

870117

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA



11/2
Ejem.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

" FABRICACION DE UNA PRENSA VULCANIZADORA PARA
ELASTOMEROS COMO ALTERNATIVA DE COMPRA "

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A

COSME HIRAM KASTEN MIRANDA



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.

INDICE

INTRODUCCION

Prespectivas de la productividad en la industria hulera
Una historia antigua
Proceso de la industrialización
Problemas y prespectivas

ANTECEDENTES

CAPITULO I

* PROCESOS DE FABRICACION
Proceso de vulcanización
El moldeo por compresión

CAPITULO II

* CALCULO DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA
Diseño de la sección
Cálculo de tensores
Cálculo de los soportes laterales
Vista frontal de la prensa
Vista lateral de la prensa

CAPITULO III

* CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA CALEFACTOR
Gráfica de: velocidad del vapor/diámetro de la tubería
Gráfica de: flujo de vapor/caída de presión en tuberías
Cálculo de la caldera
Transmisión de calor
Esquema del plato calefactor y sus partes
Drenado de la tubería principal de vapor
Tubería de vapor
Gráfica de: selección del tamaño de tuberías de vapor
Diagrama del flujo de vapor

CAPITULO IV

* CALCULO DEL CILINDRO, PISTON Y VASTAGO PARA EL SISTEMA DE PRENSADO
Cálculo del cilindro
Cálculo del pistón
Lubricantes
Bomba de alimentación del sistema hidráulico
Cálculo de las masas de los componentes de la prensa

CAPITULO IV (continuación)

Cálculo del vástago del pistón

CAPITULO V

* SELECCION DEL EQUIPO DE CONTROL Y OPERACION HIDRAULICO

Diagrama del flujo de aire

Esquema de la válvula hidráulica

Partes de la valvula hidráulica

Principio de operación del equipo de bombeo hidráulico

Diagrama de flujo del aceite hidráulico

Instalación, operación y mantenimiento del equipo de bombeo

CAPITULO VI

* SECUENCIA ELECTRICA Y MECANICA DE LA PRENSA EN SU OPERACION

Secuencia eléctrica

Diagrama eléctrico

Secuencia mecánica

CAPITULO VII

* COSTEO DE LA FABRICACION DE LA PRENSA

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA

INTRODUCCION

Una empresa maquiladora de hule, ubicada en el municipio de Arenal, Jal., desea ampliar su producción, pues la cantidad de clientes que tiene en la actualidad así lo exige para satisfacer su demanda y como exclusivamente se enfoca al maquilado de productos de hule semiterminados, los cuales tienen diversos usos finales dependiendo del cliente que se trabaje, se ha planteado la necesidad de adquirir dos prensas con platos calefactores para el proceso de vulcanizado.

Se presentan dos problemas: uno es la compra de las prensas y otro es la demanda del vapor, pues el generador de vapor que tienen está trabajando a su máxima capacidad y no acepta más carga.

El problema a tratar en el presente estudio, será la alternativa de fabricar dentro de la empresa las prensas de vulcanizado y determinar el tamaño de la caldera que requerirán para que la empresa trabaje al 100% de la capacidad instalada, dado que en la actualidad la caldera es de 125 caballos caldera.

El 60% de la producción maquilada se destina a la exportación y el 40% restante se destina al mercado nacional. De este mercado nacional, la mayoría de la producción se destina a la fabricación de zapato deportivo, suelas para zapato económico y fabricación de calzaletas. La producción de exportación se destina principalmente a clientes de Taiwan y Singapur, el uso al que se destina ésta, es la elaboración de zapato deportivo, zapato de descanso y popular (convencional para estos países).

La adquisición de las prensas, por lo general se realizan en Estados Unidos de América, Italia o Brasil, pues su alta tecnología los hace altamente competitivos en los mercados mundiales. En las fábricas de estos países, los tiempos de entrega pronosticados para la construcción de ambas prensas es de seis meses cuando menos, los precios tasados en dólar, hay que proporcionar datos técnicos para el uso a destinar y no modificar detalles. El departamento de comercialización y el de producción, estiman demaciado tiempo para tener el equipo, realizar ajustes y pruebas en campo dado que los contratos como proveedores de Taiwan y Singapur se han formalizado para la permanencia de diez años y esta demora puede proporcionar una mala imagen en el comercio como exportadores.

Dada esta razón, se plantea como alternativa a la compra de las prensas la fabricación de éstas en el taller de la empresa, con doble esperanza: la disminución del tiempo de fabricación y disminuir el precio.

Como dato interesante, se contemplará la adquisición de las prensas en Italia. El precio es de 26,100 dólar, FOB en cualquier puerto italiano, se pagarán el 50% de anticipo y formalización en la compra, el resto en el momento que se notifique que el equipo está listo para el embarque. Se establece que cualquier cambio en el diseño se cobrará el 5% adicional al valor ya pactado y se cargarán los materiales utilizados en este cambio. No se asumen responsabilidades del buen funcionamiento si no se colabora directamente con una información rápida y oportuna a los requerimientos del fabricante. Se solicita una visita por parte del cliente a la fábrica para verificar avances y normar criterios.

Las condiciones anteriormente citadas, aparentemente drásticas, no lo son, pues cuando se requiere de la fabricación de equipos especiales en el extranjero, éstas y otras razones más, las encuentran los compradores.

Prespectivas de la productividad en la industria hulera

La industria hulera se perfila actualmente como una de las más atractivas y promisorias para el desarrollo nacional. Sus grandes posibilidades para procesar y comercializar productos derivados del petróleo, la sitúan en posición envidiable para reducir la dependencia tecnológica que sufre el País en esta área, además de que cobra creciente interés por los empleos y divisas que genera actualmente y los que sin duda producirán a mediano plazo.

El hule, tanto natural como sintético, ofrece grandes posibilidades para la producción de artículos que antes se hacían con materias primas más caras o más escasas. Fuertemente ligada a la petroquímica básica, de la cual obtiene la mayor parte de los insumos, la industria hulera alimenta a su vez a la mayoría de las industrias que operan en nuestro País, incluyendo la propia actividad petrolera.

Lo mismo sucede en el resto del mundo, pues en casi toda actividad industrial están presentes los productos del hule. De ahí la importancia de este sector que contribuye, y puede hacerlo con más intensidad para equilibrar la balanza económica de nuestro País.

Además de llantas, entre otros productos de hule para la indus--

tria automotriz, están los siguientes: bandas, empaques, filtros, bujes para amortiguadores, soportes de motor, cañuelas, cámaras, corbatas, materiales para la renovación en talleres automotrices; para la industria del calzado el sector produce: suelas, tacones, sandalias, tenis y botas; para la industria de artículos deportivos: balones, pelotas, aletas, lanchas, equipos de buceo; para la industria químico-farmacéutica recibe: tapones, mami-las sondas, tubos, chupones y guantes; además de múltiples usos elabora: - mangueras y rodillos para lavadoras, globos, tapetes, loderas, ligas; otro renglón es el de artículos comerciales industriales: rings, sellos para pozos petroleros o para perforadoras, sellos para tuberías de asbesto, cemento, plantillas, empaques para conducción de agua, soportes eléctricos para puentes y edificios, hules y losetas para pisos, bandas transportadoras, - piezas para la industria minera, recubrimientos para rodillos y tanques, para mencionar sólo algunos de los más conocidos.

Una historia antigua

Aunque, como rama definida, la industria hulera sólo se considera presente en nuestro País desde hace setenta años, sus antecedentes históricos se pierden en los orígenes de la historia.

La más antigua utilización de la planta hulfífera conocida como - *Castilleja elástica* se remonta a la llegada de los olmecas a Centroamérica y Yucatán, y de otras tribus a Chiapas, Tabasco, Veracruz, alrededor del año 1300 antes de Cristo.

Los indígenas usaron el latex de dicho árbol, primero, como medicina; luego, en la fabricación de pelotas para su juego ritual religioso, - además de impermeables y vasijas o como elemento de decoración corporal, es cultórica y arquitectónica. Estos productos se fabricaban en forma rudimentaria, ya que se desconocían los actuales procesos de vulcanización, se deformaban con el tiempo y tenían poca duración o mal olor.

Cuando entró en auge la actividad minera en la Nueva España, don-Francisco Javier Espinosa de los Monteros, inventó un saco de lona bañado - con latex para el transporte del azogue y otros minerales; con lo que dió a conocer el primer uso industrial al hule natural. Sin embargo, se trataba - de procesos muy rudimentarios.

En Europa, desde 1820 se había instalado en Londres una fábrica - de productos de hule. No obstante, sólo hasta 1939 da comienzo el verdadero desarrollo industrial con Charles Goodyear quien introdujo el nombre de vul-

canización al proceso de su descubrimiento en recuerdo al dios griego Vulcano.

En los primeros tiempos fue Brasil la fuente casi única del hule, que se extraía de árboles silvestres llamados Hevea brasiliensis; los cuales crecían en las cuencas del Amazonas. Sin embargo el sacerdote francés - Charles Brasseur, quien estuvo en México en 1854 decía: "Sería difícil dar una idea exacta de la variedad y la riqueza de productos del Istmo de Tehuantepec y, sobre todo, del Valle de Guatzacoalco. Es un paraíso de las maderas preciosas, del caucho y de la goma..."

Británicos, holandeses y alemanes lograron sacar semillas de los árboles del caucho sembrándolos y cultivándolos en plantaciones controladas en el sureste asiático (Indochina, Malasia, Java, Borneo, etc.) donde pronto produjeron el hule natural, tal y como actualmente se conoce.

Durante la Segunda Guerra Mundial, los países sin plantaciones de hule y los que perdieron el acceso a sus fuentes de abastecimiento, se dieron a la tarea de buscar sustitutos del hule natural mediante la investigación científica; lo que los llevó al descubrimiento de los elastómeros.

Por mucho tiempo, la única fuente de abastecimiento fue el latex obtenido principalmente del Hevea Brasiliensis; sin embargo, en la actualidad la ininterrumpida aparición de nuevos productos de origen sintético en el mercado, refleja una creciente tendencia a sustituir los materiales naturales, por su mayor precio, escasez o menor flexibilidad de propiedades, resultan menos convenientes para los procesos industriales modernos.

México al no ser uno de los principales productores de hule natural, ha optado por la alternativa de desarrollar la producción de hule sintético y, con ello la de otros elastómeros, a través de Negromex, S.A., Industrias Resistol y de Hules de México S.A.

Proceso de la industrialización

Lo que se conoce como hule en realidad es una mezcla de diez a quince ingredientes distintos que tienen como base fundamental el elastómero ya sea natural o sintético, de características similares. Los demás ingredientes son reforzantes, aceites plastificantes, aceleradores de la vulcanización, agentes vulcanizadores y colorantes.

El técnico hulero diseña y balancea cada fórmula para obtener las cualidades requeridas por el compuesto para su uso final; resistencia a la abrasión, a los ácidos, gran elasticidad, etc.

Los ingredientes se combinan en un mezclador intensivo o "bambrury", que revuelve las materias primas para obtener una amalgama pastosa, en forma de grumos, que a continuación se hace pasar por un molino de rodillos en los que se convierte en una lámina de compuesto o lámina cruda. Esta lámina es la base para el armado de la pieza final. Posteriormente, dichas láminas se vulcanizan por diversos procedimientos, dependiendo de cuál vaya a ser su uso final.

En términos simples, ésta sería la descripción del proceso mediante el que la industria del hule se maneja.

Problemas y perspectivas

La crisis iniciada a fines de 1982 afectó de manera profunda a la industria hulera en dos aspectos fundamentales: la dependencia de la petroquímica y las expansiones de la gran empresa hulera financiadas con capital extranjero.

La política de PEMEX, de actualizar los precios de los insumos hasta alcanzar precios de nivel internacional, y los rangos de precios por parte de la petroquímica secundaria del País, hicieron que los precios de la industria hulera aumentaran en forma extraordinaria; lo que ha traído como consecuencia una importante contracción en la demanda.

El segundo factor de incidencia ha sido motivo de preocupación constante del sector, a causa de las constantes pérdidas cambiarias, la merma de la liquidez y la necesidad de renegociación de pasivos.

Ante tal situación, la industria hubo de buscar su desarrollo abriéndose a la exportación y, gracias a la competitividad en precios y calidad de los productos, se recuperaron algunos mercados, evitándose así una contracción mayor.

Un sucinto análisis histórico del área de mayor relevancia del sector, la industria llantera, permitirá reconocer los factores anteriores.

En 1970, la demanda nacional de llantas era de 3.4 millones de unidades. Para 1980, había crecido a una tasa anual promedio de 11.6 por ciento, alcanzando en este último año la cifra de 10.2 millones y marcando un crecimiento superior.

La crisis económica impactó incuestionablemente la demanda de llantas; la que redujo en 4.2 por ciento durante 1982, con una producción de 11.5 millones de unidades; bajando en 1983 a 8.7 millones de unidades, arrojando una disminución del 19.1 por ciento.

Actualmente la industria hulera se encuentra con un crecimiento superior al 6.5 por ciento en la demanda, no enfrenta grandes dificultades. En términos generales, ha conservado la planta de empleo, con algunos casos menores de cierres de departamentos, reducción de jornadas laborales y pequeños ajustes en plantas.

Respecto a la situación tecnológica, la industria hulera ha mantenido un impresionante desarrollo, situación que le permite disponer de maquinaria de amplia capacidad productiva. Eso ha proporcionado la superación del personal técnico.

Hoy por hoy, la industria hulera es un sector firmemente asentado con amplias perspectivas a futuro, si consideramos que en la actualidad es la industria con el más alto índice de productividad en el País: - 1800 pesos por hora/hombre; y que su participación del 2.9 al PIB nacional es consistente y acumulativa.

ANTECEDENTES

El Ing. José C. Nuñez Romo, Presidente de la Cámara Nacional de la Industria Hulera en México, comenta: "Los productos elaborados con hule en nuestro país tienen gran aceptación en el mercado nacional y extranjero, ya que los insumos que se manejan son de acuerdo a las normas internacionales y por ésta rama productiva cuenta con un país con tecnología adecuada para la producción, de acuerdo con la evaluación que recientemente se ha hecho en este giro a raíz de la entrada de México al Gatt"

Una perspectiva muy amplia se perfila en el desarrollo tecnológico de los elastómeros, dados los distintos productos requeridos de acuerdo a la resistencia, temperatura, combinación con solventes, suavidad y - moldura.

Una de las ramas más favorecidas por este producto, es la fabricación de calzado, en la que tenemos un desplazamiento de la vaqueta por el hule en las suelas. Jalisco ocupa uno de los principales lugares como proveedor nacional y exportador. Se afirma que hay renglones ampliamente competidos principalmente por los plásticos, pero los rendimientos en la producción, diseño y comodidad del artículo, hacen preferidos los productos elaborados con hule en el ramo zapatero.

Para fines de promoción y difusión tecnológica en aspectos relacionados con el hule, se tendrán eventos EXPOHULE en diferentes plazas de la República Mexicana en el curso del segundo semestre de 1988, haciendo resaltar aspectos técnicos, productivos, utilización de plastificantes, hules termoplásticos, tecnología látex, adquisiciones de materias primas y la manera de comercializar los productos en el mercado nacional y extranjero.

La industria hulera está en auge en nuestro estado, dada esta razón, es de gran importancia la atención al desarrollo tecnológico y experimental dentro de las empresas del gremio.

En la actualidad se tienen registradas en la Cámara Regional de la Industria Hulera en el Estado de Jalisco, 39 fábricas que laboran con elastómeros como materia prima, del cual el 64% de éstas pertenecen al ramo zapatero (zapato deportivo, fabricación de suelas, zapato popular, zapato-económico), el 28% de las empresas, pertenecen al ramo industrial (empaques,

retenes, partes automotrices, fabricantes de mangueras, etc.), el 5% al ramo del juguete y el 3% al médico-quirúrgico.

Otra delegación importante es la Cámara Regional de la Industria Hulera en el Estado de Guanajuato, la cual tiene 25 agremiadas, de las cuales el 64% pertenecen a la rama del calzado, 32% a la industria en general y el 4% a la industria de la curtiduría.

La tercera y última delegación, es la Cámara Regional de la Industria Hulera Zona Centro, Norte y Sureste, la cual tiene 106 agremiados de los cuales el 82% se agrupan como fabricantes de la industria en general (empaques, partes automotrices y agrícolas, electrodomésticos, petroquímicos, minero, etc.), el 4.7% al ramo juguetero, el 3.7% al ramo de empaquetaduras (cajas y contenedores), el 3.7% al ramo del calzado, el 1.8% al ramo del calzado, el 1.8% al ramo del vestido, y el 4.1% al ramo médico-quirúrgico.

El resultado de esta investigación refleja la gran participación de fabricantes en el gremio zapatero y éste es del 26% a nivel nacional, ubicados en el estado de Jalisco y Guanajuato.

El presente es sólo una manera más con la cual se puede contribuir al desarrollo tecnológico y acrecentar al gremio zapatero.

CAPITULO I

PROCESOS DE FABRICACION

Uno de los más importantes grupos de materiales sintéticos son los POLIMEROS, al cual pertenece además de otras sustancias, los ELASTOMEROS.

La ASTM (American Society for Testing and Materials), define a los elastómeros como: "Material polímero que a temperatura ambiente puede estirarse hasta el doble de su longitud original por lo menos y retornar a ella rápidamente al cesar el esfuerzo".

En la literatura técnica, se define a los elastómeros como: -- "Grupo de materiales altamente polímeros cuyas propiedades de alta resistencia se asemejan a un hule".

Los primeros usos a los que fue sometido el hule, no fueron de gran utilidad debido a la baja resistencia y la facilidad de cambio de -- consistencia por los cambios de temperatura.

Uno de los primeros investigadores en este campo, fué Charles - Goodyear, quién encontró por hecho accidental, que al calentar una mezcla de hule y azufre, se obtenía un producto resistente y menos sensible a -- los cambios de temperatura, presentando ventajas sobresalientes a aquellos que no contenían azufre. Investigaciones posteriores llegaron a encontrar que además del azufre se mejoraban los productos al adicionar -- óxidos metálicos, tales como óxido de Calcio y óxido de Zinc.

En 1906, se descubrieron sustancias derivadas del Nitrógeno que aceleraban la vulcanización.

En 1920, se desarrollaron aceleradores orgánicos que reducían - los tiempos de vulcanizado.

Durante la época de 1930 a 1935, se desarrollaron sustancias -- químicas para la formulación de compuestos de hule, apareciendo por primera vez los hules sintéticos como el NEOPRENO y el THIOKOL.

Continúan las investigaciones hasta nuestros días donde podemos encontrar gran variedad de hules sintéticos, denominados también ELASTOMEROS tales como: silicones, hules fluorados, poliuretanos, nitrilos, etc.

Referente a los hules nitrilo, fueron fabricados por primera --

vez en Alemania en 1935; son altamente resistentes al ataque de aceites y agentes químicos, poseen buena resistencia a la abrasión, al agua y difusión de grasas, poseen buena resistencia al calor. Su uso se ha generalizado a nivel industrial para sellos en transmisiones, sellos para bombas para agua, rodillos para imprentas, fabricación de mangueras y suelas para calzado.

Las características de elasticidad y flexibilidad que presenta el hule nitrilo, la explicaré en términos de su estructura molecular.

Una molécula de hule nitrilo consta de una larga cadena que se repite y se denomina monómero. Unidas varias cadenas, constituyen un polímero y el proceso de enlace se denomina polimerización.

Cada una de estas cadenas es un diminuto muelle enrollado consigo mismo y con un incontable número de moléculas vecinas. Estas cadenas no están directamente unidas y la masa se mantiene solamente por pequeños esfuerzos moleculares. Está limitada su elasticidad. Para que todo quede forjado y se obtengan resultados favorables, se requiere de una **VULCANIZACIÓN** donde los enlaces químicos cruzados de una cadena a otra forman una red tridimensional unificada y este material se convertirá en un total elástico.

Los sistemas modernos de vulcanización incluyen normalmente, aparte de Azufre, aceleradores y activadores en la molienda para establecer el tiempo necesario y óptimo de practicarse la vulcanización.

Por lo general, este polímero sufre tres procesos antes de ser un producto terminado, y son: I) Incorporación de los elementos de mezcla en el molino; II) Obtención de preformas para ser depositadas en el molde vulcanizador y III) la vulcanización.

Las propiedades físicas y químicas finales deseables para satisfacer los requerimientos de servicio al cual va a ser sometido el producto, repercuten en forma directa a la manera en que el polímero es vulcanizado, he aquí de su importancia.

De importancia también es la procesabilidad, medida de facilitar las diferentes etapas de la producción hasta obtener el producto final, - desarrollo muy ligado con el diseño o presentación del producto, ya que es un factor indispensable para lograr un artículo fácil de procesar.

Esto estará muy íntimamente ligado con el equipo que se esté trabajando, pues el costo de fabricación, materiales no usados, tiempo de

procesabilidad son un factor determinante en la elección de compra o fabricación de una prensa.

PROCESO DE VULCANIZACION

Existen varias técnicas para llevar a cabo este proceso, de entre las cuales se pueden enumerar: moldeo por compresión, moldeo por transferencia y moldeo por inyección. La vulcanización se puede llevar a efecto por medio de: autoclave, continua por microondas, continua por sables y mediante el prensado por transferencia.

Las técnicas para vulcanización en una prensa de transferencia, se pueden dividir en tres grupos o técnicas, las cuales se pueden encontrar separadas o conjuntas, dependiendo la sofisticación del equipo a tratar.

La primera de estas técnicas es la del moldeo por compresión, la segunda es por transferencia y la tercera por inyección.

El sistema que se presentará en el diseño de la prensa en cuestión es por compresión y transferencia, donde el elastómero se confina en un molde de metal al cual se le proporcionará calor por medio de platos calefactores que transmitirán este poder calorífico por conducción y así la vulcanización.

Se plantea la versatilidad del equipo a diseñar para que también puede ser utilizado con aceite térmico en lugar de vapor.

Para el uso al cual se confinará esta prensa se utilizarán preformas o lingotes de elastómero adecuado que contengan en volumen el 3.8% más del volumen del producto terminado, permitiendo con este excedente la formación de lenguas o sobrantes periféricos al diseño y llenar con ésta la totalidad de la cavidad a moldear.

La ventaja que existe en un moldeo por compresión, es principalmente la sencillez con la que se diseña un molde y que al momento de cerrar éste se escapan la mayoría de los gases contenidos en él. En nuestro medio, existen muchas fábricas y talleres que pueden fabricar moldes para vulcanización, siendo relativamente fácil tener variedad de éstos sin grandes tiempos perdidos por carencia de elementos para la producción.

El moldeo por compresión requerirá de una carga de materiales compactos (elastómeros especiales) y conjugando el sistema, se cerrará el molde a baja presión por la acción de un cilindro hidráulico que ejercerá

la fuerza de compactación, manteniendo las juntas del molde perfectamente cerradas, permitiendo alternadamente el escape de gases que pueden malformar la pieza final y luego obligar por medio de la carga total del cilindro hidráulico que la materia prima adopte correctamente la forma del molde contenedor.

La industria moderna fabricante de máquinas de prensado, suministra el empuje final de compresión por medio de sistemas neumáticos, - hidráulico o mecánico. La prensa en estudio desarrollará su impulso de compactación por medio de un sistema hidráulico, evitando el diseño de embragues, volantes y cigüeñales, utilizando así, pistones impulsados por líquidos casi incompresibles.

La vulcanización la mediremos desde el momento en que la prensa ha sido cerrada hasta que la presión del pistón sea relajada.

Las condiciones inadecuadas de prensado y vulcanizado, resultarán en el producto final y éste no será uniforme en su consistencia y tendrá un sinnúmero de defectos y fallas evidentes o al tiempo de uso. Un detalle de falla que con mucha frecuencia se encuentra es la formación de ampollas, que repercutirán en la elasticidad y flexibilidad. Ambas fallas serán el resultado de una baja calidad en el vulcanizado.

El punto de vista económico hace que el fabricante realice vulcanizaciones con ciclos cortos y altas temperaturas. Sin embargo, la máxima temperatura práctica está gobernada por: 1) La velocidad de la vulcanización del compuesto limita la temperatura a la cual se moldeará. Si la temperatura de moldeo es demasiado elevada, dará como resultado la vulcanización antes de que tenga efecto el corrimiento completo en las cavidades y como consiguiente, el producto saldrá recortado, sin haber cumplido con todas las especificaciones de diseño del molde. 2) Si la conductividad térmica de los elastómeros es baja, esto es, utilizar materia prima no apta para el proceso, el moldeo a una temperatura alta dará por resultado una excesiva vulcanización en la superficie del diseño y el centro de éste no alcanzará su vulcanización, obteniendo una falta de flexibilidad y elasticidad, tendremos una producción defectuosa a su tensión. 3) Cuanto más alta sea la temperatura de vulcanizado, tanto más defectuoso será el producto final, ocurriendo desgarro y descortezamiento. 4) Las instalaciones normales de una fábrica de moldeados de hule, trabajan a presiones no mayores de 10.5 Kg/cm^2 , dado que la generalidad de los

generadores de vapor establecen como presión de diseño al trabajo ésta. -
 5) Las prensas no se fabrican para trabajar a temperaturas extremas, pues los esfuerzos resultantes en la expansión térmica son excesivos. 6) Si --
 son tomadas en cuenta éstas recomendaciones limitantes para una buena --
 producción, la temperatura de descomposición térmica de los elastómeros --
 pasa a ser el factor a determinar.

"La vulcanización larga a baja temperatura proporciona al elastómero una flexibilidad y elasticidad óptima, es decir, un resultado satisfactorio en la producción, en cambio una vulcanización corta a alta --
 temperatura dará como resultado un producto de baja calidad y en consecuencia una mala producción".

La vulcanización óptima descrita anteriormente es aquella que --
 produce el mejor equilibrio de las propiedades y será la mejor manera de utilizar la materia prima y evitar gastos innecesarios, ocasionando costos mayores en la producción generando pérdidas y ausencia de un mercado de calidad y competencia.

El tiempo de vulcanizado y la temperatura de proceso, se determina por prácticas de prueba y error en control de calidad y laboratorio de producción en la fábrica, no viene determinado por el fabricante de la prensa. Con mayor generalidad, se desarrollan "probetas de muestreo" --
 que no son más que pequeñas muestras de producción exclusiva para el laboratorio de control de calidad, para obtener a medida de muestreos, la vulcanización (tiempo y temperatura) óptima con los resultados de ensayo standar.

EL MOLDEO POR COMPRESION

El molde más sencillo es el de tipo de compresión recta o de --
 borde. Se denomina así, pues el volumen de materia prima, que se deposita en las cavidades a moldear, es mayor que el volumen de la pieza elaborada en un 3.8%.

El proceso es cargar mediante la colocación del compuesto en --
 exceso sin vulcanizar dentro de la cavidad a moldear. A medida que la ta
pa o parte superior del molde se cierre, por la influencia de la fuerza de presión ejercida por un pistón hidráulico, se adapta a la forma a mol
dear y una vez que está llena, el material sobrante es impulsado por --
 unos canales de desborde en forma de lenguas vulcanizadas dispuestos ex
profesamente para ello.

Para artículos delgados y de forma sencilla, este tipo de molde consta de dos partes; una placa de base conteniendo la forma negativa e inferior del diseño y otra placa cubierta superior conteniendo la forma negativa del diseño a desarrollar.

Este tipo de molde sencillo de compresión por desborde es el menos costoso al fabricar y tiene ventajas por la buena capacidad de transferencia de calor ante otros tipos. En éste, tanto el metal con que está construido como el material a moldear, soportan la presión una vez que el molde está cerrado. A mayor presión ejercida sobre el elastómero a moldear, se le proporciona una ventaja tanto a compuestos blandos como duros. Con presiones de moldeo bajas, los materiales blandos estarán expuestos a dejar aire dentro de sus cavidades, originando productos porosos o esponjosos, los materiales duros, no fluirán adecuadamente, dejando sin llenar las partes del diseño.

Es recomendación de los fabricantes de prensas y moldes, que el interior del molde sea recubierto por Cromo, pues alargará la vida de la cavidad. El Cromo es un metal duro y resistente a la corrosión, resistiendo el rayado, las picaduras y será menos perecedero a la acción de agentes que pueden deteriorar el diseño del molde. Cuando se aplique este recubrimiento, es muy importante que sea de tipo duro y que sobre el molde se haga la aplicación.

CAPITULO II

CALCULO DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA

Se tratará ahora el cálculo de la prensa en forma mecánica, considerando las condiciones de trabajo y las necesidades de producción.

Como norma del fabricante de elastómeros (HUMEX, S.A.) se tiene que la presión de compactación a la hora del vulcanizado del hule nitrilo es de 120 Kg/cm^2 , y se considerará como dato dado el diámetro del pistón hidráulico de 15.24 cm (6").

Tomando estos datos, calcularemos la fuerza con que el émbolo - trabajará.

Area del pistón como émbolo:

$$A = \frac{(\text{Pi})(\text{D}^2)}{4} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde: A es el área de un círculo (cm^2)

 Pi constante (3.1416)

 D es el diámetro del círculo (cm)

Sustituyendo:

$$A = \frac{(3.1416)(15.24^2)}{4}$$

$$A = 182.4147 \text{ cm}^2$$

Fuerza que ejercerá el émbolo:

$$P = (p)(A) \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde: P es la fuerza actuante (Kg)

 p es la presión requerida (Kg/cm^2)

 A es el área del pistón (cm^2)

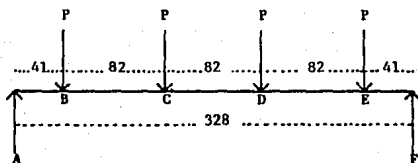
Sustituyendo:

$$P = (120)(182.4147)$$

$$P = 21889.7631 \text{ Kg.}$$

Esto será: Con un diámetro de pistón de 15.24 cm y una presión requerida por la materia prima para una correcta compactación de 120 Kg/cm^2 , tendremos una fuerza actuante por émbolo de 21889.7631 Kg .

La prensa en diseño trabajará como una viga de sección cajón - con cargas concentradas P, como se muestra a continuación:



Con esta viga, podremos encontrar las reacciones verticales, es fuerzas cortantes y momentos en diferentes puntos.

Reacciones verticales

$$M_A = 0 \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$P(41+123+205+287) - R_F(328) = 0$$

$$21889.7631(656) - R_F(328) = 0$$

$$R_F = 43779.5262 \text{ Kg}$$

$$f_y = 0 \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$P(4) - R_F - R_A = 0$$

$$21889.7631(4) - 43779.5262 - R_A = 0$$

$$R_A = 43779.5262 \text{ Kg}$$

Este resultado con igualdad de R_A y R_F es dado por la simetría de la viga.

Cálculo de momentos

$$M_A = 0 \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$R_A(0) = 0$$

$$M_B = R_A(41) \quad \text{Ec. 2.6}$$

$$M_B = 43779.52(41)$$

$$M_B = 1'794,960.574 \text{ Kg cm}$$

$$M_C = R_A(41+82) - P(82) \quad \text{Ec. 2.7}$$

$$M_C = 43779.5262(123) - 21889.7631(82)$$

$$M_C = 3'589,921.147 \text{ Kg cm}$$

$$M_D = R_A(41+82+82) - P(82+82) - P(82) \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$M_D = 43779.5262(205) - 21889.7631(174) - 21889.7631(82)$$

$$M_D = 3'589,921.147 \text{ Kg cm}$$

$$M_E = R_A(41+82+82+82) - P(82+82+82) - P(82+82) - P(82) \quad \text{Ec. 2.9}$$

$$M_E = 43779.5262(287) - 21889.7631(256) - 21889.7631(164) - 21889.7631(82)$$

$$M_E = 1'794,960.574 \text{ Kg cm}$$

$$MF = RA(41+82+82+82+41) - P(82+82+82+41) - P(82+82+41) - P(82+41) - P(41)$$

$$MF = 0 \quad \text{Ec. 2.10}$$

Gráficamente tendremos lo siguiente:

Diagrama de momentos

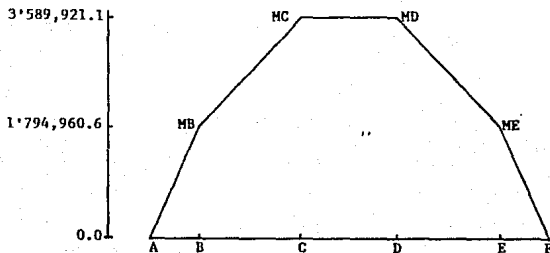
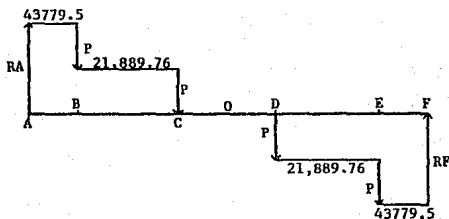
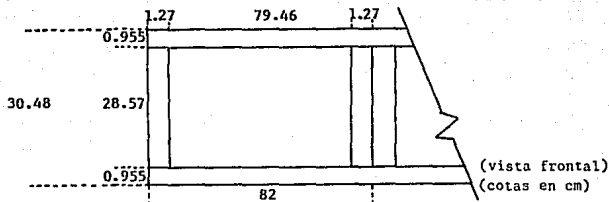


Diagrama de esfuerzos cortantes



Para la sección transversal se utilizarán cuatro secciones iguales que serán como la siguiente:



Debido a que cada pistón está trabajando como una carga axial, razón por la cual consideraremos secciones individuales, las cuales se diseñarán como columna.

Diseño de la sección

Todos los componentes de la viga se diseñarán de tal manera que los esfuerzos unitarios en Kg/cm^2 no excedan al valor del esfuerzo permisible (F_a).

En la sección total de miembros cargados en compresión axial, - la relación máxima de esbeltez (KL/r) no deberá exceder de 200.

Esfuerzo permisible:

$$F_a = \left[1 - \frac{(KL/r)^2}{2C_c} \right] F_y \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$F_a = \frac{5}{3} + \frac{3(KL/r)}{8 C_c} - \frac{(KL/r)^3}{8 C_c^2}$$

Donde: F_a es el esfuerzo permisible (Kg/cm^2)

KL/r es la relación máxima de esbeltez

C_c es el módulo de rigidez o esbeltez mecánica

F_y es el límite de fluencia del acero (2530 Kg/cm^2)

$$C_c = \sqrt{\frac{2(\pi)^2 E}{F_y}} \quad \text{Ec. 2.12}$$

Donde: C_c es el módulo de rigidez o esbeltez mecánica

E es el módulo de elasticidad del acero ($2.039 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$)

F_y es el límite de fluencia del acero (2530 Kg/cm^2)

Sustituyendo en Ec. 2.12

$$C_c = \sqrt{\frac{2(3.1416)^2 (2.039 \times 10^6)}{2530}}$$

$$C_c = 126.128$$

$$KL/r < 200 \quad \text{y} \quad KL/r < C_c \quad \text{Ec. 2.13}$$

Donde: K es el factor para determinar la longitud efectiva (1)

L es la longitud efectiva de la sección (cm)

r es el radio de giro que gobierna el diseño (cm) en x

$$r = \sqrt{I_x/A} \quad \text{Ec. 2.14}$$

Donde: I_x es el momento de inercia de la sección (cm^4)

A es el área total de la sección (cm^2)

$$I_x = bh^3/12 \quad \text{Ec. 2.15}$$

Donde: I_x es el momento de inercia de la sección (cm^4)

b es la base de la placa (cm)

h es la altura del diseño (cm)

Sustituyendo en Ec. 2.15

$$I_x = \frac{(82)(39.48)^3}{12} - \frac{(79.46)(28.574)^3}{12}$$

$$I_x = 39015.544 \text{ cm}^4$$

$$A = bh \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde: A es el área total de la sección (cm^2)

b es la base de la placa (cm)

h es la altura del diseño (cm)

Sustituyendo en Ec. 2.16

$$A = (82)(30.48) - (79.46)(28.574)$$

$$A = 228.87 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo en Ec. 2.16

$$r = \sqrt{39015.544 / 228.87}$$

$$r = 13.056 \text{ cm}$$

Sustituyendo en Ec. 2.13

$$(1)(60) / (13.056) < 200$$

$$4.596 < 200$$

$$4.596 < 126.128$$

Con estos datos ya podremos calcular el esfuerzo permisible F_a .

Sustituyendo en Ec. 2.11

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(4.596)^2}{2(126.128)} \right] (2530)}{\frac{5}{3} + \frac{3(4.596)}{8(126.128)} - \frac{(4.596)^3}{8(126.128)^3}}$$

$$F_a = 1504.66 \text{ Kg/cm}^2$$

Los esfuerzos unitarios (f_a) se calcularán de la siguiente manera:

$$f_a = P/A \quad \text{Ec. 2.17}$$

Donde: f_a es el esfuerzo unitario (kg/cm^2)

P es la fuerza axial concentrada (fuerza del émbolo Kg)

A es el área de la sección (cm^2)

Sustituyendo en Ec. 2.17

$$f_a = 21889.7631 / 182.4147$$

$$f_a = 95.643 \text{ Kg/cm}^2$$

La relación de esfuerzos será:

$$f_a/F_a \leq 1 ; f_a \leq F_a \quad \text{Ec. 2.18}$$

Sustituyendo en Ec.2.18

$$95.643/1504.66 \leq 1$$

$$0.064 \leq 1$$

Por consiguiente; la viga diseñada con la sección transversal descrita --
CUMPLE para el trabajo a desempeñar.

La prensa va a estar sujeta por tensores, esto para darle resistencia debido al siguiente criterio:

a) Proporcionar rigidez ante un desbalanceo de pistones, esto es, que por alguna razón la prensa solo opere con dos moldes, la presión que recibirá la viga será NO uniforme y por medio de tensores, podremos asegurar esta circunstancia.

b) Los utilizaremos como guías para los platos calefactores, es decir, proporcionar armonía en la alineación.

c) Evitar vibración debido a la fuerza de compactación que pueden tener los pistones operando todos a la vez.

Es probable que la prensa esté diseñada en forma sobrada, pero una de las características en la seguridad en estas máquinas es la amplitud en el margen y disminuir la incertidumbre en el comprador de sufrir -- rupturas en las piezas debido a la fuerza de compactación. Si se va a competir en las alternativas ante la decisión de un equipo nuevo y de la fabricación en el taller, seguramente tendremos que contemplar equipos en -- igualdad de circunstancias, precio y margen de seguridad.

Cálculo de tensores

$$\sigma = P_0/A \quad \text{Ec. 2.18}$$

Donde: σ es la fatiga del material a utilizar (1520 Kg/cm^2)

P_0 es la fuerza a la que someterá el material a tensión (Kg)

A es el área que debe tener el material utilizado (cm^2)

Nos interesa determinar el área que tendrá el tensor.

Despejando A en Ec. 2.18

$$A = P_0/\sigma \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$P_0 = P/2$$

Sustituyendo P de la Ec. 2.2

$$P_0 = 21889.7631/2$$

$$P = 10994.8815 \text{ Kg}$$

Sustituyendo en Ec. 2.19

$$A=10994.8815/1520$$

$$A=7.2006 \text{ cm}^2$$

Esto nos indica que los tensores deberán tener una sección circular de A, y determinaremos ahora su diámetro:

$$A = \frac{(\text{Pi})(D^2)}{4} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Donde: A es el área de un círculo (cm^2)

D es el diámetro del círculo (cm)

Despejando D en Ec. 2.20

$$D = 4A/(\text{Pi}) \quad \text{Ec. 2.21}$$

Sustituyendo en Ec. 2.21

$$D = \frac{4(7.2006)}{3.1416}$$

$$D = 3.028 \text{ cm}$$

Este será el mínimo diámetro que podrá resistir la acción de prensado, pero tenemos que considerar el factor de seguridad, éste será del 40%, y considerando esto, tendremos que:

$$D = 1.4(D)$$

$$D = 1.4(3.028)$$

$$D = 4.239 \text{ cm}$$

Deformación por carga del tensor

Estableciendo la ley de Hooke, la que nos dicta que: "El alargamiento de un elemento sujeto a tensión es directamente proporcional a la fuerza a la que se le someta y a la longitud del elemento sometido e inversamente proporcional al área de la sección"

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad \text{Ec. 2.22}$$

Donde: δ es el alargamiento sufrido (cm)

P es la fuerza a que está sometido el elemento (Kg)

L es la longitud del elemento (cm)

A es el área de la sección (cm^2)

E es el módulo de Young ($2 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$)

Estableceremos que por diseño, en cada pistón habrá cuatro tensores, razón por la cual la fuerza P será dividida entre cuatro.

Sustituyendo en Ec. 2.22

$$\delta = \frac{(21889.7631/4)(148.74)}{(14.11291)(2 \times 10^6)}$$

$$\delta = 0.02884 \text{ cm.}$$

Notemos que el área que acabamos de utilizar no es el área que corresponde al resultado de la ecuación 2.19, hay que recordar que se estableció un -- factor de seguridad del 40%, dando como resultado que el área calculada se rá modificada a las condiciones de diseño requeridas.

Las especificaciones del acero con que están constituidos éstos tensores es: Acero SAE 1020, Rolado en frío (Cold Rolled) y los componentes de aleación son:

Carbono (C)	de 0.15 a 0.20%
Manganeso (Mn)	de 0.60 a 0.90%
Fósforo (P)	de 0.04% como máximo
Azufre (S)	de 0.05% como máximo

Esta nomenclatura (SAE 1020) corresponde a un acero para máquina Nº C 1020. Sólo son datos técnicos para establecer perfectamente el tipo de acero requerido. El índice numérico identifica las composiciones de aleación en el acero y la letra mayúscula identifica el proceso de fabricación, en este caso, C, indica que fué fabricado bajo el proceso de aceración SIEMENS MARTIN, existen también otros procesos de aceración como:

a) el sistema BESSEMER, representado por la letra B, b) el sistema de HORNO ELECTRICO, representado por la letra E.

Los dígitos (1020), designan la composición química del acero. - Los dos primeros dígitos indican el tipo de aleación y los dos siguientes, - hasta donde sea posible, el contenido medio de Carbono.

CALCULO DE LOS SOPORTES LATERALES

Estos se utilizarán sólo para que la estructura de la prensa NO quede totalmente en el piso, ya que para moverla no habría manera de utilizar gatos hidráulicos con cejas o montacargas, lo que representaría una incomodidad.

Si analizamos el diagrama de esfuerzos cortantes, tendremos que - en los puntos donde se ubicarán éstos soportes serán: A-B y E-F. entonces:

$$A = F/\sigma$$

Ec. 2.23

Donde: A es el área de la sección (cm^2)

p es el esfuerzo cortante en ese punto (Kg)

σ es la fatiga del material a utilizar (1520 Kg/cm^2)

Sustituyendo en Ec.2.23

$$A = (43779.5262) / 1520$$

$$A = 28.8023 \text{ cm}^2$$

Utilizando las tablas de perfiles canales, analizamos que:

El canal adecuado, NO será precisamente el calculado, pues tenemos que utilizar materiales COMERCIALES, así tendremos que el canal a utilizar tendrá las siguientes características:

PERALTE	254.0 mm
PESO	52.09 Kg/m
AREA	66.39 cm^2
EJE XX	I: 4807.1 cm^4
	r: 8.51 cm
	S: 378.5 cm^3
EJE YY	I: 194.0 cm^4
	r: 1.71 cm
	S: 30.7 cm^3

Notemos que el área es mayor ahora en una relación de 2.305, (Área real/Área calculada), razón de confianza y seguridad de que el material a utilizar resistirá al esfuerzo sometido.

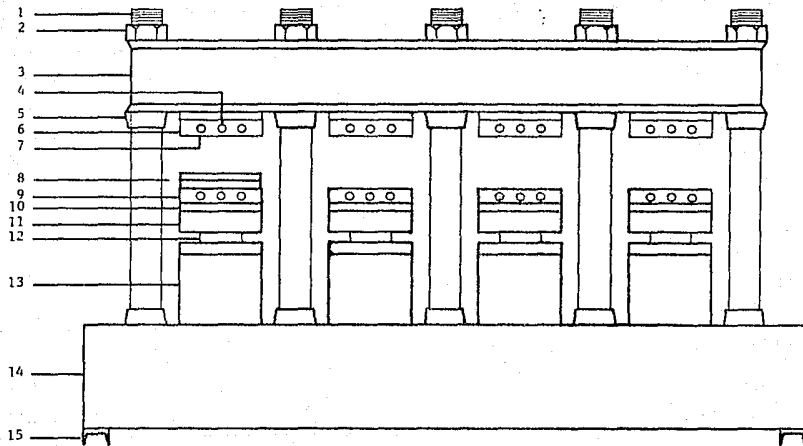


DIAGRAMA FUNCIONAL

- | | |
|-----------------------------|--------------------------|
| 1 Tensor roscado | 10 Aislante térmico |
| 2 Tuerca hexagonal | 11 Calza del pistón |
| 3 Estructura superior | 12 Embolo del pistón |
| 4 Tapón macho del laberinto | 13 Cilindro hidráulico |
| 5 Copa base del tensor | 14 Estructura inferior |
| 6 Plato calefactor superior | 15 Canal de sustentación |
| 7 Superficie calefactora | |
| 8 Molde vulcanizador | |
| 9 Plato calefactor inferior | |

VISTA FRONTAL GRAL. DE LA PRENSA

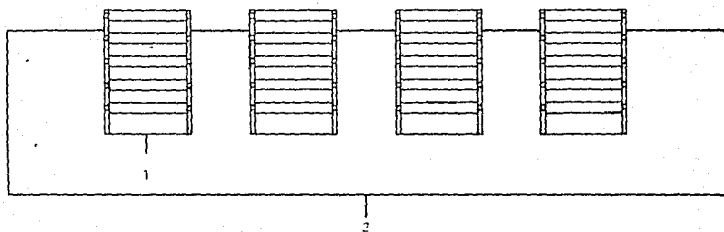
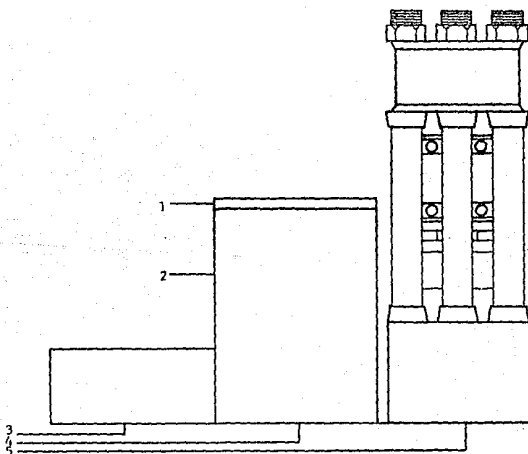


DIAGRAMA FUNCIONAL

- 1 Rodillos transportadores de moldes
- 2 Mesa de trabajo del operador
- 3 Pasillo de tránsito
- 4 Mesa de trabajo (vista lateral)
- 5 Prensa vulcanizadora (vista lateral)



CAPITULO III

CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA CALEFACTOR

Hemos hablado de la importancia del vulcanizado, indicando sus factores limitantes y de consideración.

Tomaremos base de esto para calcular los platos calefactores que la prensa utilizará.

Notaremos nuevamente las características que debe cumplir nuestro proceso de vulcanizado:

a) Presión de 120 Kg/cm². Presión dada por el fabricante de elastómeros para dar resultados favorables al producto terminado.

b) La presión con la que trabaja la caldera mantiene directamente involucrada la temperatura de saturación del vapor, en este caso, la temperatura deberá ser de 150°C, correspondiendo a una presión de 5.0 Kg/cm², estando trabajando el generador de vapor a 9.83 Kg/cm².

c) Se podrá mantener una incertidumbre del 10% en lo referente a la temperatura, dado como holgura por el fabricante de elastómeros.

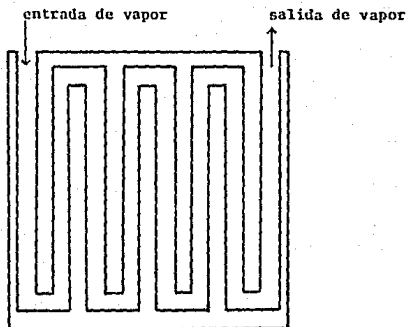
En el capítulo II, se trató la presión, y el equipo diseñado está capacitado para satisfacer esta necesidad, vamos ahora a calcular la presión y temperatura a las cuales trabajarán los platos calefactores, los cuales en un lapso de quince minutos estarán listos, partiendo de una temperatura ambiente a una temperatura de trabajo.

Determinaremos la velocidad a la que el vapor estará circulando dentro del laberinto del plato calefactor, requiriendo para ello:

- a) El volumen del plato calefactor,
- b) La masa del plato calefactor.
- c) El calor requerido para calentar el plato calefactor,
- d) El gasto del vapor,
- e) La velocidad del vapor dentro del plato calefactor.

Trabajaremos en el orden señalado.

PLATO CALEFACTOR



Longitud hueca del laberinto: L (cm)

$$L = 38.1 + 7.62 + 35.56 + 7.62 + 35.56 + 7.62 + 35.56 + 7.62 + 35.56 + 7.62 + 35.56 + 7.62 + 35.56 + 7.62 + 35.56 + 7.62 + 38.1$$

$$L = 342.90 \text{ cm}$$

El volumen del laberinto será:

$$V_2 = \frac{(\pi)(D^2)(L)}{4} \quad \text{Ec. 3.1}$$

Donde: V_2 es el volumen a determinar de un cilindro (cm^3)

D es el diámetro del barreno (2.54 cm)

L es la longitud total del laberinto (cm)

Sustituyendo en Ec. 3.1

$$V_2 = \frac{(\pi)(2.54^2)(342.90)}{4}$$

$$V_2 = 1737.499 \text{ cm}^3$$

El volumen de todo el plato calefactor será:

$$V_1 = (H)(H)(e) \quad \text{Ec. 3.2}$$

Donde: V_1 es el volumen del plato calefactor (cm^3)

H es el ancho de la placa de acero (placa cuadrada, cm)

e es el espesor de la placa de acero (cm)

Sustituyendo en Ec. 3.2

$$V_1 = (40.64)(40.64)(7.72)$$

$$V_1 = 12750.43 \text{ cm}^3$$

El volumen real del plato calefactor, será la diferencia entre el volumen de la placa y el volumen del laberinto barrenado.

$$V = V_1 - V_2$$

Ec. 3.3

Donde: V es el volumen real del plato calefactor (cm^3)

V_1 es el volumen de la placa de acero (cm^3)

V_2 es el volumen del laberinto (cm^3)

Sustituyendo en Ec. 3.3

$$V = 12750.43 - 1737.499$$

$$V = 11012.93 \text{ cm}^3$$

Calcularemos el peso que tiene el plato calefactor

$$m = \rho V$$

Ec. 3.4

Donde: m es el peso del plato calefactor (Kg)

ρ es la densidad del acero tratado (7.84 Kg/dm^3)

V es el volumen real del plato calefactor (cm^3)

Sustituyendo en Ec. 3.4

$$m = (7.84)(11012.93)/1000$$

$$m = 86.34 \text{ Kg}$$

Para encontrar la cantidad de calor requerida, necesitaremos conocer el calor específico del acero, el cual es de $0.110 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$.

Determinaremos la cantidad de calor requerida:

$$Q = m \text{ cp } \Delta t$$

Ec. 3.5

Donde: Q es la cantidad de calor requerida (Kcal)

m es el peso del plato calefactor o masa a tratar (kg)

cp es el calor específico del acero tratado ($\text{Kcal/Kg}^\circ\text{C}$)

Δt es el diferencial entre la temperatura de trabajo (150°C)
y la temperatura media ambiente en Guadalajara (25°C)

Sustituyendo en Ec. 3.5

$$Q = (86.34)(0.110)(150 - 25)$$

$$Q = 1187.175 \text{ Kcal.}$$

Estas son las calorías requeridas para calentar solo un plato calefactor, recordemos que la prensa en estudio tiene cuatro sistemas calefactores y cada sistema consta de dos platos; entonces:

$$Q_t = (4)(2)(Q)$$

Ec. 3.6

Donde: Q_t es la cantidad total de calorías requeridas (Kcal)

Q es la cantidad de calorías para un plato calefactor

Sustituyendo en Ec. 3.6

$$Q_t = (4)(2)(1187.175)$$

$$Q_t = 9497.40 \text{ Kcal}$$

Tenemos ahora en este total (Q_t) el total de calor en la prensa vulcanizadora, dado por los platos calefactores superior e inferior de los cuatro sistemas existentes.

La presión absoluta que trabaja normalmente la caldera es de 8.8 Kg/cm^2 y ésta, para convertirla a presión manométrica, tendremos que añadir una atmósfera, es decir, 1.0333 Kg/cm^2 , tendremos ahora que la presión manométrica con que estaremos trabajando, será de 9.83 Kg/cm^2 .

Es de suma importancia que la generación de vapor sea saturado-seco; y de las tablas de "Propiedades Termodinámicas del Vapor de Agua", encontramos la entalpía del vapor saturado, y es de 656.3 Kcal/Kg , y la cantidad de Kg de vapor requeridos por plato calefactor es la cantidad de calor dividido por la diferencia de entalpías.

$$m = \frac{Q}{hg - hf}$$

Ec. 3.7

Donde: m es la masa de vapor requerida (Kg)

Q es la cantidad de calor requerida por plato calefactor (Kcal)

hg es la entalpía del vapor saturado (Kcal/Kg)

hf es la entalpía del líquido saturado seco a 150°C (Kcal/Kg)

Sustituyendo en Ec. 3.7

$$m = \frac{1187.175}{(656.3 - 152.1)}$$

$$m = 2.354 \text{ Kg}$$

Esto es, se requieren 2.354 Kg de vapor saturado seco para calentar sólo una placa o plato calefactor, hay que multiplicar por cuatro para obtener la demanda de la parte superior y después por dos para obtener la demanda de la parte inferior y con ello totalizar la demanda de la prensa.

$$m_t = (4)(2)m$$

Ec. 3.8

Donde: m_t es la demanda total de vapor en el sistema (Kg)

m es la demanda de vapor por plato calefactor (Kg)

Sustituyendo en Ec. 3.8

$$m_t = (4)(2)(2.254)$$

$$m_t = 18.84 \text{ Kg}$$

Hay que considerar que por sistema calefactor consideraremos únicamente - la demanda total entre cuatro, dado que éstos son los sistemas calefactores.

El tiempo que se considera para el vulcanizado es de 5 minutos, definitivamente éste tiempo puede ser variable, dependiendo la materia --- prima seleccionada y el diseño del producto terminado deseado. Se consideran estos 5 minutos como tiempo promedio.

$$m_s = m_t / 4$$

Ec. 3.9

Donde: m_s es la demanda de vapor por sistema calefactor (kg)

m_t es la demanda total en el sistema (Kg)

Sustituyendo en Ec. 3.9

$$m_s = 18.84 / 4$$

$$m_s = 4.71 \text{ Kg}$$

Para determinar el volumen de éste vapor, requeriremos el volumen específico; y es de $0.3817 \text{ m}^3/\text{Kg}$ a 150°C y $5 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ de presión.

Para determinar si el diámetro del barreno en el laverinto es - adecuado, utilizaremos un nomograma de velocidad de vapor/diámetro de tub eria. Utilizaremos como datos de entrada el flujo de vapor.

Hemos establecido que en cada sistema calefactor requeriremos de 4.71 Kg de vapor y que el tiempo promedio de vulcanizado es de 5 minutos, - entonces estaremos hablando de $0.942 \text{ Kg}/\text{minuto}$ de vapor.

El procedimiento para utilizar el nomograma es el siguiente:

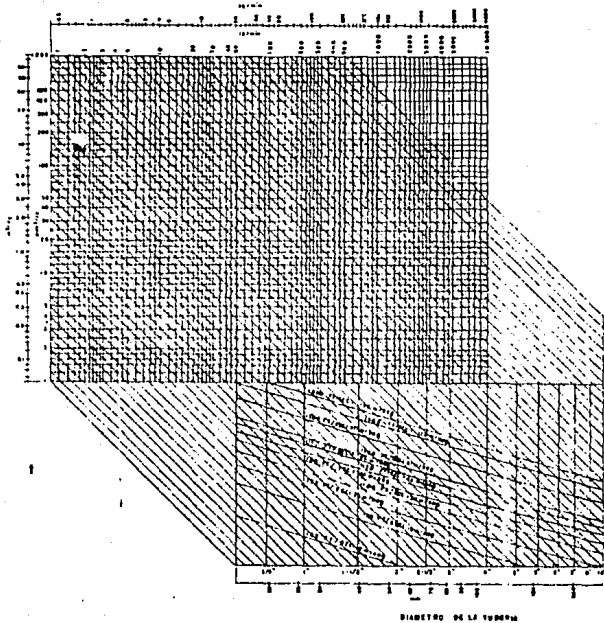
a) Entraremos por la parte izquierda del nomograma con el volumen específico de nuestro vapor. ($0.3817 \text{ m}^3/\text{Kg}$)

b) Por la parte superior del nomograma, entraremos con el flujo de vapor requerido por plato calefactor. ($0.942 \text{ Kg}/\text{min}$)

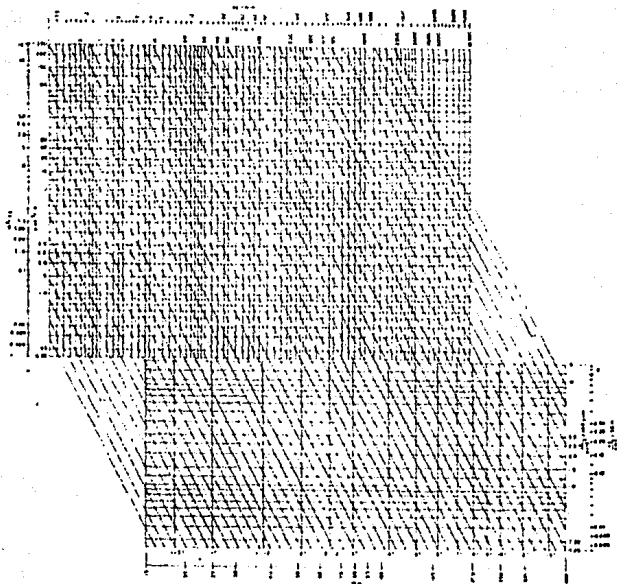
c) En el punto de confluencia de ambas partes, tomaremos la línea de referencia inclinada hasta la intersección con la línea del diámetro escogido (2.54 cm)

d) Obtendremos así la velocidad del vapor que pasa por dentro - del plato calefactor y ésta será de $11 \text{ m}/\text{seg}$. aproximadamente. dado que la

GRAFICA HLV
VELOCIDAD DEL VAPOR; DIAMETRO DE LA TUBERIA



GRÁFICA IV
 FLUJO DE VAPOR/CAIDA DE PRESION EN TUBERIAS



respuesta se encuentra entre dos tabulares, 8 y 15 m/seg respectivamente.

Para la línea de suministro de vapor y la salida del plato calefactor, continuaremos con el mismo diámetro, pues así no incurriremos en pérdidas por cambio de diámetros de tubería, y ésta será de 2.54 cm. - ó 1 pulgada (1").

El promedio de velocidad máxima que podemos trabajar en líneas de vapor, corresponde a 76.2 m/seg. Podemos enjuiciar que el diámetro del laberinto de 2,54 cm es correcto.

La línea de vapor principal de la prensa, también se calculará en base al mismo nomograma utilizado anteriormente.

Trabajaremos ahora con el total de vapor demandado por la prensa, 18.84 Kg, y un tiempo promedio igual, de 5 minutos, dándonos por resultado un requerimiento de 3.76 Kg/min de vapor y el volumen específico igual a $0.3817 \text{ m}^3/\text{Kg}$.

a) Entrando por la parte izquierda del nomograma con el volumen específico de nuestro vapor. ($0.3817 \text{ m}^3/\text{Kg}$)

b) Por la parte superior del nomograma con el flujo de vapor - demandado por la prensa. (3.76 Kg/min)

c) Utilizando la línea de referencia inclinada y por la parte inferior del nomograma con el diámetro de tubería establecida de 3.175 cm (1 1/4"), podremos leer que la velocidad será de 30 m/seg, rango dentro de las especificaciones para tuberías con este diámetro.

Hay que hacer notar, que la tubería será hasta la válvula reguladora de presión, que está en la línea principal de vapor y conectada en forma directa a la del suministro de vapor de la caldera. Es importante el uso de una válvula de este tipo, pues en nuestro caso, el generador de vapor estará trabajando a una presión superior a la que trabajará la prensa y además es forma de economía en el combustible, dado que el generador de vapor podrá hacer paros y arranques desahogados en tiempos largos o se manejará de acuerdo a la carga total de máquinas laborando en la fábrica.

Calcularemos la caída de presión en la línea principal de vapor que es la que suministra directamente éste a la prensa, utilizando ahora - un nomograma específico de Flujo de vapor /caída de presión.

Utilizaremos nuevamente el volumen específico de nuestro vapor ($0.3817 \text{ m}^3/\text{Kg}$) y el flujo total de vapor en la línea principal (3.76 Kg/min).

a) Entrando al nomograma con ambos valores, encontramos su confluencia y ésta será la línea de referencia.

b) Como estamos utilizando un diámetro nominal de 3.175 cm -- (1 1/4") en la tubería, lo ubicaremos en la parte inferior del nomograma y subiendo en forma perpendicular a esta ordenada, interpretamos el resultado de la caída de presión correspondiente a 7 Lb/pulg² ó bien 0.49 Kg/cm² por cada 30.48 mts (100 pies) de distancia.

Como la presión que estamos trabajando es de 5 Kg/cm² (71.43 - Lb/pulg²), requeriremos de un factor de corrección, el cual es de 1.34. - Este lo utilizaremos como factor a la caída de presión recién encontrada, ahora, por cada 30.48 mts (100 pies), tendremos una caída de presión de - 0.66 Kg/cm², siempre y cuando consideráramos una tubería sin recubrimiento aislante propiciando la condensación del vapor antes de ser utilizado. Si se considera éste recubrimiento, ésta pérdida bajará considerablemente.

Podemos ahora concluir lo referente al proceso de vulcanizado y las líneas de vapor, resumiendo que para un efectivo trabajo de nuestro sistema, requeriremos 18.54 Kg/5min. de vapor saturado seco o bien, 222.5 Kg/hr del mismo vapor.

CALCULO DE LA CALDERA

El vapor es ampliamente utilizado para calefacción, para evaporar disoluciones químicas, para procesos de calentamiento, movimiento de turbinas y bombas, para realizar miles de procesos en todas las ramas de la industria.

El vapor es utilizado en éstos casos, simplemente porque existe una necesidad de calor y energía al mismo tiempo y el vapor es la manga más adecuada y económica de transportar grandes cantidades de calor y energía.

El vapor es fácil de producir, ya que se obtiene del agua y -- por lo general se requiere de un recipiente adecuado para producirlo industrialmente, a éste recipiente se le denomina Caldera o Generador de vapor.

Se habla de energía, pues inherente a la materia. Por energía indicamos el hecho de que puede hacer conversión de una magnitud escalar a otra y que un cuerpo tendrá la suma de éstas (cinética, mecánica, química

ca, térmica, etc.).

La materia está compuesta por un agregado de moléculas que se están moviendo continuamente, pero al azar. Como las moléculas tienen masa tienen energía cinética, llamada energía cinética interna. Esta energía cinética interna, se origina principalmente por: el movimiento de traslación de las moléculas; el movimiento de rotación de las moléculas y un movimiento de vibración de los átomos dentro de las moléculas.

Además de la energía cinética interna, las sustancias tienen una energía potencial interna, cuyo cambio resulta de una fuerza de atracción entre las moléculas que cambian de posición unas respecto a otras.

La suma de estas energías se llama energía total interna, que es la energía almacenada en un cuerpo o sustancia en virtud de la actividad y configuración de sus moléculas y de las vibraciones dentro de ellas. Me refiero ahora a la energía Molecular o Térmica.

Calor

El calor es una energía en transición de un cuerpo a otro y solamente es debido a una diferencia de temperatura entre los sistemas.

Es una energía que causa un cambio físico, pues el cuerpo que la contiene se puede expandir, incrementa su temperatura, cambia de estado al líquido e inclusive al vapor.

El vapor es una fase intermedia entre la líquida y el gas. Los vapores tienen como característica la semejanza al gas, puesto que llenan por completo las paredes del recipiente que los contiene, pero no se rigen por la ley de los gases perfectos.

El término comúnmente utilizado para designar la producción de Kg/hr de vapor es el caballo caldera (CC), y éste es capaz de producir --- 15.65 Kg/hr de vapor saturado seco utilizando agua de alimentación a 100°C.

Si hemos determinado que los cuatro platos calefactores requieren de una generación de 222 Kg/hr de vapor, entonces se necesita un generador de vapor que nos produzca 222/15.65 ; 14.18 CC.

El término de Caballo Caldera (CC) es una antigua determinación pero que se aplica para designar la capacidad de una caldera compacta, y tuvo su origen en el hecho de que una caldera al alimentar una máquina de vapor recíprocamente ésta desarrollaba aproximadamente un caballo caldera por cada 10 pies² (1m²) de superficie de calefacción de la caldera. A su vez, un caballo caldera puede proporcionar 8450 Kcal/hr ó más y que si és-

te lo dividimos por la cantidad total de calor requerido en un tiempo dado, nos resultará una caldera de 13.48 CC, cantidad muy similar a la obtenida anteriormente.

Esta capacidad de caldera es por cada cuatro sistemas calefactores, es decir, por cada prensa. Si el estudio es considerado como para una futura adquisición o fabricación de dos prensas u ocho sistemas calefactores, estamos considerando la necesidad de 28.36 CC para esta proposición.

TRANSMISION DE CALOR

Es el flujo de calor a través de un cuerpo de temperatura más alta, hacia un cuerpo de menor temperatura.

La transmisión de calor se puede llenar a cabo por **conducción**, **radiación** y **convección**.

Por **conducción**, es la manera de transmitirse el calor cuando dos o más cuerpos se encuentran en contacto íntimo o de una a otra parte del mismo, dada la interacción en un intervalo pequeño de moléculas o de electrones.

Por **radiación**, será la manera de emisión de energía calorífica en forma de ondas electromagnéticas. Todos los cuerpos irradian a temperaturas superiores a cero grados absolutos. La radiación incidente de un cuerpo puede ser absorbida, reflejada o transmitida. Esta energía se propaga en toda dirección, aparentemente sin la intervención de partículas materiales. La radiación que incide sobre un cuerpo es absorbida por éste en forma parcial. Si un cuerpo se encuentra más caliente, radia más energía que la que absorbe, y un cuerpo frío, absorbe más energía que la que radia. Este proceso continúa aún después de que se haya establecido el equilibrio de temperaturas y cada uno de los cuerpos continúa absorbiendo y radiando energía.

Por **convección**, será la forma de transmitirse el calor de un lugar a otro dentro de un fluido por la combinación de mecanismos de mezcla y conducción. El calor en éste se traslada de partícula a partícula.

De entre éstas maneras de transmisión de calor, ubicaré en el sistema de platos calefactores las que corresponden.

La **conducción** se define como la cantidad de calor (calorías) que pasan en un intervalo de tiempo (minutos) a través de la unidad de superficie de una placa (m^2) de un espesor unitario (m), teniendo una diferencia de temperaturas entre las caras de Δt .

En el sistema de prensa vulcanizadora por platos calefactores, -

ésta conducción se dará en el contacto del plato calefactor superior e inferior con el molde de vulcanizado. Para evitar pérdidas de calor, se colocará una capa de aislante (asbesto).

La capa de asbesto que se colocará en las caras libres de los platos calefactores, evitará la pérdida del calor, tendrá un espesor de 3.81 cm (1 1/2") y una superficie igual a la del plato calefactor (1651.60 cm²).

La pérdida de calor por conducción, se expresa de la siguiente forma:

$$Q_c = \frac{KA(T_2 - T_1)}{L} \quad \text{Ec. 3.10}$$

Donde: Q_c es la cantidad de calor perdida por conducción (Kcal/hr)

K es el coeficiente de conductividad térmica del asbesto
(0.14 cal/hr m²°C/m)

A es el área de la placa calefactora (0.16516 m²)

T_2 es la temperatura de trabajo para vulcanizar (150°C)

T_1 es la temperatura ambiente promedio (25°C)

L es el espesor de la placa (aislante 0.0381 m)

Sustituyendo en Ec. 3.10

$$Q_c = \frac{(0.14)(0.16516)(150-25)}{0.0381}$$

$$Q_c = 75.8609 \text{ cal/hr}$$

$$Q_c = 0.0758609 \text{ Kcal/hr}$$

La radiación se puede determinar por la fórmula de Stefan Boltzmann, donde nos indica que la cantidad de calor radiado por un cuerpo es:

$$Q_r = \sigma \epsilon A (T_2^4 - T_1^4) \quad \text{Ec. 3.11}$$

Donde: Q_r es la cantidad de calor radiado por un cuerpo (Kcal/hr)

σ es la constante de Stefan Boltzmann (4.93 x 10⁻⁸ cal/m²hr°K⁴)

ϵ es la emisividad del acero (0.28)

A es el área de la superficie transmisora de calor no aislada (m²)

T es la diferencia de temperaturas ($T_2 - T_1$) en °K

T_2 es la temperatura de trabajo para vulcanizar (423°K)

T_1 es la temperatura ambiente promedio (298°K)

Calcularemos el área de la superficie transmisora de calor por radiación no aislada, repercutiendo únicamente en las caras laterales de los platos calefactores.

$$A=H \cdot L$$

Ec. 3.12

Donde: A es la superficie de calor por radiación No aislada (m^2)

H es el ancho de la superficie transmisora de calor, --
(plato calefactor) (0.4064 m)

e es el espesor de la superficie transmisora de calor --
(0.0772 m)

L es el número de caras radiantes de calor (4)

Sustituyendo en Ec. 3.12

$$A=(0.4064)(0.0772)(4)$$

$$A=0.1255 \text{ m}^2$$

Como son dos los platos calefactores los emisores de calor por radiación, tendremos que:

$$A_t=2A$$

Ec. 3.13

Donde: A_t es el área total de superficies radiantes de calor No aisladas (m^2)

A es el área de la superficie radiante de calor de un so
lo plato calefactor (0.1255 m^2)

Sustituyendo en Ec.3.13

$$A_t=2(0.1255)$$

$$A_t=0.2510 \text{ m}^2$$

Sustituyendo en Ec.3.11

$$Q_r=(4.93 \times 10^{-8})(0.28)(0.2510)((423^4)-(298^4))$$

$$Q_r=83.6 \text{ cal/hr}$$

$$Q_r=0.0836 \text{ Kcal/hr}$$

La suma de éstas pérdidas es por cada sistema calefactor, lo cual nos llevará a que nuevamente multipliquemos el resultado por cuatro.

$$Q=Q_c+Q_r$$

Ec. 3.14

Donde: Q es la cantidad de calor perdida por efectos naturales
(Kcal/hr)

Q_c es la cantidad de calor perdida por conducción (Kcal/hr)

Q_r es la cantidad de calor perdida por radiación (Kcal/hr)

Sustituyendo en Ec. 3.14

$$Q=0.0758609+0.0836$$

$$Q=0.15946 \text{ Kcal/hr}$$

Calcularemos por último, la cantidad de calor perdida por efectos naturales en la prensa.

$$Q_t = 4Q$$

Ec. 3.15

Donde: Q_t es la cantidad de calor perdida en la prensa (Kcal/hr)

Q es la cantidad de calor perdida en cada sistema calefactor (kcal/hr)

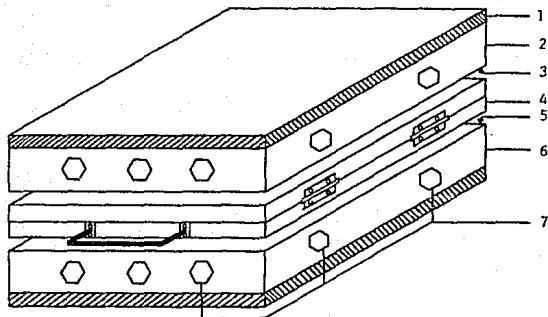
Sustituyendo en Ec. 3.15

$$Q_t = 4(0.15946)$$

$$Q_t = 0.63784 \text{ Kcal/hr.}$$

En el caso presente, es muy importante el hecho de calentar toda la placa a una temperatura uniforme y deberá ser de 150°C . Se pudo haber planteado la alternativa de un barreno de mayor diámetro en el laverino del plato calefactor, disminuyendo así el recorrido del vapor, o proponiendo un diámetro menor, obteniendo un mayor recorrido del vapor.

ESQUEMA DEL PLATO CALEFACTOR Y SUS PARTES



- 1 Aislante térmico (asbesto)
- 2 Plato calefactor superior
- 3 Superficie calefactora superior
- 4 Molde vulcanizador
- 5 Superficie calefactora inferior
- 6 Plato calefactor inferior
- 7 Tapones roscados del laverino calefactor

DRENADO DE LA TUBERIA PRINCIPAL DE VAPOR

Un dren deficiente de condensados y un sistema de trampas de vapor por inadecuado afecta el control de temperatura y la formación de golpe de ariete en la tubería, reduciendo la vida útil del equipo y la corrosión de los elementos de contacto.

Para un eficiente drenado en la tubería de vapor, es aconsejable el uso de trampas de vapor o válvulas reguladoras y controladoras de temperatura.

Es importante para este efecto la utilización de trampas de vapor y la colocación de depósitos recolectores de condensados, llamados también piernas colectoras.

Las piernas colectoras deberán colocarse en los puntos más bajos de los drenes y dondequiera que se acumule el condensado.

Su diámetro no deberá ser menos a 1,5 veces el diámetro de la tubería y no mayor de 20.32 cm (8"). En casos de tuberías de diámetros muy pequeños, utilizando el mismo diámetro de tubería de vapor que las contenga. Hay que recordar que en toda tubería de vapor, las cargas de condensados más grande ocurre durante el periodo de calentamiento inicial, dado que las líneas y equipos se encuentran con un diferencial alto de temperatura en relación con el vapor, repercutiendo en pérdidas significativas de presión.

El sistema de calentamiento que opera en nuestra prensa es del tipo abierto, pues se hace funcionar la caldera y se permite que las líneas y equipos alcancen gradualmente su temperatura y presión. Una vez que la temperatura de la tubería principal y equipos es la razonable, y la presión la adecuada, el condensado es el resultado de pérdidas por radiación y separación de humedad.

Para saber el volumen del condensado a trabajar, hay que calcularlo mediante la siguiente ecuación:

$$Q = \lambda w \quad \text{Ec. 3.16}$$

Donde: Q es la cantidad de calor requerido (kcal/hr)

λ es el calor latente a la presión de operación (907.9 BTU/Lb)

w es el volumen de condensados (kg)

Para tuberías con serpentines o laverintos, hay que calcular el volumen de condensados mediante la siguiente ecuación:

$$V_c = \frac{AU \Delta t}{\lambda} \quad \text{Ec. 3.17}$$

Donde: V_c es el volumen total de condensados (lb/hr)

A es el área total de la superficie calefactora (pies²)

U es el coeficiente de transferencia de calor de tipo -- convección natural (160 BTU/hr²Fpie²)

λ es el calor latente a la presión de operación (907.9 - BTU/Lb)

La longitud del laverinto ya se calculó al principio del capítulo (342.90 - cm), el área de la superficie de calefacción, será el perímetro del barreno multiplicado por la longitud del laverinto.

$$A = \pi D L \quad \text{Ec. 3.18}$$

Donde: A es el área de calefacción (cm²)

D es el diámetro del barreno (2.54 cm)

L es la longitud del barreno o laverinto (342.90 cm)

Sustituyendo en Ec. 3.18

$$A = (3.1416)(2.54)(342.90)$$

$$A = 2736.227 \text{ cm}^2$$

$$A = 2.9439 \text{ pies}^2$$

La temperatura del vapor a la presión de trabajo (5Kg/cm²) es de 150°C (302°F), y la temperatura promedio del medio ambiente, la contituaremos considerando de 25°C (77.0°F). Por consiguiente; será de 302-77=225°F.

Sustituyendo en Ec.3.17

$$V_c = \frac{(2.9439)(160)(225)}{907.9}$$

$$V_c = 116.731 \text{ Lb/hr}$$

$$V_c = 52.94 \text{ Kg/hr}$$

Este condensado es por cada sistema calefactor, tendremos que -- multiplicar por cuatro para representar el volumen total de condensados en la prensa.

$$V_{ct} = 4V_c \quad \text{Ec. 3.19}$$

Donde: V_{ct} es el volumen total de condensados (Kg/hr)

V_c es el volumen de cada sistema calefactor (Kg/hr)

Sustituyendo en Ec. 3.19

$$Vct=4(52.94)$$

$$Vct=211.76 \text{ Kg/hr}$$

Si consideramos ahora como un aspecto de seguridad que TODO el suministro de vapor sea condensado, podremos ahora sí, el volumen de condensados (w) de la Ec. 3.16.

De la ecuación 3.7, tomaremos las entalpías h_g y h_f .

De la ecuación 3.6, tomaremos Q_t . (9497.4 Kcal)

Despejando w en la ecuación 3.16 y sustituyendo valores:

$$w=9497.40/(656.3-152.1)$$

$$w=18.83 \text{ Kg}$$

Este volumen de condensados lo tendremos cada 5 minutos, pues el tiempo del proceso de vulcanizado, entonces tendremos:

$$w=18.83/5$$

$$w=225.96 \text{ Kg/hr}$$

Notemos que es mayor este condensado que el calculado ($w > Vct$), por sistema calefactor y laverinto, pues en este caso, todo el suministro de vapor lo consideramos como un condensado y determinar adecuadamente la trampa de vapor idónea.

La selección de la trampa de vapor estará en función de (w) y el factor de seguridad que nos marcan para la selección de trampas de vapor en sistemas intercambiadores de calor y laverintos. Este factor de seguridad es de 1.25

Considerando un volumen total de condensados (w) de 225.96 y aplicando el factor de seguridad, tendremos ahora que considerarlo como: 282.45 Kg/hr.

Seguiremos en un gráfico de trampas de vapor de tipo termodinámica, requeriremos una de 1/2" de diámetro (1.27 cm) y que la presión de entrada sea justamente la misma que hasta ahora hemos trabajado, dado que las trampas operan desde 3.8 a 10.5 Kg/cm² de presión.

El modelo resultante es el TDS-52, de la marca SARCO con filtro-integrado. Las características de la trampa seleccionada son:

- a) Alta capacidad ventiladora de aire.
- b) Descarga de condensados a la temperatura del vapor saturado.
- c) Es de operación segura, no deja escapes entre fases.

- d) Totalmente de acero inoxidable y sus partes activas endurecidas.
- e) Sólo tres piezas en su conformación y una en movimiento, no presentando juntas.
- f) Es de tipo robusta, no es afectada por golpes de ariete, sobrecalentamientos, vibración ni condensados corrosivos.
- g) Responde instantáneamente y funciona con la mayor eficiencia en los rangos de operación, con cargas livianas o pesadas.
- h) Admite contrapresiones de hasta el 80% o incluso, presión de entrada.
- i) Es compacta, liviana y de tamaño reducido.
- j) Trabaja en cualquier posición.

TUBERIA DE VAPOR

Es muy importante determinar el diámetro y tipo de tubería a seleccionar o estar seguros de que el diámetro utilizado en la tubería es el correcto en un equipo de presión y temperatura. Sólo recordaremos que la presión de nuestro sistema generador de vapor es diferente a la requerida por la prensa y que la temperatura de trabajo del sistema es de 150°C. Esta diferencia de presiones en el vapor se logra gobernar mediante una válvula controladora de presión de 2.54 cm de diámetro (1"), que se puede calibrar para tener hasta una presión de salida efectiva de 3 Kg/cm² con una presión de entrada de 10.5 Kg/cm². Esta válvula será de marca HERSOL, pues cumple con nuestros requisitos.

El problema a solucionar es el siguiente: Determinar el diámetro adecuado para una tubería con un flujo de 3.76 Kg/min (8.31 Lb/min) de vapor saturado seco a través de 15.24 metros (50 pies) de línea.

La presión promedio a manejar es de 5 Kg/cm² (71.1 Lb/pulg²), contando con un volumen específico de 0.3817 m³/Kg (6.113 pies³/Lb) y una caída de presión permisible sin recubrimiento térmico de 0.66 Kg/cm² (9.38 Lb/pulg²).

La solución al problema la podremos determinar mediante un nomograma para la selección de tuberías de vapor.

Primeramente entraremos con el flujo de vapor de 8.307 Lb/min y continuando en forma horizontal hasta encontrar la longitud de la tubería dada (50 pies).

Como segundo paso, proyectamos este punto a la intersección vertical sobre la línea del volumen específico que es de 6.113 pies³/Lb.

Tercero, trazamos una horizontal indefinida sobre este punto.

Cuarto, por la parte inferior del nomograma, entraremos con una pérdida total de 9.38 Lb/pulg², y proyectamos hasta la línea horizontal indefinida trazada, resultándonos el diámetro nominal de la tubería a utilizar.

En nuestro caso, la resultante es una tubería de 1 1/4" (3.175 cm)

Al decidir el uso de una tubería, hay que determinar la cédula de la misma, es decir, en función del espesor de la pared del tubo, se asigna una cédula de carácter comercial, es decir, un espesor determinado.

Para determinar este espesor de pared, utilizaremos la siguiente ecuación:

$$T_m = \frac{Pd}{2(SE + Py)} + C \quad \text{Ec. 3.20}$$

Donde: T_m es el espesor mínimo admisible de pared en un tubo (pulg)

P es la presión interna máxima de servicio (Lb/pulg²)

SE es el esfuerzo máximo admisible a presión interna y eficiencia de junta (10600 Lb/pulg²)

d es el diámetro externo de la tubería dada

y es el coeficiente por temperatura del acero (0.4)

C es el margen para roscado, resistencia mecánica y corrosión (0.14)

Sustituyendo en Ec. 3.20

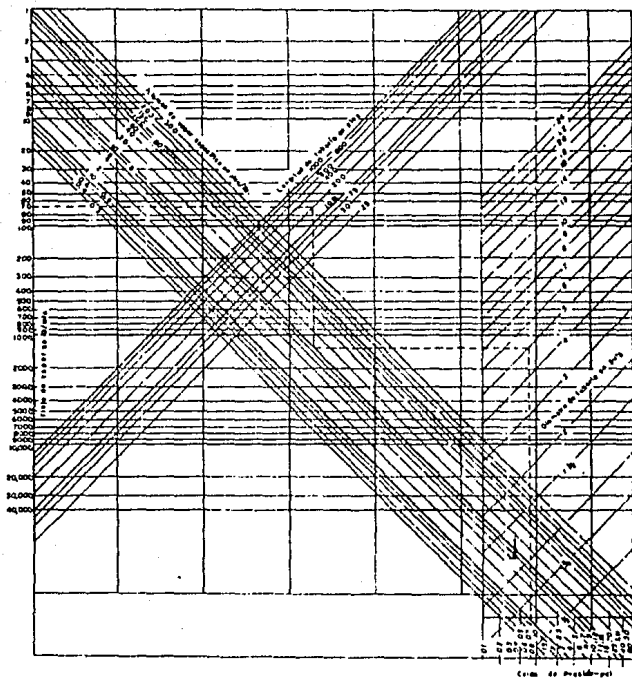
$$T_m = \frac{(71.1)(1.660)}{2(10600 + 71.1(0.4))} + 0.14$$

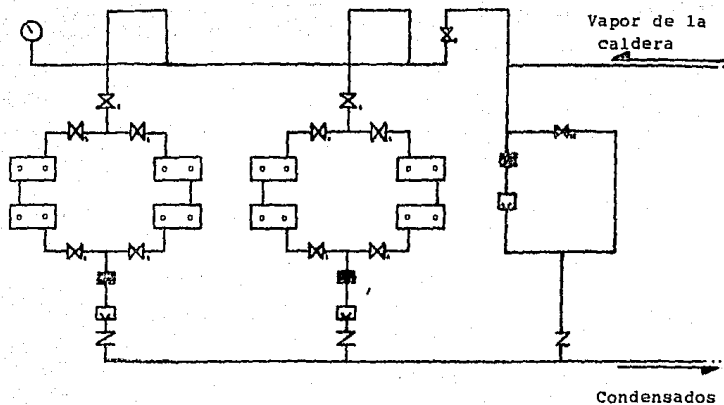
$$T_m = 0.1455 \text{ pulg.}$$

$$T_m = 0.3696 \text{ cm.}$$

El espesor mínimo permitido es de 0.3696 cm. Tenemos que para una cédula 40 el espesor de pared en tubería de 1 1/4" (3.175 cm) es de 0.3556 cm y para una tubería cédula 80, el espesor de pared es de 0.4851 cm; por consiguiente necesitaremos una tubería cédula 80 de 1 1/4" de diámetro nominal.

SELECCION DEL TAMAÑO DE TUBERIAS DE VAPOR





	Manómetro
	Válvula globo a 10.5 Kg/cm ²
	Válvula globo a 17.5 Kg/cm ²
	Trampa de vapor
	Check para vapor
	Filtro p/trampa
	Plato calefactor
	Línea de vapor

DIAGRAMA DEL FLUJO DE VAPOR

CAPITULO IV

CALCULO DEL CILINDRO, PISTON Y VASTAGO PARA EL SISTEMA DE PENSADO.

Como hemos establecido en capítulos anteriores, la presión requerida para realizar adecuadamente este proceso de vulcanizado y prensado, es la presión en el momento de la compactación del elastómero y la temperatura de los platos calefactores. Se determinó que la presión necesaria en la compactación es de 120 Kg/cm^2 , y el diámetro del émbolo de 15.24 cm de diámetro (6").

Empezaremos por calcular el cilindro, y partiremos de un tubo de acero de 45.72 cm (18") de diámetro, calcularemos el espesor de la pared mínima necesaria para soportar la presión interna que el aceite hidráulico -- ejerce al subir o bajar el pistón, con ello, el molde vulcanizador.

Para calcular el espesor de la pared del tubo, utilizaremos la ecuación de Claveriano, propia para cilindros cerrados a presión:

$$t = \frac{d}{2} \left[\frac{Tt + (1 - 2\mu)P}{Tt - (1 + \mu)P} \right]^{-1} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde: t es el mínimo espesor de pared admisible en un cilindro (cm)

d es el diámetro externo del cilindro a calcular (45.72 cm)

Tt es la resistencia a la tensión permisible del acero --
(3500 Kg/cm^2)

P es la presión de trabajo (120 Kg/cm^2)

μ es la relación de Poisson para el acero (0.287)

Sustituyendo en Ec.4.1

$$t = \frac{45.72}{2} \left[\frac{3500 + (1 - 2(0.287))(120)}{3500 - (1 + 0.287)(120)} \right]^{-1}$$

$$t = 0.6918 \text{ cm}$$

$$t = 0.2723 \text{ pulg.}$$

En las tablas de Propiedades Físicas de Tuberías (Physical Properties of Pipe), encontramos que para el diámetro de tubo seleccionado, el espesor de pared adecuado y calculado corresponde a una cédula 20, 0.925 cm (0.312"), manejando un rango de seguridad del 25%, correspondiendo ahora el espesor de la pared de 0.86475 cm (0.3404"), corresponderá ahora una cédula 20 Std, de 0.9525 cm (0.375") de pared, según pruebas A.P.I. -5L grado X-52,

la prueba de presión es de 129 Kg/cm^2 , valor satisfactorio para el uso destinado. A este cilindro, le tendremos que poner dos tapas, una superior y otra inferior, con la finalidad de hacer un recinto cerrado. Por la tapa superior saldrá el vástago del pistón, y la inferior, será exclusivamente base.

Para calcular el espesor de éstas tapas, utilizaremos la siguiente ecuación:

$$t_p = \sqrt{\frac{3PDi^2}{16\sigma}} \quad \text{Ec. 4.2}$$

Donde: t_p es el espesor mínimo de las tapas del cilindro (cm)

P es la presión de trabajo (120 Kg/cm^2)

Di es el diámetro interno del cilindro (43.815 cm)

σ es la resistencia a la tensión permisible del acero (3500 Kg/cm^2)

Sustituyendo en Ec.4.2

$$t_p = \sqrt{\frac{3(120)(43.815)^2}{16(3500)}}$$

$$t_p = 3.513 \text{ cm}$$

$$t_p = 1.383''$$

Utilizaremos una placa de acero de 3.81 cm de espesor (1.5"), como medida comercial, dado que no hay en el mercado una placa con un espesor como la antes calculada.

Pistón

El pistón, lo calcularemos mediante el diámetro interno del cilindro, dado que será por donde se desplace en su trabajo, y emplearemos una fórmula empírica para determinar el espesor del pistón. Este será únicamente una placa de acero, que subirá o bajará dependiendo la presión aplicada.

$$t = 2.915 \sqrt{\frac{PDi^2}{\sigma}} \text{ sen } 5^\circ \quad \text{Ec. 4.3}$$

Donde: t es el espesor mínimo del pistón (cm)

P es la presión de trabajo (120 Kg/cm^2)

σ es la resistencia a la tensión permisible del acero (3500 Kg/cm^2)

Di es el diámetro interno del cilindro (43.815 cm)(17.25")

Sustituyendo en Ec. 4.3

$$t = 2.915 \sqrt{\frac{(120)(43.815)^2}{3500}} \quad (\text{sen } 5^\circ)$$

$$t = 2.061 \text{ cm}$$

$$t = 0.8115''$$

Utilizaremos una placa de acero comercial de 3.81 cm (1.5"), puesto que la presión en el interior del cilindro es la misma en todas direcciones, entonces, el espesor del pistón antes calculado (2.061 cm) es el espesor mínimo requerido. Utilizando una placa de mayor calibre, aumentaremos nuestro margen de seguridad, así, tanto las tapas como el pistón, serán construidos con la misma placa de acero.

Ya tenemos el cilindro, sus bases y el pistón, pero debemos tener en cuenta el ajuste a todo elemento con desplazamiento axial, el cual se referirá como "Límites y ajustes de piezas cilíndricas"

Los nomenclaturas se definen como sigue:

RC "Ajuste para desplazamientos y rotación"

Estos ajustes tienen por objeto funcionamiento semejante en el caso de rotación, con un margen por lubricación adecuada para todo intervalo de tamaños. La holgura de las dos primeras clases, se emplean principalmente como ajustes de deslizamientos, aumentan más despacio con el diámetro que las otras clases, de modo que mantienen la localización exacta, aún a expensas del movimiento libre relativo.

RC 1 "Ajuste de deslizamiento estrecho"

Tiene por finalidad la localización exacta de piezas que deben ajustarse sin que haya juego perceptible.

RC 2 "Ajuste de deslizamiento"

También se emplea para localización exacta, pero tiene mayor holgura que la clase RC 1. Las piezas con éste ajuste, pueden moverse con facilidad, pero no están destinadas a girar libremente; en el caso de tamaños grandes, puede ocurrir trabamiento o agarrarse con pequeños cambios de temperatura.

La ASA (American Standards Association), hace la recomendación en piezas cilíndricas para ajustes interiores y lo define como discrepancia.

Una discrepancia, es un juego mínimo entre las piezas que se van a hacer coincidir.

Una tolerancia, es un diferencial admisible en las dimensiones -

de piezas.

Los límites de tamaño, serán las máximas y mínimas dimensiones - aplicables a un sistema para que opere adecuadamente a su diseño.

Ajuste, se define como el modo de montar las piezas, resultando una holgura positiva, esto es, en nuestro caso entre el cilindro y el pistón.

En las tablas de Límites de juego de rotación y deslizamiento -- el diámetro nominal para nuestro pistón, está entre un intervalo de 15.75" a 19.69", resultandó un ajuste RC 2 de 1.2 milésimas de pulgada. equivalente a 30.48 centésimas de milímetro. Esto nos indica, que el juego que en -- cálculos anteriores habíamos despreciado, es ahora el que nos marca el espacio que debe de haber entre el pistón y las paredes del cilindro.

Hemos de considerar que el vástago del pistón y la tapa superior del cilindro, trabajarán de igual manera que el pistón y el las paredes del cilindro. Calcularemos a continuación, el ajuste entre éste vástago y la tapa del cilindro.

El diámetro externo del vástago es de 16.827 cm (6.625") y refiriéndonos a las tablas de Límites de juego de rotación y deslizamiento, este diámetro se encuentra en un intervalo de 4.73" a 7.09" y el ajuste RC 2 nos refiere que el ajuste debe ser de 0.6 milésimas de pulgada, equivalente a - 15.24 centésimas de milímetro.

Ahora ya tenemos un espacio entre el vástago del pistón y la tapa del cilindro, es necesario implementar algo para evitar que el aceite hidráulico se fugue en la acción de elevación del pistón. Este implemento se denomina retén de aceite. Se puede hacer de un material que no sea atacado por la acción del aceite hidráulico, que no absorva aceite y que sea fácil de reemplazar en caso de mantenimiento.

Se recomienda que se use NEOPRENO o TEFLON como materia prima en la fabricación de este retén.

En el caso del aceite hidráulico, debe ser suministrado al cilindro mediante una línea que hasta el momento no hemos calculado. De interés especial es ésta, pues una acción directa en la prensa es la compactación del material a moldear, y sin la presencia de un sistema hidráulico, la prensa no ejercerá las funciones a las que se ha diseñado.

Para determinar el diámetro de ésta línea hidráulica, utilizaremos la siguiente ecuación:

$$T_m = \frac{Pd}{2(SE+Py)} + C$$

Ec. 4.4

Donde: T_m es el espesor mínimo admisible de pared en un tubo (pulg)
 P es la presión interna máxima de servicio (1706.4 Lb/pulg²)
 d es el diámetro externo de la tubería dada (1.315")
 SE es el esfuerzo máximo admisible a presión interna y --
 eficiencia de junta (10600 Lb/pulg²)
 y es el coeficiente por temperatura del acero (0.4)
 C es el margen por roscado, resistencia mecánica y corrosión
 (0.14)

Calcularemos para una tubería de acero de 2.54 cm (1") de diámetro nominal y una presión de 120 Kg/cm² (1706.4 Lb/pulg²).

$$T_m = \frac{(1706.4)(1.315)}{2(10600+1706.4(0.4))} + 0.14$$

$$T_m = 0.2394 \text{ pulg}$$

$$T_m = 0.6082 \text{ cm}$$

Este espesor de pared es posible con una tubería cédula 160 XS de 2.54cm (1").

Este diámetro y cédula de tubería, lo tendremos en todas las líneas hidráulicas que la prensa represente.

Lubricantes

El tipo y las propiedades correctas de un lubricante son reguladas por su aplicación. Un lubricante es fabricado para satisfacer las necesidades del servicio con un mínimo de desgaste por rozamiento.

El rozamiento es la resistencia que surge cuando dos superficies sólidas se deslizan o tienden a deslizarse una sobre otra. Estas superficies pueden estar secas o lubricadas. En el primer caso, cuando las superficies no contienen líquido contaminante, ni tampoco películas, la resistencia se llama rozamiento seco. Cuando dos superficies se frotan y están separadas una de la otra por una delgada película de lubricante, entonces el rozamiento se denomina de superficies lubricadas o grasosas. La lubricación depende en este caso, de la fuerte adhesión del lubricante al material de las superficies que se -- frotan; las capas de lubricante se deslizan unas sobre otras.

La lubricación será la modificación de las características de fricción y la reducción de los daños y desgastes en las superficies de los sólidos que se mueven en relación entre sí. Cualquier cosa que se introduzca entre dos superficies se denominará lubricante.

Aunque las sustancias de uso más frecuente como lubricantes han sido aceites o grasas, pueden ser adecuados muchos otros materiales de naturaleza muy diferente. Tanto los sólidos como los líquidos se ocupan como lubricantes. El lubricante desempeña, con frecuencia, funciones simples; es un medio para transferencia de calor, protector contra la herrumbre y la corrosión, sellador para arrastres o separación de contaminantes.

La aplicación particular, en sus múltiples aspectos, determina la selección del lubricante. Los lubricantes se fabrican y modifican a fin de que tengan ciertas características específicas, que se pueden definir en términos de las propiedades físicas o químicas, por su acción o rozamiento.

De entre los lubricantes líquidos, inclusive el agua, los de más frecuente uso son a base de petróleo, debido a su aceptabilidad general a la mayoría de los equipos existentes y a que su costo es moderado. El color de un aceite lubricante se obtiene por referencia a la luz transmitida; el color de un aceite indica la uniformidad de un grado o marca particular y no a su calidad. Los fabricantes de aceites lubricantes se basan en la prueba ASTM D 1500-64 para la determinación visual del color de los aceites.

Los lubricantes, como líquidos, cuando se someten a efectos de transmisión de potencias, hidráulicas, se comportan en forma incompresible, es decir, no sufren deformidad, cambio de volumen o manifestos en la naturaleza propia del elemento. Cuando los aceites en general (lubricantes, térmico, hidráulico, etc.) tienen efectos sobre la intemperie, se requiere por lo general que tengan características antioxidantes para la protección de las superficies metálicas contra la corrosión.

Una característica muy importante de los aceites, es la carencia de formación de espuma (antiespumante).

La propiedad de los aceites conocida como oleosidad, es de considerable importancia. Es un fenómeno que hace fuertemente evidente solo la película de éste y se degrada volviéndose delgada en exceso. La oleosidad es una propiedad que ocasiona una diferencia en la fricción.

Muchos aceites industriales se refuerzan o modifican con aditivos, por lo general son compuestos químicos orgánicos que mejoran las propiedades inherentes que impartirán nuevas características. En general, los modificadores de lubricantes son de dos clases: los que modifican las ca-

racterísticas físicas (viscosidad o punto de fluidez) y los que su influencia final es la naturaleza, tales como inhibidores de oxidación y corrosión, agentes detergentes, etc. Los aditivos no transforman un lubricante malo en bueno o de alta calidad, sólo le proporcionan ciertas características dependiendo de su uso. Se consideran las temperaturas y condiciones de operación los agentes que determinan el tipo de aceite lubricante óptimo a utilizarse.

En nuestro caso muy especial, no porque sea único, sino porque es sólomente específico, el sistema hidráulico de la prensa se basa en el principio de Pascal, "Si se ejerce una presión en cualquier parte de un líquido confinado dentro de un sistema cerrado, la presión se transmite en forma -- instantánea y sin variación a todas las demás partes del sistema".

Como la elevación de los pistones está dada por éste sistema, no tenemos algunas de las ventajas:

a) Sencillez para proyectarlos; b) adaptabilidad para su funcionamiento; c) posibilidad de automatizar el equipo a operar; d) exactitud en su control; e) variación de velocidad dependiendo del equipo de bombeo y el diámetro de su impulsor; f) reducción de desgaste de piezas móviles; g) economía en su funcionamiento.

El perfeccionamiento de máquinas automáticas o de mecanismos para ahorrar trabajos manuales, la necesidad de control remoto y el deseo de tener fuentes de potencia compactas y control preciso, han influido en el rápido desarrollo de los sistemas hidráulicos.

En un sistema hidráulico, por lo general incurre a: a) bomba para la aplicación de la presión al líquido; b) sistema de transmisión y líneas; c) controles de recirculación; d) salida de potencia o uso final.

El líquido destinado para un sistema hidráulico, tiene como uso - primario transmitir fuerza aplicada en un punto del sistema y reproducir en forma rápida cualquier cambio en la dirección o magnitud. El líquido hidráulico también debe circular con facilidad y ser relativamente incompresible, debe tener funcionalidad satisfactoria como: a) proveer de sellado y lubricación adecuada entre las piezas móviles; b) sufrir un cambio mínimo entre propiedades físicas y químicas; c) proteger contra la herrumbre y corrosión; -- d) minimizar el desgaste por rozamiento; e) permitir la sedimentación rápida de contaminantes insolubles en el sistema.

Hay muchos líquidos que cumplen con los requisitos que el sistema demanda, desde el punto de vista económico, el agua sería la solución obvia,-

por otra parte, existen desventajas para muchas aplicaciones y especificaciones. Los aceites lubricantes derivados del petróleo son los adecuados para muchas aplicaciones y la selección depende mucho de la adaptabilidad.

La adaptabilidad inicial incluye viscosidad e índice de viscosidad, punto de fluidez y calidad. La calidad incluye la estabilidad antioxidante, prevención contra corrosión, resistencia a la espuma, emulsibilidad y oleosidad.

En el caso de un sistema hidráulico, no se considera a éste como un aceite propiamente dicho, sino que se aprovechan sus características y beneficios como lubricante.

El aceite hidráulico a utilizar, que cumple con todo lo anteriormente citado, es el HIDRELF, y tiene como características:

Apariencia	brillante
Peso específico	0.878 Kg/dm ³
Temperatura de inflamación	220°C
Temperatura de ignición	272°C
Viscosidad a 37.8°C	300
Índice de viscosidad	96
Temperatura de congelación	-12.2°C
Tipo	DTH-68

Bomba de alimentación del sistema hidráulico

Es muy importante establecer que para subir nuestro sistema calefactor, la bomba tendrá que llenar el cilindro con aceite hidráulico y debe de ser en promedio 10 segundos, y la carrera del pistón será de 30 cm, por consiguiente, el volumen de aceite hidráulico contenido en el cilindro será:

$$V = \frac{(\pi)(D^2)(L)}{4} \quad \text{Ec. 4.5}$$

Donde: V es el volumen de aceite contenido en el cilindro (cm³)

D es el diámetro interno del cilindro (40.96 cm)

L es la carrera del pistón (30 cm)

Sustituyendo en Ec. 4.5

$$V = \frac{(\pi)(40.96^2)(30)}{4}$$

$$V = 39,530.485 \text{ cm}^3$$

$$V = 39.53 \text{ litros}$$

Si decimos que el tiempo requerido para elevar nuestro sistema es de 10 se-

gundos, tendremos que el gasto será de 3.953 litros/seg. (62.66 gal/min).

Para la selección de la bomba, recurriremos a las gráficas de - curvas características propias para sistemas hidráulicos, la cual nos pide el gasto (3.95 lts/seg) y la carga de elevación máxima.

En nuestro caso, la carga de elevación máxima, según la longi- tud equivalente de tubería es de 24 metros.

La gráfica de curvas características, se maneja el sistema in- X glés, será necesario adecuarnos a ésta.

Entrando a la gráfica propia para bombas de aceite hidráulico,- con un gasto en galones por minuto de 62.66 y una carga de 80 pies, la in- tercepción de ambas líneas nos indica que el motor adecuado es de 7.5 H.P.

Resumiendo, requeriremos una bomba acoplada a un motor eléctri- co trifásico de 7.5 H.P. con las siguientes características:

Capacidad de la bomba: 3.95 lts/seg (62.66 gal/min)
 Modelo: F-6-TRL # 110-6
 Tipo: Turbina
 Diámetro del impulsor:..... 15.24 cm
 Diámetro del tubo de succión: 6.35 cm (2.5 pulg)
 Diámetro del tubo de descarga: 5.08 cm (2.0 pulg)
 Bomba de succión tipo: positiva
 Marca del equipo: Aurora-Picsa

Hemos calculado todos los elementos que conforman la prensa, pe- ro es muy importante estudiar el émbolo, pues trabajará como una columna -- con un extremo libre y otro empotrado.

Primeramente estableceremos las masas de los componentes que sus- tentaré continuamente.

Cálculo de las masas de los componentes de la prensa

Plato calefactor

$$m = \rho V_t$$

Ec. 4.6

Donde: m es la masa del plato calefactor (Kg)

ρ es la densidad del acero (7.84 Kg/dm³)

V_t es el volumen total del plato calefactor (11012.93 cm³)

Sustituyendo en Ec. 4.6

$$m = \frac{(7.84)(11012.93)}{1000}$$

$$m = 86.34 \text{ Kg}$$

Vapor contenido en el laverinto

$$m = \delta V_1 \quad \text{Ec. 4.7}$$

Donde: m es la masa de vapor contenida en el laverinto (Kg)

δ es el peso específico del vapor (2.8571 Kg/m^3)

V_1 es el volumen total del laverinto (1737.499 cm^3)

Sustituyendo en Ec. 4.7

$$m = \frac{(2.8571)(1737.499)}{10^6}$$

$$m = 4.9642 \times 10^{-3} \text{ Kg}$$

Aislante térmico

$$m = \rho V \quad \text{Ec. 4.8}$$

Donde: m es la masa del aislante térmico, asbesto (Kg)

ρ es la densidad del asbesto (2451 Kg/m^3)

V es el volumen de la placa de asbesto (6292.63 cm^3)

Sustituyendo en Ec. 4.8

$$m = \frac{(2451)(6292.63)}{10^6}$$

$$m = 15.423 \text{ Kg}$$

Calza

$$m = \rho V \quad \text{Ec. 4.9}$$

Donde: m es la masa de la calza de acero (Kg)

ρ es la densidad del acero (7.84 Kg/dm^3)

V es el volumen de la calza (16218.37 cm^3)

Sustituyendo en Ec. 4.9

$$m = \frac{(7.84)(16218.37)}{1000}$$

$$m = 127.15 \text{ Kg}$$

Si totalizamos ahora lo que el vástago del pistón sostendrá permanentemente y trabajará como columna, tendremos que:

$$m_t = \Sigma m \quad \text{Ec. 4.10}$$

Donde: m_t es la masa que sostendrá el vástago del pistón (Kg)

Σm son las diversas masas estáticas que sostendrá el vástago del pistón (Kg)

Sustituyendo en Ec. 4.10

$$m_t = (86.34)(4.9642 \times 10^{-3}) + (15.423) + (127.15)$$

$$m_t = 228.9179 \text{ Kg}$$

Cálculo del vástago del pistón

Determinaremos la carga a la que el vástago del pistón estará sujeto en el momento de la compresión total, mediante la siguiente ecuación:

$$F = F/A \quad \text{Ec. 4.11}$$

Donde: F es la fuerza de compresión a la que estará sujeta la prensa (120 Kg/cm²)

P es la carga que recibirá el vástago (Kg)

A es el área de la sección del vástago (cm²)

De la ecuación anterior, necesitamos conocer la carga que recibirá el vástago o émbolo y el área de la sección del mismo. Recordemos que éste estará constituido por un tubo de acero con un diámetro nominal de -- 15.24 cm (6"), teniendo un diámetro externo de 16.827 cm (6.345") y un diámetro interno de 15.405 cm (6.065"), siendo este tubo de una cédula 40.

El área de la sección corona del tubo será:

$$A = \frac{(\pi)(D^2 - d^2)}{4} \quad \text{Ec. 4.12}$$

Donde: A es el área de la sección corona (cm²)

D es el diámetro externo (16.827 cm)

d es el diámetro interno (15.405 cm)

Sustituyendo en Ec. 4.12

$$A = \frac{(\pi)(16.827^2 - 15.405^2)}{4}$$

$$A = 36 \text{ cm}^2$$

Calcularemos su inercia:

$$I = \frac{(\pi)(D^4 - d^4)}{64} \quad \text{Ec. 4.13}$$

Donde: I es la inercia para una sección cilíndrica hueca (cm⁴)

D es el diámetro externo (16.827 cm)

d es el diámetro interno (15.405 cm)

Sustituyendo en Ec. 4.13

$$I = \frac{(\pi)(16.827^4 - 15.405^4)}{64}$$

$$I = 1170.97 \text{ cm}^4$$

Calcularemos el radio de giro:

$$r = \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{16}} \quad \text{Ec. 4.14}$$

Donde: r es el radio de giro de una sección cilíndrica hueca -
utilizada en posición vertical como columna (cm)
 D es el diámetro externo (16.827 cm)
 d es el diámetro interno (15.405 cm)

Sustituyendo en Ec. 4.14

$$r = \sqrt{\frac{16.827^2 + 15.405^2}{16}}$$

$$r = 5.70 \text{ cm}$$

Calcularemos la relación de esbeltez:

$$KL/r \quad \text{Ec. 4.15}$$

Donde: K es el factor para determinar la longitud efectiva (0.7)
 L es la longitud efectiva de la sección (40 cm)
 r es el radio de giro que gobierna al diseño (5.70 cm)

Sustituyendo en Ec. 4.15

$$KL/r = (0.70)(40)/5.70$$

$$KL/r = 4.913$$

Calcularemos el módulo de rigidez o esbeltez mecánica:

$$C_c = \sqrt{\frac{2(\pi)^2 E}{F_y}} \quad \text{Ec. 4.16}$$

Donde: C_c es el módulo de esbeltez mecánica

E es el módulo de elasticidad del acero ($2.039 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$)

F_y es el límite de fluencia del acero (2530 Kg/cm^2)

Sustituyendo en Ec. 4.16

$$C_c = \sqrt{\frac{2(\pi)^2 (2.039 \times 10^6)}{2530}}$$

$$C_c = 126.128$$

Notemos que $KL/r < C_c$; entonces el esfuerzo admisible se calcu

lará de la siguiente manera:

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(KL/r)^2}{2(C_c/r)^2} \right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(KL/r)}{8C_c} - \frac{(KL/r)^3}{8(C_c)^3}} \quad \text{Ec. 4.17}$$

Sustituyendo en Ec. 4.17

$$F_a = 1515.63 \text{ Kg/cm}^2$$

Sustituyendo en Ec. 4.11

$$P = (120)(36)$$

$$P = 4320 \text{ Kg}$$

Considerando una adición de 228.9197 Kg debido a las masas estáticas que el vástago tiene permanentemente:

$$P_t = P + m_t \quad \text{Ec. 4.18}$$

Sustituyendo en Ec. 4.18

$$P_t = 4320 + 228.9197$$

$$P_t = 4548.9197 \text{ Kg}$$

Calcularemos el esfuerzo actuante:

$$f_a = P_t / A \quad \text{Ec. 4.19}$$

Donde: f_a es el esfuerzo actuante (Kg/cm^2)

P_t es la carga total de la columna (4548.9197 Kg)

A es el área de la sección circular (26 cm^2)

Sustituyendo en Ec.4.19

$$f_a = 4548.9197 / 36$$

$$f_a = 126.358 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

Para saber si la sección dada es la correcta, deberá cumplir la relación de esfuerzos: $f_a / F_a < 1$

En nuestro caso, $f_a / F_a = 0.083$ y es menor a la unidad; por consiguiente, la sección dada cumple como columna.

CAPITULO V

SELECCION DEL EQUIPO DE CONTROL Y OPERACION
HIDRAULICO

Hemos seguido hasta el momento un orden, nos queda la selección del equipo de control, el cual nos permitirá la acción de subir y bajar la prensa de manera eléctrica.

Hay que tener en cuenta dos principios básicos:

a) La prensa debe de ser simplificada tanto para su operación - como en su mantenimiento.

b) Debe estar equipada con dispositivos de seguridad para evitar rupturas costosas o accidentes laborales. En este renglón, debemos de tener en cuenta:

1º) Independencia de los cuatro platos calefactores, ésto con - el fin de que la producción sea rápida y sin demoras, evitando tiempos in productivos.

2º) Que en un tiempo variable pero controlado, la prensa deje - de operar para bajar los platos calefactores en forma automática y pueda - gobernarse independientemente, pues en un caso de no haber quedado bien co locado un molde o en un accidente laboral, pueda separarse inmediatamente - el plato calefactor incurrido.

3º) En relación con el costeo, que sea amortizable durante su - vida útil y que las refacciones sean fácil de conseguir, de preferencia en el mercado nacional.

El equipo de control operará de la siguiente manera:

Para que la prensa trabaje en forma automática, se instalará un reloj programador adecuado a las necesidades de la producción, para una co rrecto control del tiempo en la vulcanización, durante este tiempo, la -- prensa permanecerá en posición alta, estando en proceso de curado la mate- ria prima, después se separarán los contactos del reloj programador y deja rá de funcionar, dando por resultado que los platos calefactores se sepa-- ren. Contará con un intervalo máximo en la carátula de 30 minutos, ya que se pretende que la prensa sea versátil, para lo cual se podrá utilizar a - la postre cualquier tipo de elastómero que la producción requiera. En ésta carátula, las divisiones serán en minutos, ésto con el fin de poder perfec- tamente ajustar el tiempo de vulcanización.

El equipo que cumple con todo lo proyectado, es el G.W. EAGLE - SIGNAL, modelo HP 55 con ajuste en minutos y por sensibilidad en segundos, la división de carátula cada 30 segundos.

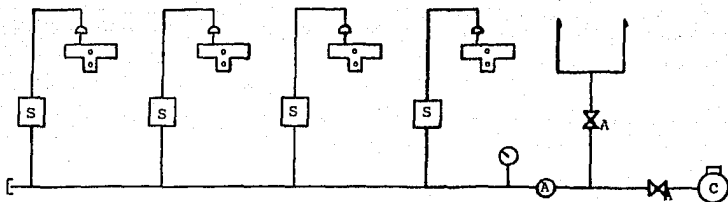
Cuando éste programador marque el fin del proceso, éste mismo - mandará una señal eléctrica a un relevador y a su vez, desenergizará la bobina de la válvula controladora de flujo hidráulico, causando la salida de aire del diafragma y repercutiendo en el descenso del plato calefactor en proceso.

Este programador es muy eficiente y económico, ya que puede tener una vida útil hasta de 250,000 operaciones cuando se manejen corrientes eléctricas hasta de 10 amperes, pero si se regula ésta corriente, la vida útil puede llegar hasta 5'000,000 de operaciones.

El equipo no tiene problemas de refacciones, pues además de ser preciso, en el momento de falla, puede ser reemplazado por otro como una solución momentánea, únicamente retirándolo con un tornillo y jalando de su base el programador, el equipo dañado puede ser reparado sin mayor dificultad en el laboratorio de electrónica que la empresa tiene.

Hamblamos hace un momento de una bobina, ésta pertenece al equipo de control del flujo hidráulico y de la válvula piloto de aire de la válvula hidráulica controladora de aceite. La forma de operar éste conjunto de válvulas es el siguiente:

Existe un compresor que nos estará suministrando aire para la operación del sistema, es decir, tendremos una válvula solenoide que una vez que se energice su bobina magneta, permitirá el paso de aire comprimido a una presión de 2.2 Kg/cm^2 , presión suficiente para que el eje principal de la válvula hidráulica (A) baje, actuado por el diafragma (B) y deje orientado el orificio de entrada de aceite hidráulico al cilindro de la prensa, al mismo tiempo que la bomba de aceite hidráulico de baja presión y gran volumen proporcione el suministro por medio del orificio (C), esta presión hará que la tensión del resorte (D) sea vencida, pasando el aceite por el conducto (E) y como el eje ya está orientado, el orificio concordará para que el aceite hidráulico pase libremente al interior del cilindro, manifestándose la elevación del sistema calefactor hasta llegar a un punto máximo. Con ésta presión que nos suministra la bomba, solamente subirá el sistema calefactor, pero no se ejercerá presión suficiente a las placas calefactoras de moldeo para una correcta compactación.



—	Línea de aire
⊙	Manómetro
⊙-A	Regulador de aire
⊙-C	Compresor de aire
⊙-X	Válvula de aire
⊙-S	Válvula solenoide
⊙-H	Válvula hidráulica

DIAGRAMA DEL FLUJO DE AIRE

Una vez efectuada la primera fase de la operación, que es la de subir el sistema calefactor, éntará una segunda bomba de aceite hidráulico de alta presión y bajo volumen y éste aceite hidráulico entrará por el orificio (F), venciendo la acción del resorte (H) y la válvula (G), conduciendo por (I) y suministrando por el mismo orificio que el aceite de baja presión fué conducido al interior del cilindro. Este mismo aceite de alta presión vencerá la acción del aceite de baja presión y cerrará la válvula (D), no dejando pasar nada de éste a la línea de baja presión y ahora mantener no sólo el sistema calefactor en posición alta, sino que tendrá aplicada una presión para la compactación y correcta vulcanización. Todo este ciclo, se ha llevado a cabo mediante diferentes contactos internos del reloj programador y con estos mismos, al cabo de algunos minutos, la corriente de la válvula solenoide cesará, dando por termino el ciclo de vulcanización, y su efecto será que la bobina magneta de esta válvula interrumpirá el paso de aire comprimido al diafragma de la válvula principal de aceite-hidráulico, el resorte principal (J) dejará de ser vencido y subirá el eje principal (A) orientando ahora el orificio de dren y desalojará el contenido del cilindro, haciendo bajar por propio peso el sistema calefactor. Esto complementa la operación de la válvula principal de dos presiones, una vez que el operador ha vuelto a cargar el sistema calefactor, esto en cada una de los sistemas, se repetirá el evento.

Un elemento que es de suma importancia, es el relevador.

Un relevador es un dispositivo eléctrico provisto de una bobina magneta que en el momento de energizarse hará movimientos internos con sus platinos y dará salida a múltiples combinaciones, cambiando condiciones iniciales en el circuito. Un relevador evitará deterioros en contactos subsecuentes, en nuestro caso, los contactos internos del reloj programador y en consecuencia, se involucrará con la vida útil del mismo.

Es recomendable dada la corriente de la válvula solenoide, se alambre con un conductor AWG calibre 14, pues puede llegar a consumir hasta 74 watts con un voltaje de 110, indicándonos:

$$I = \frac{W}{E}$$

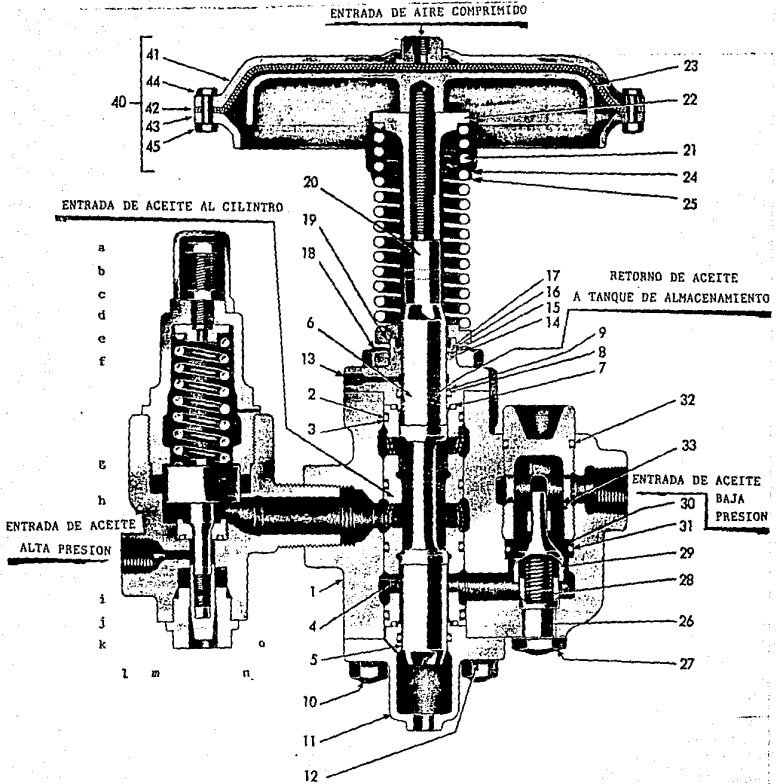
Ec. 5.1

Donde: I es la corriente demandada por el equipo (amperes)

w es la potencia del equipo (74 watts)

E es el voltaje aplicado al circuito (110 voltios)

VALVULA HIDRAULICA
2 PRESIONES (3 VIAS)



Partes de la válvula hidráulica (de dos presiones o tres vías)

- 1 Cuerpo de la válvula
- 2 Sello tipo O'Ring
- 3 Cavidad para el sello O'Ring
- 4 Asiento para el casquillo
- 5 Parte inferior del vástago
- 6 Parte superior del vástago
- 7 Sello tipo O'Ring
- 8 Sello tipo O'Ring
- 9 Rondana de retención
- 10 Tapa con perno prisionero
- 11 Resorte
- 12 Sello tipo O'Ring
- 13 Horquilla o yugo
- 14 Anillo limpiador
- 15 Separador
- 16 Anillo separador
- 17 Retenedor del separador
- 18 Perno prisionero
- 19 Rondana del resorte
- 20 Vástago o eje principal
- 21 Resorte principal de la válvula
- 22 Guía del resorte
- 23 Diafragma superior del pistón
- 24 Orificio de limpieza
- 25 Casquete de limpieza
- 26 Perno guía de la válvula de retención
- 27 Tuerca de la guía de la válvula de retención
- 28 Resorte de la válvula de retención
- 29 Válvula de retención
- 30 Asiento para el anillo de la válvula de retención
- 31 Sello tipo O'Ring
- 32 Sello tipo O'Ring
- 33 Asiento del fijador

- 41 Cubierta superior del diafragma
- 42 Diafragma
- 43 Tapa del diafragma
- 44 Tornillo con cabeza hexagonal
- 45 Tuerca hexagonal
 - a Tapa protectora válvula alta presión
 - b Tornillo de ajuste
 - c Tuerca del tornillo de ajuste
 - d Base del resorte
 - e Cuerpo de válvula
 - f Resorte
 - g Tope de casquete
 - h Asiento del fijador
 - i Cuerpo inferior de la válvula
 - j Tope de papón inferior
 - k Tapón inferior
 - l Casquillo de balance
 - m Vástago y pistón buzo chico
 - n Vástago y pistón buzo grande de la válvula
 - o Sello tipo O'Ring

Sustituyendo en Ec. 5.1

$$I = \frac{74}{110}$$

$I = 0.6727$ amperes

El conductor AWG calibre 14, puede conducir hasta 15 amperes, - por consiguiente, es recomendable.

La estación de botones deberá accionar la posición del sistema calefactor, arriba o abajo. Sólomente en caso de necesidad, se accionará - el botón de "abajo", dado que la prensa es automática y el reloj programador estará siempre gobernando la acción del sistema. La estación de con- -- trol estará expuesta a un trato rudo por parte del operador, además de muy continuo uso. La compañía SQUARE'D trabaja una estación de botones que cum ple con las necesidades del equipo antes amencionadas. El modelo seleccio- nado es 9001-B30 con placas de leyenda en los botones negro y rojo para -- operar arriba-abajo respectivamente.

Para el control eléctrico del sistema hidráulico, como ya esta- blecimos, requeriremos de un motor de 7.5 HP, y para ello nesitaremos un - conductor de cobre tipo AWG calibre 10, pues cumple con la conducción de - corriente demandada por el equipo de 20 amperes. Para su protección, ins- talaremos un interruptor termomagnético con capacidad nominal de 30 amperes, con un gabinete con caja moldeada catálogo FA 100 de la misma compañía -- SQUARE'D.

Para el correcto alambrado del motor, requeriremos de un tubo - conduit de 13 mm. con capacidad máxima de 3 conductores. Se tendrá una ca-ída máxima de tensión de 0.59 voltios por cada 100 metros, el factor de po tencia será de 0.8 atrazado.

Principio de operación del equipo de bombeo hidráulico

Las bombas tipo turbina derivan su nombre de la formación de as pas o álabes en el impulsor rotativo y han sido desde hace muchos años re- conocidas por su alta eficiencia en bombeos de fluidos.

En la bomba, el líquido es forzado a entrar por la presión at- mosférica al conjunto de álabes rotatorios que constituyen al impulsor de- descarga a una presión superior y una velocidad más alta que la inicial. - La mayor parte de la energía es proporcionada por el conjunto de álabes di fusores estacionarios que están en la periferia del impulsor.

El diseño de la cabeza que alberga al impulsor, es una curva - que ofrece mayor velocidad a su bombeo, esto proporciona una alta inercia-

a su fluido, teniendo la línea una descarga natural y auto desahogable.

Existen muchas otras características que pueden dividir la clasificación de las bombas, como pueden ser: a) su impulsor (radial, axial o mixto), b) la disposición de su flujo (succión simple o doble), c) su construcción mecánica (abierta, cerrada o semiaabierta), d) su capacidad de elevación o carga (de una etapa o etapas múltiples), e) por su coraza (axialmente partida o radialmente partida), f) la ubicación de su eje (horizontal, vertical o inclinado), g) la ubicación de su boca de succión (succión de fondo o superior).

La bomba de tipo turbina es única en su operación. El líquido bombeado es dirigido por un pasaje y circula por dentro y fuera de los álabes del impulsor proporcionando energía al líquido cada vez que éste pasa por ellos. Se impiden las recirculaciones del fluido dado que es el espacio reducido entre el impulsor y la cabeza ciclónica de los anillos canales.

Los anillos canales proveen una tonsura alrededor del área aspa da del impulsor desde la entrada hasta su salida, pues el líquido al entrar es recogido inmediatamente por el álabe por ambos lados y a cada ciclo se imparte más energía hasta que el bombeo es suave y continuo. Existen bombas de doble efecto, en el que el resultado de la turbina lo repite otra y doblan la energía impartida.

El rendimiento de esta bomba se describe como el resultado de sus características: a) régimen de flujo o capacidad Q expresada en unidades de volumen por cantidad de tiempo, b) incremento de energía contenida en el flujo bombeado o carga H, expresada en unidades de longitud, c) potencia de entrada o consumo P expresadas en unidades de trabajo por tiempo (potencia freno), d) eficiencia n, a razón del trabajo útil desarrollado y la potencia de entrada, e) velocidad de rotación del impulsor en número de revoluciones por minuto (rpm).

Ya que todos los parámetros nos son conocidos, se presenta el rendimiento de una bomba mediante curvas características. Se puede también representar la eficiencia por medio de la siguiente ecuación:

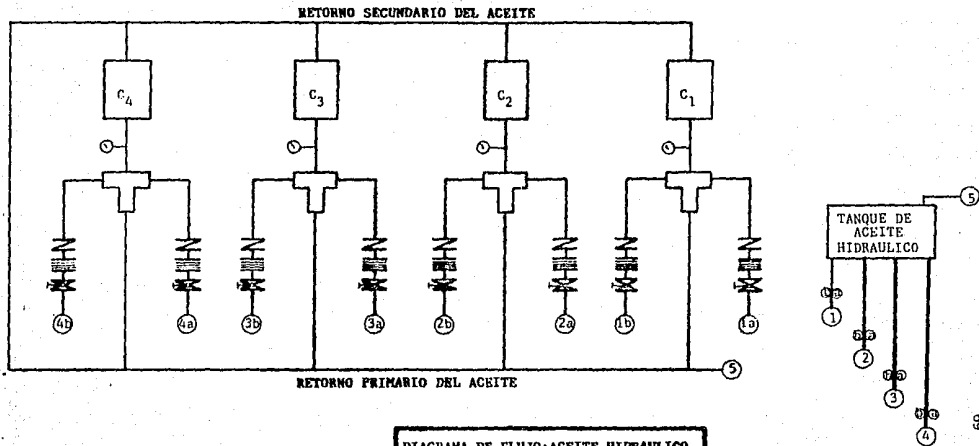
$$n = \frac{QH}{3960 P} \quad (\text{sistema inglés})$$

$$n = \frac{QH}{270 P} \quad (\text{sistema métrico decimal})$$

Donde: n es la eficiencia en forma decimal

γ es la gravedad específica del fluido bombeado

—	TUBERIA
⊙	MANOMETRO (0 a 21 kg/cm ²)
⊕	BOMBA DE PRESION (ALTA Y BAJA)
⌌	VALVULA DE RETENCION T. CHECK
⌌	VALVULA DE CONTROL T. GLOBO
⌌	FILTRO PARA ACEITE
⌌	CILINDROS HIDRAULICOS
⊕	VALVULA HIDRAULICA TRES VIAS



Q es la capacidad del fluido (m^3/Hr ó Gal/Hr)

H es la carga (metros o pies)

P es la potencia freno

En la aplicación de cualquier bomba de éste tipo, se aplican - por lo general dos variables, que se deben de usar para el acoplamiento; - una es la velocidad y la otra es el diámetro del impulsor. Con base a ello, la utilización de las gráficas de acoplamiento de las bombas nos proporcionan la carga H a la que puede llegar a elevarse el bombeo. Cuando se trata del diseño de una bomba, hay que considerar otros muchos aspectos de dependencia y obtener así esos parámetros y las gráficas de uso de la bomba.

Instalación, operación y mantenimiento del equipo de bombeo

Estos tres parámetros varían ampliamente según los servicios de aplicación del equipo, pero sólo se puede llegar a alcanzar resultados satisfactorios si se siguen las bases que el fabricante enuncia en consecuencia de la amplia experiencia:

a) El lugar seleccionado para la instalación de un equipo de bombeo, debe de ser lo más cercano a la fuente de almacenamiento del líquido a tratar, dejando un espacio libre para maniobras de instalación o mantenimiento.

b) Se debe de montar la unidad de bombeo en una cimentación que proporcione rigidez y alineamiento exacto a la línea de succión y descarga.

c) La tubería es muy conveniente que sea soportada o anclada para evitar que sean transmisoras de esfuerzos de la bomba.

d) Las válvulas deben de ser adecuadas para las presiones a manejar con sus asientos respectivamente adecuados y autorizados por los fabricantes dependiendo el líquido a fluir.

e) Como hay motores eléctricos que trabajan con corrientes trifásicas, es muy importante proporcionar la rotación correcta a su impulsor (marcada siempre en la cabeza de la bomba).

f) Que los componentes de acoplamiento de ejes, fuera de la unidad de bombeo estén alineados dentro de los límites establecidos por el fabricante y que los cojinetes tengan un rango adecuado de lubricación.

La manera correcta y práctica de proceder a la puesta en marcha de un equipo de bombeo es:

a) Abrir la válvula de succión.

b) Abrir la válvula de descarga (si no se cuenta con una válvula

la de retención)

c) Purgar o cebar la línea especial de la bomba.

d) Energizar la unidad de potencia, verificando que la tensión eléctrica sea la correcta en sus fases. NUNCA poner en marcha el motor de esta unidad si siendo trifásica su alimentación eléctrica se encuentra la línea en dos fases.

e) Verificar que la rotación del impulsor de la bomba sea el correcto.

f) Después de haberse puesto en operación la unidad de bombeo y hasta que se establezca adecuadamente la buena circulación del líquido bombeado, verificar continuamente la temperatura del motor de esta unidad y la de sus cojinetes, verificar la tensión eléctrica, verificar la corriente de operación corriendo el dato con su placa, inspeccionar fugas en la caja de prensaestopas, verificar vibraciones e inspeccionar el anclaje del equipo.

CAPITULO VI

SECUENCIA ELECTRICA Y MECANICA DE LA PRENSA EN SU OPERACION

Secuencia eléctrica.

Al accionar la estación de botones, la corriente inicialmente - interrumpida por este contacto, hace su conexión con una bobina del reloj-programador y en el momento "cero", este programador hará las siguientes - conexiones:

Contactos 9 y 10, normalmente abiertos, quedarán cerrados y proporcionarán continuidad de corriente a los contactos 11 y 12.

Contactos 11 y 12, normalmente cerrados, permanecerán así hasta que el programador mande señal diferente y gobierne otra posición, por ahora mandando señal eléctrica al motor del reloj programador por la terminal D.

El reloj programador empezará su marcha hasta el tiempo previamente asignado.

Los contactos 6 y 8, normalmente abiertos, quedarán cerrados y proporcionarán señal eléctrica a la terminal 7 del relevador maestro.

La terminal 7, que conecta la bobina de este relevador, se energizará, puesto que por medio de la terminal 2 se cierra el circuito. Al energizarse esta bobina, el platino K cambia su posición.

El platino K, normalmente abierto, se interconecta con la terminal 6, proporcionando continuidad con la válvula piloto o válvula solenóide.

La válvula piloto o solenoide, se energiza su núcleo por medio de la terminal 6 que ha cerrado su circuito y ahora dejará pasar aire comprimido al diafragma de la válvula principal o controladora de flujo hidráulico, tendremos ahora un efecto mecánico (ver secuencia mecánica del funcionamiento de la prensa), pues se elevará el sistema calefactor, dada la acción de la bomba de aceite a baja presión.

Al subir el sistema calefactor, los platos se cerrarán y empezará el conteo del tiempo para el vulcanizado.

Hará una interconexión el reloj programador y accionará la entrada de la bomba de alta presión.

El reloj programador detecta que el tiempo de trabajo es el mis

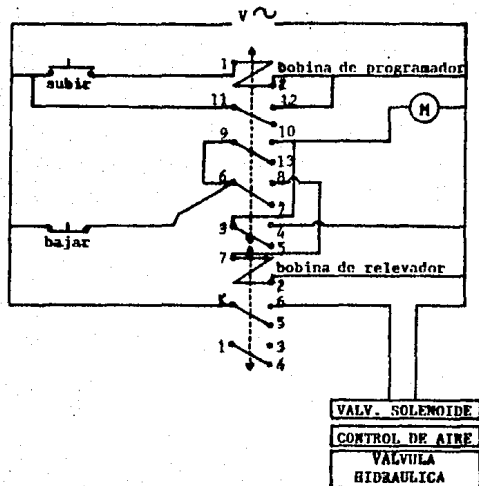


DIAGRAMA ELECTRICO

mo que el programado y desenergiza su bobina.

Al desenergizarse, los contactos 11 y 12, normalmente cerrados, se abren e interrumpe el paso de corriente eléctrica a la terminal 10 y a la bobina del mismo. Al no tener señal eléctrica la bobina principal, volverá a su estado original las terminales 9-10 y 6-8.

Las terminales 6 y 8, desenergizarán la bobina del relevador maestro por medio de su terminal 7.

Al no tener corriente eléctrica la bobina de este relevador, el platino K volverá a su posición original.

Al volver a su posición normalmente abierto el platino K, la -- válvula piloto de aire, dejará de proporcionar el paso de aire comprimido al diafragma de la válvula controladora de flujo hidráulico.

Al no pasar aceite hidráulico y volver a la posición el eje --- principal de la válvula hidráulica, dejará salir del interior del cilindro el aceite contenido por medio del orificio de dren y bajará el sistema calefactor, separando los platos y dando por terminado la operación de vulcanizado.

El reloj programador quedará listo para otro evento.

El mismo procedimiento que se ha descrito, se manifestará si -- por algún motivo es presionado durante el moldeo el botón de "bajar" en la caja de control o estación de botones, con la única diferencia de que el reloj programador no llevará a efecto su cometido y esperará hasta que el mecanismo avance y totalice en ceros nuevamente.

Secuencia mecánica

Para que esta secuencia se lleve a cabo, definitivamente se tendrá que energizar el sistema eléctrico anteriormente descrito, pues este es el resultado de la acción de elementos eléctricos.

Al momento de haber tenido contacto con el sistema eléctrico, la prensa comenzará a tener su efecto primeramente con la acción de levantar - el sistema calefactor por medio del pistón, y esto ocurre de la siguiente - manera.

La bomba de suministro de aceite hidráulico de baja presión y - gran volumen, permanece funcionando todo el tiempo y ésta nos proporciona - el aceite al interior del cilindro controlado por una válvula principal de tres vías o también llamada de dos presiones y la orientación del orificio de llenado por medio del eje principal (A), repercutiendo en la elevación - del pistón y sus partes al punto máximo, es decir, hasta tener contacto fi-

sico con la parte fija del sistema calefactor superior, programado este -- tiempo por el reloj, accionará la entrada de la bomba de alta presión y bajo volumen, la cual nos mantendrá la presión de vulcanización todo el tiempo que se requiera y comenzará propiamente ahora el ciclo de vulcanizado, -- pues el molde contenedor de la materia prima ha quedado presionado y la -- transferencia de calor se estará llevando a cabo por medio de los platos calefactores y el molde del proceso.

La descripción de todos los elementos que conforman esta línea -- hidráulica serán: Depósito general de aceite hidráulico, línea de suministro de aceite hidráulico de baja y alta presión, bombas para el aceite, válvula general reguladora de presión de tres vías (alta presión, baja presión y drenaje), línea de retorno de aceite hidráulico, válvula de bloqueo para uso de mantenimiento general, válvula de bloqueo por plato calefactor y sistema calefactor, filtro de aceite para evitar el paso de impurezas, válvula de retención tipo chek para evitar retornos no deseados en las líneas de suministro de aceite.

Cuando el reloj programador interrumpe el paso de corriente, dado el fin del proceso, la válvula principal controladora de aceite, hará un cambio en el eje principal, obligando al aceite contenido dentro del cilindro a desalojar este recinto y retornar al tanque principal contenedor de -- éste.

Todo lo relacionado con el suministro de vapor, estará controlado por una caldera. Como esta es una prensa más de las ya existentes en la empresa maquiladora, el vapor de alimentación, se considerará sólo una derivación del troncal principal para llevar suministro de vapor a la prensa. -- El sistema es completamente cerrado, es decir, todo el vapor generado por la caldera e introducido a la línea específica, lo tendremos como un retorno de condensados en un tanque para este efecto. En la Línea que alimenta -- de vapor a la prensa, colocaremos una válvula tipo globo para vapor y así -- tener control en caso de emergencia o mantenimiento, lo mismo en cada línea de suministro de vapor a cada cuerpo calefactor, colocaremos válvulas tipo globo y controlar con independencia cada sistema.

El vapor circulará por dentro de los platos calefactores, realizando un recorrido por el serpentín y efectuará una transferencia de calor. Cuando salga este vapor ya agotado de este serpentín, lo filtraremos para -- evitar arrastres de impurezas a la trampa de vapor y posteriormente a la -- válvula de retención tipo chek para evitar retornos no deseados. Así en ca-

da uno de los cuerpos calefactores. La unión de todas estas líneas se conducirán a un retorno común de condensados y desembocarán a un tanque de acero, parte del equipo periférico de la caldera, y posteriormente será el agua de alimentación de la caldera por medio de la bomba de suministro.

Como podemos notar, no tendremos desperdicios ni fugas innecesarias de vapor ni aceite hidráulico, es por esta razón que se denomina a estos sistemas "circuitos cerrados de transferencia termo-hidráulica", pues se recupera el agua de alimentación utilizada para generar el vapor y el aceite hidráulico para generar potencia mecánica en la vulcanización.

Localizaremos adicionalmente a todo este sistema, una línea directa de aire comprimido para ser accionada mediante una pistola atomizadora y que el operador de la prensa la opere en la limpieza del área de trabajo y en los moldes vulcanizadores. Para controlar la presión del aire, - contaremos con reguladores de presión y manómetros para monitorear el buen y eficiente suministro de aire tanto en los diafragmas de las válvulas controladoras de aceite hidráulico como en la línea de limpieza.

Con este recorrido por las diferentes partes de la alimentación para la prensa, nos podremos dar cuenta de que éstas son diferentes y para usos exclusivos, dado que las hay para la utilización en el vapor, en aceites, en aire comprimido, y en todas y cada una de ellas contamos con sistemas de bloqueo inmediato e individual, cuidando de la seguridad en todo lo posible y preeviendo su mantenimiento.

CAPITULO VII

COSTEO DE LA FABRICACION DE LA PRENSA

He investigado los precios de todos los diferentes componentes - que la prensa requiere, y en base a ello, presento el costeo, estando los - precios actualizados hasta el mes de febrero de 1988.

Según datos de fuentes fidedignas, es de esperarse una baja muy-considerable en la inflación que nos ha venido golpeando mucho en la economía industrial y por ello, no existen demasiadas inversiones de carácter industrial como nuevos desarrollos o en vías de desarrollo. En la actualidad es más factible la reparación de elementos principales de una maquinaria a la actualización o cambio de la misma, razón por la cual, es de suma importancia el resultado que se presente en este capítulo, pues en ello estribará la adquisición de una prensa de fabricación extranjera o la fabricación de la misma pero dentro del taller de la empresa.

DESCRIPCION	USO	PRECIO UNITARIO (Pesomex)	TOTAL
4 Placas de acero estructural con medidas: 328 cm. de largo 82 cm. de ancho 0.955 cm. (3/8") espesor	Diseño de la sección superior e inferior de la prensa.	245,089 acero 96,850 corte	1'367,756
4 Placas de acero estructural con medidas: 328 cm. de largo 28.57 cm. de ancho 1.27 cm. (1/2") espesor	Diseño de la sección superior e inferior de la prensa	113,977 acero 75,827 corte	759,216
2 Canales estructurales 2.54 cm. peralte 60 cm. largo 30.48 cm. ancho 37.2 Kg/mto de peso	Soporte inferior de la prensa	78,740 acero	157,480

DESCRIPCION	USO	PRECIO UNITARIO (Pesomex)	TOTAL
10 Tensores de acero A1045 148.74 cm de longitud 4.23 cm. de diámetro	Configuración de la prensa y separación de estructura supe- rior e inferior	98,000	980,000
20 Maquinados de rosca - para los tensores de 10 cm de longitud rosca fina	Roscado en la parte superior del tensor para su apriete	14,700	294,000
20 Tuercas hexagonales con 4.23 cm. de diámetro	Apriete de los ten- sores parte superior e inferior	8,200	164,000
250 Kg. de varilla para - soldar tipo 6010. marca seleccionada: Cham- pion, calibre 3/16"	Soldar todos los com- ponentes de la estruc- tura de la prensa	4,269	1'067,000
8 Platos calefactores en - placa negra de acero A36 40.64 cm (16") de largo 40.64 cm (16") de ancho 7.72 cm (3 5/128") espesor	Plato calefactor supe- rior e inferior	400,000	3'200,000
8 Maquinados de barrena- ción en los platos calefac- tores	Laverinto para el paso del vapor por el inte- rior del plato calefac- tor	60,000	480,000
8 Láminas de asbesto 40.64 cm (16") de largo 40.64 cm (16") de ancho 3.81 cm (1 1/2") espesor.	Aislante térmico del - plato calefactor	32,935	263,480
15 metros de tubería de acero cédula 80 tipo sin costura diámetro 1 1/4"	Tubería principal para conducción del vapor	29,590	443,850

DESCRIPCION	USO	PRECIO UNITARIO (Pesomex)	TOTAL
1 Trampa para vapor marca: Sarco modelo TDS-52 diámetro 1 1/4"	Drenado de la tubería principal de vapor de condensados	1'963,608	1'963,608
4 Trampas para vapor con filtro integrado marca: Sarco modelo TDS-52 diámetro 1/2"	Drenado de la tubería en cada sistema calefactor de condensados	255,370	1'021,480
1 Válvula para vapor tipo globo marca: Urrea presión: 250 PSI diámetro 1 1/4"	Válvula de control de la línea principal de vapor	150,000	150,000
4 Válvulas para vapor tipo globo marca: Urrea presión: 150 PSI diámetro 1"	Controlar el flujo de vapor en cada sistema calefactor	84,500	338,000
1 Válvula controladora de presión marca: Hersol presión 3 a 10 Kg/cm ² diámetro 1 1/4"	Control automático de la presión del vapor a la prensa	1'123,130	1'123,130
4 manómetros marca: Metrón carátula 2 1/2" rango: 0 a 11 Kg/cm ²	Medición de presión de vapor en cada sistema calefactor	52,176	208,704

DESCRIPCION	USO	PRECIO UNITARIO (Pesomex)	TOTAL
1 manómetro marca: Metrón carátula 4" rango: 0 a 21 Kg/cm ²	Medición de presión de vapor principal en la prensa	52,176	52,176
1 Termómetro angular marca: Rochester carátula 2 1/2" rango: 0 a 150°C	Medición de temperatura del vapor en la línea de vapor principal	38,000	38,000
16 Mangueras de acero inoxidable tramado con recubrimiento interior de teflón (1")	Comunicación del vapor a cada plato calefactor	241,310	3'860,960
16 Conexiones para mangueras de acero tramado flexible tipo: macho roscado	Conectores entre la manguera flexible y el plato calefactor	34,250	548,000
20 metros de tubería de acero cédula 160XS tipo: negra	Línea de conducción del aceite hidráulico	23,180	463,600
1 Válvula de bloqueo tipo: check diámetro 1" presión: 300 PSI	Evitar retornos a contra presión a la línea de aceite hidráulico	76,300	76,300
1 Válvula reguladora de presión para aire marca: Norgren modelo: R12-400 RNLA presión: 10.5 Kg/cm ²	Control de aire comprimido al sistema neumático a las válvulas de diafragma	22,900	22,900

DESCRIPCION	USO	PRECIO UNITARIO (Pesomex)	TOTAL
12 metros de tubería de - acero cédula 40 tipo: negro con costura marca HYLSA diámetro 1/2"	Conducción de aire - comprimido al siste- ma neumático	4,783	57,396
9 metros de tubería de acero cédula 30 tipo: galvanizado conduit marca HYLSA diámetro 1/2"	Protección de los con ductores eléctricos	3,864	34,776
150 metros de cable de cobre tipo Vinaphel THW 600 volts con aislamiento PVC calibre 10 AWG	Alambrado eléctrico del control de la prensa y el sistema motriz	1,149	172,395
1 Transformador de co--- rriente 220/127 V.c.a. Clase 9070 tipo E-05 marca: Square'd	Transformación de co--- rriente para el sistema de control	205,350	205,350
2 Tablilla conectora capacidad: 12 elementos modelo: S-12 marca: Square'd	Conexiones eléctricas en el tablero principal	26,550	53,100
4 Relevadores marca: Schrack modelo: RL 315 con 11 terminales	Parte integral del siste ma eléctrico automático en su control	8,093	32,372
4 Bases para relevador marca: Schrack con 11 terminales	Montura de relevadores	3,800	15,200

DESCRIPCION	USO	PRECIO UNITARIO (Pesomex)	TOTAL
1 Válvula reguladora marca: Recine modelo: FF2DHSM-03L diámetro: 1"	Control del aceite - hidráulico	650,000	650,000
1 Base para válvula reguladora modelo: B-13 marca: Recine	Montura de la válvula	5,000	5,000
4 Motor eléctrico marca: U S Potencia: 7.5 H.P. Tensión eléctrica: 220 v Tipo de flecha: cuñero acoplamiento a bomba -- Sperry Vickers de doble - paleta tipo balanceada -- High-Low (5 Gal/min Vs -- 10 Gal/min) 1750 rpm con presión máxi- ma de 2500 PSI y mínima de 400 PSI	Bombeo del aceite hi-- dráulico para eleva--- ción del sistema cale- factor y mantener la - presión de vulcanizado	3'346,000	13'384,000
4 Empaques de neopreno 16.82 cm. diámetro int. 25.72 cm. diámetro ext. 1.905 cm. espesor	Cilindro y vástago del - pistón.	38,500	154,000
4 Válvulas solenoides marca: Asco modelo: 8316C24 rango: 7 a 17 Kg/cm ² diámetro: 1"	Accionamiento y control de aire comprimido al - sistema automático	273,673	1'094,692

DESCRIPCION	USO	PRECIO UNITARIO (Pesomex)	TOTAL
4 Estación de Botones marca: Square'd modelo: 9001-B-30	Control de operación eléctrica de la prensa (subir/bajar)	21,150	84,600
4 Reloj programador marca: Eagle Signal modelo: HP 55	Programación de tiempo para un efectivo proceso	238,238	952,952
4 Válvulas hidráulicas marca: Sinclair Collins tipo: globo modelo: C274-6001 clase: 3 vías diámetro: 1 1/2"	Controladora del sistema hidráulico y drenado del cilindro con tenedor	1'311,290	5'245,160
4 Tramos de tubería de acero cédula 20 clase: sin costura diámetro: 45.72 cm (18") 0.4 mts de longitud	Construcción del cilindro hidráulico	830,000 por metro	1'328,000
4 Tramos de tubería de acero cédula 40 clase: sin costura diámetro: 15.24 cm (6") 0.4 mts de longitud	Vástago del cilindro - hidráulico	115,758 por metro	185,213
4 Interruptor termomagnético marca: Square'd modelo: FA 100 Tensión: 220 v.c.a./c.d. Capacidad: 30 amperes	Control eléctrico del sistema de bombeo	24,500	98,000
2 mano de obra de mecánicos calificados	Armado del sistema calefactor e hidráulico	150,000 por semana	1'200,000

DESCRIPCION	USO	PRECIO UNITARIO (Pesomex)	TOTAL
1 mano de obra de electricista calificado	Sistema eléctrico de la prensa y periféricos	160,000 por semana	400,000
1 mano de obra de ayudante de electricista	Ayudante de electricista	75,000 por semana	187,500
2 mano de obra de soldadores de primera	Armado estructural de la prensa	160,000 por semana	960,000
3 mano de obra de ayudantes generales	Ayudantes generales	60,000 por semana	900,000
1 mano de obra de fontanero	Tendido de líneas hidráulicas y de vapor	160,000 por semana	320,000
1 mano de obra de supervisor general	Supervisión de la construcción de la prensa	750,000 por mes	1'875,000
		SUB TOTAL:	48'638,346
		15% imprevistos:	7'295,752
		TOTAL:	55'934,098
		15% I.V.A.:	8'390,115
		GRAN TOTAL:	64'324,213

CONCLUSIONES

Para poder importar cada una de las prensas en cuestión, se ha tomado la alternativa de que sean fabricadas en Italia, requeriremos proporcionar cierta información a las autoridades del Gobierno Mexicano del Departamento de Aduanas:

- a) Catálogo original del equipo que se desea adquirir.
- b) Registro Nacional de Importadores y Exportadores de la empresa interesada en la compra de la máquina.
- c) Registro Federal de Causantes del negocio al que se facturará el equipo importado.
- d) Presentación de la factura original con todos los requisitos anteriores.

Hemos dicho desde un principio, que el precio de la prensa importada es de 26,100 dólares americanos.

La fracción arancelaria correspondiente a la importación de la prensa, refiere lo siguiente:

- a) Fracción arancelaria número: 84778099
- b) Título: Maquinaria hidráulica nueva en general.
- c) Tasa de arancel a pagar: 10%

Además de lo anterior, se cubrirán otros pagos, como son:

- a) Impuesto al Valor Agregado: 15% sobre la factura (en Pesomex)
- b) Honorarios de la Agencia Aduanal: 0.45% sobre factura (Pesomex)
- c) Maniobras aduanales fijas: 30,000 pesomex

Se cubrirá por parte del cliente, el flete desde el puerto mercante italiano hasta el lugar deseado por él. Las empresas navieras incluyen en el flete el seguro de riesgo de las mercancías que transportan.

En nuestro caso la transportación será:

- a) Nápoles (Italia) a Lehavre (Francia).....800 US
- b) Lehavre (Francia) a Lázaro Cárdenas (México).....1,230 US
- c) Lázaro Cárdenas (México) a Guadalajara (México)...660,735 P.Mex.
(motivo de revisión aduanal de zona de Occidente)
- c) Guadalajara (México) a Arenal, Jal. (México).....120,000 P.Mex.
- d) Maniobras de descarga en lugar deseado300,000 P.Mex.
- e) Traslado de grua de Guadalajara a Arenal138,000 P.Mex
- f) Seguro de transportación en territorio mexicano (3 al millar)
180,000 P.Mex.

Considerando una paridad del peso mexicano (Pesomex) ante el dólar americano (US) de 2300, paridad vigente en el mes de febrero de 1988 del dólar controlado, tendremos un total por la importación de: 83'838,875 Pesomex por cada equipo solicitado.

Si recordamos el gran total del capítulo anterior y consideramos como alternativa la fabricación de la o las prensas dentro de los talleres de la empresa, incluyendo el 15% del Impuesto al Valor Agregado, nos resultó de 64'324,213 Pesomex.

Comparando éste con el costo del equipo importado de 83'838,875 nos indica que en el actual momento es más atractivo el realizar la fabricación de la prensa dentro de la empresa. Considerando que la diferencia neta del costo de la prensa como tal, (no considerando la traspotación, maniobras de carga y descarga, seguros, e impuestos arancelarios) es mínima y poco justificable para pensar en la fabricación de la prensa en los talleres de la empresa. Dado todos los costos agregados, a la importación concluiremos que se acepta la alternativa de fabricar la prensa.

La presente solución puede cambiar con el tiempo, pues la estabilidad económica reinante en el momento es inestable dentro de la economía mexicana, aún que se pronostica que la tasa inflacionaria se controlará durante el año y que la paridad de la moneda no tendrá cambios. Se tiene incertidumbre ante este pronóstico, pero de momento, es la pauta a seguir.

Guadalajara, Jal. 15 de marzo de 1988

BIBLIOGRAFIA

- * Máquinas Electromagnéticas y Electromecánicas
Leander W. Matsch
Editado por: Representaciones y servicios de ingeniería S.A.
México, 1977
- * Marks, Manual del Ingeniero Mecánico
Theodore Baumeister III
Eugene A. Avallone
Theodore Baumeister
Editorial Mc Graw Hill
México, 1981
- * Manual de Construcción en Acero
Instituto Mexicano de la Construcción en Acero, A.C.
Tomo I
México, 1987
- * Diseño en Ingeniería Mecánica
Shigley
Editorial Mc Graw Hill
México, 1979
- * Análisis Estructural
Fred W. Beaufait
Editorial Prentice/Hall Internacional
México, 1977
- * Manual AHMSA
Construcción de Acero
Altos Hornos de México, S.A.
México, 1975
- * Resistencia de Materiales
Ferdinand L. Singer
Andrew Pytel
Editorial Harla
México, 1982

- * 2ª Conferencia sobre tecnología de Elastómeros
Ing. Fernando Saucedo Dueñas
Editado por: Hules Mexicanos, S.A.
San Luis Potosí, S.L.P., 1982

- * Catálogo Quaquer State
Editado por: Quaquer State and Company
Editorial Labra
México, 1975

- * Manual de Calderas SELMEC
Sociedad Electro Mecánica S.A.
México, 1976

- * Revista SELMEC
Publicación mayo-junio de 1987
Sociedad Electro Mecánica S.A.
México, 1987

- * Energía Mediante Vapor, Aire o Gas
W.H. Severns
H.E. Degler
J.C. Miles
Editorial Reverté
España, 1974