total que requiere la válvula V_{14} se podría considerar como el volumen de aire que requieren todas las válvulas, dividido entre el tiempo en que se realiza un ciclo completo de todas estas válvulas (8 seg)

$$V_{OAPA \text{ total}} = 23.5239 \text{ Lt}$$

$$Q_{\text{total válvula } V_{14}} = V_{OAPA \text{ total}} / t_{\text{ciclo completo}} = 23.524 \text{ Lt} / (8 \text{ seg} / (60 \text{ seg} / \text{min})) = 176.43 \text{ Lt/min.}$$

Este flujo de aire es justamente el promedio que va a utilizar toda la prensa para funcionar.

De este flujo se observa que con una válvula V_{14} suministrando 176.43 L/min en forma constante, sería suficiente para satisfacer las necesidades de todas las válvulas. El inconveniente es que éste es el promedio del flujo necesarios, pero realmente se necesita un flujo mayor para cuando varias válvulas funcionan en forma simultánea, es decir para el instante durante el cual se realiza el consumo máximo de aire.

Se podría utilizar una válvula V_{14} para este flujo, siempre y cuando a su salida existiera un acumulador de aire, en el cual se almacenara el aire y se fuera utilizando conforme se requiera. La desventaja de este sistema es que la presión a la salida del acumulador disminuiría mucho cuando el consumo de aire fuera el máximo requerido, lo cual perjudicaría el funcionamiento de los cilindros pues disminuiría su velocidad.

En la figura (4.4) se puede observar que el instante donde existe un mayor accionamiento de válvulas y cilindros para un menor tiempo es en el instante $t = 2.8$, en el cual se accionan simultáneamente $V_5, V_{28}, V_{30}, V_{31}$ y V_{32} . Para este instante crítico:

$$Q_{\text{válvula } V_{14}} = Q_{V_5} + Q_{V_{28}} + Q_{V_{30}} + Q_{V_{31}} + Q_{V_{32}} = 392.85 + 40.156 + 194.47 + 62.99 + 26.102 = 716.568 \text{ L/min.}$$

Se selecciona una válvula V_{14} para un flujo de 920 L/min.

Considerando un ducto de 60 cm de largo con varias descargas durante su trayecto;

$$D_{\text{ducto}} = 0.664 \text{ cm. Se selecciona ducto} = 0.8 \text{ cm}$$

La unidad de mantenimiento que se necesita, se elige con base en el requerimiento máximo de aire que se efectúa en el tiempo $t = 2.8$ seg.

El flujo de aire para la unidad de mantenimiento (Q_{UM}) es el mismo que para la válvula V_{14} .

$$Q_{UM} = 716.568 \text{ L/min.}$$

Se elige una unidad de mantenimiento completa que incluye filtro regulador, lubricador con purga automática y manómetro, para un flujo de 1000 L/min. Para una separación entre la unidad de mantenimiento y V_{14} de 40 cm; ducto requerido = 0.6553 cm. Se selecciona $D_{\text{ducto}} = 0.8 \text{ cm}$.

Hasta el momento ya se conocen la forma, tamaño, material y otras características importantes de todas las partes que componen a la prensa copera automática. Con esto se da

por terminado el diseño total y automatización de la máquina. Sólo falta presentar el acoplamiento de todas las partes en un plano final, que muestre los detalles y forma total de la máquina.

CAPITULO VI

'DETALLE FINAL DE LA PRENSA COPERA'

El diseño de todos los sistemas y piezas con sus dimensiones, materiales, especificaciones, características especiales y acoplamientos, ya han sido realizados. En este capítulo se incluirán los planos finales, especificando el armado de todas estas partes con algunos ajustes extras, accesorios auxiliares, etc. Se realizará también un resumen de la lista de piezas y componentes generales que va a utilizar la prensa copera y una lista de los sistemas auxiliares adicionales que se incluyen en el diseño para lograr que el funcionamiento de la máquina sea más práctico, cómodo, seguro y eficiente.

**(6-1) RESUMEN DE PIEZAS Y COMPONENTES SELECCIONADOS PARA LA
PRENSA COPERA.**

- 1) Un par de rociadores de agua tipo microjet, de aspersión extrínseca, para baja presión.
- 2) Un yugo escocés conforme a las dimensiones de la figura (5.5)
- 3) Un par de pinzas de sujeción de acuerdo con las dimensiones de la misma figura.
- 4) Cuatro juegos de correderas de carrerilla para el yugo escocés, de 5/8" de diámetro.
- 5) Una guillotina de mesa según la figura (5.8), de acero AISI W-1065.
- 6) Una mesa de corte de gran dureza, con base en los planos finales, de acero AISI W-1065.
- 7) Dos guías para la guillotina de 3/4" de diámetro, según las dimensiones de la figura (5.8).
- 8) Cuatro juegos de corredera, tipo bujes de bronce para las guías de la guillotina.
- 9) Un brazo alimentador a prensa conforme a las dimensiones de la figura (5.9)
- 10) Dos rodamientos de hule de 3 cm de diámetro para deslizar sobre la horma de aro superior.
- 11) Un rodamiento de hule con base giratoria para sostener el peso del brazo alimentador. De acuerdo a la figura (3.15).
- 12) Un resorte del tipo extremos de torsión para la articulación del sistema de regreso del brazo alimentador, que produzca un torque de 6 062 N-m.
- 13) Un tope para el brazo alimentador. Según la figura (3.13)
- 14) Lámina guía de acero para los rodamientos del inciso 10, de calibre 18.
- 15) Un par de topes para la fijación de tela en la horma de aro inferior. Con base en la figura (3.13), de solera del 1" x 1/4" con refuerzo superior.
- 16) Dos hormas de aro de aluminio según las dimensiones de los planos finales.
- 17) Dos barras de sección circular de acero cold-chilled de 7/8" y 50 cm de largo para las guías de la horma de aro superior.
- 18) Dos bujes de fierro colado como guías para las barras anteriores.
- 19) Tres quemadores de gas del tipo toroidal, fabricado en tubo de 7/8" y calibre 12 de diámetros exteriores: 6.25, 28.5 y 30 cm.
- 20) Dos protectores contra fuego para la tela, fabricados en lámina galvanizada calibre 22.
- 21) Un botador de copas de cualquier material, de forma elíptica con 18 cm en su diámetro mayor y 15 cm en su diámetro menor.
- 22) Una trave para la horma de aro superior, según dimensiones de figura (5.10).
- 23) Una horma de copa de aluminio de forma elíptica de 19 cm en su diámetro mayor, 16 cm en su diámetro menor y 20 cm de altura.
- 24) Dos poleas para cuerda según figura (5.11), de 2" de diámetro.
- 25) Un contrapeso de 6.52 kg.
- 26) Un compactador de copas fabricado en lámina de aluminio calibre 10, según las dimensiones de la figura (5.14).

- 27) Cuatro tubos de 5/8" de diámetro y 1/8" de espesor para guiar las copas formadas en el recolector. Según dimensiones de planos finales
- 28) 4.5 m de banda plana de hule de 16" de ancho y 3/16" de grueso
- 29) Cuatro rodillos para banda transportadora, de 16" de largo, 4" de diámetro, para flecha de 1/2"
- 30) Un motor monofásico de 1/16 HP
- 31) Un freno de disco plano de doble acción, fabricado en acero maquinable, de 4 109 cm de diámetro y sección del área de frenado del disco de 0.537 cm
- 32) Base y brazo para montar y accionar el freno, de acuerdo a la figura (4.3)
- 33) Cuatro caterinas de paso 25 y 24, 15, 34 y 10 dientes
- 34) Cuatro flechas de transmisión de movimiento de
- 3/4" de diámetro y 6.0 cm de largo
 - 5/16" de diámetro y 26 cm de largo
 - 3/4" de diámetro y 36.4 cm de largo
 - 7/16" de diámetro y 55 cm de largo
- 35) Una flecha de sección cuadrada de 1" de diámetro, 55 cm de largo, con una sección C de 45 cm de largo y 1" de diámetro interior. Según figura (5.21)
- 36) Una corona de 31 dientes y sin fin de paso 1 para un paso diametral de 0.406 cm, diámetro de paso del sin fin de 1.43 cm, diámetro de paso de la corona de 4 cm, y ancho de cara de la corona de 1 cm
- 37) Dos engranes cónicos de 45° y de 18 o más dientes, ambos de paso diametral mayor a 0.1664 cm
- 38) Un reductor de velocidad 60:1 para una potencia de salida 0.76 HP, de sin fin y corona tipo horizontal
- 39) Cilindros neumáticos de movimiento de
- SIMPLE EFECTO
- Cuatro de membrana de 0.8 cm de diámetro y 0.4 cm de carrera
 - Dos de membrana de 1.2 cm de diámetro y 0.4 cm de carrera
- DOBLE EFECTO:
- Un cilindro de 2.5 cm de diámetro, 1.6 cm de vástago, 12.5 cm de carrera, con amortiguamiento interno y fijación mediante soporte por pies.
 - Un cilindro de 2.5 cm de diámetro, 3/4" de vástago, 131 cm de carrera, con amortiguamiento interno y fijación mediante dos soportes por pies
 - Un cilindro de 3.5 cm de diámetro, 15/16" de vástago, 19 cm de carrera, con amortiguamiento interno y fijación mediante soporte por brida u otro por pies.
 - Un cilindro de 4 cm de diámetro, 1" de vástago, 18 cm de carrera, con amortiguamiento interno y fijación mediante soporte por pies y otro por brida

- Un cilindro de 12 cm de diámetro, 5/16" de vástago, 25 cm de carrera, con amortiguamiento interno y fijación mediante soporte ajustable.
- Un cilindro de 0.6 cm de diámetro, 5/32" de vástago, 1 cm de carrera, y fijación mediante soporte posterior de brida

40) Válvulas neumáticas

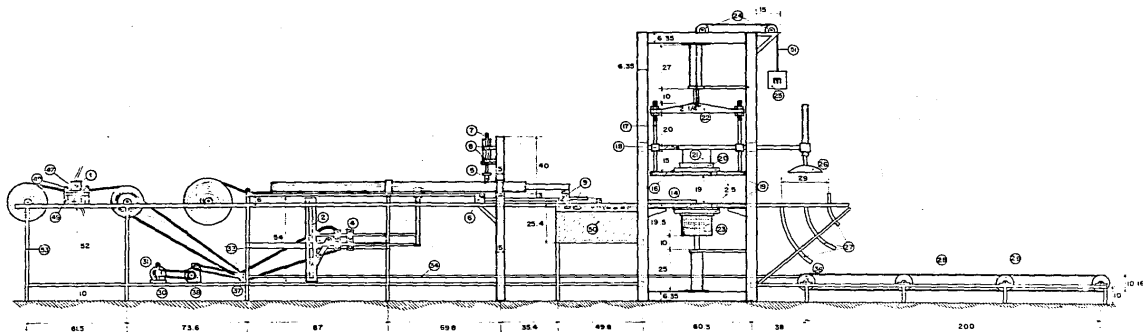
- a) De accionamiento neumático, con reposicionamiento por muelle
 - Una de 3/2 vías, normalmente abierta y 100 Lt/min de caudal.
 - Tres de 3/2 vías, normalmente cerrada y 100 Lt/min de caudal.
 - Dos de 4/2 vías, normalmente con paso de P a B y 600 Lt/min de caudal.
- b) De accionamiento manual, con reposicionamiento por muelle
 - Tres válvulas 3/2 vías, normalmente cerradas y 60 Lt/min de caudal.
- c) De accionamiento mecánico con servomando, de reposicionamiento por muelle
 - Una válvula 4/2 vías, normalmente con paso de P a A y caudal de 600 Lt/min.
- d) De accionamiento mecánico, con reposicionamiento por muelle
 - Tres válvulas 3/2 vías, normalmente cerrada y caudal de 80 Lt/min.
 - Tres válvulas 3/2 vías, normalmente cerrada y caudal de 600 Lt/min.
- e) De accionamiento por antena y servomando, con reposicionamiento por muelle:
 - Una válvula 3/2 vías, normalmente cerrada y 120 Lt/min de caudal.
- f) De accionamiento neumático en ambos sentidos.
 - Tres válvulas 3/2 vías y 105 Lt/min de caudal.
 - Cuatro válvulas 4/2 vías y 105 Lt/min de caudal.
 - Una válvula 4/2 vías, con accionamiento manual auxiliar y 105 Lt/min de caudal.
 - Una válvula 4/2 vías y 330 Lt/min de caudal.
 - Una válvula 3/2 vías y 920 Lt/min de caudal.
 - Una válvula 4/2 vías y 920 Lt/min de caudal.
- g) Reguladores de caudal unidireccional:
 - Cuatro de 0 a 45 Lt/min de caudal.
 - Uno de 0 a 100 Lt/min de caudal.
 - Dos de 0 a 350 Lt/min de caudal.
- h) Temporizadores:
 - Uno de 3/2 vías, normalmente cerrados y 90 Lt/min de caudal.
 - Dos de 3/2 vías, normalmente cerrados y 180 Lt/min de caudal.
- i) Reguladores de caudal con silenciador integrado
 - Seis de 0 a 320 Lt/min de caudal.
- j) Una válvula de secuencia para una caudal de 100 Lt/min y ajuste de presión para un rango de alrededor de 5 bar

- k) Un convertidor de señal neumático-eléctrico, normalmente abierto para una carga admisible de 2 amperes.
- l) Una válvula de control neumático, normalmente cerrada, para tubo de agua de 1/2".
- m) Un regulador de baja presión para 330 LT/min de caudal.
- n) Una válvula de escape rápido con silenciador incorporado para 300 LT/min de caudal.
- ñ) Cinco válvulas selectoras de circuito para 1 170 LT/min de caudal.
- o) Una unidad de mantenimiento completa para 6 500 LT/min de caudal. Incluyendo filtro de aire, regulador de presión, manómetro, lubricador de aire y purga automática.
- p) Una electroválvula de 3/2 vías normalmente cerrada y reposicionamiento por muelle para 600 LT/min de caudal.
- 41) Una válvula solenoide para paso de gas con accionamiento neumático de posición normalmente cerrada para un flujo de 45 LT/min.
- 42) Ductos de aire de plástico flexible tipo PU (según FESTO).
- 11.4 metros de ducto de 0.3 cm de diámetro interior
 - 18.7 metros de ducto de 0.4 cm de diámetro interior.
 - 12.8 metros de ducto de 0.6 cm de diámetro interior.
 - 1.0 metros de ducto de 0.8 cm de diámetro interior.
- 43) Dos termopares; uno de posición normalmente abierto y otro normalmente cerrado para 110 volts y 0.5 amperes o más.
- 44) Un elevador con embobinado para 110 volts y contactor bipolar para 11 700 watts o más.
- 45) Un timbre para 110 volts e intensidad deseada.
- 46) Chumaceras de piso de distintas medidas, cadena^(1*) paso 25, sección cuadrada de acero de 1" y 3/32" de espesor, sección C de acero de 2 1/2" y 1/4" de espesor, lámina de acero calibre 18 para forrar algunas zonas de la estructura, tornillería de varias medidas, cuñas o presores y pequeñas piezas extras como complemento del armado.

NOTA(1*): Cadena de rodillos sencillos tipo estandar y bornes ribeteados.

(6-2) PLANOS FINALES.

Estos planos muestran la vista frontal y superior del diseño definitivo de la prensa copera automática.



UNIVERSIDAD ANAHUAC	ING. MECANICA
TESIS PROFESIONAL	Alfonso Viquez Miranda
PLANO FINAL # 1	DIMENSIONES EN cm. ESCALA 1:13
VISTA FRONTAL DE LA PRESA COPERA AUTOMATICA	
[La descripción de cada pieza se encuentra en los anexos (61 y 63)]	

(6-3) SISTEMAS AUXILIARES.

En el diseño de capítulos anteriores se han seleccionado todos los sistemas y piezas indispensables para que la máquina logre su cometido. Además de estas partes indispensables, se requieren otros sistemas que faciliten, mejoren y realicen en forma más segura su funcionamiento. Estas partes se denominan sistemas auxiliares.

LOS SISTEMAS AUXILIARES QUE SE INCLUYEN EN LOS PLANOS FINALES SON:

- 47) Soporte para los rodillos de tela - Se fabricará en barra cuadrada de 1/2".
- 48) Rodillos guía de tela - Rodillos dobles, fabricados en barra de acero cold-rolled de 1/2", con bujes de bronce en los extremos.
- 49) Base para los rodillos guía de tela - Fabricado en sección cuadrada de 1" y 3/32" de espesor.
- 50) Central de mando - Sistema de control manual y automático de toda la máquina. En ellas se localizan los botones de arranque y paro, el interruptor general de la máquina y los manómetros de baja y de alta presión. El montaje de válvulas se hará en tableros espectales para este fin. La cubierta de la central de mando se fabricará en lámina de acero calibre 18 y **pueden forrarse de alguna chapa imitación de madera** para mejorar el aspecto exterior.
- 51) Cable para mover el contrapeso - Se elige una cinta de cuero de alta resistencia, especial para tracción, de 1/2" de grueso por 1/8" de espesor.
- 52) Lámina base por donde desliza la tela al alimentarse, a corte, a la prensa y hacia la expulsión y recolección de copas. Además se utilizará otra lámina como base para depositar la tela cortada. En el recolector se añadirán dos tiras de lámina para que las copas formadas deslicen sus orejas (sobrante de tela en forma de trébol) sobre las tiras y no se atoren en los tubos centrales guía del recolector. Todas estas partes se fabricarán en lámina de acero inoxidable del número 18 con sus orillas "peligrosas" engargoladas para evitar cortarse.
- 53) Toda la estructura de la prensa copera, con excepción del soporte del cilindro de corte y el soporte de los cilindros de formación de copes, será de sección cuadrada de 1" y 3/32" de espesor.

LOS SISTEMAS AUXILIARES NO INCLUIDOS EN LOS PLANOS FINALES:

- 54) Protectores para las cadenas y catarinas, fabricado con ángulos de acero de 1/2" x 1/8" de espesor y lámina de acero calibre 18.
- 55) Malla de alambre de acero de 1/16" de grueso con tejido rómbo cerrado (aproximadamente 1.5 cm entre rombo y rombo). Esta malla se utilizará como protección en las zonas de peligro para el operario que son:
 - En ambos lados de la guillotina y mesa de corte.

- En ambos lados de las hormas de aro superior e inferior.

La malla de acero esté sostenida por un armazón de ángulo de acero de $1/2" \times 1/8"$ y debe poder desmontarse fácilmente.

NOTA IMPORTANTE:

La longitud útil aprovechada propuesta para la banda transportadora es de 200 cm. Esta da cabida a 100 copas amontonadas más las copas en el recolector que son 20, dando un total de 120. Lo anterior, a razón de 8 seg para fabricar cada una, equivale a 16 minutos para que la banda se llene de copas. Si se desea aumentar este tiempo de manera que el operador ocasional vigile aún menos la máquina, sólo se aumenta el largo de la banda transportadora.

Con esto se dá por terminado el "diseño total y la automatización completa" de la prensa copera. Como se pudo observar durante el desarrollo de este trabajo, se trata de un diseño factible y de fácil fabricación. Lo único que puede faltar por llevarse a cabo sobre esta máquina es... **su construcción.**

CAPITULO VII

'CONCLUSIONES'

---Diseñar una máquina no solo consiste en idear un dispositivo que realice un trabajo, sino lograr que este dispositivo sea lo más acercado a las necesidades, que mejore los sistemas anteriores, que el producto formado sea de buena calidad, que sea productivo, que se construya al menor costo y lo más importante de todo; que se pueda armar con piezas existentes ó comerciales y económicas

En el aspecto funcional, se debe observar que la máquina a diseñar sea duradera, de mantenimiento sencillo y que puedan ser desmontadas fácilmente las piezas desgastadas o rotas. Esto último es un aspecto muy importante que denota mucho la calidad del diseño, ya que una máquina que no se puede reparar fácilmente no está hecha para trabajar durante mucho tiempo; ésta sería una máquina desechable

Para el diseño de la prensa copera automática, se trataron de cumplir lo mejor posible todos estos aspectos, dando como resultado un diseño práctico y económico de una máquina, que aunque realiza un proceso sencillo, lo hace con bastante funcionalidad y eficiencia. Es un diseño que sustituye a varios procesos y operarios en una sola máquina de funcionamiento autónomo; que posee un amplio rango de seguridad en su uso, por los dispositivos que protegen tanto al producto que procesa como al personal que llegara a estar en contacto con ella

--- Con este diseño se logra un buen avance en la industria del sombrero, ya que es la primera máquina completamente automática que se asigna a esta rama en México. Esto puede significar un buen comienzo, para que a futuro se traten de automatizar los demás procesos en la fabricación de sombreros.

--- Es común que el estudiante de Ingeniería Mecánica al finalizar sus estudios, no comprenda exactamente que tanta diferencia existe entre el diseño que se aprende durante la carrera y un diseño práctico. No conoce como se debe proceder para el desarrollo de un proyecto. Por esta razón, este trabajo puede ser una conveniente lectura para estudiantes de esta carrera, ya que muestra un caso factible de diseño mecánico y de automatización, basado en un proyecto totalmente práctico.

'RNEHDS'

ANEXO # 1:

En este anexo se explicará el funcionamiento de algunos elementos neumáticos de uso común en la automatización.

- 1) Cilindro de simple efecto.- Estos cilindros tienen una sola conexión de aire comprimido. No pueden realizar trabajo más que en un sentido. El vástago retorna por efecto de un muelle incorporado o de una fuerza externa. En estos cilindros la longitud del muelle limita su carrera, por lo cual su longitud no sobrepasa a 10 cm.
- 2) Cilindros de doble efecto.- Tienen entrada de aire por ambos lados del émbolo por lo cual efectúan un movimiento de traslación en dos sentidos. Se dispone de una fuerza útil tanto en el avance como en el retorno del émbolo.
- 3) Cilindros con amortiguación interna.- Cuando las masas que trasladó un cilindro son grandes, al objeto de evitar un choque brusco y daños, se utiliza un sistema de amortiguación que entra en acción momentos antes de alcanzar el final de carrera. En este instante, un émbolo de diámetro menor al del cilindro y al émbolo en movimiento corta la salida directa del aire al exterior y hace que ésta se realice por un escape muy pequeño que a menudo es regulable.
- 4) Válvulas distribuidoras.- Estas válvulas son los componentes que determinan el camino que ha de tomar el flujo de aire, principalmente puesta en marcha o paro.

- Las posiciones de las válvulas distribuidoras se representan por cuadros -----



- La cantidad de cuadros yuxtapuestos indica la cantidad de posiciones de la válvula -----



- Las líneas representan tuberías o conductos. Las flechas, el sentido de circulación del fluido -----



- Las posiciones de cierre dentro de los casilleros se representan mediante líneas transversales -----



- La unión de conducto o tuberías se representa mediante un punto -----



- Las conexiones (entradas y salidas) se representan mediante trazos unidos a las castillas -----



- Según su utilización, las válvulas distribuidoras pueden accionarse de distintos modos:

- accionamiento por pulsador -----



- accionamiento manual auxiliar -----



- accionamiento por palanca -----



- accionamiento por pedal -----



- accionamiento por leva -----



- accionamiento por muelle -----



- accionamiento por rodillo -----



- accionamiento por electromán -----



- accionamiento neumático -----



- accionamiento con servopiloteaje -----



5). Válvula antirretorno .- Son elementos que impiden el paso de aire en un sentido; en el sentido contrario, el aire circula con una pérdida de presión mínima. La obturación en un sentido puede obtenerse mediante un cono, bola, disco o membrana.



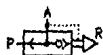
6). Válvula selectora de circuito.- Esta válvula tiene dos entradas X y Y una salida A. Cuando el aire comprimido entra por X, la bola obtura la entrada Y y el aire circula de X a A. Inversamente el aire pasa de Y a A cuando la entrada X está cerrada. Cuando el aire regresa por A, circula por el mismo camino por el que había pasado inicialmente.



7). Válvula antirretorno y de estrangulación.- También se conoce como regulador unidireccional. Cierra el paso del aire en un sentido, y el aire puede circular sólo por la sección ajustada. En el sentido contrario, el aire circula libremente a través de la válvula antirretorno abierta.



8). Válvula de escape rápido.- Esta válvula permite elevar la velocidad de los embolos de cilindros cuando se coloca a la salida de ellos. El aire de alimentación pasa libremente de P a A y en la descarga el aire regresa por A y sale directamente al ambiente por R. De esta manera se evita la pérdida de tiempo en que el aire recorra ductos largos y quizás estrechos hasta la válvula de escape.



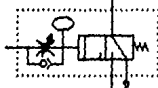
- 9). Válvula de secuencia.- Esta válvula abre el paso de aire P a A cuando se alcanza una presión superior a la ajustada mediante un muelle.



- 10) Regulador de presión con orificio de escape.- Tienen la misión de mantener constante la presión de salida de este elemento conforme el ajuste de su muelle, aunque se presenten fluctuaciones en la presión de la red. Con el orificio de escape, es posible compensar una sobrepresión en su salida ya que el aire se libera por el orificio hasta que se nivela la presión.



- 11). Temporizador - Dispositivo que retrasa determinado tiempo ajustable una señal neumática. El flujo de aire es estrangulado, de manera que lentamente va entrando a un pequeño depósito de aire y al alcanzar una presión determinada (tiempo determinado) acciona a una válvula distribuidora 3/2 vías.

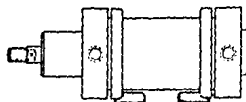


ANEXO #2.- Montaje de cilindros:

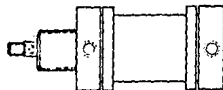
El tipo de montaje depende del modo en que los cilindros se coloquen en dispositivos y máquina

Tipos de montaje.

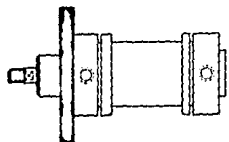
Fijación por pies



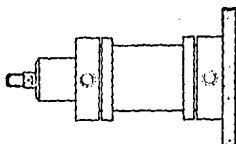
Fijación por rosca



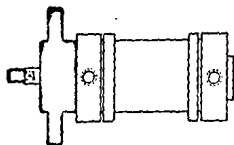
Brida anterior



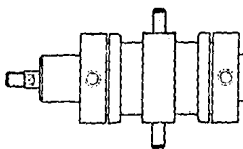
Brida posterior



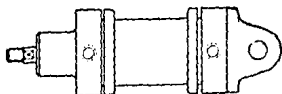
Brida anterior oscilante



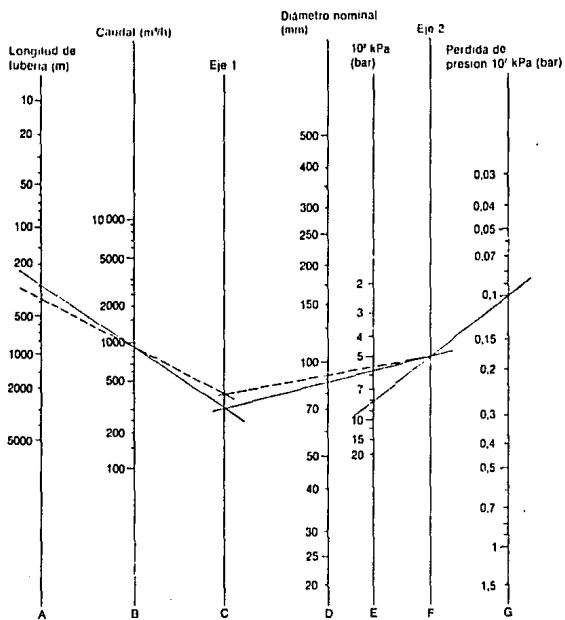
Brida central oscilante



Brida posterior oscilante



ANEXO #3.- Nomograma neumático:



Tomado del manual de neumática de FMA Pokorný, Francfort

APPENDICES

APENDICE # I.- Lista de abreviaturas de parámetros en mecánica:

a	: Aceleración
A	: Area
d	: Distancia
g	: Gravedad
I	: Momento de inercia
k	: Factor de concentración de esfuerzos
m	: Masa
M	: Momento de fuerzas
o	: Origen
r	: Radio
t	: Tiempo -
v	: Velocidad
V	: Volumen
W	: Velocidad angular
P	: Potencia
δ	: Aceleración angular
Δ	: Densidad
ζ	: Angulo
θ	: Angulo
π	: PI
\emptyset	: Angulo
μ	: Coeficiente de fricción
ζ	: Trabajo.

Lista de abreviaturas de parámetros en neumática:

A,B,C,D,E	: Salidas de trabajo
CH	: Cilindro neumático
H	: Dispositivo neumático auxiliar
P	: Alimentación de aire
R,S,T,U	: Escape de válvulas
L	: Fuga
W,X,Y,Z	: Conductos de pilotaje
Q	: Posición del cilindro
V	: Válvulas
K	: Dispositivo eléctrico.

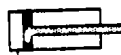
ESTA TESIS NO DEBE
 SER DE LA BIBLIOTECA

APENDICE #2.- Símbolo neumáticos:

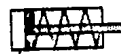
Compresor



Cilindro de simple efecto,
retorno por fuerza externa



Cilindro de simple efecto,
retorno por muelle interno



Cilindro de doble efecto
de vástago simple



Válvula distribuidora 2/2
cerrada en posición de reposo



Válvula distribuidora 2/2
abierta en posición de reposo



Válvula distribuidora 3/2
abierta en posición de reposo



Válvula distribuidora 3/3
cerrada en posición central



Válvula distribuidora 4/2



Válvula antirretorno, sin muelle



Válvula antirretorno, con muelle



Válvula selectora de circuito



Válvula de escape rápido



Válvula de secuencia, ajustable



Regulador de presión, sin orificio de escape, ajustable



Regulador de presión, con orificio de escape, ajustable



Válvula de estrangulación, regulable, de accionamiento arbitrario



Válvula antirretorno y de estrangulación (regulador unidireccional), regulable



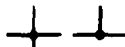
Fuente de presión



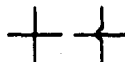
Conducto o línea de trabajo



Unión rígida (fija)



Cruce de líneas o conductos



Escape no recuperable



Silenciador



Depósito o acumulador neumático

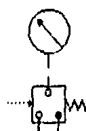


Unidad de mantenimiento (filtro regulador de presión lubricador y manómetro), Presentación simplificada



Manómetro (medidor de presión)

Convertidor de señal neumático - eléctrico



APENDICE #3.- Símbolos eléctricos:

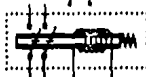
Termoper normalmente abierto



Termoper normalmente cerrado



Válvula solenoide para accionamiento bipolar



Timbre



Línea de flujo eléctrico



APENDICE #4.- Programa para solución de flechas momento máximo:

```

1 PRINT "Momento máx."
2 VAC: INPUT "# Puntos", Y
3 FOR Z=0 TO Y-1
4 INPUT " Pza. n", A(Z), "Ang. n", G(Z), " Dist. Z", M(Z)
5 S(Z)=-A(Z)* SIN G(Z): A(Z)=A(Z)*COS G(Z)
6 Z(1)=Z(1)+S(Z)*M(Z): Z(2)=Z(2)+A(Z)*M(Z): GOSUB 21
7 NEXT Z: G=0: FOR Z=TO Y-1: IF S(Z)=0 THEN 12
8 IF A(Z)≠0 THEN 12
9 IF G=0 THEN 11
10 S(Z)=-Z(3): A(Z)=-Z(4): GOTO 12
11 S(Z)=-Z(1)/M(Z): A(Z)=-Z(2)/M(Z): G=Y: GOSUB 21
12 NEXT Z: G=0: FOR Z=1 TO Y-1: A(Z)=A(Z)+A(Z-1): S(Z)=S(Z)+S(Z-1)
13 G(Z)=G(Z-1)+A(Z-1)*(M(Z-1)-M(Z))
14 NEXT Z: A=0: Z(2)=0: FOR Z=1 TO Y-1
15 A(Z)= A(Z-1)+S(Z-1)*(M(Z-1)-M(Z))
16 Z(1)=(G(Z)**2+A(Z)**2)**0.5: IF Z(1)≥Z(2) THEN 18
17 Z(2)=Z(1): Z(3)= Z+1
18 NEXT Z
19 PRINT "Momento max.="; Z(2): PRINT "#Puntos="; Z(3)
20 STOP
21 Z(3)=Z(3)+S(Z): Z(4)=Z(4)+A(Z): RETURN
22 END

```

BIBLIOGRAFIA:

- Baumelster III, Theodore; Avallone, Eugene A.; Baumerster, Theodore
MARKS. MANUAL DEL INGENIERO MECANICO.
2ª edición en español, traducida de la 8ª edición en inglés.
Edt. Mc. Graw Hill. México (1982).

- Chapman, Alan J.
HEAT TRANSFER
1ª edición.
Edt. Macmillan Publishing Co., Inc. New York (1974).

- Dodge Manufacturing División Reliance Electric Co.
DODGE ENGINEERING CATALOG.
1ª edición.
USA (1974).

- Faes, V.M.
DESIGN OF MACHINE ELEMENTS.
4ª edición.
Edt. Collier - Macmillan. USA (1970).

- Harrison, Howard L.; Bollinger, John G.
CONTROLES AUTOMATICOS.
Traducción de la 1ª edición en Inglés
Editorial Trillas, S.A. México (1969).

- Holman, J. P.
TRANSFERENCIA DE CALOR.
2ª edición.
Cia. Editorial Continental, S. A. México (1977).

- Kolzhevnikov, S.N.; Vestpenko, Y.I.; Raskin, Y.M.
MECANISMOS.
Traducido de la 3ª edición rusa.
Edt. Gustavo Gili, S.A., Barcelona (1975).

- Mable, Hamilton H., Ocvirk, Fred W.
MECANISMOS Y DINAMICA DE MAQUINARIA.
Traducido de la 3ª edición en inglés publicada por John Wiley & Sons.
Edt. Limusa México (1978).
- Meixner, H., Kabler R.
INTRODUCCION EN LA NEUMATICA.
3ª edición traducida en Festo Didactic. D-7300 Esslingen
Festo Didactic. Alemania Federal (1980).
- Popov, Egor P.
INTRODUCCION A LA MECANICA DE SOLIDOS.
3ª edición.
Edt. Limusa. México (1981).
- Shigley, Joseph Edward.
ANALISIS CINEMATICO DE MECANISMOS.
Traducido al español de la 2ª edición en inglés.
Edt. Mc. Graw Hill. México (1980).
- Shigley, Joseph Edward.
DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA.
2ª edición.
Edt. Mc. Graw Hill. México (1978).
- Sparrow, E. N., Cess, R. D.
RADIATION HEAT TRANSFER.
2nd edition.
Edt. Brooks/Cole Publishing Company. Belmont California (1966).
- Timoshenko, S.P., Gere, James M.
MECHANICS OF MATERIALS.
2nd edition.
Edt. D. Van. Nostrand. USA (1972).

--- Wong, H W

HANDBOOK OF ESSENTIAL FORMULAE AND DATA ON: "HEAT TRANSFER FOR ENGINEERS".

1st edition.

Edt. Longman. London (1977).

--- Zemensky, Mark W.

CALOR Y TERMODINAMICA.

Traducido del Ingles de la 1^a edición.

Edt. Aguilar S. A. de ediciones. España (1979).