



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA

APLICACION DE MOTORES HIDRAULICOS
EN LA INDUSTRIA AZUCARERA

T E S I S

Que para obtener el Título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P r e s e n t a n

GONZALO M. DOMINGUEZ ALMARAZ

y

JOSE ALFREDO CORREA MARTINEZ

Director: Ing. MANUEL ENRIQUEZ POY



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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 esta 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.

I N D I C E

HOJA No.

P R O L O G O.....	1
1.0.- INTRODUCCION.....	3
2.0.- APLICACION DE SISTEMAS HIDRAULICOS DE POTENCIA EN LA INDUSTRIA AZUCARERA.....	5
2.1.- ANALISIS DEL ESTADO COMPARATIVO ENTRE DIFEREN- TES SISTEMAS UTILIZADOS EN ALGUNAS OPERACIONES PRESENTES EN EL PROCESO DE OBTENCION DE AZUCAR DE CAÑA.....	8
3.0.- ESTUDIO PARTICULAR DE CASOS.....	10
3.1.- ACCIONAMIENTO DEL TRANSPORTADOR DE CAÑA.....	10
3.1.1.- CALCULO DE LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO.....	10
3.1.1.1.- CALCULO DE LA POTENCIA PARA ACCIONAR LA BANDA TRANSPORTADORA SEGUN PROCEDIMIENTO DE UNA FIR- MA FABRICANTE DE CADENAS.....	15
3.1.2.- EVALUACION COMPARATIVA ENTRE LOS DIFERENTES -- SISTEMAS DE TRANSMISION DE MOVIMIENTOS Y POTEN- CIA EN TRANSPORTADORES.....	17
3.1.3.- PROPOSICION DE UN SISTEMA HIDRAULICO DE POTEN- CIA PARA ACCIONAMIENTO DE LA BANDA.....	22
3.1.3.1.- CUADRO RESUMEN COMPARATIVO ENTRE TRANSMISIONES MECANICAS Y TRANSMISIONES HIDRAULICAS.....	23
3.1.4.- DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO PROPUESTO PA- RA ACCIONAR LA BANDA TRANSPORTADORA.....	29
3.1.5.- SOLUCION NUMERICA.....	30
3.2.- ACCIONAMIENTO DE MOLINOS.....	40
3.2.1.- ANTECEDENTES.....	41

3.2.2.-	PLANEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	43
3.2.3.-	CALCULO DE LA POTENCIA DEMANDADA A LOS MOLINOS PARA LLEVAR EL BAGACILLO A LAS CONDICIONES DEL BAGAZO.....	50
3.2.4.-	PORCENTAJE DE CAÑA QUE DEJA DE MOLERSE POR LA RECIRCULACION DE BAGACILLO.....	57
3.2.5.-	PROPOSICION DE UN SISTEMA HIDRAULICO INDEPENDIENTE A DONDE SE RECIRCULE EL BAGACILLO.....	60
3.2.5.1.-	ACOPLAMIENTO DEL MOTOR HIDRAULICO 42 - 09200 A LA FLECHA DEL MOLINO DE PACHAQUIL.....	67
3.2.5.2.-	SE PROPONE UN CIRCUITO HIDFAULICO PARA MANEJO Y CONTROL DEL MOTOR.....	75
3.3.-	UTILIZACION DE ALIMENTADORES FORZADOS CON ACCIONAMIENTOS HIDRAULICOS.....	75
3.3.1.-	PARTICULARIDADES.....	77
3.3.2.-	APLICACION.....	77
3.3.2.1.-	CALCULO DE LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO.....	78
3.3.2.2.-	SELECCION DE UN MOTOR HIDRAULICO PARA ACCIONAR EL ALIMENTADOR FORZADO.....	83
3.4.-	UTILIZACION DE MOTORES HIDRAULICOS COMO MEDIOS DE POTENCIA PARA EL ACCIONAMIENTO DE LOS MOLINOS EN UN INGENIO AZUCARERC.....	85
3.4.1.-	INTRODUCCION.....	86
3.4.1.1.-	CONDICIONES ACTUALES DE OPERACION DE LOS MOLINOS EN EL INGENIO DE ATENCINGO, S.A.....	87
3.4.1.2.-	PROPOSICION DE UN CIRCUITO HIDRAULICO PARA EL ACCIONAMIENTO DE MOLINOS.....	87
3.5.-	CONCLUSIONES.....	100

P R O L O G O

Tradicionalmente, la que fuera principal industria del país desde los tiempos de la Nueva España y, dicho sea de paso, la mayor generadora de ingresos por concepto de divisas (exceptuando al turismo), ha permanecido a la zaga del desarrollo industrial si se le compara con otras ramas que, sin duda alguna, la han dejado atrás en lo que a innovaciones tecnológicas se refiere.

El tema de nuestro estudio "APLICACION DE MOTORES HIDRAULICOS EN LA INDUSTRIA AZUCARERA", pretende incursionar en el apenas explorado campo de las transmisiones de potencia hidrostáticas, como medio de accionamiento en algunas operaciones unitarias presentes en el proceso.

Lamentablemente, aunque el potencial de aplicación es grande, sólo existen antecedentes en la utilización de estos sistemas como medio de accionamiento en mesas lavadoras y conductores de caña.

Se estudiarán aquí las ventajas que representa la utilización de las transmisiones hidrostáticas, comparándolas con los sistemas tradicionales, partiendo de una descripción de los diferentes componentes de un sistema de potencia.

Se hará un resumen mostrando el estado comparativo entre algunos medios tradicionales de accionamiento y la substitución por innovaciones hidrostáticas, seleccionándose aquellos casos que presenten mayores posibilidades de aplicación práctica en la situación que atraviesa el país y la Industria Azucarrera en particular.

Aunque, si bien es cierto que, solamente un muy bajo porcentaje de los componentes de un sistema hidráulico de poten

cia son fabricados en el país, consideramos de trascendental -- importancia el aprovechar la coyuntura actual, para acelerar la investigación en este prolífico campo, motivando a la industria nacional hacia la satisfacción de necesidades prioritarias de - desarrollo, para eliminar en lo posible, y de forma acelerada, la erogación de divisas por concepto de importaciones en este - rubro.

Si tenemos los recursos básicos de investigación, así como claros ejemplos de aplicación en la práctica y, sobre todo, la necesidad de sortear la grave crisis de valores en que nos - han sumido los caminos fáciles de copia y derroche; solamente - es necesario aglutinar esfuerzos para emerger digna y racionalmente, colocándonos en la palestra internacional como verdade-- ros herederos de un pasado de lucha que cimentó las bases de - un México que se desmorona, por no haber sido capaces de con-- traoponer la esencia nacionalista a los detractores tradiciona-- les cuya mente reside allende la frontera norte.

Vaya este modesto intento para mejorar esta industria subdesarrollada por naturaleza, como firme contribución incondi cional a un país que merece nuestro mayor esfuerzo y gratitud.

ING. MANUEL ENRIQUEZ POY
DIRECTOR DEL SEMINARIO

México, D.F., Septiembre de 1983.

1.0.- I N T R O D U C C I O N

El empleo de la HIDRAULICA como medio de transporte de potencia es relativamente reciente, aunque el principio fundamental de las transmisiones de presión establecido por Pascal, data ya desde hace más de tres siglos.

El desarrollo matemático que comprueba el Principio - de Pascal es conocido y puede consultarse en libros que traten sobre la materia, tal como: "Mecánica de los Fluídos" de Streeter/Wylie; también en el texto de "La Mecánica de los Fluídos" de -- Irving H. Shames.

La utilización de la HIDRAULICA en forma industrial - tuvo su comienzo a finales del siglo anterior y en ese entonces - eran las limitaciones físicas de tecnología las que reducían su - campo de acción: Sellos, Materiales, Dispositivos, etc., por lo - que se limitaban a aplicaciones tales como: Prensas Hidráulicas, Embolos de simple ó doble efecto, así como de los primeros moto- res hidráulicos de pistón empleados en grúas y cabrestantes.

El esquema representativo de un circuito hidráulico, ha ido evolucionando a medida que las innovaciones tecnológicas han tomado parte de él. Así, de la primera aplicación que tuvo la hidráulica en la prensa, su circuito se limitaba a una bomba de accionamiento manual (palanca), un par de válvulas "Check" rudimentaria, un pistón de salida de donde se obtiene la presión

y un tanque de almacenamiento de aceite. En la actualidad los circuitos hidráulicos se implementan con dispositivos electrónicos para accionamiento de válvulas, actuadores que dan tiempos de respuesta instantáneos y controles muy precisos en estas instalaciones.

El uso de la HIDRAULICA en la transmisión de potencia se ha difundido por una simple razón; es el medio de transmisión que presenta mínimas pérdidas por fricción y, por ende, menos desgastes de las piezas en contacto y con movimiento relativo. Además, es el medio de transmisión que puede invertir su sentido en la entrega de potencia, característica muy importante en los requerimientos industriales como por ejemplo: las aplicaciones en mecanismos de producción en serie o sus aplicaciones en automotores de potencia hidráulica; Moto-Escrepa, Tractor de Oruga, Moto-Conformadora, Grúas, etc. Además, pueden absorber variaciones en la potencia y en la velocidad, lo que ningún otro sistema logra con tanta amplitud.

2.0.- APLICACION DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS DE POTENCIA EN LA INDUSTRIA AZUCARERA.

El empleo de la HIDRAULICA en la Industria Azucarera se remonta al uso de los primeros volteadores de caña. Estos -- consisten en plataformas para descarga de vehículos al transportador, que se accionan mediante pistones hidráulicos para provocarle un giro y depositar la caña en el mismo ó bien, sobre la mesa alimentadora; terminada esta operación, retornan a su posición original accionados por los mismos pistones que para este caso el circuito hidráulico les permitía invertir su movimiento.

Posteriormente fueron empleándose dispositivos hidráulicos que representaban ventajas en otras etapas del proceso; por ejemplo, el accionamiento de la banda transportadora de caña por medios hidráulicos resolvió el problema de regular la velocidad de alimentación que provocaban los frecuentes atascamientos a la entrada del primer molino, además de darle una -- suave marcha en su accionamiento.

Actualmente se está desarrollando una tecnología para el accionamiento hidráulico de los cilindros de los molinos. Esta aplicación se presenta muy atractiva con la conversión de mandos eléctricos o de vapor a mandos hidráulicos, la reducción de espacio empleando una instalación hidráulica es muy notable; además, este sistema proporciona máxima suavidad en la transmi-

sión de potencia y vibraciones mínimas. Aunadas a estas ventajas, existe también la posibilidad de poder accionar los cilindros de un molino a velocidad variable y controlable mediante este sistema. Esto es muy importante, ya que la facilidad de controlar la velocidad de los molinos sin perder presión, garantiza una mejor extracción y consecuentemente un mayor rendimiento global.

Se han realizado pruebas con desmenuzadoras de dos cilindros y molinos de tres cilindros, gobernados por motores -- hidráulicos. Algunos resultados en la Cooperativa Glenwood, -- Napoleonville, Lousiana, donde estas aplicaciones hidráulicas -- fueron empleadas por primera vez en el mundo, en la zafra 1973, están demostrando sus ventajas y desventajas y puntualizan cómo esto puede ser mejorado.

En esta referencia se brindan algunos criterios para permitir el diseño de tales aplicaciones y muestran donde pueden ser susceptibles de aplicación. Datos experimentales tomados en Glenwood, de potencia consumida por dos cilindros de una desmenuzadora, son comparados ventajosamente con fórmulas estándar para el cálculo de tal potencia requerida.

Por otra parte, el Ministerio de la Industria Azucarera (MINAZ) de Cuba, está manejando actualmente la aplicación -- de un motor hidráulico en cada cilindro, de los tres que componen el molino. Esto, aunque aparentemente representa una inversión mayor, se ha sometido a estudio para evaluar las ventajas

que tendría, considerando la gran versatilidad para el rango de velocidades y presiones, lo cual, sin duda, redundaría en un mejor aprovechamiento total de la energía empleada en el accionamiento.

También se han empleado motores hidráulicos para el accionamiento de cristalizadores, tanto en Cuba como en Sudáfrica, aprovechando su alto par a bajas revoluciones y su control preciso e instantáneo.

2.1.- ANALISIS DEL ESTADO COMPARATIVO ENTRE DIFERENTES SISTEMAS UTILIZADOS EN ALGUNAS OPERACIONES PRESENTES EN EL PROCESO DE OBTENCION DE AZUCAR DE CAÑA.

	TRADICIONAL	INTERMEDIO	AVANZADO
Descarga y Aliment. de la Materia Prima	<ul style="list-style-type: none"> o Grúa Vientos. o Grúa Autoestable. o Araña Manual. 	<ul style="list-style-type: none"> o Volteador Hidráulico o Descargador de Hilo. o Araña Dispa<u>r</u>o Hidráulico. 	<ul style="list-style-type: none"> o Containerización.
Transporte hacia el Molino.	<ul style="list-style-type: none"> o Conductor con mando Electro-mecánico. 	<ul style="list-style-type: none"> o Conductor con mando Hidráulico. 	?
Preparación de la <u>M</u> ateria Prima. Transmisión Mecánica.	<ul style="list-style-type: none"> o Cuchillas. o Desfibradora. 	<ul style="list-style-type: none"> o Unigrator. 	<ul style="list-style-type: none"> o Aplicación de Ultrasonido <u>p</u>ara incremen<u>t</u>ar la ruptu<u>r</u>a de Celdas.

<p>Molienda.</p> <p>Transmisión Mecanica</p>	<ul style="list-style-type: none"> o Molinos. o Retroalimentación del Pa-- chaquil. 	<ul style="list-style-type: none"> o Molinos con Alimentador forzado. o Tratamiento con Prensa ó con Molino separado 	<ul style="list-style-type: none"> o Accionamiento Hidráulico de los Molinos. o Accionamiento Hidráulico del Molino separado.
<p>Manejo de Masa Cocida</p>	<ul style="list-style-type: none"> o Mezcladores -- con acciona-- miento mecánico. 	<ul style="list-style-type: none"> o Accionamiento Hidráulico. 	<p>?</p>
<p>Agotamiento de Masa Cocida.</p>	<ul style="list-style-type: none"> o Cristalizados-- res con accio- namiento Mecá- nico. 	<ul style="list-style-type: none"> o Accionamiento Hidráulico. 	<p>?</p>
<p>Trabajos Varios.</p>	<ul style="list-style-type: none"> o Tractor. 	<ul style="list-style-type: none"> o Winch Eléctrico. 	<ul style="list-style-type: none"> o Mando Hidráulico.

3.0.- ESTUDIO PARTICULAR DE CASOS.

3.1.- ACCIONAMIENTO DEL TRANSPORTADOR DE CAÑA.

3.1.1.- CALCULO DE LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO.

Comprende el cálculo de dos potencias, que son:

- a) La Potencia necesaria para vencer la fricción y,
- b) La potencia necesaria para el levantamiento de la caña del nivel más bajo del conductor, al nivel más alto.

Con el siguiente ejemplo se ilustra el procedimiento para evaluar esa potencia.

Se desea hacer el cálculo de la potencia de accionamiento necesaria de una banda transportadora de caña en un ingenio cuya molienda nominal es: $C = 210$ TCH.

A continuación se eligen algunos valores medios para los diferentes parámetros involucrados en el accionamiento de la banda transportadora de caña, mismos que se observan en los Ingenios de la República Mexicana:

$Q =$ Peso de la caña sobre el conductor en Kg.

$v =$ Velocidad media del conductor en m/seg.
(7-9 m/min. valor común).

$Z_c =$ Parte cargada del conductor en m (mitad de la longitud de la banda). Se toma un valor medio de 60 m.

$$\text{Así } Q = \frac{1000C Z_c}{60 v} = \frac{(1000) (210) (60)}{60 (8)} = 26,250$$

Kg. de caña sobre el conductor.

Por otro lado: $K = \frac{Zt}{2} (2 p + p')$, donde

K = Peso de la parte superior del conductor en Kg.

Zt - Longitud total desarrollada del conductor en m (120 m).

p = Peso por unidad de longitud de la cadena en Kg/m.

p' = Peso por unidad de longitud de las tablillas del conductor en Kg./m.

Estos dos últimos valores deben consultarse en un catálogo de fabricantes de cadenas. Para este ejemplo, escogemos una cadena con rodillo fuera de borda del tipo cadena rodante, material soportado (de aplicación común en la industria azucarrera por las ventajas que presenta); seleccionamos en el catálogo de fabricante (*) la cadena número 1773 con paso de 12 pulg.; - tiro admisible 18,400 Lb.; placa 3/8 pulg. con alto de extremos de 6". Se lee un peso total de 94 Lb. por pie de largo y pie - de ancho.

El ancho medio de la banda transportadora para 210 toneladas de caña molidas por hora es de 6 pies (72 Pulg). Así, el peso total por unidad de longitud es: $94 + (11) (10) = 204$ Lb/Ft. = 304 Kg./m. Esto es, dado que se deben agregar 11 Lb. por cada 6 Pulg. más de ancho, según catálogo de fabricante.

Del mismo catálogo se obtiene que el peso de tabli-llas por medio pie cuadrado (12 Pulg. x 6 Pulg.) = 72 Pulg², es 11 Lb. = 5 Kg.

Para la cadena escogida es:

$$p' = (72) (39.37) (5/72) = 197 \text{ Kg./m.}$$

(1 Mts. = 39.37 Pulg.)

$$p = 304 - 197 = 107 \text{ Kg./m.}$$

Para comprobar que la banda elegida cumple en abastecer la demanda de caña molida por el Ingenio (210 TCH) se somete a la siguiente prueba:

$$q = vA (0.8), \text{ capacidad al } 80\%.$$

$$A = \text{Area de la sección del conductor: } 60 \times 72 = 4320 \text{ pulg}^2 = h.a; \text{ siendo:}$$

$$h = \text{Altura del colchón de caña.}$$

$$a = \text{Ancho del conductor.}$$

$$v = \text{Velocidad del conductor (8 m/mín. = 3114.96 Pulg/Mín.)}$$

$$q = (3114.96) 60 (4320) (0.8) = 65\,310 \text{ Pulg}^3/\text{Hr}.$$

$$q = 1070 \text{ m}^3/\text{Hr}.$$

Dado que existe un juego de cuchillas, el peso específico de la caña oscila entre 250 y 300 Kg./m³, tomamos el menor valor para asegurar el abastecimiento.

Así el flujo másico en estas condiciones es:

$$\dot{m} = q (Pe)$$

$$m = (1070) (250) = 267500 \text{ Kg/Hr.} = 267.5 \text{ TCH.}$$

* Cadenas y Tablillas, S. A.

Este valor es superior al requerido por el Ingenio (210 TCH), resultando la selección correcta.

Volviendo al cálculo de la potencia de accionamiento:

$$K = Zt/2 (2 p + p') - 120/2 (2 \times 107 + 197) = 24\ 660 \text{ Kg.}$$

K = Peso de la parte superior en Kg.

Entonces, el valor de la potencia necesaria para vencer la fricción es:

$$P_f = (Q + K) f + Kf' (v \times \lambda) / 60 \times 75, \text{ donde:}$$

f = Coeficiente de fricción de la parte superior - del conductor (para este tipo de banda debido a su sistema de lubricación es de 0.5).

f' = Coeficiente de fricción del rodamiento de la - parte inferior (estimado en 0.1).

v = Velocidad del conductor en m/mín.

λ = Coeficiente que toma en cuenta la eficiencia - del engranaje que transmite el movimiento (de 1.4.-1.5).

Así se calcula una potencia de accionamiento para - vencer la fricción como sigue:

$$P_f = \left[\frac{(Q + K)f + Kf'}{60 \times 75} \right] v \lambda = \left[\frac{(26250 + 24660) (0.5) + (24660) (0.1)}{60 \times 75} \right]$$

(8) (1.5)

$$P_f = 74.5 \text{ HP.}$$

La otra potencia es de levantamiento de caña (P_e) y está dada por:

$$P_e = \frac{1000 C H}{3600 \times 75} \lambda \quad \text{donde:}$$

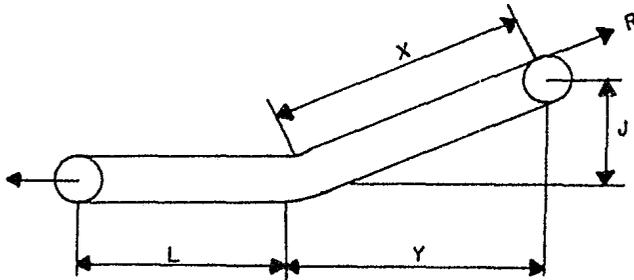
H = Diferencia de niveles entre las partes más altas y más baja del conductor (se toma un valor de 8 metros) medio en los Ingenios mexicanos.

λ = Coeficiente debido al rozamiento de los engranes: de 1.4 - 1.5.

$$P_e = \frac{(1000) (210) (8) (1.5)}{3600 \times 75} = 9.33 \text{ HP.}$$

La potencia total es: $P_t = P_f + P_e = 74.5 + 9.33 = 84 \text{ HP.}$

3.1.1.1.- CALCULO DE LA POTENCIA PARA ACCIONAR LA BANDA TRANSPORTADORA SEGUN PROCEDIMIENTO DE UNA FIRMA FABRICANTE DE CADENAS.



$$R = CL (2P + M) + (M + P) (CY + J) + h^2 G (L + X) + Q.$$

$$C = \frac{Ad}{D} \quad (\text{Factor de fricción, rodillos de las cadenas}).$$

A = Factor de fricción condicionado a que sean rodillos maquinados. (Tabla de Fabricante).

D = Diámetro exterior del rodillo en la cadena. (mm).

d = Diámetro exterior del buje o perno en el cual gira el dorillo (mm).

G = Factor, fricción sobre las paredes del transportador (Catálogo de Fabricante).

h = Altura del material que roza contra las cacheteras del transportador (m).

J = Altura vertical de los transportadores inclinados (m).

L = Longitud a centros del transportador según se indica en el esquema (m).

K = Factor = 1.15 para cadena lubricada.

M = Peso del material a transportar, por metro lineal de conductor (Kg/m).

P = Peso de las partes móviles del transportador por metro lineal.

Q = Tensión adicional requerida para deslizar el transportador a través de obstáculos.

R = Tensión máxima de la cadena.

$$M = \frac{16.66 T}{V}$$

T = Capacidad en toneladas métricas por hora.

V = Velocidad lineal del transportador en metros/min.

Y = Longitud horizontal en los transportadores compuestos.

$$M = \frac{16.66 (210)}{8} = 437.5 \text{ Kg/Mts.}$$

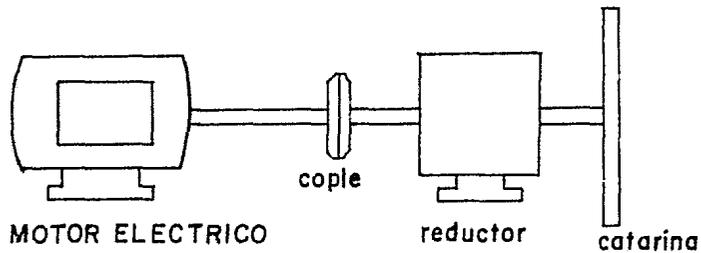
$$R = 0.6 \times 40 (2 \times 304 + 437.5) + 437.5 + 304 \\ (0.6 \times 20 + 8) + (0.3048)^2 \times 10.2 \\ (40 + 21.64) = 39980.4 \text{ Kg.}$$

$$\text{Pot} = \frac{K V R}{41500}$$

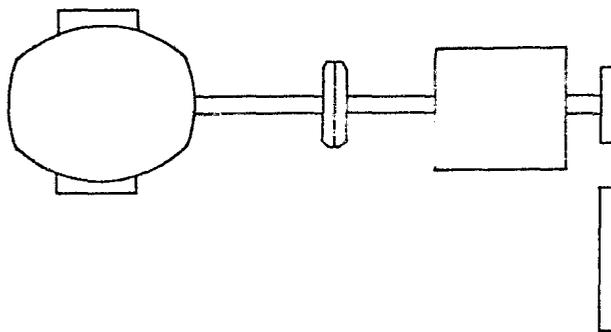
$$\text{Pot} = \frac{(1.15) (8) (39980).4}{4 \ 500} = 81.737 = 82 \text{ HP.}$$

3.1.2.- EVALUACION COMPARATIVA ENTRE LOS SISTEMAS DE TRANSMISION DE MOVIMIENTO Y POTENCIA EN TRANSPORTADORES.

El esquema siguiente es una representación de una transmisión convencional de aplicación común, para accionamiento de la banda transportadora de caña.



E L E V A C I O N



P L A N T A

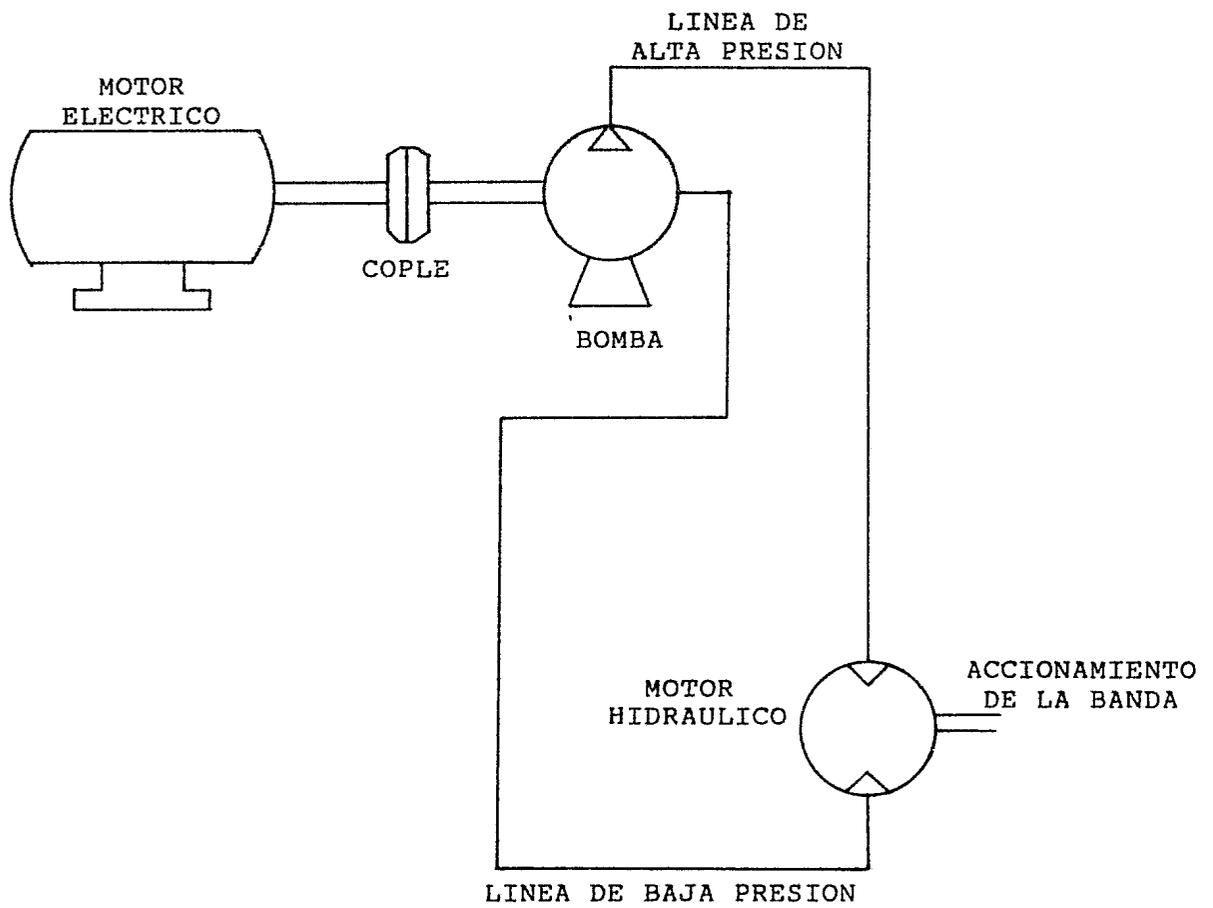
La potencia demandada por la banda se verá incrementada de un 40 a 50% a causa de las pérdidas mecánicas que se manifiesten en la transmisión, (factor lambda mencionado anteriormente), y que se acumulan desde la salida de la flecha motriz - hasta el acoplamiento de la catarina con la banda.

Así, las pérdidas son varias: las fricciones en los apoyos de la flecha conductora y conducida que es función del - régimen de revoluciones, tipos de apoyos; tipos de cargas, entre algunos de los factores principales; las pérdidas causadas por - el reductor de velocidad en las que se implican las cargas transmitidas, el tipo de lubricación, la geometría de los dientes en los engranes del reductor, tipo de reductor; las fricciones entre catarinas y cadenas que dependen de las velocidades de transmisión, si existen regímenes de operación continua ó intermitentes, de las condiciones de ajuste entre catarina y cadena (holguras), son éstas las pérdidas más significativas.

Para las evaluaciones cuantitativas y estudio analítico de las pérdidas en elementos de máquinas al transmitir potencia, pueden consultarse los textos de "Diseño de Elementos de Máquinas" de V. M. Faires ó "Elementos de Máquinas" de V. - Dobrovolski, K. Zabronski, A. Radehik y J. Erlij; además de manuales y boletines de fabricantes.

Debe aclararse que los porcentajes de pérdidas que se acaban de señalar para transmisiones mecánicas, son considerados con el supuesto de que las condiciones de estado de los elementos mecánicos y el ambiente en que trabajan son adecuados, lo que no sucede en la mayoría de Ingenios Azucareros mexicanos; por lo que, los rendimientos de las transmisiones en éstos son inferiores a los calculados, (factores λ mayores a 1.5). Para el ejemplo que manejamos, los 84 HP demandados para el accionamiento de la banda, de acuerdo al cálculo, sólo son necesarios 56 HP para accionar la banda, los restantes 28 HP (50%) se hacen necesarios para compensar las pérdidas mecánicas de la transmisión. Y para el caso de un sistema hidráulico, dado que su eficiencia de transmisión mínima es del 85%, la potencia manejada para accionar la banda bajo este sistema de transmisión es: $\frac{56}{0.85} = 66 \text{ HP} = 48.5 \text{ KW}$

Un diagrama de bloque simplificado de una instalación hidráulica para accionar la banda transportadora, se muestra a continuación.



Puede observarse que carece de reductor de velocidad para acoplar el accionamiento de la banda, en virtud de que el motor hidráulico presenta a su salida un gran par torsor y bajas rpm. Además de este elemento que provoca pérdidas, la instalación hidráulica carece de choque en el arranque y paro, debido a que la presión hidráulica permite máxima suavidad para puesta en marcha y paro.

Sin embargo, los sistemas hidráulicos de transmisión de potencia también presentan pérdidas y se localizan las más importantes en la bomba:

- 1).- Mecánicas, debidas a las fricciones de las partes móviles.
- 2).- Hidráulicas, debidas al deslizamiento del fluido (aceite) con los impulsores y cuerpo de la bomba; y también por el desprendimiento de la capa límite, esto es, por los cambios de dirección del fluido desde su entrada a la salida de la bomba.
- 3).- Volumétricas, causadas por los flujos externos (fugas) y por los internos (retorno de fluido de zonas de alta presión a zonas de baja). También existen pérdidas por la tubería que conduce el aceite, aunque para transmisiones hidráulicas, generalmente, se emplean cortas distancias, por lo que estas pérdidas son despreciables.

En el motor hidráulico también se presentan pérdidas que los fabricantes caracterizan en forma análoga a las de una

bomba: las pérdidas mecánicas son pequeñas, pues el fluido de trabajo (aceite) es al mismo tiempo lubricante; las pérdidas - hidráulicas son prácticamente nulas y en las volumétricas sólo son considerados los flujos externos, pues los internos con la tecnología moderna se ha logrado disminuir a valores despreciables.

Algunas experiencias con la utilización de este tipo de transmisión hidrostática, nos llevan a conceder una eficiencia total del 85% en todo el circuito, toda vez que los motores hidráulicos seleccionados operan con valores que oscilan entre el 92 y 98%.

Para el ejemplo que manejamos, se pueden proponer - los componentes fundamentales de un circuito hidráulico que - - transmita la potencia y someter a este circuito a una evaluación de rendimiento: la bomba es de desplazamiento variable y su caudal estará determinado por el motor hidráulico empleado y éste dará la velocidad lineal de la banda transportadora. - Esta velocidad oscila entre 5-11 mts./min. y dado que se acoplará sin reductor al motor hidráulico, este último deberá tener un régimen de revoluciones bajo para que la catarina acoplada a su eje, la cual mueve la banda conductora, tenga dimensiones - adecuadas para soportar el par.

3.1.3.- PROPOSICION DE UN SISTEMA HIDRAULICO DE POTENCIA PARA ACCIONAMIENTO DE LA BANDA CONDUCTORA.

El motor hidráulico se acopla directamente con las catarinas que se engranan con las cadenas de la banda. Si se requieren 56 HP para accionar la banda y se estima 1 HP de pérdidas en este acoplamiento (según estimación de fabricantes), el motor hidráulico deberá manejar 57 HP = 41.91 Kw.

Para proporcionar esta potencia a 4 r.p.m. será necesario tener un par en el motor de:

$$Mv = \frac{(\text{Pot}) 955}{n}, \quad Mv = \frac{(41.91) (9550)}{4} = 100,060 \text{ Nw-m}$$

El motor hidráulico (*) presenta un rango de revoluciones de 0 - 32 y de 0 - 16 con una válvula de dos velocidades. Si el motor gira a 4 r.p.m. y se establece como la velocidad media de la banda (8 m./mín.), el radio de la catarina:

$$r = \frac{8}{2 (4)} = 0.3183 \text{ m}, \quad D = 63.6 \text{ cm.}$$

Una catarina Jeffrey(**) de 25 Pulg. de diámetro de paso, con 12 dientes, es la adecuada para acoplar con la cadena que se eligió anteriormente.

Los parámetros de este motor hidráulico a plena cilindrada son:

Desplazamiento (vi) = 38.1 l/rev.

Par torsor (mv) = 606.9 Nw-m/bar.

Velocidad (n) = 0-16 r.p.m.

Máxima presión de Operación (Δp) = 210 bars.

(*) Hägglunds No. 8385

(**) Marca de fabricante.

El gasto que maneja el motor a plena cilindrada es:
 $Q = v_i \times n + Q_l$, siendo Q_l las pérdidas a una presión de 210 -
 bars con bajas velocidades, los diagramas de fabricante* los --
 evalúan en $Q_l = 31 \text{ l/mín.}$

El gasto requerido a plena cilindrada es entonces:
 $Q = (38.1 \times 4) + 32 = 184.4 \text{ l/Mín.}$

Las pérdidas de presión (ΔP_f) para este caudal se
 lee también en el catálogo del fabricante y para dicho gasto se
 tiene un $\Delta P_f = 1 \text{ bars.}$

El par máximo que puede ejercer este motor hidráulico
 está determinado por:

$$M_v = \frac{m v}{K} \quad (\Delta P - \Delta P_f), \text{ o sea}$$

$$M_v = \frac{606.9}{1.03} (210-1) = 123,148 \text{ Nw-m, que es mayor al requerido}$$

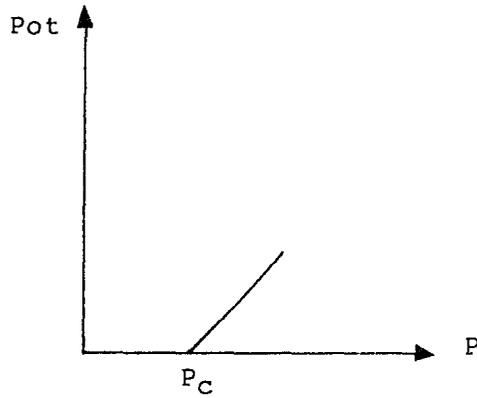
a 4 r.p.m. (100,060 Nw-m).

El arranque de un motor hidráulico se efectúa asegu-
 rando una presión que garantice vencer el par resistivo causado
 por la inercia del sistema.

Este par resistivo para una banda alimentadora y con
 siderando, tanto su estado de mantenimiento como su material y
 dimensiones, oscila entre 3,000 y 20,000 Nw-m. El valor exacto
 debe obtenerse experimentalmente en cada caso.

El diagrama siguiente muestra la relación que existe

entre el incremento de presión y la potencia que entrega el motor hidráulico:



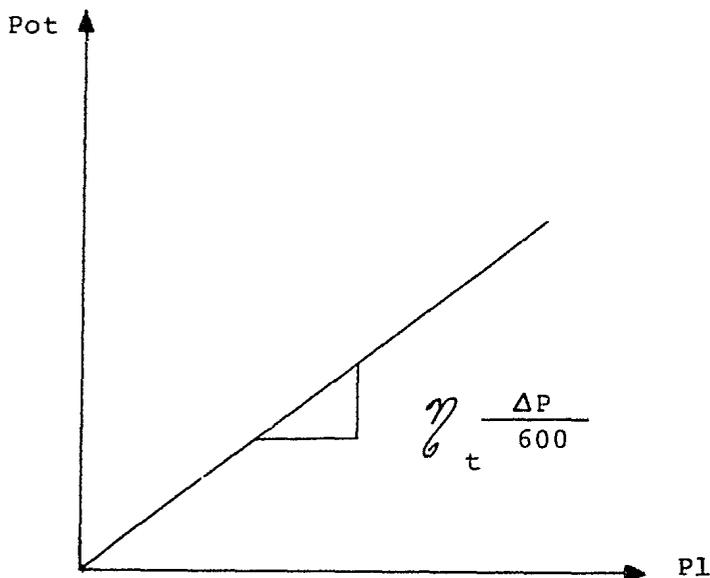
En donde "Pc" es la presión en la cual el motor hidráulico alcanza un par torsor igual al par resistivo. En este punto también comienza la entrega de potencia, pues al iniciar el movimiento, se inicia el flujo "Q1" de aceite en el motor hidráulico.

Los circuitos hidráulicos modernos cuentan con válvulas de control de flujo, lo que les permite: primero, levantar presión mediante la bomba y, segundo, operar la válvula para que el motor reciba la presión de operación sin tener que comenzar de cero. Esto le permite al sistema tiempos de respuesta rápidos como se requieren actualmente.

Dado que la potencia hidráulica es el producto de la presión por el gasto, se elige la presión de operación sobre un rango de variación aceptable y la entrega de potencia del motor hidráulico se controla mediante el gasto de la bomba.

El control de gasto en una bomba es posible actualmente con el uso de bombas de gasto variable, de las que existen - una gran variedad para múltiples necesidades.

La gráfica de gasto contra potencia entregada es la siguiente:



Esta gráfica muestra que la entrega de potencia comienza al existir el flujo y que parte de cero. Además, siendo la potencia en Kw manejada por un motor hidráulico la que se expresa en la ecuación:

Por $= \frac{\eta_t \Delta P \times Ql}{600}$, la pendiente de la recta es $(\eta_t \frac{\Delta P}{600})$ para una presión constante (P) de operación.

La potencia que es capaz de ofrecer este motor hidráulico a 4 r.p.m. es:

$$\text{Pot} = \frac{Mv \cdot n}{9550} = \frac{(123,148)(4)}{9550} = 51.5 \text{ Kw} = 70 \text{ HP}$$

Puesto que con un sistema de transmisión hidráulico se requieren 66 HP para el accionamiento de la banda transportadora, la entrega de potencia en el motor hidráulico se controla con el flujo. Con esta observación se requerirá un flujo de:

$$Q \text{ l} = \frac{(48.5 \text{ Kw}) (600)}{(0.85) (209 \text{ bars})} = 163.8 \text{ l/Mín.}$$

Necesarios para transmitir los 48.5 Kw (66 HP).

En conclusión, para alcanzar la potencia demandada en el motor hidráulico, es necesario que éste sea capaz de ejercer el torque requerido para vencer el par de inercia y, además, el torque requerido para la potencia demandada a la velocidad de trabajo.

El siguiente cuadro presenta comparativamente diferentes aspectos de las transmisiones hidráulicas y las transmisiones mecánicas para el accionamiento de la banda transportadora.

3.1.3.1.- CUADRO RESUMEN COMPARATIVO ENTRE TRANSMISIONES MECANICAS Y TRANSMISIONES HIDRAULICAS.

<u>C O N C E P T O</u>	<u>H I D R A U L I C A</u>	<u>M E C A N I C A</u>
1) Pérdidas de potencia en la transmisión.	Entre el 15-20% de la potencia transmitida.	Entre el 40-50% de la potencia transmitida.
2) Espacio que ocupa la instalación.	Es relativamente reducido y en la mayoría de las veces se presenta oculta en el piso o como un bloque, agrupando todos sus componentes en un espacio reducido.	Ocupa un espacio mayor debido a que reductores, ejes, cadenas y catariñas son elementos mecánicos que necesitan de espacio mínimo para actuar.
3) Limpieza en el funcionamiento.	Aunque la limpieza es función del mantenimiento, los sistemas hidráulicos se pueden mantener libres de impurezas características de la atmósfera en un ingenio azucarero, por ser su sistema sellado al exterior.	Las impurezas en estos sistemas causan mayores problemas (especialmente en atmósferas de Ingenios Azucareros) puesto que algunos elementos mecánicos están expuestos a esta, reduciendo la eficiencia de la transmisión.
4) Mantenimiento.	Se lleva a cabo sin grandes interrupciones (tiempos muertos),	Análogamente puede llevarse a cabo sin grandes interrup-

C O N C E P T O

H I D R A U L I C A

pues los circuitos hidráulicos se diseñan para tener versatilidad en sustitución y limpiezas de componentes. Unicamente existen apreciables interrupciones si se avería un componente principal (bomba, motor); lo que no sucede con un mantenimiento adecuado.

M E C A N I C A

ciones, aunque en un sistema expuesto a la atmósfera de un Ingenio Azucarero demanda un mantenimiento más frecuente para su correcto funcionamiento.

5) Choques, vibraciones y deslizamientos.

Mínimos, para una instalación hidráulica realizada correctamente. Los choques son practicamente nulos, debido a que la presión hidráulica proporciona máxima seguridad en puesta en marcha, sin grandes interrupciones y paros. Por esta razón y por--

En una instalación nueva se minimizan, pero el uso y el medio en que trabajan, causan desajustes y con esto las vibraciones. Los choques se presentan desde el principio por el rango reducido de

C O N C E P T O

H I D R A U L I C A

M E C A N I C A

que los desalineamientos son mínimos, las vibraciones que aparecen son de valores muy pequeños y despreciables.

velocidades y se incrementan con el funcionamiento.

6) Versatilidad.

Esta es una de las ventajas fundamentales de un sistema de transmisión hidráulica, pues da una variación de velocidad infinitamente continua, gracias a un sistema especial (servomecanismo), además de poder invertir el sentido de rotación en forma instantánea. Estas características son muy importantes, pues en la banda transportadora esto significa poder controlar el flujo de caña hacia los molinos y evitar los frecuentes atascamientos que tanto afectan los tiempos de producción y finalmente la economía del Ingenio.

Está limitada por la variación de velocidad del motor eléctrico. Y el método consiste en un reostato en el motor que proporciona un rango discreto y limitado de velocidades; además, no es posible invertir el sentido de avance de la banda transportadora en forma instantánea.

Esta es la causa de los frecuentes paros en Ingenios Azucareros, por el atascamiento que sufren los molinos al perder el control sobre el flujo de caña en la banda transportadora.

C O N C E P T O

H I D R A U L I C A

M E C A N I C A

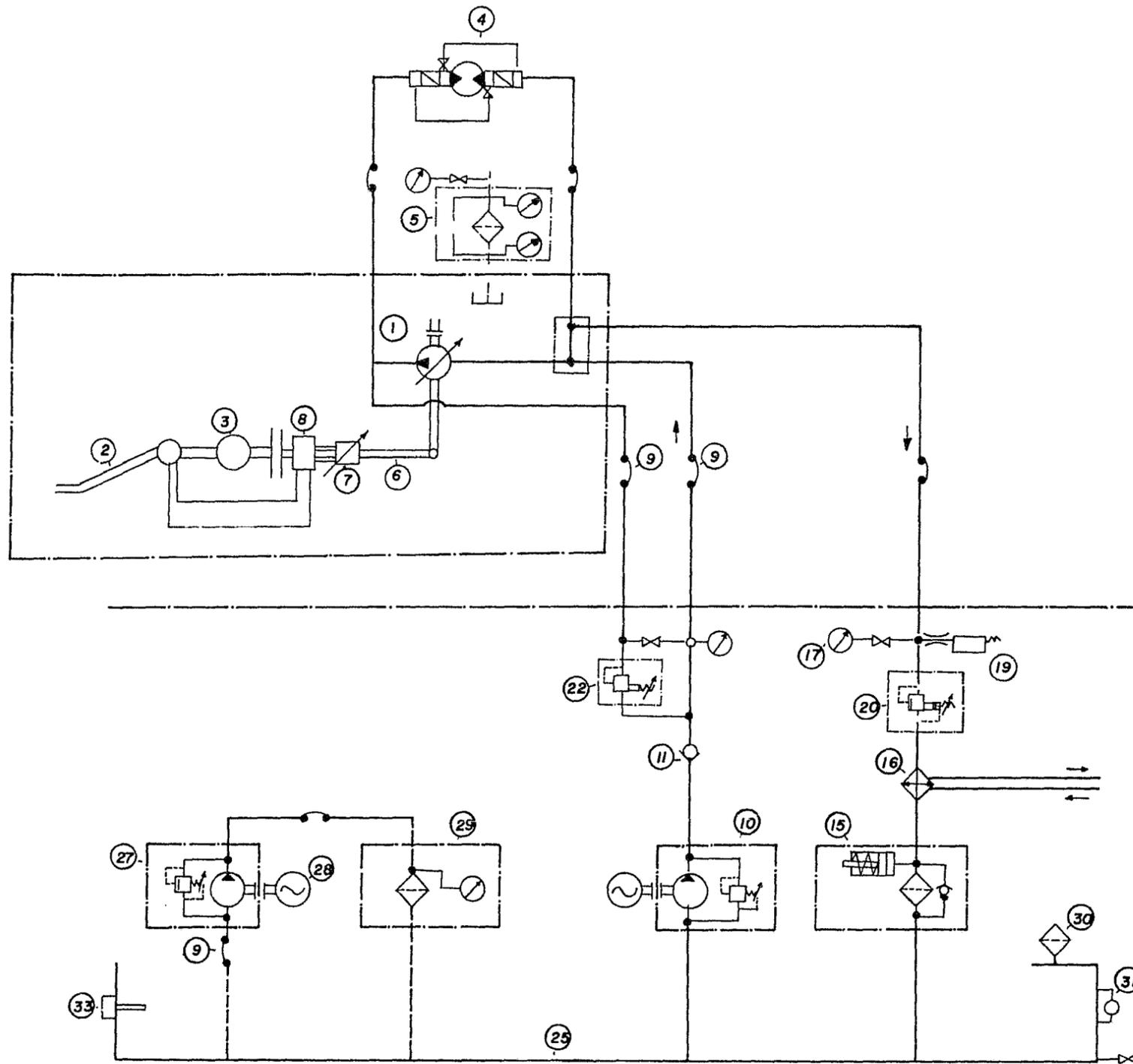
7) C o s t o s

El equipo hidráulico pre
senta una solución moder
na con grandes ventajas
que le permite una rápida
amortizaicón.

El costo es menor
comparativamente,
pero su funciona-
lidad lo pone en
desventaja en cor-
to tiempo.

3.1.4.- DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO PROPUESTO PARA ACCIO-
NAR LA BANDA TRANSPORTADORA.

El dibujo siguiente muestra el circuito hidráulico -
para accionar el motor que seleccionamos en el ejemplo:



CONTROL DEL MOTOR	MAGNETO	MATERIALES :	DIMENSION :
CAPACIDAD DEL TANQUE	500 L	SEMINARIO	EQUIPO HIDRAULICO PARA TRANSPORTADOR
TIPO DE ACEITE	DN 51524/25		CIRCUITO CERRADO
TEMPERATURA DE TRABAJO	38CST a 50°C		ACOPLAMIENTO DIRECTO
MOTOR PRINCIPAL	50° C		ESCALA :
MOTORES	440V.60		P- 0 4 5 4 0- B
	220V.60H.		

Descripción del funcionamiento del circuito hidráulico diseñado.

El circuito es un sistema de transmisión hidráulica de circuito cerrado.

La bomba principal (1) suministra aceite a presión al motor hidráulico (4) de bajas r.p.m. y alto par, tipo de pistón radial. El motor se conecta con el eje de accionamiento del transportador, teniendo un brazo torsor para absorber fuerzas de reacción.

En un depósito de aceite (25) están montados una bomba para compensar las pérdidas del sistema hidráulico, una línea de retorno del aceite de baja presión y diversos dispositivos de seguridad.

El aceite que pasa por el motor hidráulico después de realizar trabajo, se dirige hacia un divisor de flujo donde, parte de él, se vuelve al puerto de entrada de la bomba principal para bombearse nuevamente, volviéndose parte al depósito de aceite.

Una bomba de caudal constante (10) suministra al circuito en la lumbrera de la bomba principal, aceite enfriado y filtrado a través de la válvula Check (11) y el divisor de flujo. Esta bomba está equipada con una válvula de limitación del circuito. Esta presión está determinada por la válvula limitadora de presión (20) que se encuentra restringiendo el regreso del aceite por la tubería de retorno al depósito.

Para asegurar que la bomba principal no trabaje en vacío por falta de presión de sobrealimentación, se instala un presostato (19) que transforma la presión hidrostática en señal eléctrica. Esta señal parará la bomba principal si no existe presión de sobrealimentación suficiente y la conectará si existe. Esta presión se puede leer en el manómetro (17). En el camino de retorno al tanque del aceite se encuentra la válvula limitadora de presión (20) después el enfriador (16) y el filtro de retorno (15).

La bomba principal es de tipo pistón axial con cilindrada regulable y cuando proporciona el caudal máximo, el motor alcanza el máximo régimen de revoluciones. Para reducir la velocidad del motor hidráulico se reduce el flujo de aceite de la bomba, mediante un sistema servo controlado por un motor eléctrico que varía la cilindrada de la bomba principal.

El servomecanismo que regula la bomba principal consta de un indicador del nivel de colchón de la caña (2) que se comunica en su extremo con un sensor eléctrico de voltaje variable según su posición angular.

Una variación en el colchón de la caña provocará un voltaje diferencial en el sensor eléctrico que se transmitirá hasta el actuador (3) (motor) y éste comunicará un movimiento al brazo (6) que ajusta el desplazamiento de la bomba principal. El brazo se conecta con un reostato (7) el que registra un voltaje variable al deslizarse el brazo en él, y éste voltaje se conecta con un comparador (8) que se resta al voltaje del sensor eléctrico.

Cuando el desplazamiento de la bomba provoca un gasto adecuado para la velocidad del motor hidráulico, el voltaje generado en el reostato se iguala al generado en el sensor eléctrico y el motor (3) se desenergetizará, causando que la bomba principal se mantenga con un gasto fijo.

Una alteración en el colchón de caña provoca una diferencia de potencial en el sensor de entrada y, consecuentemente, un ajuste en el desplazamiento de la bomba principal, dado -- que se trabajan voltajes de referencia y se calibra voltaje cero para desplazamiento de la bomba principal a velocidad nominal del motor hidráulico (5 r.p.m.). Esto permitirá conectar con una polaridad el motor para incrementar el gasto de la bomba principal y aumentar la velocidad angular del motor hidráulico en el caso de que el colchón de caña suba; y se conectará con con polaridad contraria, reduciendo el gasto de la bomba y la velocidad del motor hidráulico en caso de que el colchón de caña descienda.

El servomecanismo representa un sistema de control de retroalimentación en donde el voltaje del reostato se compara -- con el generado en el sensor de entrada y el valor del voltaje -- en el reostato sigue al voltaje del sensor, con lo que se establecen sucesivos estados de equilibrio, según el colchón registrado.

Para evitar una combinación de presión y flujo que -- puedan sobrecargar el motor eléctrico de la bomba principal, --

existe una válvula de limitación de presión (22) seleccionada al valor de la máxima presión del sistema principal. Además del sen sor de voltaje en la entrada principal, se calibra con un tiempo de respuesta tal, que le permite responder sin sobrecargarse al motor eléctrico de la bomba principal.

Las pérdidas internas del motor hidráulico se drenan a través de un filtro de retorno (5) alojándose en un comparti-- miento de la bomba principal, desde donde una tubería las trans-- porta al depósito de aceite. Así, el compartimiento es barrido continuamente con aceite limpio.

La bomba de tornillo (27) accionada por un motor - - eléctrico (28) se encarga de llenado y drenaje del depósito y -- del barrido y llenado del sistema hidráulico. Al llenar el depó-- sito con aceite éste circula por el filtro (29).

Se coloca el filtro (30) para evitar que penetren im-- purezas en el sistema de aire de respiro.

El depósito de aceite está provisto de un indicador de nivel (31) que emite señal de alarma cuando la cantidad de -- aceite desciende por debajo de un cierto nivel mínimo permisible y detiene el motor principal si el nivel de aceite llegase a es-- te mínimo.

El depósito también tiene un termostato que emite - alarma si la temperatura del aceite alcanza los 60°C.

El depósito tiene, además, una perforación para desagüe (33). Al drenar el depósito, la manguera de aspiración de la bomba de filtro deberá acoplarse en este punto.

Las especificaciones de cada una de las componentes del circuito hidráulico pueden consultarse en el apéndice al -- final, empleando para ello el número con el que se le designa en el circuito, número que será el mismo con el que se identifique el mismo componente en todos los circuitos que aparezcan subse--
cuentemente.

3.1.5.- SOLUCION NUMERICA.

A continuación se propone un método numérico para el cálculo de la potencia de accionamiento de la banda transportadora por un sistema de transmisión mecánico y por uno hidráulico. Además, se elabora la gráfica comparativa de los requerimien--tos de potencia en estos dos sistemas, cuando se hace variar - (toneladas de caña por hora) con incrementos de 3 a partir de - 3 TCH y hasta 300 TCH.

```

PROGRAM JAPC (INPUT, OUTPUT, TAPES=INPUT, TAPES=OUTPUT)
DIMENSION Q(100), PF(100), PE(100), PT(100), PRS(100), N(100), NE(100),
*MV1(100), MV2(100)
REAL K, N, NT, MV1, MV2, NE
DELTA=3
V=8.0
ZC=60
F=0.5
F1=0.1
L=1.5
H=8.0
NT=0.68
NT= .88
C=3.0
K=24600.0
KPH1=4.0
AP=120.0
WRITE (6, 888)
WRITE (6, 889)
55  FORMAT (11X, #C#, 10X, #Q(1) #, 9X, #FF(1) #, 9X, #F(1) #, 9X, #PT(1) #,
/8X, #PRS(1) #, 10X, #N(1) #, 9X, #NE(1) #, 8X, #MV1(1) #, 8X, #MV2(1) #, //)
DO 2 1=1, 100
IF (C.GT. .0.AND.C.LT.100.0) G=210.0
IF (C.GT.100.0.AND.C.L1.200.0) G=380.0
IF (C.GT.200.0.AND.C.LT.300.0) G=480.0
3  Q(1)=1000.0*C*ZC/(60.0*V)
PF(1)=(Q(1)+K*F+(K*F1))* (V*L)/(60.0*75.0)
PE(1)=(1. .0*C*H*L)/(3000.0*75.0)
PT(1)=FF(1)+PE(1)
PRS(1)=(Z.C/J.C)*PT(1)
NE(1)=(PRS(1)*1.15)
N(1)=1.35*NT*AF*G/600.0
MV1(1)=(PT(1)*9550.0)/(KPH1*1.36)
MV2(1)=(0.88*N(1)*9550.0)/KPH1*1.36
IF(N(1).LT.NE(1).OR.MV2(1).LT.MV1(1)) GO TO 25
WRITE (6, 35) C, Q(1), PF(1), PE(1), PT(1), PRS(1), N(1),
/NE(1), MV1(1), MV2(1)
IF (C.GT.303.0) GO TO 999
C=C+DELTA
GO TO 20
25  AP=AF+10
GC TO 30
2  AP=120.0
35  FORMAT (//:1P (F12.1, 2X))
888  FORMAT (1M1)
999  STOP
END

```

C	Q (I)	FF (I)	FE (I)	PT (I)	FRS (I)	N (I)	NE (I)	MU1 (I)	MU2 (I)
3.	375.0	40.5	0.1	40.0	27.1	50.3	31.1	7123572	143620.
6.	75.0	41.5	0.3	41.7	27.0	50.3	32.0	7344408	143620.
9.	1125.0	42.5	0.4	42.9	26.6	50.3	32.9	7523000	143620.
12.	15.0	43.0	0.5	44.0	25.3	50.3	33.7	7722356	143620.
15.	1875.0	44.5	0.7	45.1	24.1	50.3	34.0	79213.5	143620.
18.	225.0	45.5	0.8	46.3	24.0	50.0	35.0	81203.1	143620.
21.	2625.0	46.5	0.9	47.4	23.6	50.3	36.3	83192.7	143620.
24.	3000.0	47.5	1.0	48.5	22.3	50.3	37.0	85182.3	143620.
27.	3375.0	48.5	1.2	49.7	23.1	50.3	38.1	87171.0	143620.
30.	3750.0	49.5	1.3	50.8	23.9	50.3	38.9	89161.4	143620.
33.	4125.0	50.5	1.5	51.9	24.6	50.3	39.8	91151.0	143620.
36.	4500.0	51.5	1.6	53.1	25.4	50.3	40.7	93140.6	143620.
39.	4875.0	52.5	1.7	54.2	26.1	50.3	41.5	95130.2	143620.
42.	5250.0	53.5	1.9	55.3	26.9	50.3	42.4	97119.8	143620.
45.	5625.0	54.5	2.0	56.5	27.6	50.3	43.3	99109.4	143620.
48.	6000.0	55.5	2.1	57.6	28.4	50.3	44.2	101099.0	143620.
51.	6375.0	56.5	2.3	58.7	29.1	50.3	45.0	103088.6	143620.
54.	6750.0	57.5	2.4	59.9	29.9	50.3	45.9	105078.2	143620.
57.	7125.0	58.5	2.5	61.0	30.7	50.0	46.8	107067.7	143620.
60.	7500.0	59.5	2.7	62.1	31.4	50.3	47.6	109057.3	143620.
63.	7875.0	60.5	2.8	63.3	32.2	50.3	48.5	111046.8	143620.
66.	8250.0	61.5	2.9	64.4	32.9	50.3	49.4	113036.4	143620.
69.	8625.0	62.5	3.0	65.5	33.7	50.0	50.2	115026.0	143620.
72.	9000.0	63.5	3.2	66.7	34.4	50.0	51.1	117015.6	155095.
75.	9375.0	64.5	3.3	67.8	35.2	50.0	52.0	119005.2	155095.
78.	9750.0	65.5	3.5	68.9	35.9	50.5	52.8	121000.0	155095.
81.	10125.0	66.5	3.6	70.1	36.7	50.5	53.7	123000.0	155095.
84.	10500.0	67.5	3.7	71.2	37.5	50.0	54.6	125000.0	155095.
87.	10875.0	68.5	3.9	72.3	38.2	50.0	55.4	127000.0	155095.

3	1225	09.5	4.0	73.5	49.0	50.5	50.3	120773.4	107564.
33	11623	7.5	4.1	76.6	49.7	56.0	57.4	130542.7	107564.
30	12000	7.5	4.1	75.7	50.5	50.0	50.1	132532.3	107564.
39	12375	72.0	4.4	76.9	51.2	62.4	50.9	134621.0	179833.
12	1279	73.5	4.5	78.0	52.4	51.0	59.0	136711.4	250056.
15	13120	74.5	4.7	79.1	53.7	51.0	50.7	138701.0	259056.
18	135	75.5	4.8	80.3	53.5	51.0	61.5	140850.0	259056.
111	13075	76.5	4.9	81.4	54.3	51.0	62.4	142840.2	259056.
144	1420	77.8	5.1	82.5	53.2	51.0	63.3	144830.6	259056.
117	14025	78.5	5.2	83.7	55.6	51.0	64.2	146820.3	259056.
12	150	79.5	5.3	84.0	55.5	51.0	65.0	148810.5	259056.
133	15375	80.5	5.5	85.9	57.3	51.0	65.5	150800.0	259056.
126	1575	81.5	5.6	87.1	58.0	51.0	66.7	152790.1	259056.
129	16125	82.5	5.7	88.2	58.0	51.0	67.6	154780.7	259056.
102	165	83.5	5.9	89.3	59.5	51.0	68.5	156770.0	259056.
135	16875	84.5	6.0	90.5	60.3	51.0	69.3	158760.6	259056.
130	1725	85.5	6.1	91.6	61.1	51.0	70.2	160750.4	259056.
141	17625	86.5	6.3	92.7	61.8	51.0	71.1	162740.0	259056.
144	1800	87.5	6.4	93.8	62.6	51.0	72.0	164730.0	259056.
147	18375	88.5	6.5	95.0	63.3	51.0	72.8	166720.0	259056.
15	1875	89.5	6.7	96.1	64.1	51.0	73.7	168710.0	259056.
153	19125	90.5	6.8	97.3	64.8	51.0	74.6	170700.4	259056.
152	19500	91.5	6.9	98.4	65.0	51.0	75.4	172690.5	259056.
159	19875	92.5	7.1	99.5	66.3	51.0	76.3	174680.0	259056.
162	20250	93.5	7.2	100.7	67.1	51.0	77.2	176670.1	259056.
165	20625	94.5	7.3	101.8	67.9	51.0	78.0	178660.7	259056.
168	21000	95.5	7.5	102.9	68.6	51.0	78.9	180650.3	259056.
171	21375	96.5	7.6	104.1	69.4	51.0	79.8	182640.0	259056.
174	21750	97.5	7.7	105.2	70.1	51.0	80.6	184630.0	259056.
177	22125	98.5	7.8	106.3	70.9	51.0	81.5	186620.0	259056.
180	22500	99.5	8.0	107.5	71.6	51.0	82.4	188610.0	259056.
183	22875	100.5	8.1	108.6	72.4	51.0	83.3	190600.0	259056.
186	23250	101.5	8.3	109.7	73.1	51.0	84.1	192590.0	259056.

189.	23625.0	102.5	6.4	110.9	73.9	91.0	87.1	194809.0	257856.
192.	24000.0	103.5	6.5	112.0	74.7	91.0	87.4	195780.4	258656.
195.	24375.0	104.5	6.7	113.1	75.4	91.0	87.7	196800.0	259456.
198.	24750.0	105.5	6.8	114.3	76.2	91.0	87.9	197800.0	260256.
201.	25125.0	106.5	6.9	115.4	76.9	114.9	88.1	200657.7	261056.
204.	25500.0	107.5	7.1	116.5	77.7	114.9	88.4	203557.0	261856.
207.	25875.0	108.5	7.2	117.7	78.4	114.9	88.7	206440.0	262656.
210.	26250.0	109.5	7.3	118.8	79.2	114.9	89.0	209330.4	263456.
213.	26625.0	110.5	7.5	119.9	79.9	114.9	89.3	212200.0	264256.
216.	27000.0	111.5	7.6	121.1	80.7	114.9	89.6	215080.0	265056.
219.	27375.0	112.5	7.7	122.2	81.5	114.9	89.9	217950.0	265856.
222.	27750.0	113.5	7.9	123.3	82.2	114.9	90.2	220800.0	266656.
225.	28125.0	114.5	8.0	124.5	83.0	114.9	90.5	223650.0	267456.
228.	28500.0	115.5	8.1	125.6	83.7	114.9	90.8	226500.0	268256.
231.	28875.0	116.5	8.2	126.7	84.5	114.9	91.1	229350.0	269056.
234.	29250.0	117.5	8.4	127.8	85.2	114.9	91.4	232200.0	269856.
237.	29625.0	118.5	8.5	129.0	86.0	114.9	91.7	235050.0	270656.
240.	30000.0	119.5	8.7	130.1	86.7	114.9	92.0	237900.0	271456.
243.	30375.0	120.5	8.8	131.3	87.5	114.9	92.3	240750.0	272256.
246.	30750.0	121.5	8.9	132.4	88.3	114.9	92.6	243600.0	273056.
249.	31125.0	122.5	9.1	133.5	89.1	114.9	92.9	246450.0	273856.
252.	31500.0	123.5	9.2	134.7	89.8	114.9	93.2	249300.0	274656.
255.	31875.0	124.5	9.3	135.8	90.5	114.9	93.5	252150.0	275456.
258.	32250.0	125.5	9.5	136.9	91.3	114.9	93.8	255000.0	276256.
261.	32625.0	126.5	9.6	138.1	92.0	114.9	94.1	257850.0	277056.
264.	33000.0	127.5	9.7	139.2	92.8	114.9	94.4	260700.0	277856.
267.	33375.0	128.5	9.9	140.3	93.5	114.9	94.7	263550.0	278656.
270.	33750.0	129.5	10.0	141.5	94.3	114.9	95.0	266400.0	279456.
273.	34125.0	130.5	10.1	142.6	95.1	114.9	95.3	269250.0	280256.
276.	34500.0	131.5	10.3	143.7	95.8	114.9	95.6	272100.0	281056.
279.	34875.0	132.5	10.4	144.9	96.6	114.9	95.9	274950.0	281856.
282.	35250.0	133.5	10.5	146.0	97.3	114.9	96.2	277800.0	282656.
285.	35625.0	134.5	10.7	147.1	98.1	114.9	96.5	280650.0	283456.
288.	36000.0	135.5	10.8	148.3	98.8	114.9	96.8	283500.0	284256.
291.	36375.0	136.5	10.9	149.4	99.6	114.9	97.1	286350.0	285056.
294.	36750.0	137.5	11.0	150.5	100.3	124.8	97.4	289200.0	285856.
297.	37125.0	138.5	11.2	151.7	101.1	124.8	97.7	292050.0	286656.
300.0	37500.0	139.5	11.3	152.8	101.9	124.8	98.0	294900.0	287456.

13JJJBY /// END OF LIST ///
 13JJJBY /// END OF LIST ///

El programa establece como constantes:

V = 8.0
Zc = 60 Kg.
F = 0.5
Fl = 0.1
L = 1.5
H = 8.0 m.
NT = 0.88
C = 3.0
K = 24,660.0
RPMl = 4.0
AP = 120.0 bars

Con las denominaciones empleadas en la sección anterior, Puede notarse que se inicializa el cálculo asignando una caída de presión en el motor hidráulico de 120 bars; además, el gasto de la bomba del mismo (G), adquiere los valores de: 210 l /min., 380 l /min., y 480 l /min., según el tonelaje de caña por hora (c) manejado, esté contenido en los intervalos.

$0 < C < 100$, $100 < C < 200$, $200 < C < 303$ respectivamente.

Se prosigue a realizar el cálculo de potencia y pares de accionamiento para comparar los requeridos con los obtenidos. En caso de ser insatisfactoria la comparación, se incrementa en 10 bares la caída de presión en el motor hidráulico y se reitera el cálculo y la comparación; en caso de ser satisfactoria la comparación, se imprimen las variables:

C = Toneladas de caña por hora.

Q(I) = Paso de la caña en el conductor (Kg.).

PF(I) - Potencia requerida para accionamiento (HP).

PE (I) = Potencia requerida para levantamiento (HP).

PT (I) = Potencia total (HP).

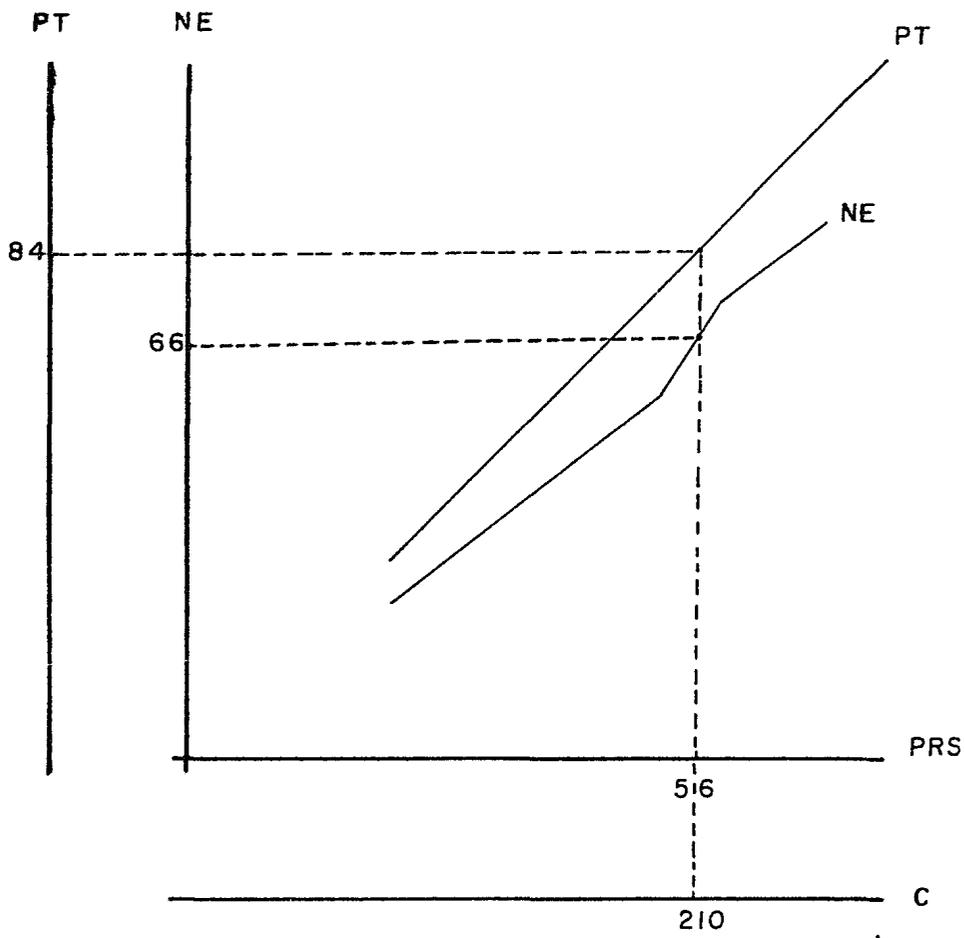
PRS(I) = Potencia requerida sin pérdidas (HP).

N (I) = Potencia capaz de entregar un sistema hidráulico (HP).

NE(I) = Potencia requerida en un sistema hidráulico (HP).

MV1(I) = Par requerido en el sistema mecánico (Nw-m).

MV2(I) = Par que ofrece el sistema hidráulico (Nw-m).



o

1.4

3.2.- ACCIONAMIENTO DE MOLINOS.

3.2.1.- A N T E C E D E N T E S:

Inicialmente esta sección comprendía el accionamiento de molinos y conductores intermedios únicamente, aunque las recientes aplicaciones en esta área, como lo son los alimentadores forzados y el "molinito" independiente para bagacillo la han diversificado.

El accionamiento, que desde los primeros complejos industriales del siglo XIX, se ha regido por el aprovechamiento de la energía calorífica del bagazo o petróleo por medio de vapor como elemento de trabajo, ha permanecido hasta nuestros días y esto hace que esta industria mantenga una tecnología que data de la "Revolución Industrial".

Las necesidades actuales (en el accionamiento de molinos), no se satisface plenamente con esta tecnología de antaño, se opera con rangos de velocidad discretas; el ajuste en la turbina sigue siendo muchas veces una operación manual y de respuesta lenta que no se ajusta a las variaciones en el colchón de caña.

Actualmente todos los ingenios de la República Mexicana trabajan accionando los molinos de su batería con vapor producido en calderas. Los principales problemas que se presentan,

entre otros, son:

- a).- Considerables pérdidas a causa de la larga transmisión mecánica, que tiene como finalidad reducir la velocidad e incrementar el par torsor.
- b).- El espacio excesivo que emplea el tren de reductores.
- c).- La imposibilidad de variar instantáneamente la velocidad para conseguir el ajuste adecuado entre el nivel del colchón de caña y la velocidad del molino, con la consecuente mejor extracción.

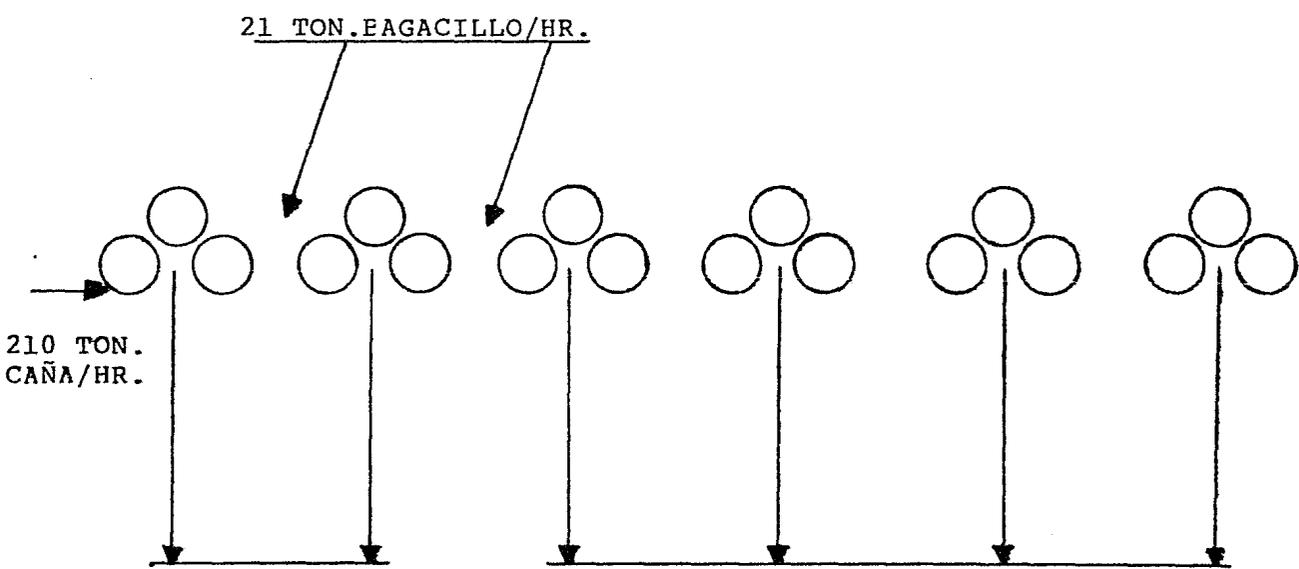
3.2.2.- PLANEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Estudios recientes han expuesto la necesidad de implantar modificaciones en el proceso de extracción en la sección de molinos, a saber:

- A).- El tratamiento independiente de bagacillo ("pachaquil"), - que se recircula a los molinos sobrecargándolos y ocupando el lugar de caña extra que entraría a molerse.
- B).- Adoptar un alimentador forzado accionado hidráulicamente, cuyo fin sería uniformizar la alimentación y dirigir el colchón de caña sobre la región de máxima presión en el primer molino, evitándose escurrimientos y atascamientos.
- C).- La aplicación en el accionamiento de molinos con mandos hidráulicos, contemplando las alternativas y ventajas señaladas anteriormente.

Estas innovaciones tecnológicas tendrán como marco de estudio el Ingenio de Atencingo, Puebla, en el cual se tiene una capacidad de molienda nominal de 4,500 TCD en un tandem de 6 molinos y dos retornos de pachaquil, en el segundo molino y en el tercero.

De las 210 TCH que se muelen actualmente, un porcentaje promedio mínimo del 10% se retorna como "bagacillo", esto es 21 TCH.



Según criterio de porcentaje mínimo del agua de imbibición que es función del porcentaje de fibra en caña.

En el Ingenio de Atencingo se maneja un 14.26% de fibra en caña como promedio de las últimas 25 zafras y se tiene un porcentaje medio en esas mismas zafras de 19% en el agua de imbibición, (Informes Oficiales de Corrida).

Es importante señalar que un estudio minucioso de las condiciones del "bagacillo", desde que se recircula al tandem, implicaría determinar su estado en cada punto de su recorrido y obtener una media de esas condiciones para efecto de cálculo. Tal estudio requiere de considerables recursos y tiempo y para los fines prácticos, una exactitud así no justificaría los medios.

El análisis de laboratorio realizado al "bagacillo" en tres muestras, arrojó la siguiente composición: 11% de fibra, 12.7% de sacarosa y 76.3% de humedad. Con base a esta composición y los cálculos empleados por un conocedor en la materia, Ing. Emilio Hugot, estimaremos la carga extra que representa para los molinos realimentar el "bagacillo" y el porcentaje de caña (en base a 210 TCH) que se dejan de moler porque esa potencia se emplea en exprimirlo.

Emplearemos también como referencia la potencia extra demandada a los molinos para exprimir el "bagacillo" y se comparará con la que se requerirá en un "molinito hidráulico independiente" donde se hiciera circular éste.

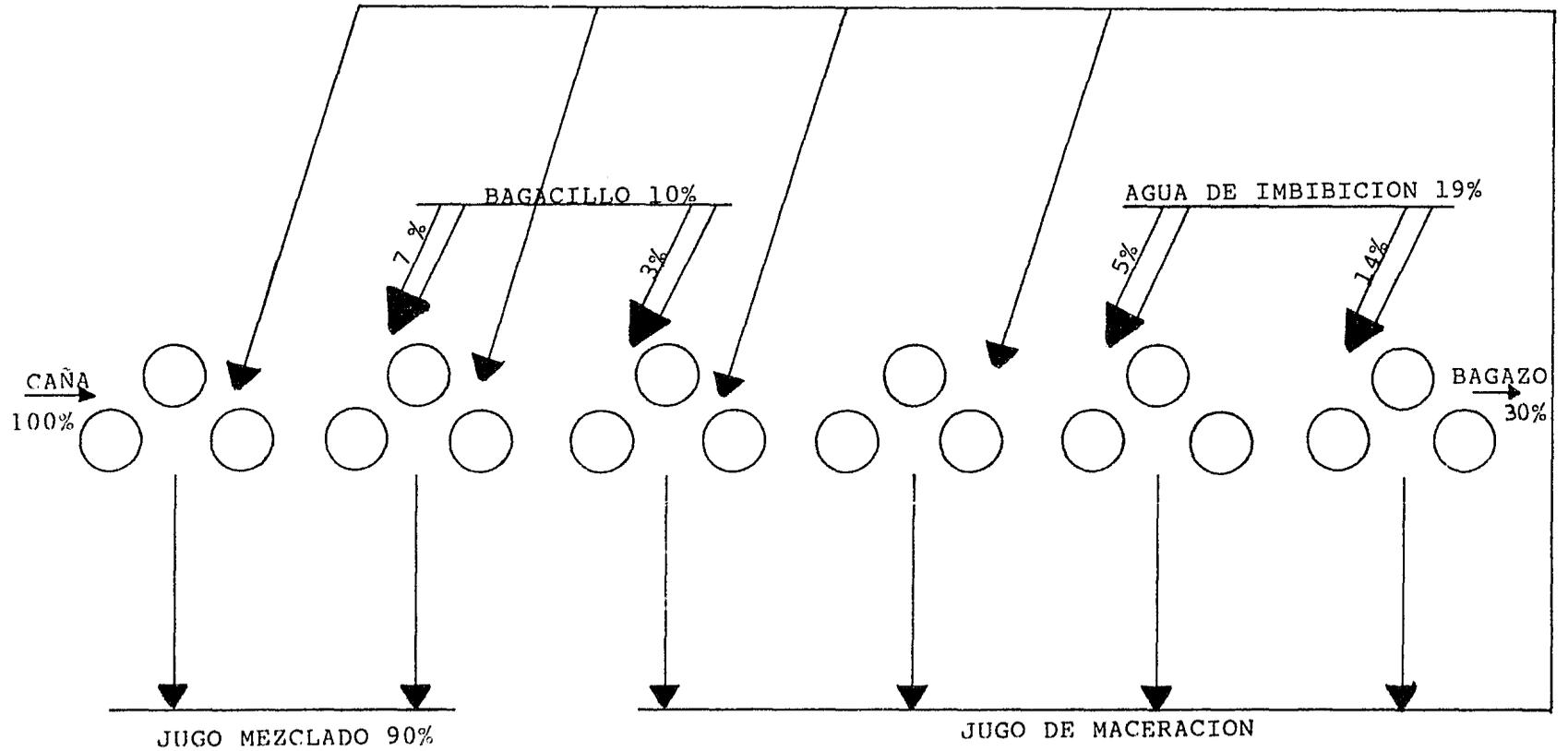
" P U R E Z A "

ZAFRA	% FIDRA EN CARA	% POL. EN CARA	HUM. BAGAZO %	%BX. MELADURA	MELADURA	M.C. "A"	M.C. "B"	M.C. "C"	MIEL "A"	MIEL "B"	MIEL FINAL	JUGO MEZCLADO	JUGO ABSOLUTO	*BX. JUGO MEZCLADO	*BX. JUGO CLARIFICADO	*BX. JUGO DESMENUZ.
58/59	14.63	12.22	49.37	57.41	82.04	-	-	62.29	-	-	40.81	80.63	80.01	16.02	16.05	18.82
59/60	13.70	12.42	49.36	55.84	82.73	-	-	61.52	-	-	39.68	81.01	80.59	15.69	15.97	18.97
60/61	14.48	12.43	49.65	56.52	82.68	-	75.44	61.94	67.50	58.11	40.82	81.20	80.67	16.27	16.57	19.25
61/62	14.15	12.64	48.62	56.64	83.02	81.76	62.58	66.91	60.05	40.73	81.01	80.58	16.36	17.08	19.57	
62/63	14.41	12.21	49.78	59.17	82.04	81.72	77.09	62.75	66.70	61.25	41.54	80.91	80.45	16.31	17.03	19.59
63/64	13.92	12.30	51.86	55.63	81.74	81.82	76.32	62.95	65.90	60.75	39.86	80.65	80.09	16.07	17.16	19.51
64/65	15.66	12.71	51.70	57.05	83.10	82.74	76.77	63.73	70.10	62.45	41.26	81.61	80.98	17.02	17.70	20.21
65/66	14.69	12.74	53.46	56.74	82.57	83.53	77.02	64.09	68.52	62.91	41.85	81.71	81.23	16.84	17.44	20.05
66/67	14.94	12.08	52.16	58.65	82.33	82.18	76.32	63.45	68.13	61.34	41.11	81.30	80.81	16.31	16.75	18.76
67/68	14.20	11.65	51.66	56.12	82.22	82.33	76.84	62.72	68.04	60.70	49.93	80.61	80.15	15.47	16.07	18.46
68/69	13.85	12.35	53.25	56.51	82.90	83.30	76.71	64.55	68.96	61.93	43.53	81.16	80.75	16.24	16.60	19.24
69/70	15.35	12.35	50.85	59.22	83.15	83.25	76.78	64.05	69.15	62.50	43.58	80.90	80.55	16.28	16.93	19.71
70/71	14.13	12.32	50.42	59.83	82.85	82.92	76.63	63.90	69.27	61.17	42.38	81.39	80.98	16.01	16.75	19.51
71/72	13.96	11.61	50.86	60.28	81.65	82.53	75.88	62.67	67.12	60.82	40.81	80.23	79.92	15.73	16.39	18.57
72/73	15.29	11.71	50.70	60.74	82.10	82.81	75.92	62.26	68.85	59.60	40.52	80.88	80.54	16.22	16.87	18.49
73/74	14.05	11.94	51.61	57.90	81.35	82.27	75.85	62.66	67.89	58.58	40.79	80.61	80.26	16.04	16.82	19.50
74/75	15.14	11.85	52.03	58.85	81.74	83.08	76.42	63.52	67.90	60.13	42.18	80.62	80.30	16.20	16.99	19.20
75/76	14.52	12.02	51.25	59.41	82.01	82.90	75.88	63.67	68.39	59.47	42.58	80.98	80.53	16.51	17.37	19.33
76/77	15.10	11.85	51.27	58.93	81.45	82.30	76.14	62.90	67.60	58.13	41.98	80.82	80.35	16.63	17.37	19.34
77/78	13.78	12.70	51.07	57.57	81.29	82.76	76.31	63.67	67.18	63.26	43.18	80.83	80.49	17.06	17.63	19.11
78/79	13.39	12.59	52.44	56.95	82.02	83.41	76.07	62.98	66.96	58.56	42.22	81.11	80.68	16.73	16.74	19.51
79/80	13.23	12.50	52.69	57.89	82.62	83.91	76.25	62.29	67.56	58.17	42.38	81.16	80.62	15.82	15.66	19.29
80/81	12.77	12.97	52.96	57.79	82.56	83.53	75.79	62.74	67.39	57.90	43.75	81.34	80.74	16.67	16.76	19.34
81/82	13.74	12.51	53.51	55.05	80.87	82.11	75.80	63.05	67.75	58.78	42.12	80.74	79.98	15.89	15.44	19.27
*82/83	13.52	12.75	53.22	54.02	83.45	84.26	74.72	58.60	68.73	56.09	39.21	82.29	81.75	15.92	15.32	19.11
PRCME- DIOS :	14.26	12.29	51.43	57.61	82.25	82.79	76.28	62.85	67.93	60.10	41.63	81.02	80.56	16.25	16.69	19.23

HASTA EL 19 DE MARZO DE 1983.

De las 21 toneladas de "bagacillo" retornado, un porcentaje del 70% se dirige al segundo molino; mientras el restante 30% se conduce al tercero.

El arreglo es como se muestra a continuación:



Las cifras que aparecen en el dibujo anterior están tomadas según criterio del porcentaje mínimo del agua de imbibición, que es función del tonelaje de caña molida.

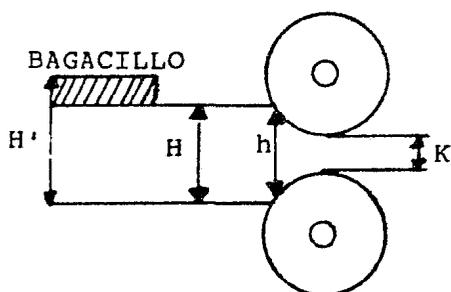
La sobrecarga de presión y potencia demandada a los molinos por alimentación de "bagacillo", es sensible en los molinos número 2 (donde se recircula el 70% de pachaquil) y en el molino número 3 (en el cual se recircula el 30% restante y además, se considera un pequeño colchón remanente que llega del molino anterior).

La sobrecarga de potencia demandada a los molinos 4, 5 y 6 por la realimentación de bagacillo es compleja en su cálculo, pero básicamente es función del colchón de fibra proveniente del "bagacillo" que se alimentó y que permanece hasta la salida juntamente con el bagazo. Esto es lógico, ya que el "bagacillo" como tal sufre alteraciones en su composición original como se alimenta en los molinos 2 y 3, pues en los molinos subsecuentes 4, 5 y 6 por una parte se le extrae humedad y sacarosa y por otra se le agrega imbibición, cuya composición es también humedad y sacarosa disuelta.

Esta razón justifica que la potencia de sobrecarga a los molinos 4, 5 y 6 por la realimentación de "bagacillo" es función del colchón de fibra contenido en esta.

Es importante aclarar que se retorna una sola ocasión una cantidad de "bagacillo" considerado. Esto es, una porción de "bagacillo" que se recircula sale con el bagazo y no se recircula nuevamente ni total ni parcialmente. Este supuesto no es lejano a la realidad, ya que la realimentación de "bagacillo" se realiza por encima del colchón de caña y en el centro, asegurando así su salida conjunta con el bagazo.

3.2.3.- CALCULO DE LA POTENCIA DEMANDADA A LOS MOLINOS PARA LLEVAR EL BAGACILLO A LAS CONDICIONES DEL BAGAZO.



$$POT. \text{ Pachaquil/molino No} = POT_{H'}^K - POT_H^K$$

$$POT_{H'}^K = - LV \int_{H'}^K P. dh \quad y,$$

$$POT_H^K = - LV \int_H^K P. dh, \text{ siendo:}$$

L = Longitud de las mazas del molino N.

V = Velocidad lineal del molino N.

P = Presión instantánea en cada punto de la compresión del bagazo (desde H' a K, o H a K) en el molino N.

dh = Diferencial de altitud en la zona de compresión del bagazo (de H hasta K) en el N molino.

Este planteamiento corresponde al autor E. Hugot, - aunque el mismo no considera en su libro el colchón de "bagacillo" y su efecto. La expresión anterior puede modificarse tomando en cuenta que la presión instantánea en cada punto desde el inicio de la compresión (H' ó H) hasta la máxima compresión (K) es:

$P = \frac{70}{10^6 C'^6}$ (E. Hugot), siendo $c' = h/H'$ compresión en cada punto (desde H' hasta K), así:

$$POT_{H'}^K = - LV \int_{H'}^K \frac{70}{10^6 C'^6} dh = - 70 LV \left(\frac{H'^6}{10^6} \right) \int_{H'}^K \frac{dh}{h^6}$$

$$= - 70 LV \left(\frac{H'^6}{10^6} \right) \left[- \frac{1}{5h^5} \right]_{H'}^K = - \frac{70}{10^6} LV \frac{H'^6}{5}$$

$$\left[\frac{1}{H'^5} - \frac{1}{K^5} \right] = \frac{70}{10^6} \frac{LV H'}{5} \left[1 - \left(\frac{1}{C'} \right)^5 \right]$$

Despreciando 1 ante $(1/C')^5$, queda:

$$POT_{H'}^K \text{ molino nuevo} = \frac{L V K}{5} \frac{70}{10^6 C'^6} \text{ y donde:}$$

L = Longitud de las mazas del molino N.

V = Velocidad lineal del molino N.

P = Presión instantánea en cada punto de la compresión del bagazo (desde H' a K, o H a K) en el molino N.

dh = Diferencial de altitud en la zona de compresión del bagazo (de H hasta K) en el N molino.

Este planteamiento corresponde al autor E. Hugot, - aunque el mismo no considera en su libro el colchón de "bagacillo" y su efecto. La expresión anterior puede modificarse tomando en cuenta que la presión instantánea en cada punto desde el inicio de la compresión (H' ó H) hasta la máxima compresión (K) es:

$P = \frac{70}{10^6 C'^6}$ (E. Hugot), siendo $c' = h/H'$ compresión en cada punto (desde H' hasta K), así:

$$POT/H' = - LV \int_{H'}^K \frac{70}{10^6 C'^6} dh = - 70 LV \left(\frac{H'^6}{10^6} \right) \int_{H'}^K \frac{dh}{h^6}$$

$$= - 70 LV \left(\frac{H'^6}{10^6} \right) \left[- \frac{1}{5h^5} \right]_{H'}^K = - \frac{70}{10^6} LV \frac{H'^6}{5}$$

$$\left[\frac{1}{H'^5} - \frac{1}{K^5} \right] = \frac{70}{10^6} \frac{LV H'}{5} \left[1 - \left(\frac{1}{C'} \right)^5 \right]$$

Despreciando 1 ante $(1/C')^5$, queda:

$$POT/H' \text{ molino nuevo} = \frac{L V K}{5} \frac{70}{10^6 C'^6} \text{ y donde:}$$

L = Longitud de las mazas en el N molino (cm).

V = Velocidad periférica de los N_s molinos (cm./Seg.)

K = Ajuste del N molino (cm.).

H' = Colchón de caña incluyendo el pachaquil del N molino (m)

C' = Relación de compresión del N molino: C' = K/H'.

Dando así la potencia en Kg-m/Seg.

Puede apreciarse que aparentemente en este cálculo - no interviene ni la presión hidráulica aplicada al E_{nvo} molino ni el porcentaje de fibra manejado por este, siendo parámetros - determinantes en este cálculo.

Sin embargo, si se estudian las relaciones dadas por Hugot, existe la siguiente:

$$PM = \frac{70}{10^6 C^6} = \frac{0.35 P}{L \sqrt{KD}}$$

que relacionan la presión media (PM) con uno de los términos que aparece en el cálculo anterior ($70/10^6 C^6$) y también con la presión hidráulica aplicada al N molino (P). Además, otra relación: $K = \frac{q}{LF}$, relaciona el ajuste de los molinos (K) con la fibra a la salida del E_{nvo} molino (F). Esto es lógico, ya - que los ajustes se realizan en función de las fibras manejadas y, más exactamente a la carga fibrosa específica (γ). La potencia para llevar el colchón de caña a las condiciones del bagazo, sin considerar el colchón de "bagacillo", análogamente será:

$$POT/\frac{K}{H} \text{ molino } N = \frac{L V K}{5} \frac{70}{10^6 C^6}$$

tomando la variable de las mismas denominaciones anteriores excepto $C = K/H$.

Así, la potencia demandada por el "bagacillo" será la diferencia en cada uno de los molinos de:

$$\begin{aligned} POT \text{ bagacillo/molino } E_{avo} &= POT/\frac{K}{H}, - POT/\frac{K}{H} \\ &= \frac{(70) L V K}{10^6 (5)} \left[\frac{1}{C'^6} - \frac{1}{C^6} \right] \end{aligned}$$

La integración $POT/\frac{K}{H}$, se realizó tomando en consideración que el colchón de "pachaquil" tiene su equivalente a colchón de caña y dado que el porcentaje de fibra de pachaquil es menor al porcentaje de fibra en caña, el colchón de pachaquil tendrá un equivalente al colchón de caña ligeramente menor. También consideraremos que el volúmen de pachaquil se distribuye uniformemente formando un colchón de altura $H' - H$. Esto tiene bases reales, ya que el continuo pasar del "bagacillo" a través de los molinos provoca una distribución que tiende a formar el colchón referido.

Tomando estas observaciones y consideraciones procedemos al cálculo de la potencia demandada por el pachaquil en el segundo molino. Las muestras tomadas en el molino No. 2 del Ingenio Atencingo, mostraron un rango del colchón de bagacillo de (70% del total) entre 1.0 cm-2.0 cm., tomando una media de 1.5 cm. de colchón de bagacillo y de 1.4 cm. el colchón de caña equi-

valente (el "Colchón de caña equivalente") se calcula con el factor de relación de fibra entre "bagacillo" y la caña, esto es: $-\frac{11}{14.28}$. Este criterio es propuesto en este seminario y sus bases se apoyan en el hecho de que es la fibra el factor determinante en la demanda de potencia en los molinos, cuando los demás factores que involucran ésta como la velocidad, dimensiones, presión aplicada, colchón de bagazo y el ajuste; se mantienen constantes.

El colchón de caña (H) tiene una variación de 35-45 cm. tomamos la media de 40 cm. en este molino, así:

$$\text{POT bagacillo/molino 2} = \frac{(70) L V K}{10^6 (5)} \left[\frac{1}{c^6} - \frac{1}{c'^6} \right]$$

$$L = 1,680 \text{ mm} = 168 \text{ cm.}$$

$$V = 18.31 \text{ m/mín.} = 30.51 \text{ cm/seg.}$$

$$K = 17 \text{ mm.} = 0.017 \text{ m (molino 2) sustituyendo a:}$$

$$\text{POT Bagacillo/Molino 2} = \frac{(70) (168) (30.51) (0.017)}{(10^6) (5)} \times$$

$$\left[\frac{1}{\left(\frac{0.017}{0.414}\right)^6} - \frac{1}{\left(\frac{0.017}{0.400}\right)^6} \right]$$

$$= 4746 \text{ Kg.} \cdot \text{m/seg.}$$

$$= 62.4 \text{ HP.}$$

Potencia demandada por el pachaquil en el tercer molino. En el tercer molino se alimenta el pachaquil restante - - (30%) y además, se tiene un colchón del segundo molino "remanente". El 30% realimentado aquí forma un colchón que oscila entre 0.3 cm. a 0.70 cm. tomando como media 0.50 cm. y 0.40 como colchón de caña equivalente. Además, el colchón del segundo molino que - se agrega al valor de 0.40 cm. se estima en 0.5 cm. lo que hace - un total de 0.9 cm.

El colchón de caña aquí tiene una variación de 25-35 cm. y tomamos la media de 30 cm.

La abertura K del molino 3, se ajusta a 0.014 m. así:

$$\text{POT Bagacillo/Molino 3} = \frac{(70) \cdot 168) (30.51) (0.014)}{(10^5) (5)} \times$$

$$\left[\frac{1}{\left(\frac{0.014}{0.309}\right)^6} - \frac{1}{\left(\frac{0.014}{0.30}\right)^6} \right]$$

$$= 1887.5 \text{ Kg. - m/seg.}$$

$$= 24.8 \text{ HP.}$$

Potencia demandada por el pachaquil en los 4, 5 y 6 molinos se tomará por igual la potencia demandada por pachaquil en cada uno de los últimos 3 molinos, ya que en éstos se mantiene por igual la longitud de los molinos (L) y se considera igual la abertura de ajuste (K), la velocidad (V) y el colchón de fibra proveniente del pachaquil (H' - H).

El colchón de fibra será: $(1.5 + 0.5) \times 0.11 = 0.22$ cm.

(0.11 es el porcentaje de fibra en bagacillo) el colchón de caña oscila entre 15 cm. y 25 cm. tomando 20 cm. como media y las aberturas (K) oscilan entre 12 mm. y 8 mm. tomando 10 mm. como media así:

$$\text{POT Bagacillo/Molinos 4, 5 y 6} = 3 \frac{(70) (168) (30.51) (0.01)}{10^6 (5)} \times$$

$$\left[\frac{1}{\left(\frac{0.01}{0.2022}\right)^6} - \frac{1}{\left(\frac{0.01}{0.20}\right)^6} \right]$$

$$= 935 \text{ Kg.- m/seg.}$$

$$= 12.3 \text{ HP.}$$

La sumatoria para las potencias demandadas a todos los molinos por el bagacillo son:

$$\text{POT bagacillo/todos los molinos} = 62.4 + 24.8 + 12.3 = 100 \text{ HP.}$$

Además de esta potencia demandada por el "bagacillo" a los molinos para su compresión, existen irreversibilidades -- que la aumentan y son:

- 1).- Al accionamiento del "bagacillo",
- 2).- La potencia extra consumida por la fricción entre el bagazo y la cuchilla,
- 3).- Potencia extra consumida por la transmisión del engranaje, que también se incrementa a causa del "bagacillo".

Con todo ello éstas potencias son relativamente pequeñas, comparadas con la calculada y sólo consideraremos esta última.

3.2.4.- PORCENTAJE DE CAÑA QUE DEJA DE MOLERSE POR LA RECIRCULACION DE BAGACILLO

Hemos fijado dos retornos de bagacillo del 70% en el segundo molino y del 30% en el tercero y su valor en peso mínimo representa el 10% de la caña que se muele en una hora; o sea -- 21 TPH (toneladas de bagacillo por hora).

El bagacillo tiene una composición que ya se mencionó (11% de fibra, 76.3% de humedad y 12.7% de sacarosa), por esta razón no tiene su origen totalmente en caña que entra a molerse, sino que es parte de esta y además en la imbibición que se practica (véase la humedad del bagacillo). Así, de cada tonelada de bagacillo 763 Kg. son agua, 127 Kg. es sacarosa y 110 Kg. de fibra (la no sacarosa en bagacillo tiene un valor despreciable). -- Por otro lado, de cada 10 toneladas que entran de caña para molerse 1,428 Kg. son de fibra, 250 Kg. sólidos no sacarosa, -- 1,270 Kg. de sacarosa y 7,052 Kg. de humedad.

En el primer molino (presión seca) se baja como límite al 50% de humedad, pero en el caso específico del Ingenio de Atencingo se llega al 55%. Si suponemos que la sacarosa y -- la no sacarosa están distribuídas uniformemente sobre la humedad de la caña, bajar del 70.2% al 55% en la humedad en el primer molino significa que de las 10 toneladas de caña que entraron, el jugo de presión seca quedó constituido por:

$(0.702 - 0.55) 10,000 = 1,520$ Kg. de agua,

$\frac{1,270}{7,020} (1,520) = 275$ Kg. de sacarosa y

$\frac{250}{7,020} (1,520) = 54$ Kg. de sólidos no sacarosa.

Al segundo molino entrarán 5,500 Kg. de agua, 995 Kg. de sacarosa y 196 Kg. de sólidos no sacarosa, ésto también en relación a las 10 toneladas referidas.

El segundo molino, además, recibe el flujo del primer retorno de bagacillo y el jugo del tercer molino por el sistema de imbibición compuesta múltiple. Este jugo contiene agua de caña y de imbibición, sacarosa en solución obtenida de la caña a partir del tercer molino y sólidos no sacarosa en solución de la misma. Con respecto al "bagacillo", de una toneladas que se retorna, 763 Kg. son agua; pero sólo un porcentaje de esta agua tiene su origen en el agua de imbibición.

Un análisis de laboratorio aplicado al bagazo arrojó la siguiente composición:

Sacarosa	1.03%	de Caña.
No sacarosa	0.30%	de Caña.
F i b r a	14.28	de Caña.
A g u a	<u>14.78</u>	de Caña.
	30.39	Bagazo % de Caña.

En la presión seca se baja hasta 55% de humedad y la presión húmeda la lleva hasta el 14.78% en el bagazo, es decir, en la presión húmeda se extrae agua a la caña por:

$$(55-14.78) = 40.72\% \text{ de caña que entra.}$$

El bagacillo que se recircula contiene humedad y esta tiene como origen el agua de la caña que entró a molerse, - - aproximadamente el siguiente porcentaje:

$$\frac{40.72}{40.72 + 19} = 68.2\%$$

El valor restante (31.8%) corresponde al agua del jugo retornado que tiene su origen en el agua de imbibición. La - sacarosa que se retorna en el bagacillo tiene su origen íntegramente de la caña y lo mismo se puede decir de la fibra contenida en el bagacillo.

Se maneja 21 TPH y 16.023 Ton. son agua de las cuales únicamente 10.93 Ton. tendrán su origen en la caña que entró.

El valor de 2.31 Ton/Hora son de fibra cuyo origen - está en la caña; 2.667 Ton/Hora son de sacarosa con la misma - - procedencia. Puede concluirse que de las 21 TPH que se retornan, 15.887 Ton/Hora tienen su procedencia en la caña que entra a molerse.

Debe aclararse que bajo las consideraciones hechas, estos cálculos tienen un margen de variación del 10%, esto sig-

nifica que el valor obtenido puede oscilar entre 14.3-17.47 Ton./ Hora. Estos valores, aún en el límite inferior, implican que se está perdiendo en el tonelaje de caña molida por hora, a causa - de no tratar al pachaquil separadamente con las ventajas que con ese procedimiento se observan.

3.2.5.- PROPOSICION DE UN SISTEMA HIDRAULICO INDEPENDIENTE A DONDE SE RECIRCULE EL "BAGACILLO"

En la actualidad, en una mayoría de los Ingenios de la República Mexicana existe en almacén o fuera de servicio un "molinito" para pequeñas capacidades que, restaurado y acoplado a un sistema hidráulico, cumpliría con el fin de emplearlo en esta aplicación.

En el Ingenio de Atencingo se tiene un "molinito" - de tres mazas que, mediante cálculos y las condiciones del pachaquil, se seleccionará el sistema hidráulico de potencia para su accionamiento.

Además, si se desea que las condiciones del bagacillo a la salida del "molinito" sean las mismas que el bagazo, - entonces al igual que en el cálculo anterior, la potencia demandada será función de: la velocidad y dimensiones del molinito, - su ajuste y la presión hidráulica que se aplique.

La velocidad es función inversa de las dimensiones - en la banda transportadora para un gasto específico (21 Ton. de

bagacillo por hora); por esta razón, escogeremos un rango de velocidad para el molinito entre 2 y 3 r.p.m.

Las dimensiones del molinito son:

$$L = 45 \text{ Pulg.} = 114.3 \text{ cm.}$$

$$D = 30 \text{ Pulg.} = 76.2 \text{ cm.}$$

El ajuste es función del porcentaje de fibra que se maneje a la entrada y a la salida del "molinito" y para su determinación se procede al cálculo de la carga fibrosa que maneje el "molinito", siendo:

$$q = \frac{\text{TPH} \times \% \text{ Fp}}{60 \times \text{TT} \times D \times L \times n}$$

q = Carga fibrosa específica.

TPH = Tonelada de bagacillo por hora.

% Fp = Porcentaje de fibra en bagacillo.

D = Diámetro del molinito (m).

L = Longitud del molinito (m).

n = Velocidad angular del molinito (2.5 r.p.m. Velocidad media).

$$q = \frac{21,000 \times 0.11}{60 \times 11 \times 0.762 \times 2.5 \times 1.143} = 5.63 \text{ Kg/m}^2$$

La constante del molinito es:

$$38 L \sqrt{D} = 38 \times 114.3 \times \sqrt{76.2} = 37914.7$$

La relación (q/10F) vale: $5.63/10 \times 0.48 = 1.17$

F = carga fibrosa del bagazo en % de éste mismo.

Igualamos la PHR (presión hidráulica resultante) presión del lado de entrada ó salida del molino, con la presión hidráulica total (PHT) sobre el cilindro superior, sin alejarnos con - - ello apreciablemente de la realidad.

Esta presión hidráulica total aplicada sobre el molinito en el caso de Atencingo, podemos estimarla con perspectivas de - diseño en 150 Ton. Así entonces la ecuación:

$$K^{5.5} = \frac{38 L \sqrt{D}}{P} \left(\frac{q}{10 F} \right)^6$$

se resuelve por aproximaciones usando logaritmos.

$$\text{Log } 38 L \sqrt{D} = \text{Log } 37914.7 = 4.58$$

$$\text{Log } P = \text{Log}_2 150,000 = 5.17609, \text{ Log } 1/P = -5.17609$$

$$\text{Log } \left(\frac{q}{10 F} \right)^6 = \text{Log}_2 \left(\frac{q}{10 F} \right) = 6 \text{ Log } 1.17 = 0.409$$

Sustituyendo:

$$5.5 \text{ Log } K = 4.58 - 5.17609 + 0.409$$

$$\text{Log } K = - 0.18709, \quad K = 0.93 \text{ cm.} = 0.93 \text{ mm.}$$

El colchón de bagacillo sobre la maza alimentadora del molinito tiene una variación entre 15 y 25 cm. debido a la baja velocidad del molinito (2.5 r.p.m.) y a las dimensiones de la banda que conduce el pachaquil, lo que provoca acumulación a ese ni-

vel en la mesa alimentadora. Tomamos una altura media en el colchón de 25 cm. así, la potencia que demanda el molinito para exprimir el bagacillo es:

$$POT \text{ mol.} = \frac{(70) L K V}{(10^6) (5)} \left[\frac{1}{C^6} \right], \quad V = \frac{\pi D n}{60} =$$

$$\frac{\pi (76.2) (2.5)}{60} = \frac{10 \text{ cm.}}{\text{Seg.}}$$

$$= \frac{(70)(114.3) (0.0093) (10)}{(10^6) (5)} \left[\frac{1}{\left(\frac{0.0093}{0.25} \right)^6} \right]$$

$$= 5615.6 \frac{\text{Kg. - m.}}{\text{Seg.}}$$

$$= 74. \text{ HP.}$$

El accionamiento de la banda que conduce el pachaquil al "molinito", se efectúa mediante un par de catarinas que se -- acoplan directamente o a través de una transmisión mecánica al -- eje del motor hidráulico.

La potencia que demanda esta banda es proporcional a las toneladas de bagacillo por hora que se manejen en la siguiente relación que se ha obtenido por experiencia:

$$P = \frac{TPH}{4}, \quad P = \frac{21}{4} = 5.25 \text{ HP}$$

Aunque la potencia instalada debe estimarse al doble por las sobrecargas y las eficiencias en las transmisiones mecánicas: $P = 10.5 \text{ HP}$.

La suma de éstas dos potencias da: 84.5 HP que es la potencia exigida al motor hidráulico para moler y conducir el pauchaquil por la banda hasta su extracción.

El par requerido en un motor hidráulico para dar 84.5 HP a 2.5 r.p.m. según catálogo del fabricante es:

$$T = \frac{P \cdot 9550}{n} \quad \text{donde:}$$

$T =$ Torque de salida (Nw) - m.

$P =$ Potencia de accionamiento (Kw) $1 \text{ Kw} = 1.36 \text{ HP}$.

$n =$ Velocidad angular del molinito en r.p.m.

$$= \frac{(84.5)}{(1.36)} \frac{(9550)}{(2.5)} = 237,346 \text{ Nw} - \text{m.}$$

Seleccionamos tentativamente el motor hidráulico tipo 42-09200*, cuyas características a plena cilindrada son:

Desplazamiento (v_i) = $6\,790 \text{ cm}^3/\text{rev.}$

Par de torsión nominal (m_v) = $108 \text{ Nw}/\text{bar}$.

Velocidad angular (n) = $0-80 \text{ r.p.m.}$

Presión máxima (P) = 230 bars .

Cálculo del par entregado en la condición crítica de medio desplazamiento:

* Hägglunds.

$$Mv = \frac{mv}{K} (P - \Delta Pf - Pm)$$

P = Presión requerida.

ΔPf = Pérdidas de presión.

Pm = Carga de presión.

K = Factor (1.03 para series 42).

Las pérdidas de presión ΔPf se leen en el diagrama del fabricante* para una velocidad angular $n = 80$ r.p.m., mitad de desplazamiento y sin válvula de doble velocidad el valor es - $\Delta Pf = 28$ bar. Además, se estima una carga de presión de 10 -- bars suficiente para este tipo de motor, así:

$$Mv = \frac{54}{1.03} (210 - 28 - 10) = 9017 \text{ Nw-m a mitad de desplazamiento.}$$

Aunque es acusable por la velocidad del "molinito" - (2-3 r.p.m.) y la del motor hidráulico (0-80 r.p.m.) que no -- existe un acoplamiento directo entre el motor hidráulico y el -- "molinito", sino que se efectúa éste mediante reductor de velocidad cuya relación es: $\frac{80}{2.5} = 32$

Esto significa que el par de salida del motor hidráulico (9017 Nw-m) se multiplica por el reductor en aproximadamente la relación de reducción. Si se consulta en fabricantes de reductores las eficiencias en la transmisión de éstos oscilan en-

tre 0.98 - 0.92, lo que quiere decir que el par del motor hidráulico se multiplica por el reductor de velocidad y alcanza el valor de: $(9017) (0.92) (32) = 265460 \text{ Nw-m}$.

Puede observarse que este par es superior al requerido para entregar 84.5 HP a 2.5 r.p.m. (237,346 Nw-m); por lo que la selección de este motor hidráulico resulta adecuada.

La potencia que entrega a máxima velocidad y medio desplazamiento es:

$$P = \frac{Mv \cdot n}{9550} = \frac{(9017) (80)}{9550} = 75.5 \text{ Kw} = 102.7 \text{ HP}.$$

valor superior al requerido de 84.5 HP; y esto en la condición crítica de medio desplazamiento.

El gasto máximo que maneja este motor es:

$$Q = \frac{V_i \cdot n}{1\ 000} = \frac{(6790) (80)}{1\ 000} = 543 \text{ l/mín.}$$

El gasto real se obtiene adicionando a este gasto, las pérdidas de flujo que para este motor y a 200 bars de presión son de 30 l/mín.* En el tipo A (consultar gráficas de pérdidas del fabricante). Entonces el gasto real es:

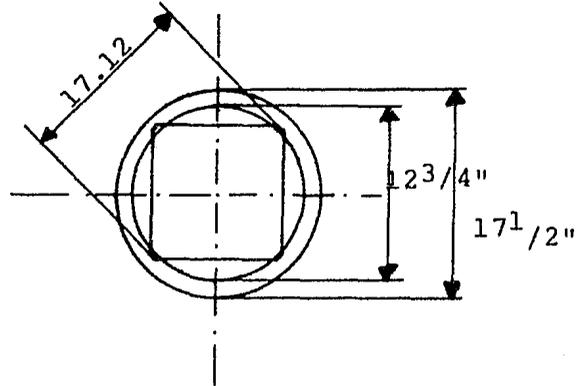
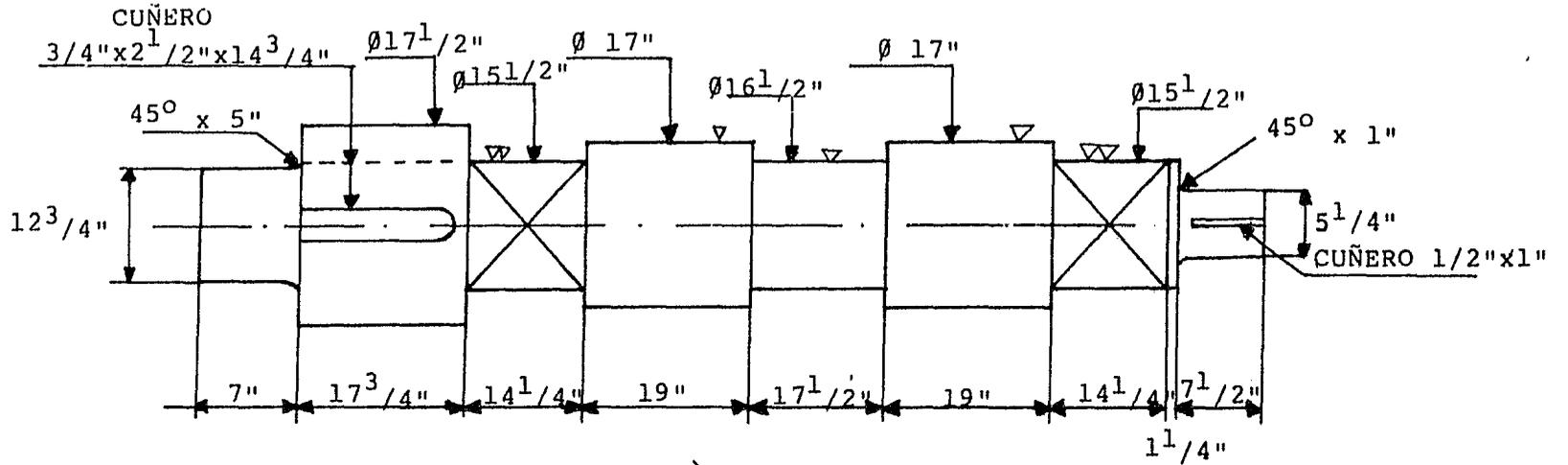
$$Q_R = 573 \text{ l/mín. (a plena cilindrada y máximas r.p.m.)}$$

* Valores tomados para un aceite con viscosidad de 38 cst, y a 50°C de temperatura.

3.2.5.1.- ACOPLAMIENTO DEL MOTOR HIDRAULICO 42-09200 A LA
FLECHA DEL MOLINO DE PACHAQUIL

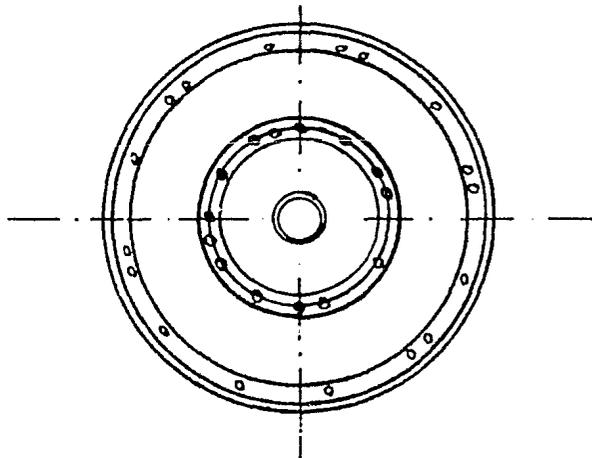
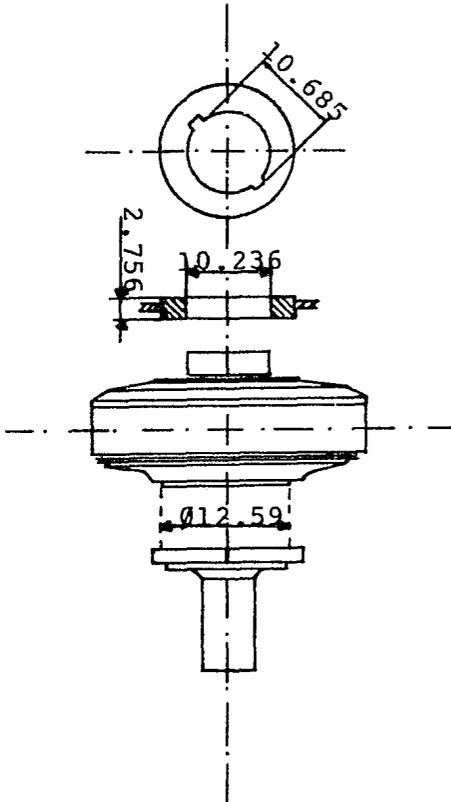
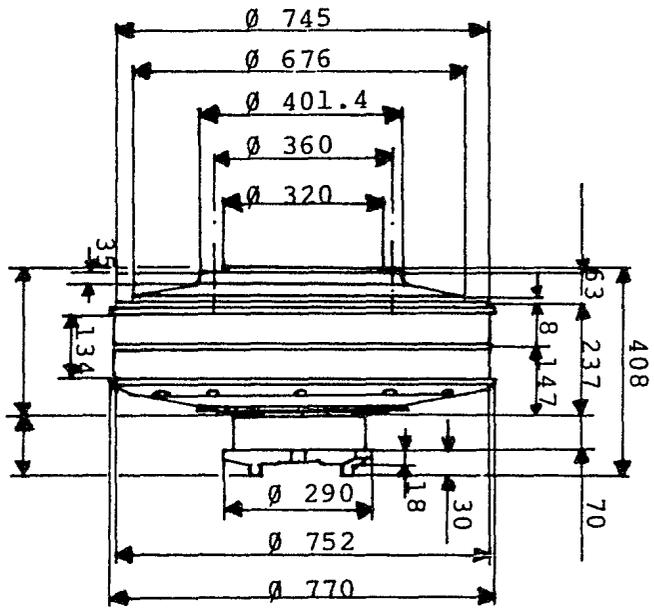
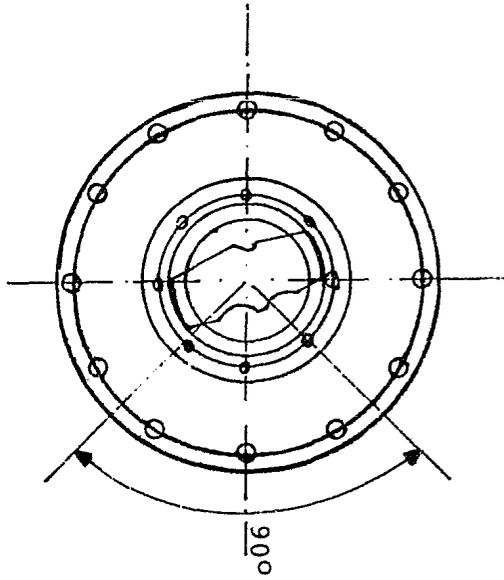
El acoplamiento se efectúa mediante un reductor comercial cuya relación de reducción es: $\frac{80}{2.5} = 32$ para obtener la velocidad requerida a la salida (2.5 r.p.m.), cuando el motor se revoluciona a 80 r.p.m.

La flecha de la maza superior del "molinito" tiene las siguientes dimensiones:



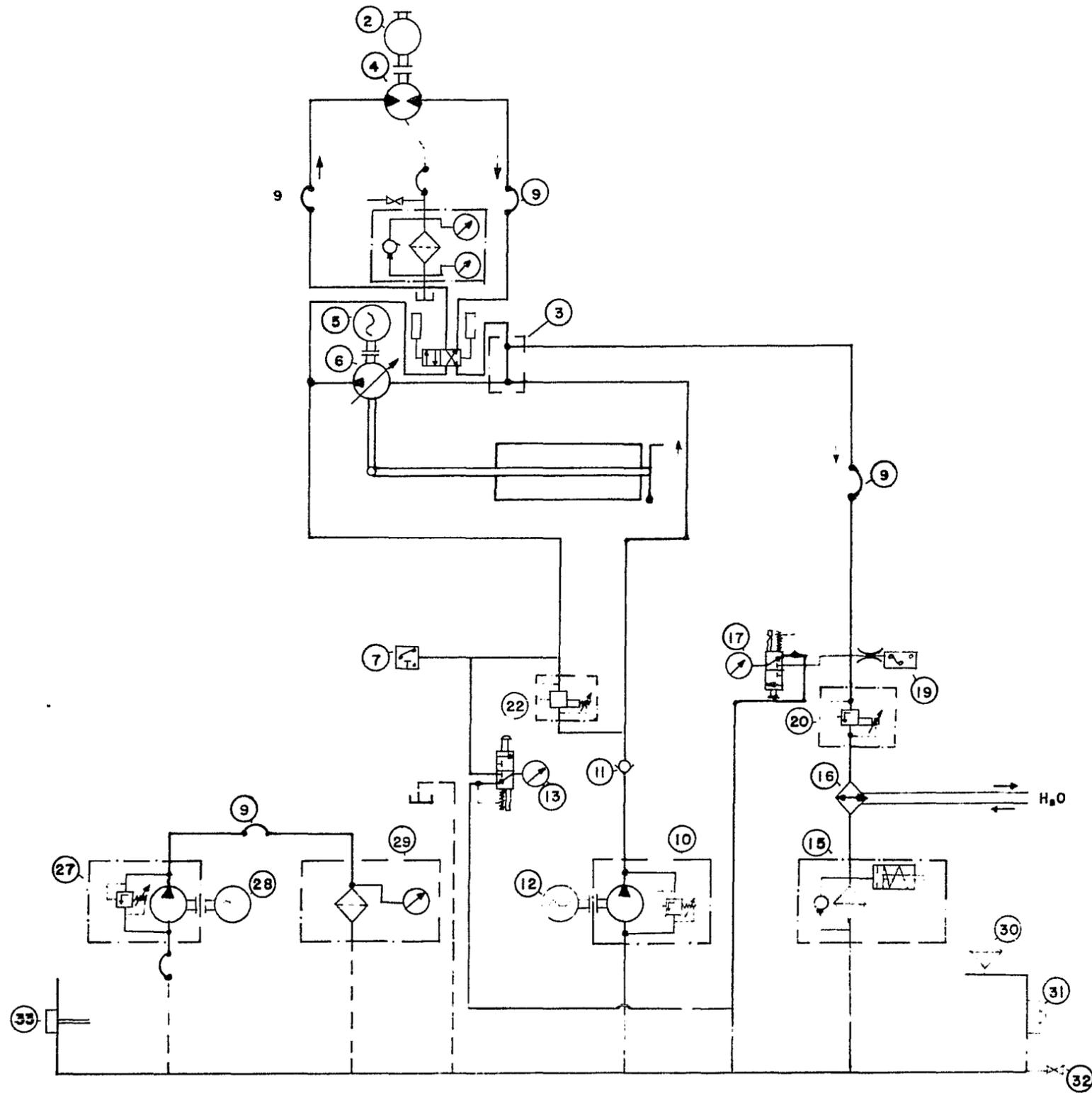
El acoplamiento común con mando de vapor se realiza por el lado de la sección cuadrada pero, al emplear un circuito hidráulico de potencia, el acoplamiento en el lado opuesto presenta ventajas; la sección cuadrada que existe en un extremo dificulta su acoplamiento directamente, además, porque al acoplarlo en la sección circular los bloques, cuyas longitudes son 7 - pulgadas y 17 3/4 Pulg. empleados para el acoplamiento tradicional y el acoplamiento del engrane motor respectivamente, pueden ser eliminados y con ésto se libera de peso esta flecha.

Las dimensiones del motor hidráulico son las que se muestran a continuación:



Puede observarse que el brazo sin dimensiones en el motor hidráulico aparece así en el dibujo, con el propósito de ajustar medidas sobre una aplicación determinada. Para el caso que nos ocupa, se acoplaría esta salida del motor hidráulico a la entrada del reductor de velocidad, y la salida de éste último al eje de la maza superior del "molinito" por el lado de su sección circular.

3.2.5.2.- SE PROPONE EL SIGUIENTE CIRCUITO HIDRAULICO PARA
MANEJO Y CONTROL DEL MOTOR.



CONTROL DE LA BOMBA PRINC. MANUAL	MATERIALES:	DIMENSIONES:	
CAPACIDAD DEL TANQUE 250 ts	ARIO	EQUIPO HIDRAULICO PARA "MOLINITO"	
TIPO DE ACEITE DIN 51524/25 38CST @ 50°C		CIRCUITO CERRADO	
TEMPERATURA DE TRABAJO 50°C		ACOPAMIENTO REDUCTOR DE VELOCIDAD	
MOTOR PRINCIPAL 440V-60HZ-3F		ESCALA:	
MOTORES 220V 60HZ-1F		P-04540-A	

DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO DEL CIRCUITO HIDRAULICO
EMPLEADO EN EL ACCIONAMIENTO DEL MOLINITO.

El funcionamiento es muy similar al circuito empleado en el accionamiento de la banda conductora de caña; sin embargo, se pueden observar algunas diferencias principales:

- 1.- El control de gasto en la bomba de caudal variable (6) se efectúa manualmente.
- 2.- El acoplamiento del motor hidráulico se realiza mediante un reductor de velocidad, con el objeto de disminuir el valor de las revoluciones por minuto, y de aumentar el par aplicado.
- 3.- Además, dado que la carga de accionamiento determina el valor de la presión de operación, el valor máximo de dicha -- presión queda controlado con la válvula reguladora de presión (22) y ésta cuenta con un termostato (7) que registra la temperatura del aceite y con un medidor de presión (13).

3.3.- UTILIZACION DE ALIMENTADORES FORZADOS CON ACCIONAMIENTOS HIDRAULICOS PARA LOS MOLINOS.

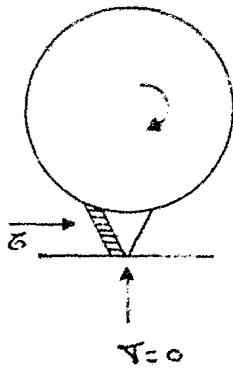
3.3.1.- P A R T I C U L A R I D A D E S.

Los alimentadores forzados han venido a representar una alternativa a la solución de los frecuentes atascamientos - ocurridos a la entrada de los molinos y que se deben a muy diversas causas: presión deficiente, desajuste en la cuchilla central, desgaste de cuchilla, mal apoyo de los dientes en el ranurado del cilindro de entrada, desajuste de las aberturas de entrada y salida en los molinos, variaciones de la fibra en la caña, desgastes de mazas de los molinos y otros.

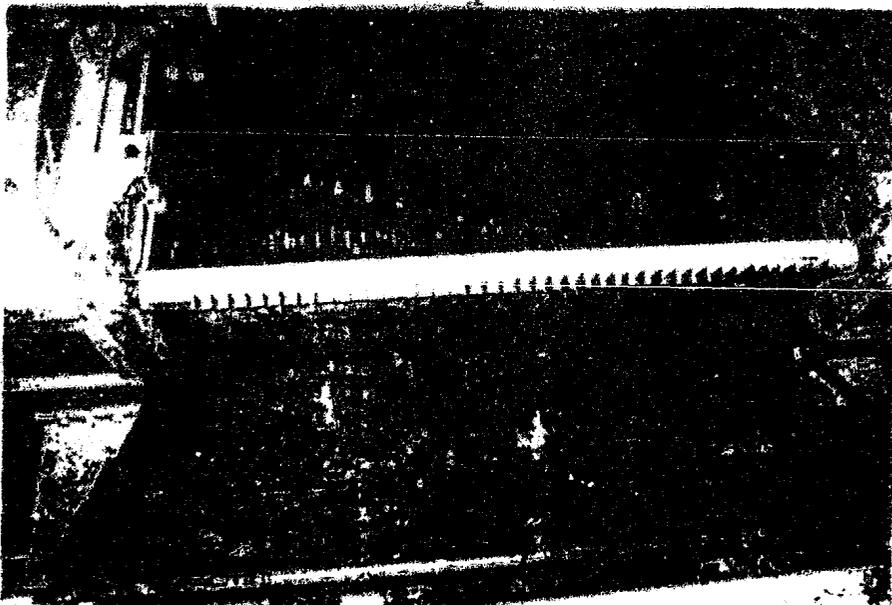
El accionamiento de estos alimentadores, sea cualquiera de los tres tipos existentes: rotatorios, alternativos o continuos a presión, se realiza mediante una transmisión cuya potencia es suministrada por una derivación que proviene de las turbinas de vapor y ésta se transmite generalmente por el cilindro superior con transmisión de cadenas.

Una firma Australiana ha desarrollado dos tipos de alimentadores a presión: 1) alimentadores a presión ranurados y, 2) alimentadores a presión dentados.

Sus características diferenciales se observan en la forma de los rodillos, mientras los ranurados presentan rodillos con canales tipo fulton (como los de una desmenuzadora pero sin chevrones), en los dentados son rodillos lisos a los que se les agregan sendos dientes espaciados. Estos últimos alimentadores no requieren de presión hidráulica, porque los esfuerzos sobre el diente son sobre su cara de ataque, esto es, que son paralelos a una tangente de la superficie del rodillo y no perpendiculares a ésta.



Las fotografías siguientes muestran una vista de estos dos alimentadores a presión.



La potencia que emplean estos alimentadores varía des de 3-4 HP para los rotativos, 6-10 HP para los alternativos y de 30-70 HP para los contínuos a presión.

La diferencia tan marcada en el consumo de potencia entre los alimentadores forzados consiste en que los contínuos a presión, se efectúa además de la operación de dirigir y controlar el colchón de caña, una pequeña extracción que libera de humedad a la caña y la prepara para su entrada al molino.

3.3.2.- A P L I C A C I O N .

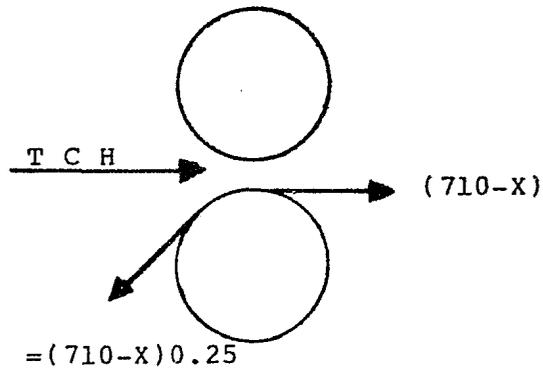
Es esta última aplicación la que presenta características de interés para el empleo de motores hidráulicos en el - - accionamiento de un alimentador continuo a presión, pues se puede estimar la carga extra que representa accionarlo mediante vapor o la baja sensible en el rendimiento de molienda por la alta humedad en la caña que se alimenta al tandem, además de carecer ésta de dirección al incidir a la entrada del primer molino, haciéndose susceptible de atascamientos.

Para este objeto de nuestro estudio, nuevamente consideramos las condiciones que existen en el Ingenio de Atencin-go, S.A. y los resultados como una posible aplicación.

3.3.2.1.- CALCULO DE LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO.

La composición de la caña es: fibra 14.28%, sacaro-sa 12.7%, no sacarosa 2.02%, agua 71% y según estudios realiza--dos por una firma Australiana, los alimentadores continuos a pre-sión dentados extraen jugo a razón del 20 al 30% de la humedad - del bagazo que sale de éstos, lo que significa para nuestro caso tanto como: $x = (710 - x) 0.25$, $x = 142$ g/Kg. gramos de jugo - - extraído por cada kilogramo de caña, tomando como media en la - extracción el 25% de la humedad del bagazo saliente del alimenta--dor continuo.

El esquema siguiente muestra en forma simple el flujo del jugo en el alimentador forzado:



El valor de la potencia de accionamiento del alimentador con estas condiciones, queda determinada y sólo resta obtener (en función de estas condiciones) el valor de cada variable (H, V, y K) que se involucran en dicho cálculo.

El valor de H, colchón de caña antes de entrar al alimentador forzado, se obtiene aplicando la ecuación de continuidad.

$$\gamma V (L) (H) = TCH \times 1,000/60$$

γ = Peso específico de la caña desfibrada en el conductor (Kg./m³).

V = Velocidad del conductor (m/mín.).

L = Ancho del conductor (m).

H = Altura del colchón de caña (m).

T C H = Toneladas de caña por hora.

Sustituyendo:

$$(300 \text{ Kg/m}^3) (8 \text{ m/mín}) (1.80 \text{ m}) (H) = 205 \times 1,000/60.$$

$$H = 0.79 \text{ m.}$$

El valor de la velocidad en el alimentador continuo a presión se toma en función de la velocidad del molino al que alimenta y, según la firma Australiana mencionada, se rige bajo la relación:

$$V_a = \frac{4}{5} V_m - a - 1.0 V_m, \text{ siendo:}$$

V_a = Velocidad periférica del alimentador forzado.

V_m = Velocidad periférica del molino alimentado.

Así, tomando $V_a = 0.9 V_m$, se tendrá:

$$V_a = (0.9) (30.52 \text{ cm/Seg.}) = 27.5 \text{ cm/Seg.}$$

$$Y \quad N_a = \frac{V_a 60}{D} = \frac{(27.5) (60)}{(76.2)} = 6.9 \text{ r.p.m.}$$

La carga fibrosa (q_a) del alimentador será:

$$q_a = \frac{TCH \times 1,000 \times \% Fc}{(60 \times \pi \times D \times L \times n)},$$

$\%Fc$ = Porcentaje de fibra en caña

$$q_a = \frac{205 \times 1,000 \times 0.428}{60 \times \pi \times 0.772 \times 1.685 \times 6.9} = 17.52 \text{ Kg/m}^2$$

Con este último dato se termina el cálculo de sus parámetros, puesto que para un alimentador forzado con dientes, como el que se propone, no requiere de presión en los cabezales como se indicó anteriormente, y por tal razón el ajuste K es un valor que se obtiene experimentalmente y no con el proceso analítico que se empleó para el accionamiento del "molinito".

Los ajustes para el alimentador forzado del primer molino mantienen valores entre los 30 - 70 mm. y podemos considerar un valor medio de 50 mm. Así:

$$\text{Pot} = \frac{(70) (168.5) (27.5) (0.050)}{5 \times 10^6} \left[\frac{1}{\left(\frac{0.050}{0.790}\right)^6} \right]$$

$$\text{Pot} = 5046 \text{ Kg-m/seg.}$$

$$\text{Pot} = 66.4 \text{ HP.}$$

y con una eficiencia del 85% en la transmisión mecánica convencional, este valor se incrementó a:

$$\frac{66.4}{0.85} = 78 \text{ HP}$$

Con respecto al porcentaje estimativo de caña que deja de molerse cuando no se agrega ningún alimentador forzado al tandem, éste será función de los siguientes parámetros.

- 1).- Un alimentador forzado se diseña e instala con el propósito de dirigir el colchón de caña hacia la entrada del molino, con el fin de evitar los frecuentes atascamientos --

que afectan, por los tiempos muertos que provocan, en el tonelaje de caña molida.

2).- El alimentador forzado a presión también tiene la función de extraer jugo a la caña; por lo que, para un mismo tandem considerado, agregar un alimentador forzado significa liberar de cierta carga a los molinos y con ello incrementar el tonelaje de caña molido.

Para nuestro caso particular, la evaluación del primer parámetro es ciertamente compleja y propia de la estadística más que de un cálculo con variables; sin embargo, se puede asegurar que la frecuencia de atascamientos disminuye considerablemente al agregar dicho alimentador.

El segundo factor es más susceptible de estimar por un cálculo: Un tandem de molinos sin alimentador forzado tiene que bajar la humedad de un valor $x\%$ en la caña a un valor $y\%$ - en el bagazo (este último valor en porcentaje de caña y no de bagazo).

Por otro lado, si se implementa el tandem con un -- alimentador forzado, este bajará la humedad de la caña a $x - c\%$, por lo que los molinos se verán liberados de carga y podrán admitir mayor flujo de caña con las mismas condiciones de funcionamiento.

Es importante señalar que este excedente de flujo - en la caña debe cuidarse para que no cause una carga fibrosa -

específica (γ) superior a la máxima para el correcto accionamiento de los molinos. Esto último sucede porque, aún cuando se libera de humedad la caña que entra a los molinos, incrementar su flujo implica incrementar el flujo de fibra, que es un factor muy importante para determinar los parámetros de funcionamiento de los molinos.

3.3.2.2.- SELECCION DE UN MOTOR HIDRAULICO PARA ACCIONAR EL ALIMENTADOR FORZADO

El par requerido para proporcionar 78 HP a 8,4 r.p.m. es:

$$T = \frac{P (9550)}{(1.36)(n)}$$

$$T = \frac{(78) (9550)}{(1.36) (6.9)} = 79380 \text{ Nw-m}$$

Escogemos el motor hidráulico* 42-04700 cuyas características a plena cilindrada son:

Desplazamiento (V_i) = 4700 cm.³/Rev.

Par de torsión nominal (m_v) = 75 Nw-m/bar.

Velocidad angular (L) = 0 - 115 r.p.m.

Presión máxima (P) = 250 bar.

Par entregado en la condición crítica de medio desplazamiento.

* marca: Hägglunds.

$$Mv = \frac{Mv}{K} \quad (\Delta P - \Delta Pf - pm)$$

con las mismas denominaciones anteriores

K = factor (1.03 para serie 21)

Pm: carga de presión se considera de 0 bars porque la bomba se coloca al mismo nivel que el motor hidráulico.

El gasto que maneja este motor a pleno desplazamiento está definido por la ecuación: $Q = n \cdot v_i + Q_l$ donde: Q_l son las pérdidas totales de gasto que para esta serie y a 250 bars de presión vale $Q_l = 49$ /Mín. (tipo A que corresponde al estandar).

Así el gasto será: $Q = (115) (4.7) + 49 = 589.5$ /Mín.

Así el par entregado será:

$$Mv = \frac{37.5}{1.03} (250 - 32 - 0) = 7937 \text{ Nw-m.}$$

Como es claro observar, el acoplamiento del motor hidráulico con el eje del alimentador forzado no se realiza directamente a causa de sus velocidades de rotación diferentes, 100 r.p.m. y 6.9 r.p.m. respectivamente, sino mediante un reductor de velocidad. Si se establece que el alimentador forzado alcanza su velocidad de trabajo (6.9 r.p.m.) cuando el motor hidráulico se revoluciona a 80 r.p.m., entonces la relación de reducción será de $\frac{80}{6.9} = 11.57$. El par se incrementará con esta -- misma relación y bajo una eficiencia del 95%, tendrá un valor

de: $(7937) (11.57) (0.95) = 87239 \text{ Nw-m}$. Este par que alcanza el motor hidráulico en la condición crítica de media cilindrada, es superior al requerido (79380 Nw) y muy superior al par resistivo de inercia que un valor experimental propio de un sistema acoplado y para un alimentador forzado oscila entre 1,500-8,000 Nw-m en función de cargas estáticas que arrastren o accionen (cadenas, bandas, engranes, etc.), el mantenimiento que se dé a sus rodamientos, entre otros.

Este motor tendrá una potencia a media cilindrada y a velocidades de trabajo de:

$$\text{Pot} = \frac{(7937) (80)}{9 \cdot 550} = 66.5 \text{ Kw} = 90.4 \text{ HP.}$$

Considerando una eficiencia mínima de la transmisión hidráulica y mecánica (reductor de velocidad) de 80%, el alimentador demandará:

$$\frac{66.4}{0.80} = 83 \text{ HP}$$

este motor entrega 90.4 HP a velocidad de trabajo y medio desplazamiento.

El circuito hidráulico para operación del motor es semejante al empleado en el "molinito" y para conocerlo puede consultarse esa sección.

3.4.- UTILIZACION DE MOTORES HIDRAULICOS COMO MEDIO DE POTENCIA PARA EL ACCIONAMIENTO DE LOS MOLINOS EN UN INGENIO AZUCARERO

3.4.1.- I N T R O D U C C I O N .

Por condiciones históricas, tecnológicas y culturales, desde la aparición de la industria azucarera, hace más de un siglo, la generación y empleo de vapor de esta industria ha sido factor decisivo en su desarrollo y evolución hasta nuestros días.

No puede concebirse una industria azucarera sin generación de vapor, sus múltiples usos (turbinas, turbogeneradores e intercambiadores de calor, etc.), la hacen indispensable y vital en cada uno de sus procesos.

Sin embargo, por ser la tecnología del vapor la representativa de un acontecer histórico (la Revolución Industrial), su aplicación cae en la obsolescencia en algunos de sus usos industriales actuales.

Concretamente, en la industria azucarera, su empleo como medio de suministro de potencia a los molinos es de uso tradicional, pero dadas las características de operación de este medio para transmitir potencia: grandes pérdidas por la transmisión mecánica reductora, considerable espacio ocupado por la transmisión, reducido rango en la variación de la velocidad de los molinos y altos índices de ruido, la hacen obsoleta actualmente.

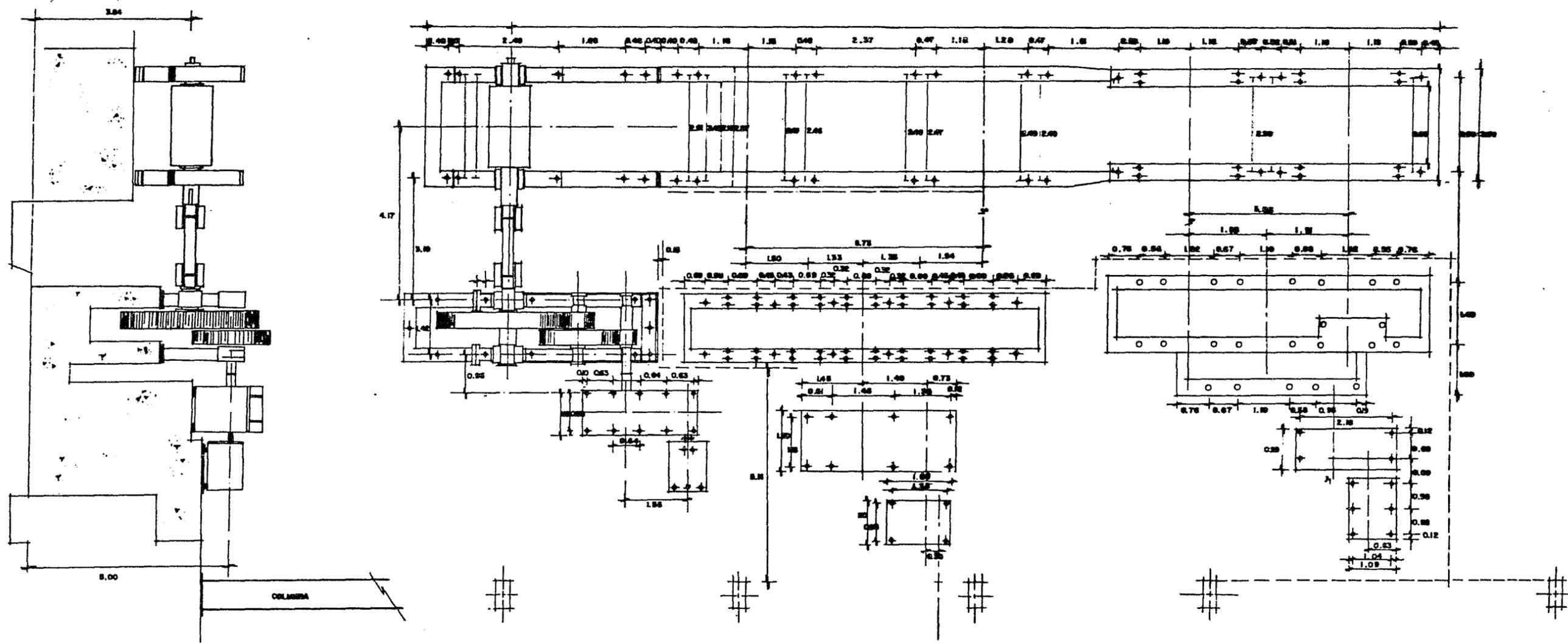
Como una solución para nuestros días a este respecto, se estudia y se plantea la aplicación de motores hidráulicos - de alto par como medios de accionamiento a los molinos.

A continuación se presentará la factibilidad de aplicación de esta tecnología en el Ingenio de Atencingo, S.A. y las ventajas de ello dadas las condiciones actuales de operación.

3.4.1.1.- CONDICIONES ACTUALES DE OPERACION DE LOS MOLINOS EN EL INGENIO DE ATENCINGO, S. A.

La batería consta de: 1) Desfibradora de Martillos y seis Molinos, cuyas dimensiones son: $D = 862 \text{ mm.}$, $L = 1,685 \text{ mm.}$

A continuación se muestran dibujos en planta y elevación, correspondientes a un tandem de Molinos típico.



SEMINARIO
PLANTA Y ELEVACION DE UN MOLINO TIPICO
ESC 1:50

$P_1 = (0.3966) (205) = 81.32$ TBH (Toneladas de bagazo por - hora).

la carga fibrosa específica que maneja este molino es:

$$\gamma = \frac{ICH \times 1,000 \times \% Fc}{60 \times D^2 \times L \times n} = \frac{205 \times 1,000 \times 0.1428}{60 \times (0.862)^2 \times 1.685 \times 1} = 13.37$$

$\gamma = 13.37$ Kg/m²/m., dado que los demás molinos tienen las mismas dimensiones y giran a la misma velocidad, manejan la misma carga fibrosa. El valor de los ajustes traseros de los molinos que trabajaron en las 5 últimas zafas tienen como media:

$K_1 = 1 \frac{7}{16}$ ", $K_2 = 1 \frac{1}{4}$ ", $K_3 = 1 \frac{1}{8}$ ", $K_4 = 1 \frac{1}{6}$ ",

$K_5 = 1$ ", $K_6 = 1 \frac{15}{16}$ ".

Con objeto de conocer el peso específico (γ) del bagazo en el plano axial común, entre la maza superior y bagacera para cada molino se plantea la siguiente ecuación de continuidad:

$60 Dn \cdot L \cdot K \cdot \gamma = P$, donde:

K = abertura trasera del molino en dm.

γ = peso específico del bagazo en Kg/dm³.

L = largo del molino en dm.

D = diámetro del molino en dm.

n = velocidad angular del molino en r.p.m.

P = peso total del bagazo en Kg.

Así, para el primer molino se maneja un porcentaje de fibra en el bagazo tal como se ilustra en el diagrama adjunto, en donde se han especificado los porcentajes de fibra en cada uno de los bagazos de los molinos, así como la composición del bagazo en el último de estos.

El valor en peso del bagazo con relación a la caña - en el primer molino se obtuvo de $P \ell = 0.3960\%$, esto fue: - - 81,303 Kg./Hr., sustituyendo en la ecuación de continuidad:

$$\gamma_1 = \frac{P_1}{188.4 \text{ LDnK}_1} = \frac{81316.6}{188.4 (16.85) (8.62) (6.75) (0.3651)} = 1.206 \text{ Kg/dm}^3$$

$\gamma_1 = 1,206 \text{ Kg/m}^3$, para los siguientes molinos:

$$P_2 = \frac{14.28}{40.0} = 0.357, P = (0.357) (205,000) = 73185 \text{ Kg/Hora.}$$

$$\gamma_2 = \frac{73185}{(188.4) (16.85) (8.62) (6.75) (0.3175)} = 1.248 \text{ Kg/dm}^3$$

$\gamma_2 = 1,248 \text{ Kg/m}^3$.

$$P_3 = \frac{14.28}{43.0} = 0.332, \text{ bagazo \% / Caña.}$$

$$P_3 = (0.332) (205,000) = 68,079 \text{ Kg/Hora.}$$

Características del bagazo:

Sacarosa - - - - -	1.02%	caña- - - - -	3.43%	bagazo.
No sacarosa- - - - -	0.32%	caña- - - - -	1.07%	bagazo.
F i b r a- - - - -	<u>14.28%</u>	caña- - - - -	<u>47.54%</u>	bagazo.
	29.77%		100	%

$$\gamma_3 = \frac{68079}{(188.4) (16.85) (8.62) (6.75) (0.2857)} = 1.2898 \text{ Kg/dm}^3$$

$$\gamma_3 = 1290 \text{ Kg/m}^3.$$

$$P_4 = \frac{14.28}{45} = 0.3173 \text{ bagazo \% / Caña.}$$

$$P_4 = (205,000) (0.3173) = 65046.5 \text{ Kg/Hora.}$$

$$\gamma_4 = \frac{65040.5}{(188.4) (16.85) (8.62) (6.75) (0.26987)} = 1.305 \text{ Kg/dm}^3$$

$$P_5 = \frac{14.28}{46.5} = 0.3071 \text{ bagazo \% / Caña.}$$

$$P_5 = (205,000) (0.3071) = 62954.8 \text{ Kg./Hora.}$$

$$\gamma_5 = \frac{62954.8}{(188.4) (16.85) (8.62) (6.75) (0.254)} = 1.3418 \text{ Kg/dm}^3$$

$$\gamma_5 = 1341.8 \text{ Kg/m}^3.$$

$$P_6 = 0.2977 \text{ bagazo \% / Caña.}$$

$$P_6 = (205,000) (0.2977) = 61028.5 \text{ Kg./Hora.}$$

$$\gamma_6 = \frac{61028.5}{(188.4) (16.85) (8.62) (6.75) (0.2381)} = 1.387 \text{ Kg/dm}^3$$

$$\gamma_6 = 1387 \text{ Kg/m}^3.$$

Debe notarse que los valores de los pesos específicos obtenidos para el bagazo en el plano axial común de las mazas - bagacera y superior para los molinos 2, 3, 4, 5 y 6, son superiores a los valores que se mencionan en el libro de esta materia por el Ingeniero E. Hugot; esto se debe a las siguientes causas:

- 1).- El porcentaje de fibra en caña manejado para el Ingenio Atencingo (14.28%) es superior al que maneja el Ingeniero E. Hugot (13%).
- 2).- El tonelaje de caña molida en el Ingenio Atencingo (205 TCH) es muy superior al que maneja el autor en el mismo ejemplo (33 TCH).

Cálculo de la potencia de accionamiento de los molinos en el tandem del Ingenio Atencingo, S. A.

En éste cálculo recurren múltiples factores entre los que se pueden diferenciar dos: a) potencia mecánica necesaria - para la extracción del jugo en la caña y, b) potencia que se pierde por las irreversibilidades. Estas pérdidas son de capital importancia porque incrementan sensiblemente la potencia - requerida para el accionamiento de los molinos y son causadas - por fuerzas de fricción presentes en la transmisión mecánica de los molinos:

- 1).- Potencia consumida por la fricción entre los muñones y cojinetes.
- 2).- Potencia que se pierde por la fricción entre el bagazo y la cuchilla.
- 3).- Potencia que se emplea para vencer la fricción entre los raspadores y la punta de la cuchilla.
- 4).- Potencia que se pierde por la fricción (eficiencia) en la transmisión mecánica de los reductores de velocidad.

Estas son, en suma, las irreversibilidades más significativas que causan un incremento en la potencia necesaria de accionamiento.

Finalmente, si como en la mayoría de los Ingenios de México, los conductores intermedios son accionados con el empleo de potencia proveniente de las turbinas de vapor, se acostumbra incluirla y denominarla como:

Potencia empleada en el accionamiento de los conductores intermedios. La cuantificación matemática se sintetiza y se presentan sus ecuaciones en el libro del Ing. E. Hugot en el correspondiente capítulo. En este volumen se concluye a una ecuación final que comprende las potencias antes mencionadas y que a continuación se suscribe:

$$Pot_t = \frac{n D}{\eta} \left[P \left(0.5 \sqrt{\frac{\gamma}{d F}} \times 0.05 \right) + 4 L \right] \quad \text{donde:}$$

Pot = Potencia total consumida en HP por un molino de 3 mazas y accionamiento convencional.

η = Rendimiento de los engranes de la transmisión.

P = Presión hidráulica total aplicada sobre el cilindro en toneladas.

L = Largo de los molinos en cm.

n = Velocidad angular de los cilindros en r.p.m.

D = Diámetro de los cilindros en m.

γ = Carga fibrosa específica del molino en Kg/m²/m.

d = Densidad del bagazo comprimido en el plano axial común entre la maza superior y la maza bagacera en Kg/m³.

F = Fibra del bagazo.

Obsérvese que el rendimiento de los engranes (η) es dado en un porcentaje e incrementa el valor de la potencia demandada. Ahora bien, los valores que deben estimarse para este rendimiento son variables según varios criterios:

Moult (1979) en su ensayo "Measurement" of the Power Applied on Five Roller Milling Unit" Proc. Sth. African Sugar Technol, declara pérdidas en la transmisión mecánica del orden del 15%. -- Por otra parte, Smart (1961) en su estudio presentado en la 28a. Conferencia de Tecnología de la Caña de Azúcar, con título "A - mill Steam Turbine Drive Investigation" plantea las pérdidas en la transmisión en 25%.

Estos estudios fueron realizados sobre transmisiones en estado de funcionalidad aceptable debido a su mantenimiento, lo que no es el caso en el Ingenio Atencingo, S.A., por lo que aún bajo este agravante consideraremos pérdidas en la transmisión del orden del 20%.

Por otra parte, el diámetro del pistón hidráulico en todos los molinos es $d = 30$ cm. y como son dos pistones por molino, su superficie es:

$$2s = 2 - \frac{D^2}{4} = \frac{(30)^2}{2} = 1413 \text{ cm}^2.$$

Si se aplica una presión de 250 Kg/cm. sobre los cabezales de los pistones, la carga total del molino será:

$$(250 \text{ Kg/cm}^2) (1413 \text{ cm}^2) = 353250 \text{ Kg.} = 353.25 \text{ Ton.}$$

Bajo estas condiciones y estimando un cierto margen de error (entre el 1 al 10%) a causa de las diferencias entre condiciones estimadas y condiciones reales, se procede al cálculo de las potencias de accionamiento.

Potencia de accionamiento para el primer molino:

$$\text{Pot}_1 = \frac{(6.75) (0.862)}{4 (1.685)} [353.25 (0.5 \sqrt{\frac{18.37}{(1206) (0.1428)}} + 0.05) +$$

$$\text{Pot}_1 = 597 \text{ Hp} = 605.3 \text{ CV.}$$

$$\text{sin fricciones: } \text{Pot}_1 = 484.3 \text{ CV.}$$

Potencia de accionamiento para el segundo molino:

$$\text{Pot}_2 = \frac{(6.75)(0.862)}{0.8} [353.25 (0.5 \sqrt{\frac{18.37}{(1248) (0.1428)}} + 0.05) +$$

$$4 (1.685)]$$

$$\text{Pot}_2 = 590 \text{ HP} = 598 \text{ CV, sin fricciones; } \text{Pot}_2 = 478.5 \text{ CV.}$$

Potencia de accionamiento del tercer molino:

$$\text{Pot}_3 = \frac{(6.75)(0.862)}{0.8} [353.25 (0.5 \sqrt{\frac{18.37}{(1290)(0.1428)}} + 0.05) + 4 (1.685)]$$

$$\text{Pot}_3 = 583 \text{ HP} = 591 \text{ CV, sin fricciones } \text{Pot}_3 = 472.8 \text{ CV.}$$

Potencia de accionamiento del cuarto molino:

$$\text{Pot}_4 = \frac{(6.75)(0.862)}{0.8} [353.26 (0.5 \sqrt{\frac{18.37}{(1305)(0.1428)}} + 0.05) + 4 (1.685)]$$

$$\text{Pot}_4 = 580.8 \text{ HP} = 589 \text{ CV, sin fricciones } P_4 = 471.2 \text{ CV.}$$

Potencia de accionamiento del quinto molino:

$$\text{Pot}_5 = \frac{(6.75)(0.862)}{0.8} [353.25 (0.5 \sqrt{\frac{18.37}{(1342)(0.1428)}} + 0.05) + 4 (1.685)]$$

$$\text{Pot}_5 = 575 \text{ HP} = 583 \text{ CV, sin fricciones } \text{Pot}_5 = 466.5 \text{ CV.}$$

Potencia de accionamiento del sexto molino:

$$\text{Pot}_6 = \frac{(6.75)(0.862)}{0.8} [353.25 (0.5 \sqrt{\frac{18.37}{(1387)(0.1428)}} + 0.05) + 4 (1.685)]$$

$$\text{Pot}_6 = 568.7 \text{ HP} = 576.6 \text{ CV, sin fricciones } P_6 = 461.27 \text{ CV.}$$

3.4.1.2.- PROPOSICION DE UN CIRCUITO HIDRAULICO PARA EL ACCIO-
NAMIENTO DE MOLINOS.

El circuito hidráulico para esta aplicación es similar, en estructura y funcionamiento, al referido en la sección de "El Molinito", pero sus dimensiones son mayores puesto que los requerimientos de potencia son muy superiores para este caso.

Se debe recordar que el circuito hidráulico referido - tiene un acoplamiento mediante un reductor de velocidad, y para esta aplicación también se conectará la salida del motor hidráulico a un reductor.

A continuación se procede a obtener y definir los parámetros requeridos para elegir el motor hidráulico adecuado:

El par requerido para transmitir 477.7 HP (potencia - máxima que corresponde al primer molino sin fricciones), a 41 - r.p.m. es:

$$T = \frac{P (9550)}{(1.36)(n)} = \frac{(477.7)(9550)}{1.36 (41)} = 81815.6 \text{ N-m}$$

Elegimos el motor hidráulico H8285 de una prestigia- da marca*, cuyas características de construcción se enlistan -- enseguida considerando plena cilindrada (este modelo trabaja -- sólo a plena cilindrada).

Desplazamiento (Vi) = 32,700

Par de torsión nominal (mv) = 520.2 Nw-m/bar.

Velocidad angular (n) 0 - 50 r.p.m.

Presión máxima (P) = 210 bars.

Par entregado por este motor es:

$Mv = \frac{mv}{K} (\Delta P - \Delta Pf)$, las variables tienen las -- mismas denominaciones que las anteriores.

K = Factor para la serie 80 (K = 1.03)

El gasto se define nuevamente como $Q = n \cdot Vi + Ql$ en Ql son las pérdidas totales de gasto, y para ésta serie de motor operando a 210 bars son de 60 /min., para el tipo A sin válvu- la distribuidora de doble velocidad.

El gasto que maneja este motor a máxima velocidad es:

$Q = (41) (32.07) + 60 = 1400.7 \text{ l/Mín.}$ y para este - gasto se lee una caída de presión $\Delta Pf = 22.5 \text{ bars}$, en el co--- rrespondiente diagrama del fabricante.

El par que entrega el motor a pleno desplazamiento es:

$$Mv = \frac{520.2}{1.03} (210 - 22.5) = 94696.6 \text{ Nw/m. que es superior al requerido para alcanzar la potencia de trabajo (8181.5 Nw-m).}$$

Observando ligeras variaciones en la demanda de potencia para los molinos restantes, se puede, bajo este criterio, -- utilizar el mismo modelo de motor hidráulico para éstos últimos.

La potencia necesaria de accionamiento para el primer molino, tomando en cuenta pérdidas propias de este sistema hidráulico de potencia (eficiencias mínimas del 92%*), es:

$$Pot = \frac{447.7}{0.92} = 486.6 \text{ HP}$$

En comparación con el sistema de accionamiento tradicional, se tiene un ahorro en la potencia del valor: $597 - 486.6 = 110.4$ HP. pudiendo ser este valor incluso mayor en función de las condiciones de operación de una transmisión convencional -- aunada al incremento de la eficiencia mínima (92%), para un sistema de transmisión hidráulica propuesta.

Los valores comparativos de demanda en la potencia para los dos sistemas evaluados, correspondientes a los molinos restantes (2 al 6), son muy semejantes al primer molino (ya comparado), y sus comentarios son los mismos (3, 4, 5) acoplamiento del motor hidráulico a la maza superior del molino.

Este acoplamiento se realiza interponiendo entre motor hidráulico y maza superior del molino, el reductor de velocidad que permita reducir la velocidad de 41 r.p.m. a 6.5 r.p.m., velocidad de accionamiento de los molinos.

C O N C L U S I O N E S

Las condiciones de operación en los ingenios azucareros del país, se mantienen dentro de los mismos criterios de obsolescencia con que se diseñaron mucho tiempo atrás, dando por resultado los bajos rendimientos productivos en las diferentes áreas que integran el complejo.

La aportación de nuevas ideas, tales como las aquí vertidas, representan un amplio campo de aplicación, digno de tomarse en cuenta, y en todo caso, deberán profundizarse en su estudio, mediante la interacción entre las fábricas de azúcar y los elementos profesionales de investigación, aprovechando las facilidades que los centros educativos tienen al efecto.

Es necesario y urgente abandonar el divorcio entre estos elementos, con el fin de buscar soluciones propias, afines a nuestro medio, y no seguir tratando de adaptar medidas importadas de países altamente desarrollados, pero sin conocimiento exacto de nuestra particular idiosincracia.

En la medida en que todos participemos, se podrá saber realmente en que estado estamos, y cuáles habrán de ser las pautas para salir del subdesarrollo en que han sumido a la industria las voraces castas de simuladores de la profesión azucarera.

DATOS TECNICOS

Motor Tipo	Plena cilindrada					Presion Maxima p bar	Media cilindrada				
	Cilindrada Vi			Par teorico mv daNm bar	Velocidad n rpm		Cilindrada Vi			Par teorico mv daNm bar	Velocidad n rpm
	lit rev	Imp gal rev	US gal rev				lit rev	Imp gal rev	US gal rev		
2150	2,36	0,52	0,62	3,75	0-100	250	1,18	0,26	0,31	1,88	0-120
2165	3,98	0,88	1,05	6,34	0-60	210	1,99	0,44	0,52	3,17	0-110
4150	4,71	1,04	1,24	7,50	0-115	250	2,35	0,52	0,62	3,75	0-115
4160	6,79	1,49	1,79	10,80	0-80	230	3,39	0,74	0,89	5,40	0-80
4170	9,24	2,03	2,44	14,70	0-65	210	4,62	1,01	1,22	7,35	0-65
6170	11,08	2,44	2,93	17,64	0-55	210	5,54	1,22	1,46	8,80	0-55
6185	16,34	3,59	4,32	26,01	0-36	210	8,17	1,80	2,16	13,00	0-36
8285	32,70	7,19	8,63	52,02	0-16	210	16,35	3,59	4,31	26,01	0-32
8385	38,10	8,39	10,07	60,69	0-16	210	19,05	4,19	5,03	30,35	0-32
H8285	32,70	7,19	8,63	52,02	0-50	210	—	—	—	—	—
H8385	38,10	8,39	10,07	60,69	0-40	210	—	—	—	—	—

TIPO FUGA Y CURVAS DE PERDIDA DE PRESION

SERIE 21

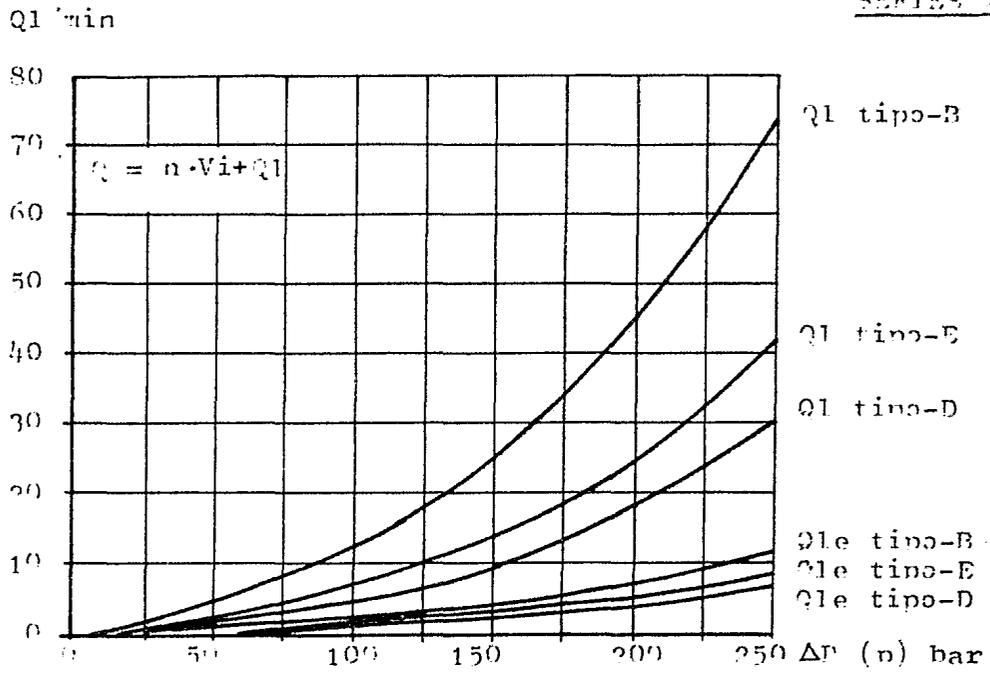
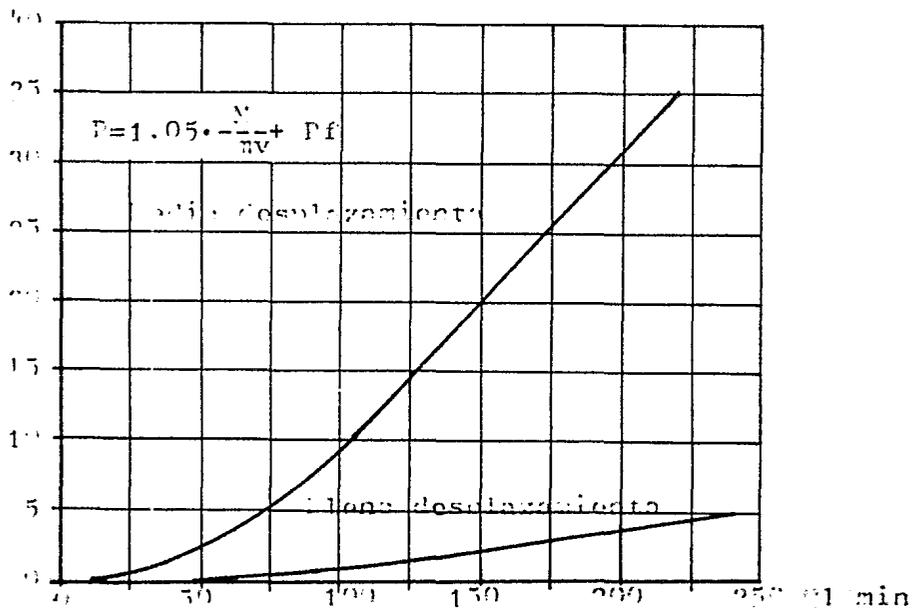


DIAGRAMA DE PERDIDA DE PRESION

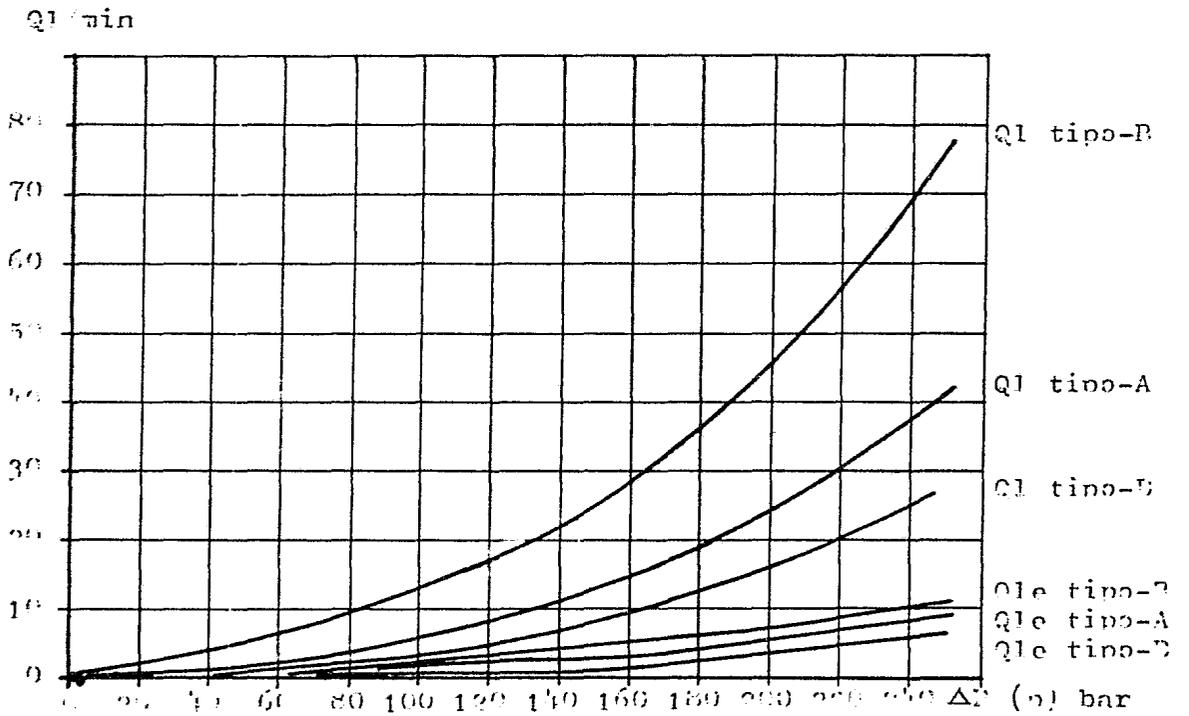
Pf bar



PERDIDAS VOLUMÉTRICAS POR TIPO

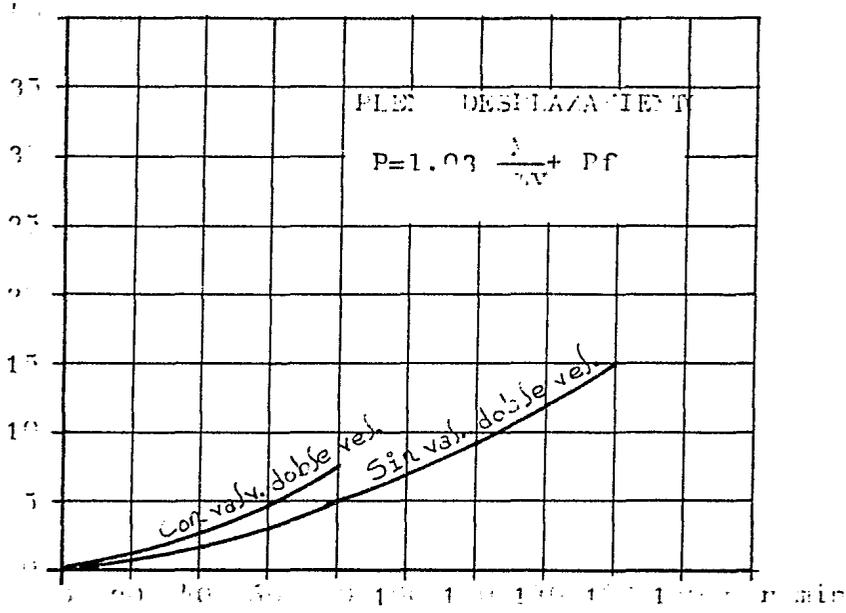
SERIES 40 y 60

$$Q = n \sqrt{V_1 + Q_1}$$



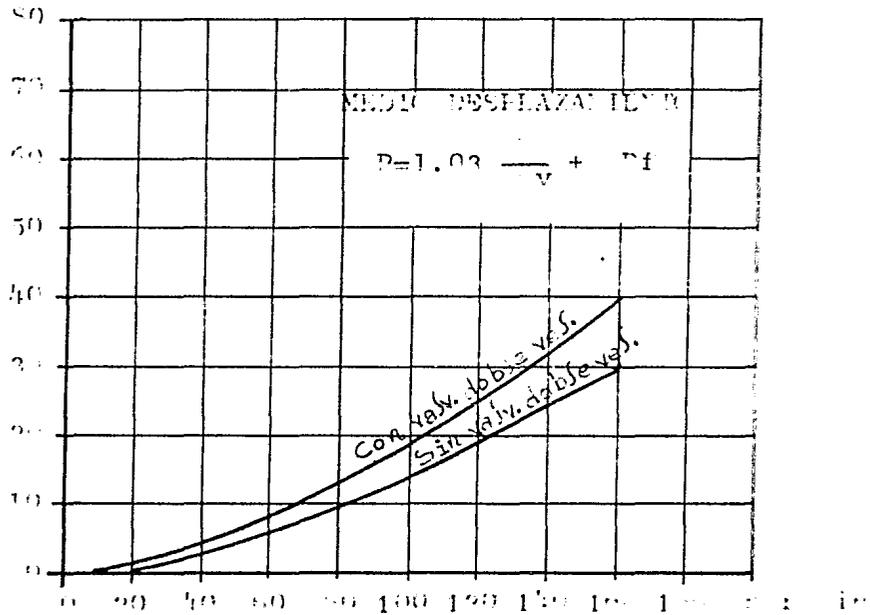
CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA TUBO 114² 42-04700
 CON DESPLAZAMIENTO.

ΔP_f bar



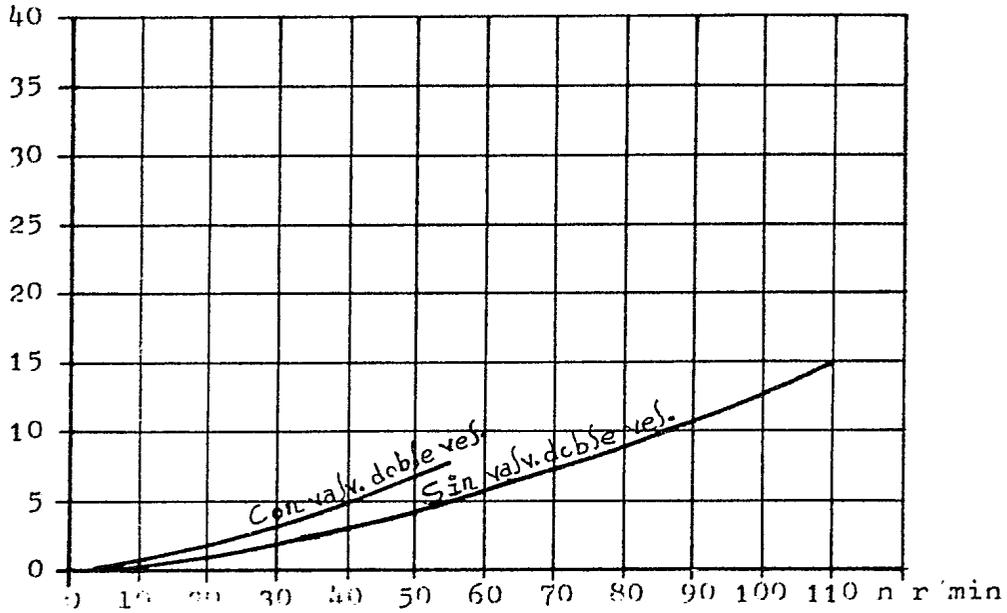
CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA TUBO 114² 42-04700
 CON DESPLAZAMIENTO.

ΔP_f bar



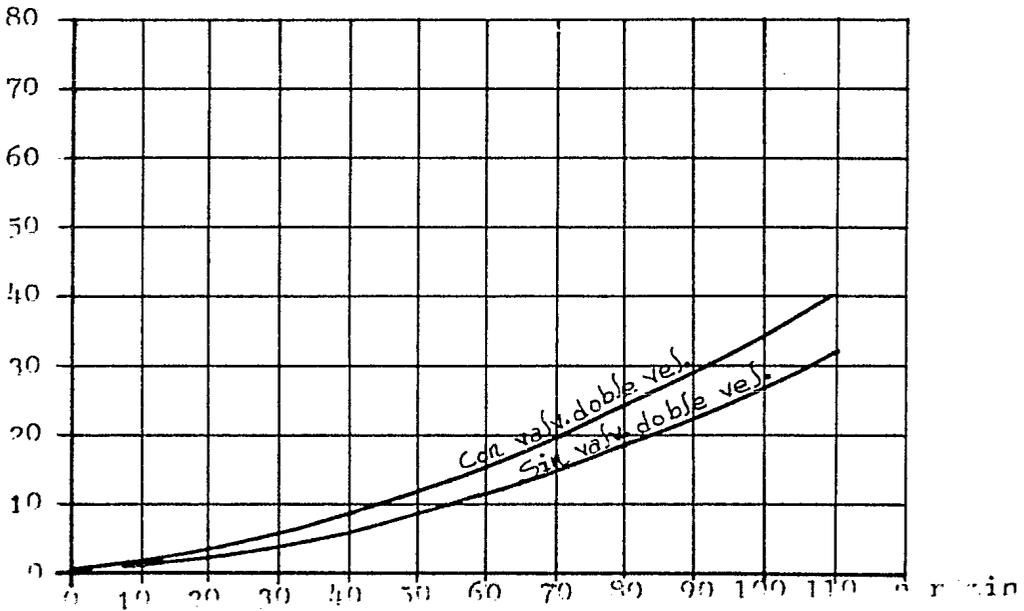
CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA MOTOR TIPO 42-06800
PLENO DESPLAZAMIENTO .

ΔP_f bar

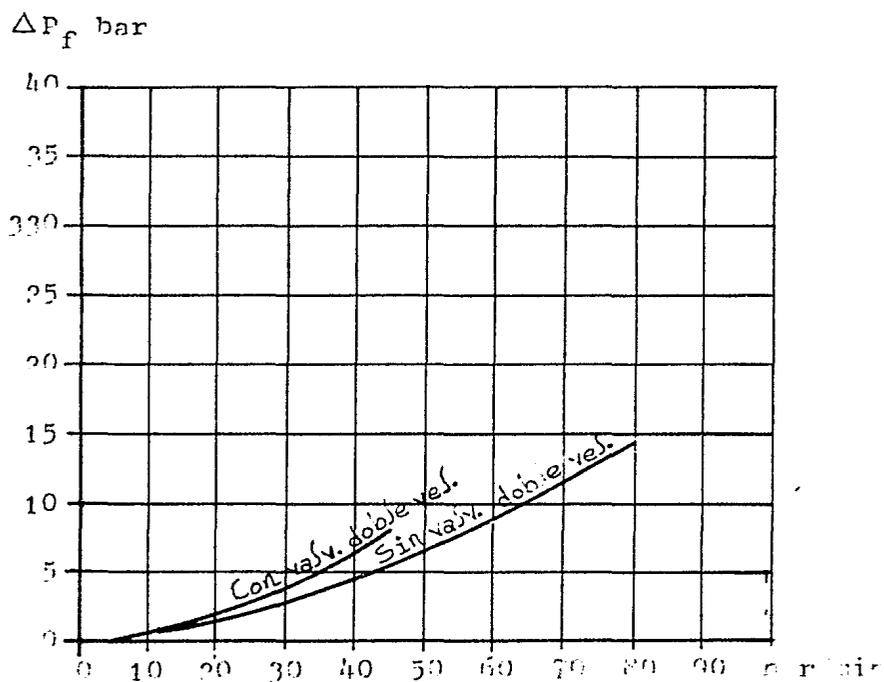


CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA MOTOR TIPO 42-06800
MEDIO DESPLAZAMIENTO .

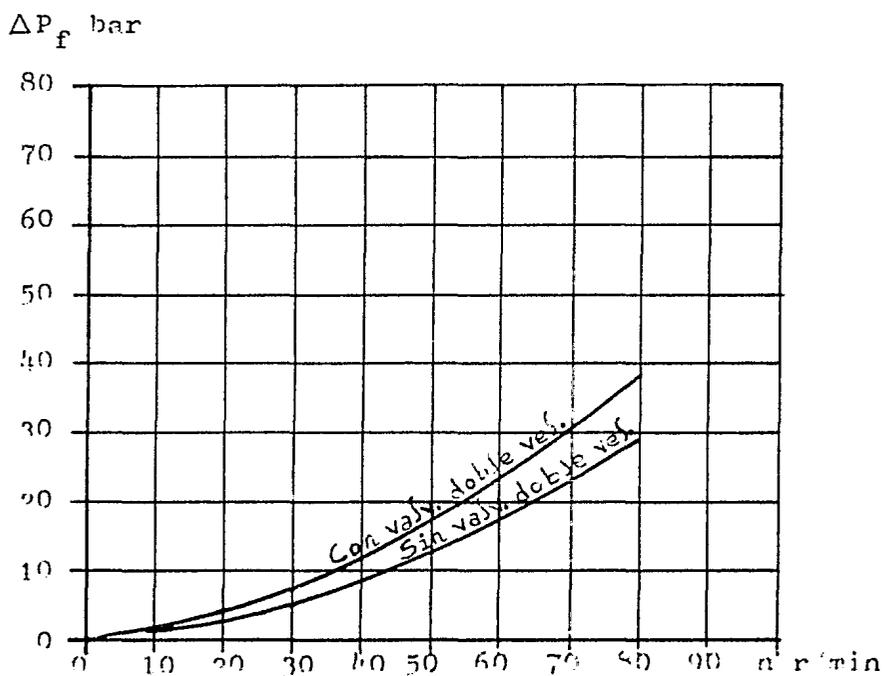
ΔP_f bar



CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA MOTOR TIPO 42-09200
PLENO DESPLAZAMIENTO

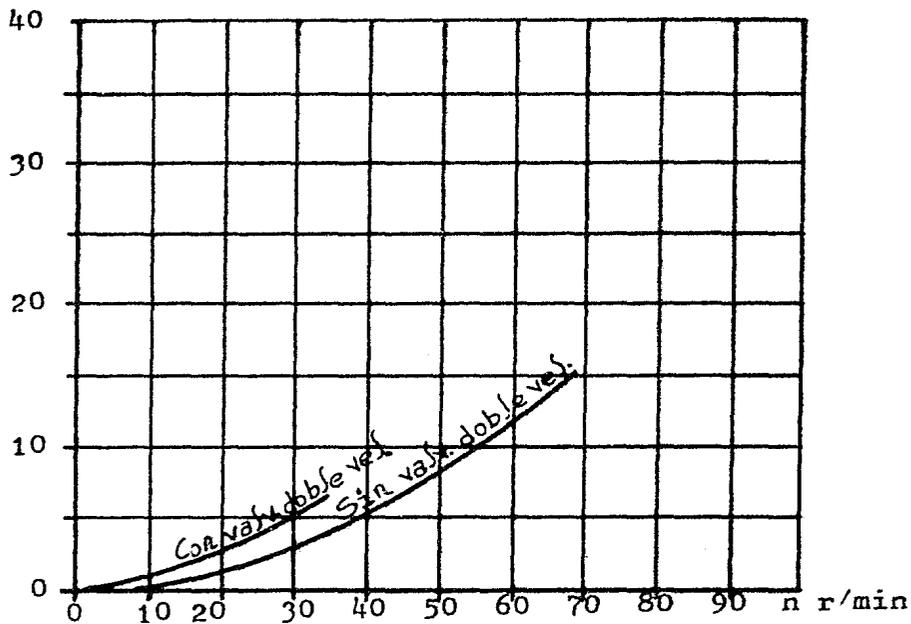


CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA MOTOR TIPO 42-09200
MEDIO DESPLAZAMIENTO



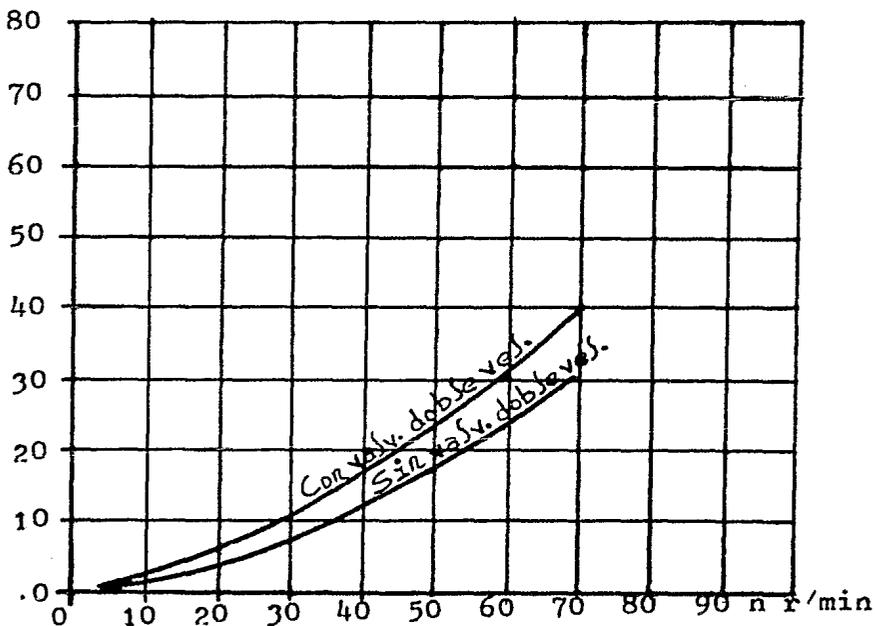
CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA MOTOR TIPO 62-11100
PLENO DESPLAZAMIENTO.

ΔP_f bar

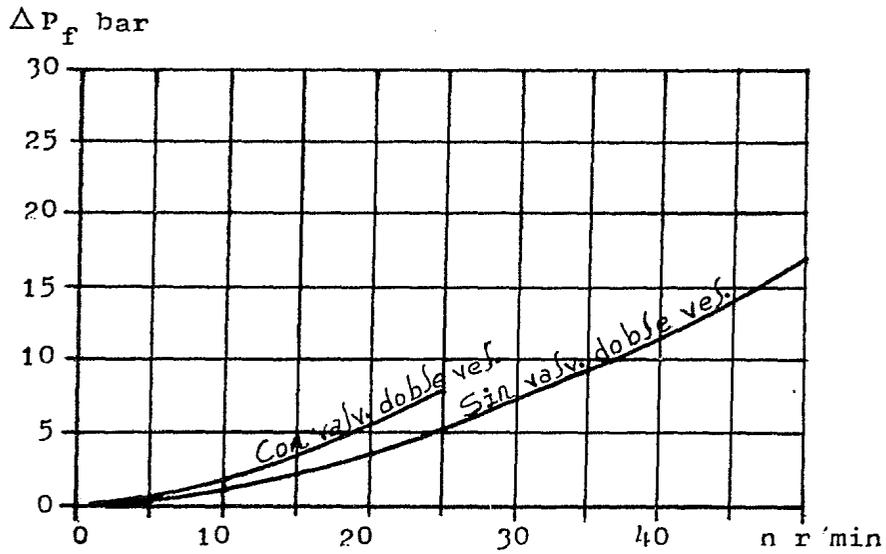


CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA MOTOR TIPO 62-11100
MEDIO DESPLAZAMIENTO.

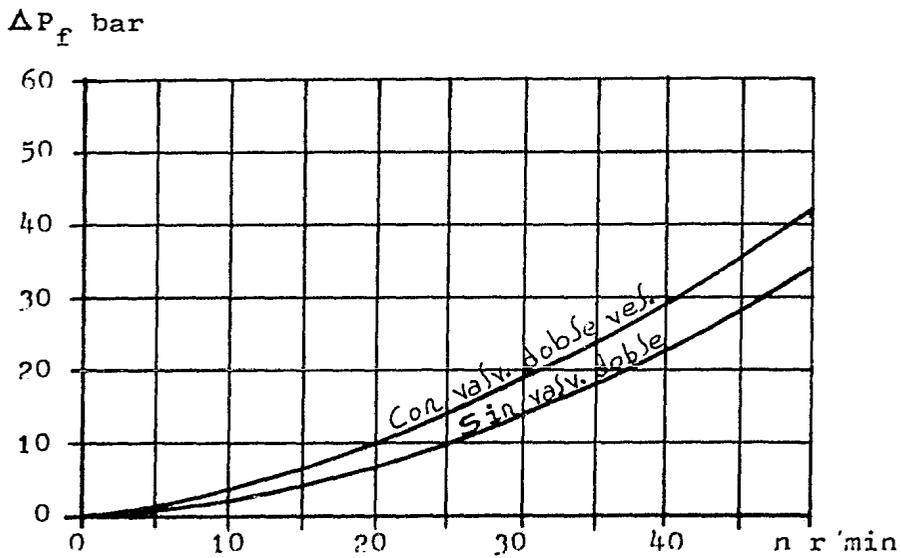
ΔP_f bar



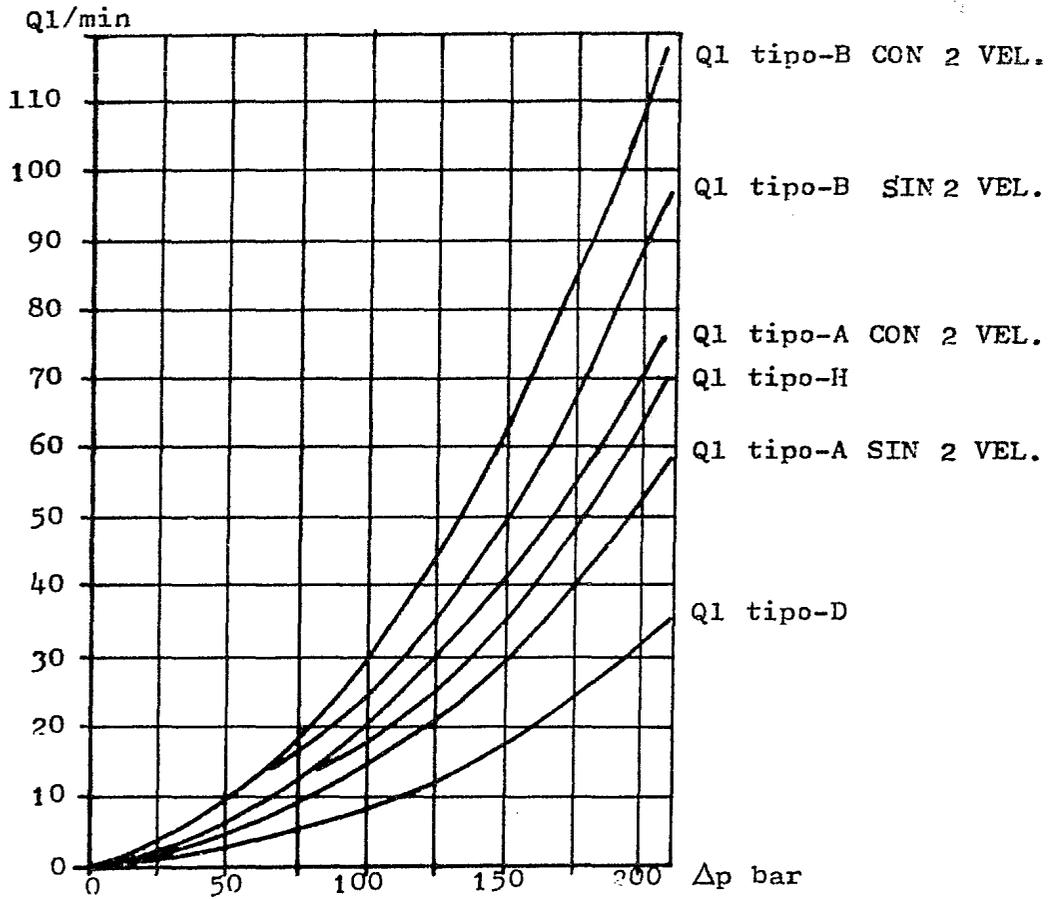
CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA MOTOR TIPO 62-16300
PLENO DESPLAZAMIENTO



CURVAS DE PERDIDAS DE PRESION PARA MOTOR TIPO 62-16300
MEDIO DESPLAZAMIENTO



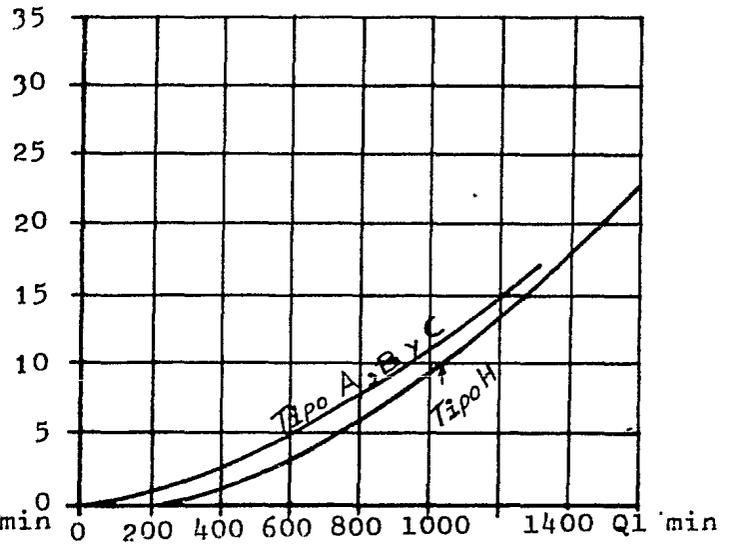
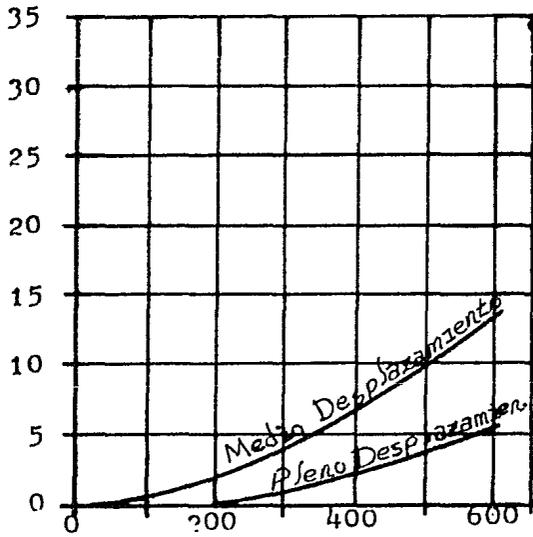
SERIES 80



DIAGRAMAS DE PERIDAS DE PRESION

ΔP_f bar

ΔP_f bar



CAIDAS DE PRESION PARA MOTORRES SERIES 21-42-62-80

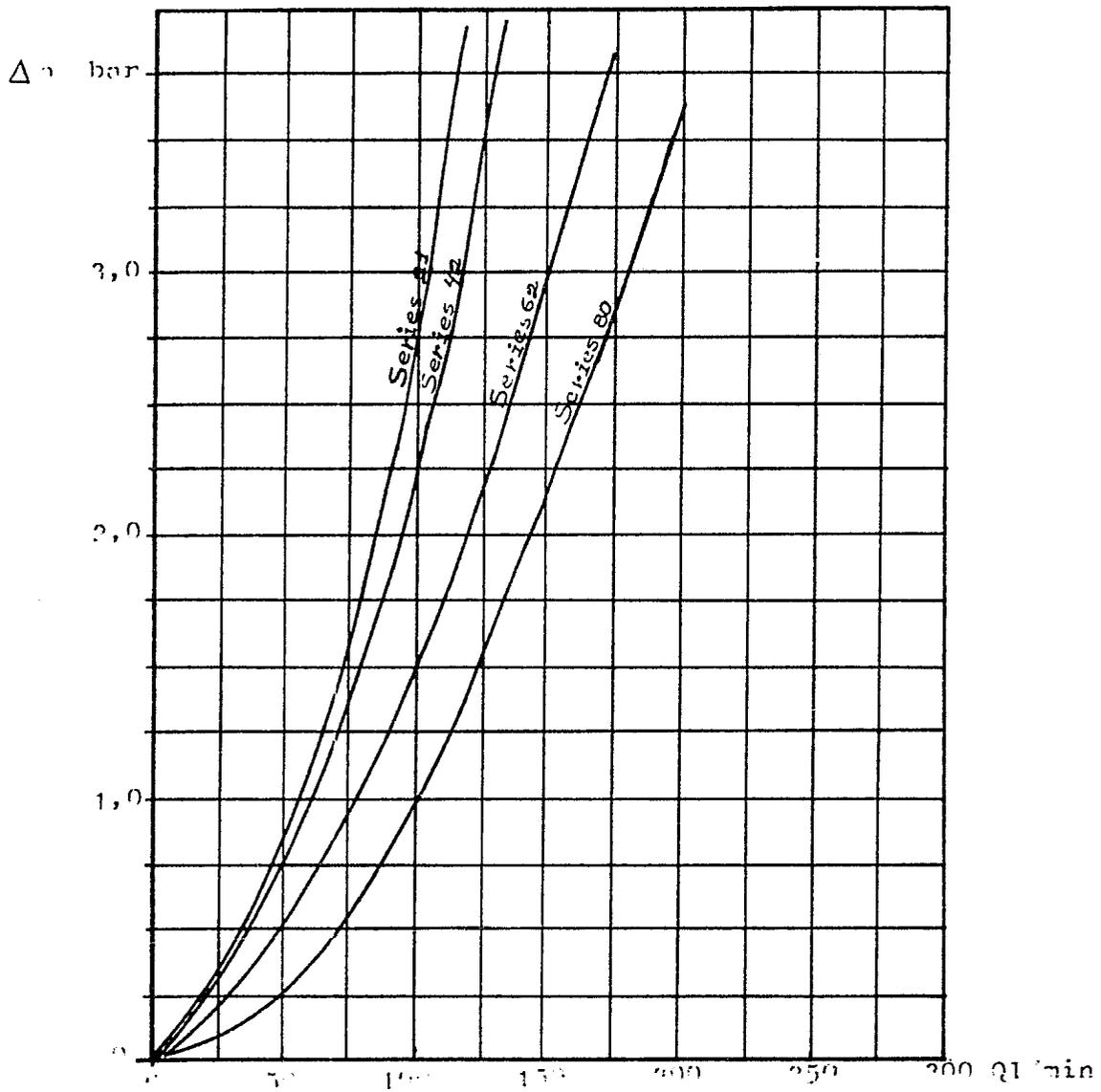


DIAGRAMA DE PERDIDAS PARA MOTORES HIDRAULICOS
REVOLUCIONADOS Y SIN CARGA.

