

300617



UNIVERSIDAD LA SALLE 13
ESCUELA DE INGENIERIA 2ej
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

**ESTUDIO DE FACTIBILIDAD PARA LA
MODIFICACION DE UNA MAQUINA DE BORDAR
TIPO SCHIFFLI PARA AUMENTAR EL VOLUMEN
DE PRODUCCION**

**T E S I S P R O F E S I O N A L
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A**

FRANCESCO ROSSANO CROCI FRASSINE

**ASESOR DE TESIS
DR. EZEQUIEL EDUARDO RUIZ MUÑOZ**

MÉXICO, D.F.

1994

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



LA SALLE

Al Pasante Señor:

Francesco Rossano Croci Frassino

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Ud. a continuación, el tema que aprobado por esta Dirección, propuso como Asesor de Tesis el Dr. Ezequiel Ruiz Muñiz, para que lo desarrolle como tesis en su Examen Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista con Área principal en Ingeniería Mecánica.

"ESTUDIO DE FACTIBILIDAD PARA LA MODIFICACION DE UNA MAQUINA DE BORDAR TIPO SCHIFFLI PARA AUMENTAR EL VOLUMEN DE PRODUCCION"

con el siguiente índice:

	INTRODUCCION
CAPITULO I	ANTECEDENTES HISTORICOS
CAPITULO II	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA SCHIFFLI
CAPITULO III	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL AUTOMATICO TIPO ZAHN
CAPITULO IV	DISEÑO DE LA MODIFICACION
CAPITULO V	ESTUDIO ECONOMICO
	CONCLUSIONES
	BIBLIOGRAFIA
	INDICE DE FIGURAS

Ruego a Ud., tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado en la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social como requisito indispensable para sustentar Examen Profesional, así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

A T E N T A M E N T E

"INDIVISA MANENT"
ESCUELA DE INGENIERIA

México, D.F., a 14 de Marzo de 1994


DR. EZEQUIEL RUIZ MUÑIZ
ASESOR DE TESIS


ING. EDMUNDO BARRERA MONSIVAIS
D I R E C T O R

UNIVERSIDAD LA SALLE

AV. FRANKLIN 47. TEL. 516-96-80 MEXICO 06140, D.F.

La técnica se aprende en la escuela...

El sentido común es un don de Dios.

A mi Padre.

Por tu magnífico ejemplo, por que no tuve nunca un mejor maestro en la vida, por que nunca tuve un mejor amigo... Por que solamente tu sabes lo que realmente representa para mi este trabajo. Siempre dijiste *facti et non verbis*, pues bien, aunque mucho tiempo después, hoy te brindo este logro.

Gracias Papá, nunca te olvidare.

A mi Madre.

Por tu dedicación y por tu ejemplo. Gracias. Gracias también por haber sabido esperar. Comparto contigo mi satisfacción, aunque se que tu satisfacción es aún mayor.

A mi esposa Ivonne. Gracias por tu ayuda y empuje, por tu paciencia. Te amo.

A mi hija Loredana. Motivación insuperable. Le has dado un nuevo sentido a mi vida.

A mi hermano Massimo. Por que los momentos que compartimos forjaron nuestros caminos.

A mis Amigos con quienes el sano espíritu de competencia nos llevó a ser mejores.

A mis profesores y a la Universidad La Salle.

Deseo además, hacer patente mi agradecimiento por su valiosa ayuda a:

Ing. Valerio Baldi, Gerente de Ingeniería de Comercio Ercole S.p.A. Div. Ricamo.

C.P. Héctor Carvajal, Director de Administración y Finanzas de Olivetti Mexicana, S.A.

Arq. Carlos Matuk.

INDICE

INTRODUCCION	VI
A) IMPORTANCIA Y APLICACIONES DEL BORDADO EN EL MERCADO TEXTIL	VII
B) OBJETIVO, ALCANCES Y LIMITACIONES	XI
CAP 1 ANTECEDENTES HISTORICOS	1
1.1 LOS COMIENZOS DEL BORDADO	3
1.2 NACIMIENTO DE LA MAQUINA SCHIFFLI	4
1.3 LA COMPAÑIA COMERIO ERCOLE S.p.A.	7
CAP 2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA SCHIFFLI.	9
2.1 LAS PUNTADAS: MOVIMIENTO DE AGUJAS Y LANZADERAS.	10
2.2 CARACTERISTICAS QUE DEBEN TENER LAS AGUJAS.	21
CAP 3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL AUTOMATICO TIPO ZAHN.	25
3.1 JACQUARD : LA CINTA PERFORADA.	27
3.2 FUNCIONES.	32
CAP 4 DISEÑO DE LA MODIFICACION.	34
4.1 MODIFICACION A LA ESTRUCTURA PRINCIPAL.	35
4.2 MODIFICACION A LA MAQUINA.	38
4.2.1 CALCULO DE LA FLECHA DE AGUJAS.	39
4.2.1.1 BASES TEORICAS PARA EL ANALISIS POR FATIGA.	63
4.2.2 CALCULO DE LAS FLECHAS DE TENSORES.	72
4.2.3 CALCULO DE LA FLECHA DE PUNZONES.	82

4.2.4 CALCULO DEL TIRANTE DE BOBINAS.	96
4.2.5 CALCULO DEL TIRANTE DEL PISATELA.	104
4.3 CONSIDERACIONES SOBRE EL BASTIDOR.	112
CAP 5 ESTUDIO ECONOMICO.	115
5.1 PREMISAS.	116
5.2 SITUACION ACTUAL.	117
5.3 ALTERNATIVAS PARA EL AUMENTO DE PRODUCCION	119
5.3.1 ALTERNATIVA "A": INSTALACION DE DOS MÁQUINAS NUEVAS.	123
5.3.2 ALTERNATIVA "B": MODIFICACION DE SEIS MAQUINAS.	126
5.4 ANALISIS DE LAS INVERSIONES	129
CONCLUSIONES.	135
BIBLIOGRAFIA.	137
INDICE DE FIGURAS.	139

INTRODUCCION

A) Importancia y aplicaciones del Bordado en el Mercado Textil.

B) Objetivo, alcances y limitaciones.

A) IMPORTANCIA Y APLICACIONES DEL BORDADO EN EL MERCADO TEXTIL

Con el fin de definir el bordado se hará una simple descripción del proceso de la industria textil, a base de diagramas de bloque:



OBTENCION DE FIBRAS:

Es este el punto de partida de la industria textil. Se pueden distinguir tres tipos de fibras:

- a) NATURALES: Lino, algodón y seda
- b) SINTETICAS: Nylon, poliéster, rayón, etc
- c) MEZCLAS: Combinación de dos o más fibras, ya sean naturales y/o sintéticas.

FABRICACION DEL HILO:

Consiste en purificar, seleccionar y unir fibras, y torcerlas mediante máquinas hiladoras para formar hilos, cordones y cuerdas de calibres determinados.

FABRICACION DE LA TELA

La tela se forma por hilos **entrelazados**, unos en sentido longitudinal, y otros en sentido **transversal (Urdido y Trama respectivamente)**, los cuales pueden ser de fibras naturales, sintéticas o mezclas. Estas combinaciones darán como resultado distintos tipos y calidades de telas, para diferentes aplicaciones.

La tela se fabrica en máquinas llamadas **telares**, de las que se distinguen los siguientes tipos:

- horizontales (o rectos);
- circulares (para tejidos de punto).
- Raschel (para encajes).
- Jacquard (para tejidos de color como los gobelinos).

Existen, además, telas **NO ENTRELAZADAS**, como el fieltro, y telas **LAMINADAS**, conocidas también como telas ahuladas, que no son más que una tela cualquiera a la cual se le adhiere algún laminado plástico.

ACABADOS:

Los acabados para las telas, que son procesos químicos, se agrupan como sigue:

- Preparatorios: Secado, lavado, blanqueado, mercerizado (este último sólo se aplica al algodón).
- Cualitativos: Apresto, suavizado, repelencia al agua, antiséptica, lavar y usar (**wash & wear**)
- Tefido: Consiste en la aplicación de color a la tela

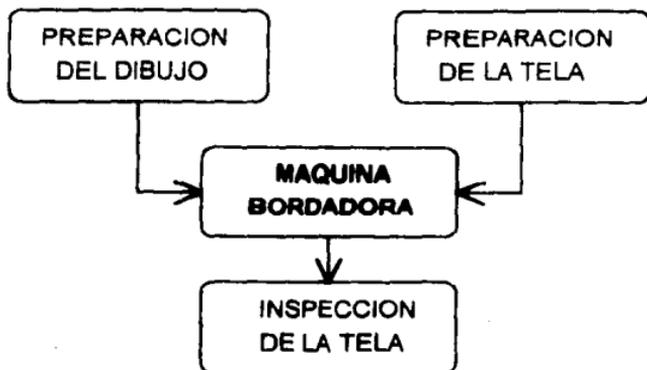
PROCESOS:

Una vez hecha la tela, es necesario procesarla para darle alguna utilidad. Cada uno de estos procesos puede combinarse y es posible lograr con ellos infinidad de aplicaciones. Estos procesos son:

Estampado	Por medio de rodillos o serigrafía.
Bordado	Manual o con máquinas de varios tipos.
Corte y confección	Máquinas cortadoras rectas o circulares; Máquinas de coser rectas, zigzag, overlock, dobladilladoras, encintadoras, etc.

Como se aprecia, el bordado es un proceso sobre una tela ya fabricada. El bordado es el arte de embellecer, decorar o adornar cualquier tela mediante un trabajo con agujas, aportando hilo a la tela para formar dibujos o figuras, es un trabajo que se aplica sobre una tela con el fin de aumentar su belleza y desde luego, su capacidad de venta. Este proceso puede llevarse a cabo manualmente o con máquinas; en la actualidad, existen dos tipos de máquina: **SCHIFFLI** para telas completas y de **CABEZA MULTIPLE** para prendas pre-confeccionadas.

A continuación se hará una descripción del proceso del bordado, tal como se hizo para el proceso de la industria textil.



PREPARACION DEL DIBUJO.

Esta es tarea del dibujante, que es quien concibe el dibujo que se va a bordar, así como el tipo y color de la tela y el hilo a utilizar. Realiza el dibujo de acuerdo a las especificaciones de la máquina y elabora toda la información necesaria para la persona que efectúa el programa de bordado para la máquina.

PREPARACION DE LA TELA A BORDAR.

Consiste en cortar la tela a la medida adecuada, según el tipo de máquina que se vaya a emplear, para poderla colocar en el bastidor de la máquina.

MAQUINA BORDADORA.

Para la puesta en marcha de la máquina, es necesario colocar en ella la tela y el hilo, así como la puesta a punto de los parámetros de operación de la misma.

INSPECCION DE LA TELA.

Al terminar de bordar la tela, será necesaria su inspección, para determinar si es necesario que se hagan reparaciones. Finalmente se procede a preparar la tela bordada para su embarque.

B) OBJETIVO, ALCANCES Y LIMITACIONES.

Las primeras máquinas de bordado, comenzaron a fabricarse en el siglo XIX. Actualmente existen máquinas que trabajan con procesadores electrónicos; es evidente que se busca aumentar el volumen de producción y el nivel de calidad.

Para una máquina de bordar tipo **schiffli**, objeto de estudio de esta tesis -cuyo funcionamiento se explicará mas adelante- los factores que determinan su volumen de producción son:

A) Velocidad de la máquina.- Esta se mide por el número de puntadas que puede hacer la máquina en un minuto. Las máquinas modernas pueden lograr hasta 150 puntadas/min.; aumentar esta velocidad implica vencer algunas limitantes mecánicas, la más crítica es lograr mover el bastidor a una velocidad mayor sin perder la precisión de ese movimiento.

Es decir, en una máquina schiffli, las agujas tienen movimiento en sentido horizontal: entran y salen de la tela para hacer una puntada. El dibujo se va formando gracias al movimiento del bastidor sobre el cual está montada la tela, la precisión del movimiento del bastidor va a determinar la calidad del bordado.

B) Tamaño del bastidor.- Una de las diferencias básicas en las máquinas schiffli es el tamaño del bastidor. Los hay de 10, 15 y 21 yardas de longitud (9.14, 13.72 y 19.20 metros respectivamente). Mientras más largo sea el bastidor, se podrá bordar más tela al mismo tiempo.

El objetivo de esta tesis es analizar la factibilidad mecánica de convertir una máquina de 15 yardas (13.72 m.) en una de 21 yardas (19.2 m.), así como la conveniencia económica del proyecto, para lograr un aumento de producción.

Se desarrollará un estudio sobre los elementos mecánicos involucrados, analizando los esfuerzos a los que se verán sometidos debido al aumento de longitud del bastidor.

Quedan fuera del alcance de esta tesis:

- el diseño de la cimentación y obra civil respectiva.
- el diseño del bastidor, que requiere de un análisis dinámico para la armadura.
- el análisis de las piezas de fundición de hierro.

Adicionalmente, de acuerdo con conversaciones sostenidas con el fabricante, se considerará que el llamado árbol de levas tiene la resistencia suficiente para soportar la modificación.

CAPITULO 1

ANTECEDENTES HISTORICOS

- 1.1. LOS COMIENZOS DEL BORDADO
- 1.2. NACIMIENTO DE LA MAQUINA SCHIFFLI
- 1.3. LA COMPAÑIA COMERIO ERCOLE, S.p.A.

El arte del encaje y el bordado puede rastrearse desde el principio de la historia. Se sabe que los chinos, hace 3000 años adornaban telas mediante puntadas con aguja; estas prendas eran usadas por los emperadores. Hay evidencia también de que los persas, griegos y egipcios empleaban el bordado con dibujos y estilos según su cultura, trabajos artísticos reservados para el que pudiera pagarlo.

En Francia, en 1665, con el fin de iniciar una industria del bordado, se comenzó a subsidiar el trabajo manual; y así, las prendas bordadas se volvieron obligatorias en la corte francesa. De esta forma, durante los siglos XVII y XVIII, la moda decretó el uso de prendas con adornos bordados. En esta época, se formaron varios centros de bordado en Europa: Bélgica, Checoslovaquia, Francia, Inglaterra, Italia y Suiza.

Es en esta época precisamente, cuando comienzan a desarrollarse máquinas que sustituyeran el pesado trabajo manual.

1.1. LOS COMIENZOS DEL BORDADO

El primer intento para desarrollar una máquina bordadora surge en 1775, cuando en Francia, Carl F. Weisenthal produce una tela bordada con medios mecánicos. Sin embargo, esta contribución es únicamente experimental. Más tarde en 1828, Josua Heilman de Mulhouse, Alsacia, construye una máquina que se acerca al objetivo. De hecho, varias de sus máquinas estaban en operación en St. Gall, Suiza, aunque los resultados cuantitativos no eran satisfactorios.

Franz Rittmeyer, administrador de un taller en St. Gall, sometió a un estudio las máquinas de Heilman, modificó por completo el bastidor y desarrolló nuevos principios; el resultado se vio en 1846 con la primera máquina eficiente para bordar

La máquina de Rittmeyer era operada por medio de un pantógrafo, para dar movimiento al bastidor y usaba un bloque de mordazas para sostener sus 180 agujas, las cuales atravesaban la tela para que otro bloque de mordazas del otro lado de la tela, tomara las agujas al ser soltadas por las mordazas anteriores; en este momento, se movía el bastidor y era repetido el movimiento de agujas en sentido inverso. Cabe aclarar que ésta máquina usa un solo hilo por cada aguja para formar el dibujo bordado. Es importante también mencionar que el hilo no provenía de carretes, sino que estaba suelto, lo que significa que las agujas debían ensartarse continuamente. Otro detalle digno de mencionarse es que las agujas utilizadas por la máquina de Rittmeyer tienen el ojo en el centro de cuerpo y no en un extremo como las agujas actuales.

1.2. NACIMIENTO DE LA MAQUINA SCHIFFLI

Durante 1860, el número de máquinas tipo Rittmeyer se incrementó considerablemente. Al mismo tiempo, las máquinas de coser se volvían cada vez más populares.

Es Isaak Groebli, operador de telares tipo Jacquard que aprendió el oficio desde los 11 años, quien se interesa por el bordado, sin embargo, en comparación con los telares que él manejaba, la máquina de bordado era muy lenta; cuando Groebli vio que el auge del bordado provocaba el declive del tejido, fue natural que buscara un negocio más lucrativo: su idea fue combinar la costura y el bordado en una operación.

La máquina de Rittmeyer empleaba un solo hilo, y su principio de operación era imitar el trabajo manual; por otra parte, una máquina de coser utiliza un hilo por el frente de la tela y otro por la parte de atrás, que es una bobina de hilo encapsulada en una **lanzadera**. Estos hilos son entrelazados para formar la costura. Groebli pensó que el bordado podría llevarse a cabo con el mismo principio de operación de una máquina de coser. Decidió que era necesario tener una hilera de agujas móviles -es decir un **linear de agujas**- y del otro lado de la tela un linear de lanzaderas, además de un bastidor con movimiento (donde montar la tela), acoplado a un pantógrafo, similar a la máquina de Rittmeyer.

Coordinar y realizar todas estas ideas tomó mucho tiempo. El concepto básico era construir una máquina de coser con varias agujas -de hecho eso es lo que es una máquina Schiffli- pero una cosa quedó clara desde el principio: no era necesario ni conveniente que la máquina tuviera la velocidad de una máquina de coser, debido a que mover el pantógrafo / bastidor era una operación manual muy lenta.

El siguiente paso fue conseguir fondos para llevar a cabo el proyecto, es decir, una persona interesada en la idea; así que construyó un modelo con una aguja, una lanzadera y un pequeño bastidor móvil; finalmente, cuando la gente vio la muestra hecha por la pequeña máquina, estuvieron de acuerdo en que el resultado era, en efecto, un BORDADO. De esta forma, en 1863 se hizo un contrato para el desarrollo de la primera máquina Schiffli: esta consistiría de 24 agujas con el mismo número de lanzaderas y un bastidor construido de madera.

En unos meses estaban por terminar, sólo hacía falta diseñar una lanzadera más apropiada que la de una máquina de coser, cuya bobina es hilo enrollado en un pequeño carrete, que puede girar dentro de la lanzadera, y un pequeño resorte para darle tensión al hilo. Esta lanzadera podía contenerse en una máquina de coser, pero era muy grande para la máquina de Groebli, así que pensó en una bobina que se desenrollara desde el interior, eliminando varias piezas de la lanzadera. Construyó seis nuevas lanzaderas, y preparó a mano las bobinas y el resultado fue el esperado. Desde entonces, las máquinas Schiffli usan este principio para sus lanzaderas.

Nace así la máquina Schiffli, conocida también como Máquina de Lanzadera. La palabra **schiffli** deriva de la misma lanzadera, la cual tiene la forma de un pequeño barco; **schiffli** en dialecto suizo-alemán significa "barco pequeño".

A diferencia de las máquinas actuales, en las cuales el movimiento de las lanzaderas es en sentido vertical, en la máquina de Groebli dicho movimiento era en sentido horizontal, lo que provocaba que la carrera de las lanzaderas fuera limitado debido al poco espacio entre agujas.

Una vez perfeccionada la máquina de Groebli, se puso en operación un taller en Winterthur, Suiza; cada nueva máquina construida tenía innovaciones. Para 1867 se mostró la máquina en una exhibición en París, y recibió la Medalla al Reconocimiento. En 1875 la empresa Reiter & C^o. de Winterthur era quien fabricaba las máquinas

Schiffli. En 1877 se hizo una máquina de 5 yardas (4.57 metros) y 40 puntadas por minuto. En 1878 Saurer and Sons de Arbon, Suiza comienza la fabricación de máquinas de 4 ½ yardas (4.1 metros) y 32 puntadas por minuto. Para 1883 existían ya 3 fábricas que producían máquinas para bordado tipo Schiffli: Reiter & Cie., Saurer and Sons y Martini & Tanner en Frauenfeld, Suiza.

Desde 1880, Isaak Groebli pensó en adaptar el principio Jacquard al bastidor de la máquina Schiffli, esto eliminaría la necesidad de una persona experimentada para manejar el pantógrafo, e incrementaría considerablemente la velocidad de la máquina.

Es Arnold Groebli, hijo de Isaak, quien desarrolló el primer automático en 1890, este instrumento, basado en el principio Jacquard (Joseph Jacquard desarrolló en 1802 un telar que almacenaba patrones de tejido en **tarjetas perforadas**), se encargaría de ahora en adelante, de controlar todos los movimientos de la máquina Schiffli, esto es, movimientos del bastidor, movimientos de agujas y lanzaderas. La empresa Vogtlandische Maschinen Fabrik (VOMAG) en Plauen, Alemania, inicia la producción de los automáticos, adaptando el primero de ellos a una máquina de 10 yardas en 1907. Robert Zahn, jefe de ingeniería de VOMAG, estudió el automático de Groebli y desarrolló uno completamente nuevo y tan superior al de Groebli que lo volvió obsoleto en 1910.

En 1905, Plauen y Saurer standardizan sus máquinas a 10 yardas y en 1910 Plauen introduce la de 15 yardas, al mismo tiempo Saurer introduce su propio automático.

En general, se tienen en la actualidad dos sistemas principales de máquinas de bordado Schiffli: Saurer de Suiza y Plauen de Alemania; sin embargo, a consecuencia de la Segunda Guerra Mundial, la VOMAG queda destruida, y a partir de entonces, las empresas Zangs A. G., Metal-Meccanica, Comerio Ercole, Hitachi-Seiki e Hiraoka Kogyo continúan la fabricación de máquinas Schiffli tipo Plauen.

A partir de la década de los 50's se comenzó la "modernización" de las máquinas Schiffli, aplicando los avances de la tecnología como son: movimiento hidráulico del bastidor (que no tuvo éxito), sistema de lubricación forzada, cambio automático de color del hilo, y control del movimiento del bastidor por medio de procesador electrónico, así como dispositivos electrónicos y neumáticos en el automático, logrando con ello velocidades de hasta 150 puntadas por minuto.

1.3. LA COMPAÑIA COMERIO ERCOLE, S.P.A.

Compañía fundada en 1885 en Varese, Italia, inició la producción de máquinas Schiffli en 1955, basada en el sistema Plauen y el Mando Automático Zahn.

Después de largos estudios, en 1971 presentaron su mecanismo de Cambio Automático de repetición y color; la repetición se refiere a la distancia entre agujas, que es de una pulgada francesa (27 milímetros). En el ambiente del bordado, 4/4 (cuatro cuartos) equivalen a 27 mm.. En consecuencia, cambiar la repetición a 8/4, significa retirar de la máquina la mitad de las agujas, para que así la distancia entre agujas sea de 54 mm.; pueden tenerse así repeticiones de 4/4, 8/4, 12/4, etc., limitados únicamente por el máximo desplazamiento horizontal del bastidor.

El cambio automático de repetición y color, vino a hacer realidad el sueño de la industria del bordado: bordar una misma tela en distintas repeticiones y con hilos de diferente color sin necesidad de intervención del operador.

Las características de la máquina objeto de esta tesis son:

Modelo	CE 15-68
Longitud útil	15 yardas (13.95 m)
Ancho útil	110 cm.
Desplazamiento horizontal	
máximo del bastidor	76/4 (515 mm.)
Puntadas por minuto (max.)	140
Número de agujas	1,024
Mando Automático	Tipo Zahn
Cambio automático de color	NO
Motor	220 V, 2.1 H.P.
Dimensiones (ancho alto largo)	2.4 x 4.5 x 17.8 m.
Peso neto	21,100 Kg.

CAPITULO 2

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA MAQUINA SCHIFFLI

2.1. LAS PUNTADAS: MOVIMIENTO DE AGUJAS Y LANZADERAS.

2.2. CARACTERISTICAS QUE DEBEN TENER LAS AGUJAS.

2.1. LAS PUNTADAS: MOVIMIENTO DE AGUJAS Y LANZADERAS.

Para analizar cómo se van formando las puntadas, se analizará primeramente un diagrama de cómo se ensarta el hilo, es decir, cuál es el camino que recorre el hilo desde el carrete a la tela (Figura 2.1.).

Desde el carrete, el hilo pasa por una guía y de ahí a un rodillo o rulo, sobre el cuál se le dan de dos a cuatro vueltas, según la fibra que se esté usando, con el fin de controlar el avance del hilo. De aquí, el hilo pasa por el **Tensor Menor**, el cuál tiene por objetivo regular la alimentación del hilo. Posteriormente, el hilo rodea el **Tensor Mayor**, cuya función es regular la tensión de trabajo del hilo; finalmente, el hilo es ensartado en la aguja.

El rulo gira gracias al trabajo del tensor menor, es decir, el rulo es libre y es la tensión de los hilos (generada por el tensor menor) la que hace girar el rulo. El giro del rulo está a su vez gobernado por un freno mecánico que permite que gire solo cuando deba hacerlo.

Los movimientos del rulo, tensores, agujas, bobinas, punzones y pisateñas, se generan con el mecanismo más sencillo: levas, bielias y correderas. El diagrama esquemático de la figura 2.2. ayudará a explicar el movimiento de las agujas.

Esquemáticamente, el movimiento de tensores mayor y menor es igual, la variante importante es el perfil de los excéntricos.

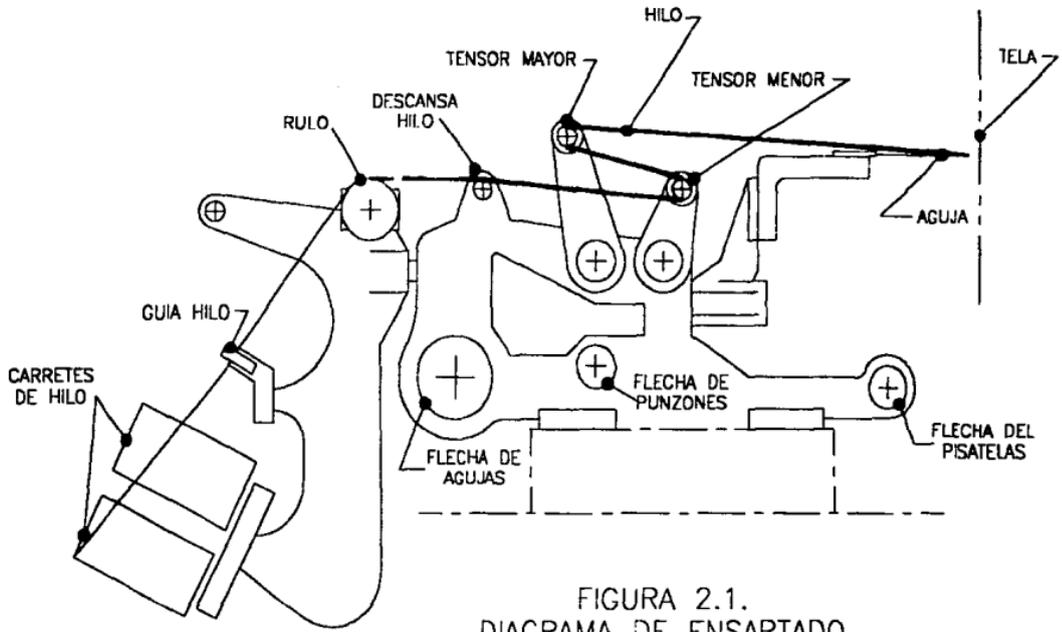


FIGURA 2.1.
DIAGRAMA DE ENSARTADO

El movimiento de las bobinas es en sentido diagonal, formando un ángulo de 15° con respecto a la vertical. Es importante observar que la lanzadera esta prácticamente flotando (fig. 2.3.a); el **Bastón** es el que se encarga de subir la lanzadera, la cual baja por la fuerza de gravedad. El **Pasador** impide que la lanzadera salga de la **Caja de Bobinas**.

Abriendo la tapa (fig. 2.3.b), es posible introducir el **capullo** o bobina de hilo, y pasar el hilo entre la **Placa de Tensión** y la tapa y sacarlo por la perforación lateral de la lanzadera. Girando el **regulador de tensión** hacia la punta de la lanzadera, se aumenta la tensión del hilo.

Para describir cómo se forman las puntadas, se explicará el movimiento de la **aguja**, y con referencia a éste, se mencionan los movimientos de los demás mecanismos involucrados

El movimiento que describe una aguja para formar una puntada se divide en cuatro pasos, limitados por cuatro puntos denominados:

PUNTO MUERTO POSTERIOR
PUNTO INTERMEDIO ANTERIOR
PUNTO INTERMEDIO POSTERIOR
PUNTO MUERTO ANTERIOR

Antes de iniciar una puntada, la aguja está en la posición más lejana de la tela, este es el punto muerto posterior. Al iniciar la puntada, la aguja avanza 30.8 mm. y penetra en la tela aproximadamente 10 mm., llegando así al punto intermedio anterior, ahora la aguja se retrae 4.1 mm., alcanzando el punto intermedio posterior (sin salir de

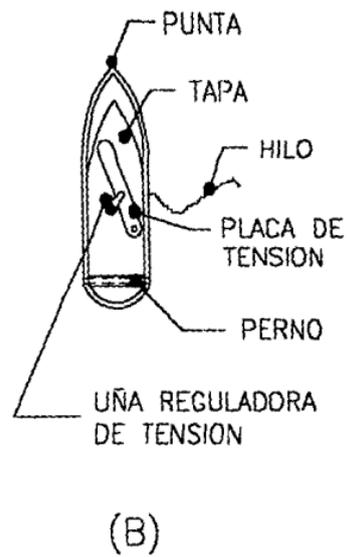
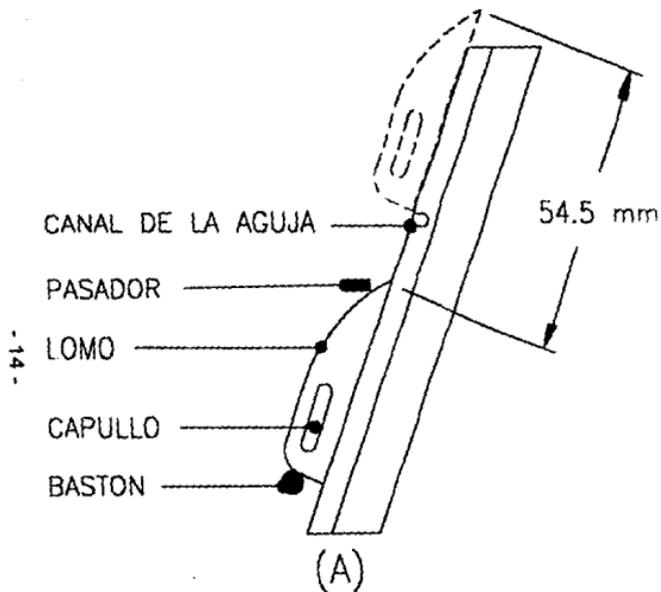


FIGURA 2.3.
LANZADERA Y SUS PARTES

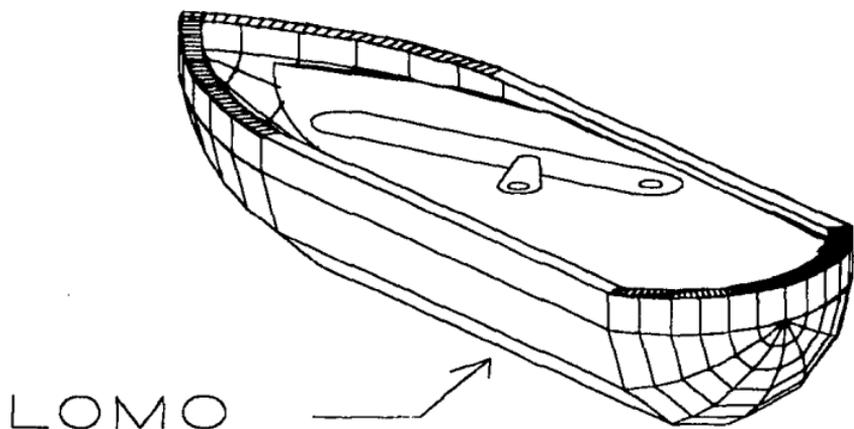


FIGURA 2.3-C
LANZADERA

la tela); nuevamente avanza la aguja, ahora 6 mm., llegando así al punto muerto anterior, lo que significa que la aguja ha llegado a la profundidad máxima y comienza a retraerse hasta llegar nuevamente al punto muerto posterior (fig 2.4.).

Durante el paso 1, el rulo queda libre y el tensor menor se adelanta (se acerca a la tela) proporcionando así el hilo necesario para que la aguja avance libremente, sin tener que jalar el hilo; simultáneamente, la lanzadera está apenas iniciando su carrera ascendente. El tensor mayor está adelantado, es decir en el punto más cercano a la tela, a la vez que el pisatelas es activado para sujetar la tela contra la caja de bobinas.

El paso 2 es muy importante para formar la puntada: cuando la aguja llega al punto intermedio anterior, el hilo está con la tensión suficiente para mantenerlo pegado a la aguja; cuando ésta regresa al punto intermedio posterior, el hilo, gracias a la presión de la tela, no regresa junto con la aguja, formando así un lazo (loop - fig. 2.5.).

Durante este paso, los tensores permanecen estáticos, y el pisatela activado, evitando que la tela retroceda junto con la aguja, lo que impediría la formación del loop. La lanzadera sube y la punta pasa entre la aguja y el hilo, es decir, a través del loop (el rulo está bloqueado o **frenado**).

Durante el paso 3, la aguja avanza hasta el punto muerto anterior y la lanzadera llega al punto más alto de su carrera, el hilo ha llegado casi hasta la parte inferior de la lanzadera, pasando por encima del lomo de la misma, entrelazándose con el hilo de la bobina y es aquí, justo antes de iniciar el paso 4, cuando el tensor mayor se atrasa bruscamente, dándole un jalón al hilo y obligándolo a pasar por debajo de la lanzadera y sacándolo hacia la tela.

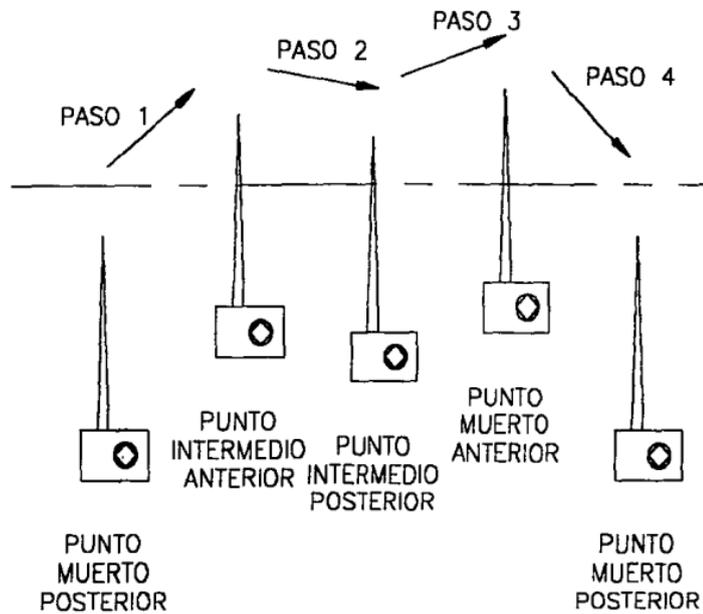


FIGURA 2.4.
MOVIMIENTO DE LA AGUJA

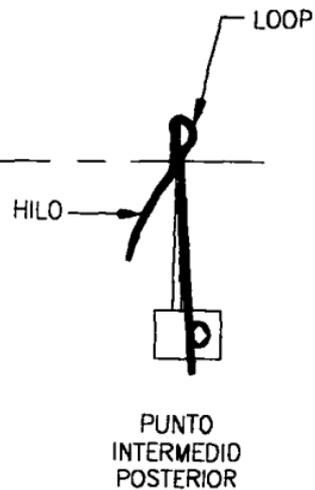


FIGURA 2.5.
FORMACION DEL LOOP

La calidad de la puntada -y consecuentemente la del bordado-, dependerá del equilibrio entre la tensión del hilo de la bobina (controlado por la lanzadera) y la tensión del hilo de la aguja que se controla principalmente por el tensor mayor.

Durante el paso 4, el tensor mayor regresa a su posición original y al salir la aguja de la tela se ha formado una puntada. Inmediatamente después de que la aguja sale de la tela, se desactiva el pisatela y ocurre el movimiento del bastidor, el cual concluye justo antes de que la aguja penetre nuevamente la tela e inicie otra puntada.

Es evidente que la sincronía entre el movimiento de las agujas y el bastidor es de gran importancia: el bastidor debe permanecer estático mientras las agujas están cruzando la tela; de lo contrario pueden presentarse consecuencias indeseables como el desgarre de la tela, bordado deficiente e incluso la ruptura de las agujas.

Como se mencionó con anterioridad, el movimiento de agujas, bobinas, tensores, rulo y pisatela se genera a partir de levas o **excéntricos**, los cuales van montados sobre una misma flecha. A este conjunto se le denomina **árbol de levas** (fig. 2.6.). Al igual que en un motor de combustión interna, este árbol de levas debe "ponerse a tiempo", lo que se lleva a cabo adelantando o atrasando cada uno de los excéntricos. A continuación se enlistan las consecuencias de no tener un árbol de levas bien sincronizado.

EXCENTRICO

CONSECUENCIA

Tensor Mayor adelantado	Hilo anterior flojo
Tensor Mayor atrasado	Hilo anterior tenso
Tensor Menor adelantado	Más hilo anterior
Tensor Menor atrasado	Menos hilo anterior
Aumento carrera tensor Menor	Hilo anterior tenso
Disminución carrera tensor Menor	Hilo anterior flojo
Rulo muy frenado	Hilo anterior tenso
Rulo poco frenado	Hilo anterior flojo
Aumento carrera lanzadera	Más hilo bobina / Hilo anterior flojo
Disminución carrera lanzadera	Menos hilo bobina /Hilo anterior tenso

Como puede verse, además de poder dar ajustes a la posición de los excéntricos, pueden ajustarse también las carreras de todos los elementos. Estos ajustes son necesarios para lograr la calidad del bordado, según el tipo de tela e hilo que se estén empleando.

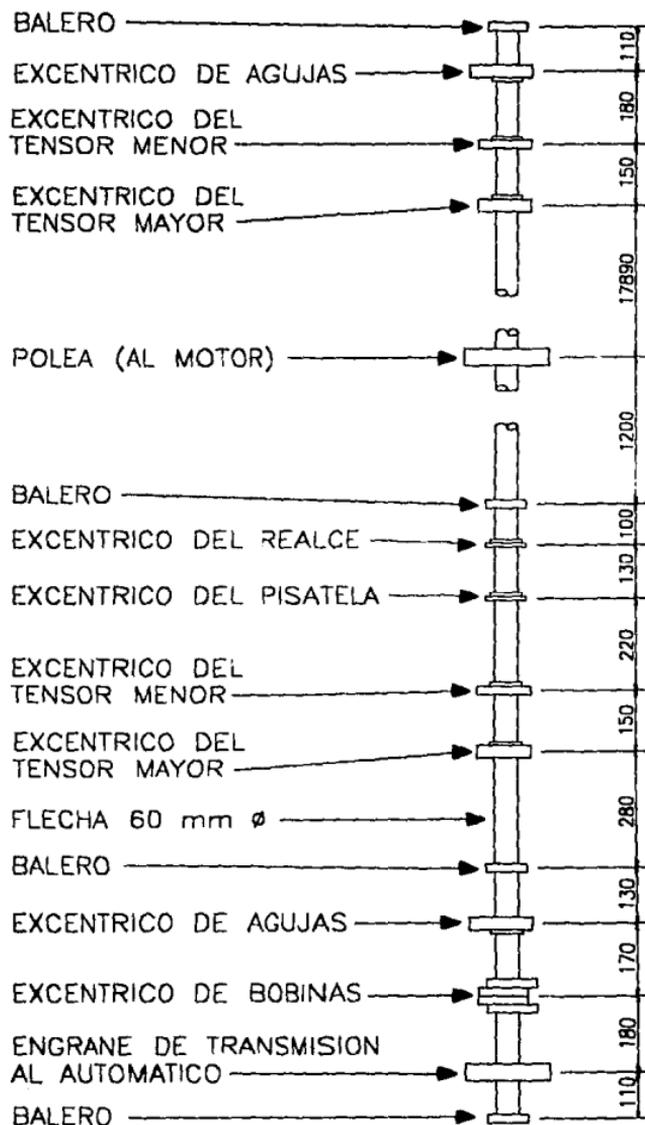


FIGURA 2.6.
ARBOL DE LEVAS

2.2. CARACTERÍSTICAS QUE DEBEN TENER LAS AGUJAS.

La aguja juega un papel importante en lo que se refiere a la costura de cualquier material, es probablemente el más pequeño elemento, pero indiscutiblemente el más importante, ya que de él dependerá significativamente la apariencia de la costura.

Las características de la aguja, enfocadas a las máquinas Schifflí son:

-Alta resistencia al desgaste y fatiga para evitar al máximo defectos y la necesidad de parar la máquina para cambiar una aguja.

-Contribuir junto con el hilo y la tela a realizar un bordado de buena calidad, efectuando puntadas lo más discretas posibles o decorativas, según lo requiera el tipo de bordado que se este efectuando.

-En casos extremos, servir como protección al resto de los mecanismos involucrados directamente, rompiéndose en lugar de dañarlos.

Para cumplir estos requisitos, las agujas tienen una forma muy peculiar, como se puede ver en la figura 2.7.

La PUNTA es la encargada de separar las fibras de la tela.

La FLECHA es la porción puntiaguda desde el ojo hasta la punta; se usa una flecha cónica para continuar la acción de la punta sin dañar la tela.

El hilo debe pasar libre a través del OJO, pero lo suficientemente tenso para poder formar el lazo, necesario para formar la puntada. Es importante que el ojo tenga una ligera conicidad, para facilitar la operación de ensartado del hilo, la cual llega a efectuarse inclusive con la máquina funcionando.

El TRONCO es quien determina el grosor de la aguja, lo cual será un factor decisivo en la apariencia del bordado, según el tipo de tela e hilo que se emplee, siempre debe elegirse una aguja tan gruesa como sea posible para mantener las roturas al mínimo y tan fina como sea necesario para no dañar la tela.

La RANURA LARGA tiene como finalidad guiar al hilo y protegerlo conforme atraviesa la tela.

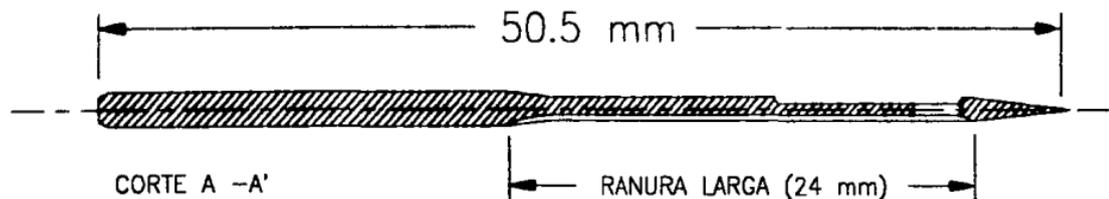
El SAQUE permite a la lanzadera acercarse lo más posible a la aguja para evitar puntadas en falso.

La función del HOMBRO es simplemente evitar la concentración de esfuerzos.

El CABO es la parte de donde se sujeta la aguja, éste es aplanado para facilitar una instalación adecuada debido a que el saque debe quedar paralelo al plano de deslizamiento de la lanzadera.

El TALON, debido a su conicidad, hace más fácil y rápida la colocación de la aguja.

Además de la forma característica de la aguja, se requiere un acero con propiedades muy especiales: debe ser extremadamente puro, sin segregaciones, inclusiones ni áreas suaves o duras. Al flexionarse, la deformación no debe ser permanente independientemente de la carga aplicada; esto significa que la gráfica esfuerzo-deformación del acero tendrá un rango elástico muy amplio y concluir con la ruptura del metal.



-24-

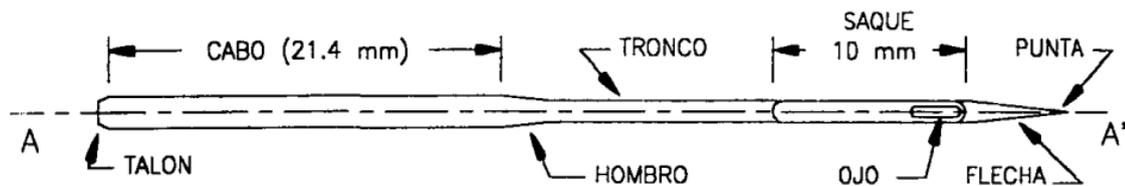


FIGURA 2.7.
PERFIL DE UNA AGUJA

CAPITULO 3

PRINCIPIO BASICO DE FUNCIONAMIENTO

DEL AUTOMATICO TIPO ZAHN

3.1. JACQUARD: LA CINTA PERFORADA.

3.2. FUNCIONES.

El automático es un sistema de levas y bieas empleadas para controlar el movimiento del bastidor para formar un dibujo. El bastidor, que pesa aproximadamente una tonelada, esta perfectamente balanceado, de tal manera que una fuerza mínima es suficiente para moverlo en cualquier dirección. Cabe aclarar que sobre el bastidor se colocan dos telas: una superior y una inferior, ya que la máquina tiene dos "pisos"; obviamente, se borda el mismo dibujo en ambos pisos.

El automático también controla todas las funciones de la máquina, las cuales se explicarán más adelante. Estas funciones y movimientos del bastidor, son almacenados en una la cinta perforada o "carta", como se le llama en la industria del bordado, para ser posteriormente "leída" por el automático. Dicha cinta, es preparada por el dibujante.

3.1. JACQUARD: LA CINTA PERFORADA.

Como se mencionó, Joseph Jacquard fue quien desarrolló el primer sistema mecánico para almacenar datos, aplicado a la industria textil. Bajo el mismo principio que ideó en 1802, se desarrolló el automático para máquinas Schiffli en 1905 y hoy, casi dos siglos después de su creación, se sigue empleando el mismo sistema.

La cinta perforada o carta es leída por una serie de platinas colocadas en un orden predeterminado por la acción de agujeros previamente "ponchados" en la carta.

La carta se acerca a las platinas, las cuales penetran a los agujeros de la carta mientras que la parte sin agujeros empujan a las platinas a una posición neutral, dejando así en las platinas la información necesaria para que actúe el automático. De esta forma se activa un sistema de cremalleras y diferenciales que darán movimiento al bastidor (La función del pantografista en las máquinas sin automático, era activar dichas cremalleras), para que con una revolución de la flecha principal del automático se active un ciclo completo de la máquina y así formar una puntada o paso.

Las platinas se forman de tres partes (fig. 3.1.): la aguja que es la parte que penetra la carta, la platina propiamente dicha y que a su vez se conecta con la escuadra.

Un grupo específico de platinas se usa exclusivamente para controlar el movimiento del bastidor; determinan la magnitud X-Y del movimiento del bastidor según el valor de la platina. Otro grupo de platinas se usa para controlar las funciones de la máquina, tales como conectar y desconectar agujas, cambio de velocidad, etc..

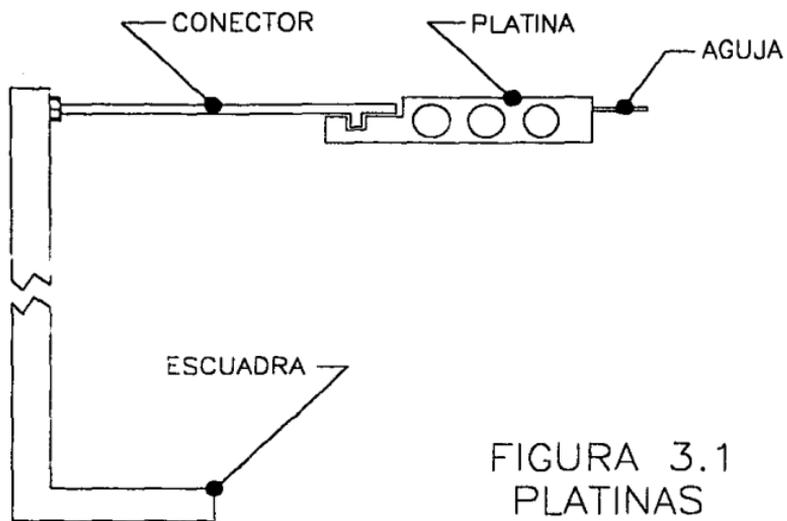


FIGURA 3.1
PLATINAS

Las platinas a través de la escuadra, activan un sistema de ganchos o **pipas** que gobiernan el desplazamiento de una cremallera que finalmente mueve el bastidor.

La carta (fig 3.2) mide 16.5 cm. de ancho y registra 200 pasos por metro. Los agujeros grandes a los lados, son los agujeros de transporte para mantener la carta alineada con las platinas. Los agujeros de funciones se encuentran entre los extremos de la carta y los agujeros de transporte; los agujeros que determinan el movimiento del bastidor se encuentran en la parte central, entre los agujeros de transporte.

Hay agujeros de transporte cada dos pasos, esto es necesario para determinar la función a ejecutar, ya que cada agujero para función puede efectuar dos acciones según su posición "M" o "W". Con el principio de la carta hacia arriba, los agujeros situados debajo de los agujeros de transporte, son la posición M o **MEHR** (más en idioma alemán), mientras que la siguiente línea es la posición W o **WENIGER** (menos en idioma alemán).

Los 36 agujeros en el centro representan la magnitud del movimiento del bastidor, del lado izquierdo, a partir del centro, los primeros 9 agujeros representan los valores del 1 al 9, los siguientes 9 representan valores de 10 en 10 desde el 10 hasta el 90 en sentido vertical; los otros dos sectores del lado derecho son movimientos horizontales. El sentido positivo o negativo del movimiento lo determina el agujero central de funciones del lado correspondiente: un agujero a la izquierda moverá el bastidor hacia abajo y si no hay agujero, hacia arriba. De igual forma, un agujero del lado derecho moverá el bastidor a la izquierda y si no hay agujero hacia la derecha. El movimiento máximo que se puede obtener es de 99 puntos (90 + 9), en cualquier dirección o combinación (movimiento diagonal). Un punto equivale a 1/6 de milímetro, de tal forma que el desplazamiento máximo es de 16.5 mm. en cada sentido.

Cabe aclarar que no puede aparecer más de un agujero en cada una de las 4 secciones, los cuales se "suman" para obtener el movimiento total del bastidor en cada dirección.

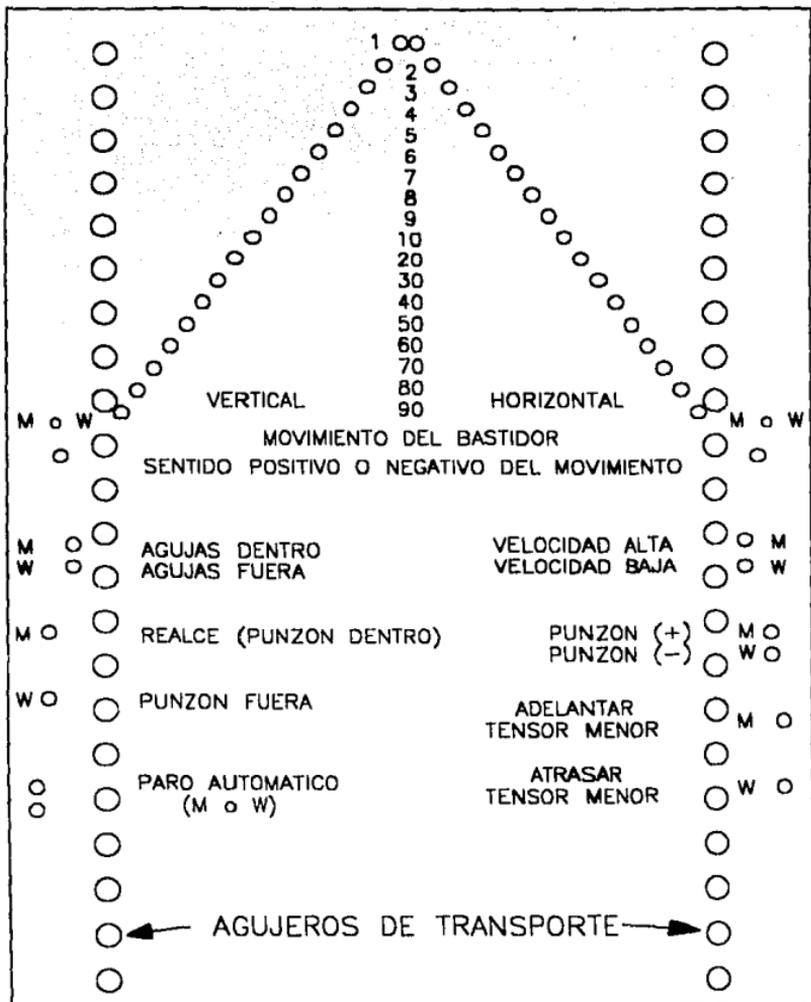


FIGURA 3.2.
LA CARTA

3.2. FUNCIONES.

A continuación se explica de manera sencilla cual es la utilidad de cada función. Es muy importante aclarar que éstas actúan sobre mecanismos que requieren una pequeña fuerza para activarse, la cual es independiente de la longitud de la máquina; de hecho el incremento en el consumo de potencia se presentará sobre el árbol de levas, cuya operación es independiente del automático, el único requisito es que giren a las mismas revoluciones y que ambos, automático y árbol de levas estén sincronizados.

AGUJAS: Es necesario desconectar (sacar) las agujas para poder activar otros instrumentos como punzones o festones (éstos últimos ya no tienen aplicación en la actualidad).

REALCE Y PUNTO NORMAL: Esta función se conoce como **Blattstich**, lo que hace al conectarse el realce, es desactivar el mecanismo de freno del rulo, de tal forma que las puntadas tendrán el hilo flojo, dando un efecto de "realce" al bordado. El Punto Normal, vuelve a activar el freno.

PUNZONES: Los punzones tienen como objetivo perforar la tela para hacer un "calado" en el dibujo. Como se ve en la Fig. 3.2., se usa el mismo agujero para el realce, ya que no se puede bordar y calar al mismo tiempo; si las agujas están desconectadas, entrarán los punzones.

PUNZON (+) Y (-): Esta función controla la profundidad del punzón para hacer un calado grande o pequeño, en la figura 3.3. puede observarse el perfil de un punzón; gracias a la forma piramidal de éste, mientras más profundidad, mayor será el tamaño de la perforación. Cabe aquí aclarar que los punzones deben trabajar en la velocidad lenta.

PARO AUTOMATICO: Esta función detiene la máquina al terminar un dibujo. Se usa en dibujos con muchas puntadas, ya que en dibujos pequeños (hasta de 4,000 puntadas) se unen los extremos de la carta para tener un ciclo continuo de bordado.

VELOCIDAD ALTA Y BAJA: Esto se logra debido a que se emplean motores de dos velocidades (de corriente alterna) con doble embobinado.

ATRASAR O ADELANTAR TENSOR MENOR: Esta función permite dar más o menos hilo a la tela, para lograr distintos efectos.

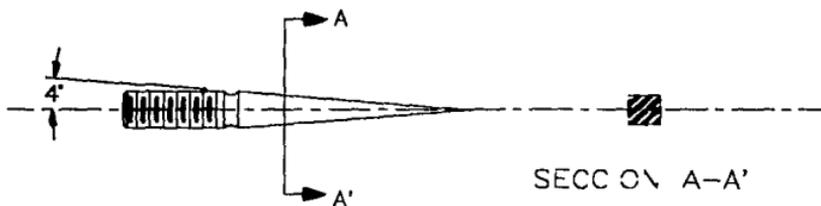


FIGURA 3.3.
PUNZON

CAPITULO 4

DISEÑO DE LA MODIFICACION

- 4.1. MODIFICACIÓN A LA ESTRUCTURA PRINCIPAL.**
- 4.2. MODIFICACIÓN A LA MÁQUINA.**
 - 4.2.1. CÁLCULO DE LA FLECHA DE AGUJAS.**
 - 4.2.1.1. BASES TEÓRICAS PARA EL ANÁLISIS POR FATIGA.**
 - 4.2.2. CÁLCULO DE LAS FLECHAS DE TENSORES.**
 - 4.2.3. CÁLCULO DE LA FLECHA DE PUNZONES.**
 - 4.2.4. CÁLCULO DEL TIRANTE DE BOBINAS.**
 - 4.2.5. CÁLCULO DEL TIRANTE DEL PISATELA.**
 - 4.3. CONSIDERACIONES SOBRE EL BASTIDOR.**

4.1. MODIFICACIONES A LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

La estructura principal es la parte de la máquina sobre la cual se sujetan todos los demás elementos de la máquina. La estructura va montada sobre una cimentación adecuada, y requiere estar perfectamente nivelada y alineada, ya que debido a que todos los apoyos de las flechas son parte de la estructura principal, si hubiese una pequeña falla en la nivelación, sería imposible hacer girar cualquiera de las flechas.

Dicha estructura se forma de componentes básicos, estos son: una **placa para el automático**, que como se mencionó es el cerebro de la máquina; una **pared inicial** que servirá, entre otras cosas, como punto de referencia para el montaje, alineación y nivelación de la máquina, en conjunto con una **pared terminal**. Estas paredes marcan el inicio y fin de la máquina, y sobre ellas se montan los **tubos**, que son los elementos que sostienen los apoyos de las flechas; estos tubos, a su vez, se apoyan cada tres yardas (91.44 cm.) sobre las **patas**.

En la figura 4.1. se observa el ensamble de estos componentes básicos, y también una característica fundamental para el presente estudio: la longitud de los tubos es de 3 yardas (91.44 cm.), y se tienen patas de apoyo a la misma distancia, lo cual determina una carga total por cada claro de tres yardas (91.44 cm.), de donde deriva una carga unitaria por claro, de tal forma que no será necesario hacer cálculos para saber que si se aumenta la longitud de la máquina, los elementos que se agreguen van a trabajar satisfactoriamente, sin someterse a esfuerzos adicionales.

La carga adicional consecuencia del aumento de longitud de la máquina, será absorbida por la cimentación, la cual deberá ser modificada, sin embargo, el estudio correspondiente queda fuera del alcance de esta tesis.

Para la modificación de la máquina se requerirán los siguientes componentes básicos (mostrados en la Figura 4.1.):

- 2 Tubos superiores delanteros.
- 2 Tubos superiores posteriores.
- 2 Tubos inferiores delanteros.
- 2 Tubos inferiores posteriores.
- 2 Patas delanteras.
- 2 Patas posteriores.

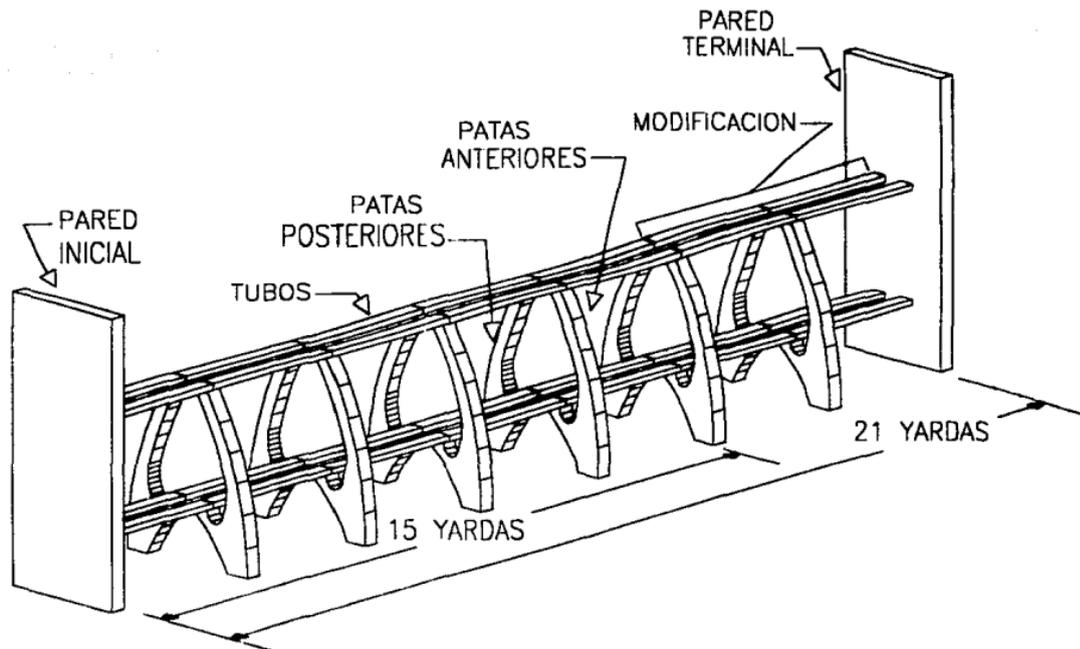


FIGURA 4.1.
ESTRUCTURA PRINCIPAL

4.2. MODIFICACIONES A LA MAQUINA

Debido al aumento en longitud de la máquina, se encontrarán ciertos elementos que se verán sometidos a un aumento en la carga que manejan, por lo que es necesario efectuar los cálculos pertinentes para determinar si dichos elementos soportan o no el incremento en la carga.

Los elementos que se podrán ver afectados se listan a continuación:

- Flecha de Agujas.
- Flechas de Tensores.
- Flecha de Punzones.
- Tirante de Bobinas.
- Tirante del Pisatela.
- Bastidor.

Se presenta en seguida el análisis de cada uno de estos elementos.

4.2.1. CALCULO DE LA FLECHA DE AGUJAS.

CONSIDERACIONES.

El objetivo es analizar si la máquina modificada requerirá o no un diámetro mayor en la flecha de agujas. Para esto se tomará como base que la flecha debe mover el lineal de agujas una distancia dada en tiempos dados.

El análisis se realizará progresivamente, bajo los criterios de diseño que se consideren necesarios; los datos se proporcionarán conforme se vayan requiriendo.

En la figura 4.2. se observa el mecanismo que activa las agujas. Como se vio en la figura 2.6., el excéntrico de agujas va montado sobre la flecha motriz ó árbol de levas; sobre dicho excéntrico actúa un seguidor ó brazo de agujas, que le proporciona -mediante unas bielas- un momento torsionante cíclico a la flecha de agujas; contemporáneamente, otras bielas activan un mecanismo de biela-corredera, para convertir el giro de la flecha en un movimiento recto en el lineal de agujas. Este conjunto de elementos, forman lo que se denomina **CONJUNTO DEL MOVIMIENTO DE AGUJAS** (figura 4.3.).

Sobre la máquina se presenta un conjunto a cada yarda, de tal forma que se encuentran 16 conjuntos por piso, y en la máquina modificada se deberán colocar 22 conjuntos, manteniendo la misma distancia de 1 yarda (0.9144 cm.) entre cada conjunto; de esta manera, es posible afirmar que la carga unitaria por conjunto no sufrirá ningún incremento, por lo que no será necesario ningún cálculo sobre la biela , barra y corredera, así como en los pernos y demás elementos involucrados.

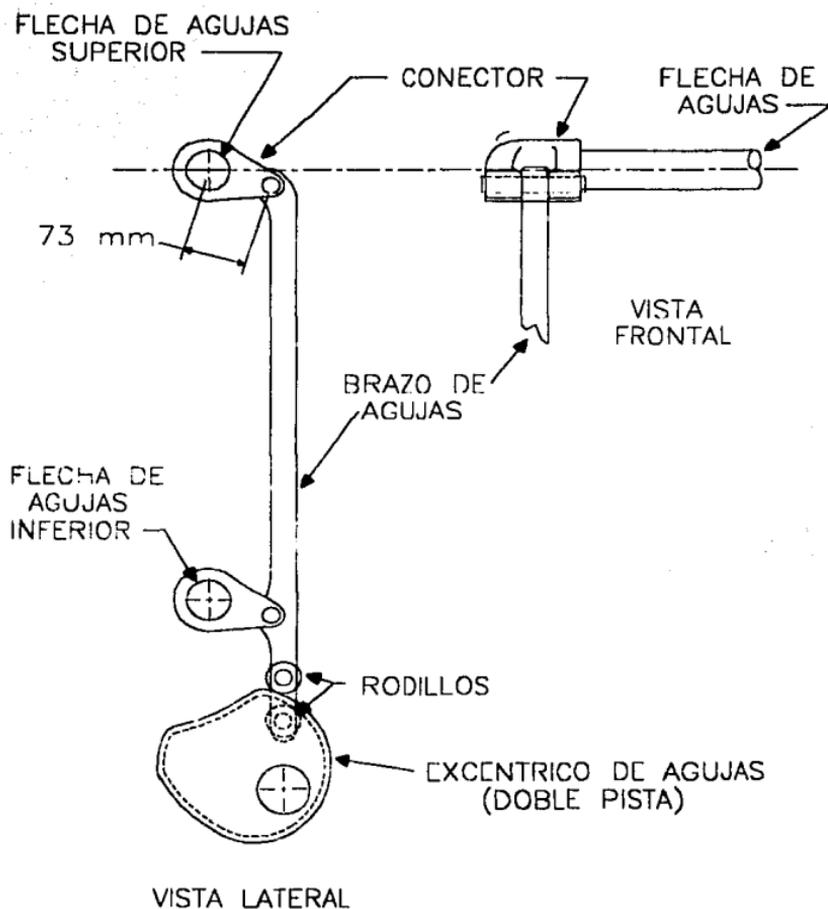


FIGURA 4.2.
 MECANISMO ACTIVADOR DE AGUJAS

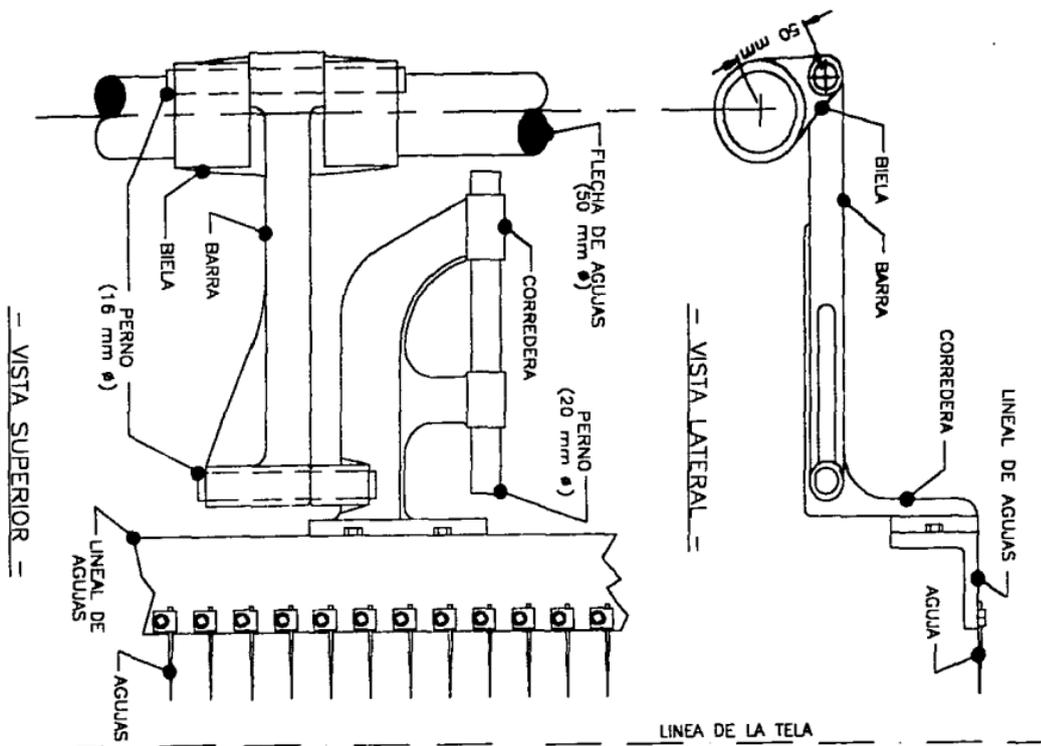


FIGURA 4.3.
CONJUNTO DEL MOVIMIENTO DE AGUJAS

ANALISIS.

El primer dato a determinar, es el número de agujas de la máquina modificada. Actualmente, la máquina tiene 15 reglas de agujas, con 34 agujas cada una, exceptuando los extremos , que tienen 35 agujas; esto significa:

$$(13 \text{ reglas} \times 34 \text{ agujas}) + (2 \text{ reglas} \times 35 \text{ agujas})$$

$$= 512 \text{ agujas por piso (1,024 agujas en los dos pisos).}$$

Para completar a 21 yardas, se requieren 6 reglas intermedias extra por piso, lo que significa:

$$(19 \text{ reglas} \times 34 \text{ agujas}) + (2 \text{ reglas} \times 35 \text{ agujas})$$

$$= 716 \text{ agujas por piso.}$$

Es decir que la máquina modificada tendrá 1,432 agujas.

A partir del perfil del excéntrico de agujas, se obtienen los datos del desplazamiento del brazo de agujas:

GIRO DEL EXCENTRICO (Grados)	POSICION DEL BRAZO (mm.)	
0	0.0	PUNTO MUERTO POSTERIOR
15	1.0	
30	2.0	
45	4.5	
60	8.0	
75	13.5	
90	19.5	
105	27.0	
120	38.0	
135	44.0	
150	45.5	PUNTO INTERMEDIO ANTERIOR
165	43.0	
180	39.5	PUNTO INTERMEDIO POSTERIOR
195	41.5	
210	47.0	
225	48.5	PUNTO MUERTO ANTERIOR
240	48.0	
255	45.0	
270	37.0	
285	26.0	
300	16.0	
315	8.0	
330	3.0	
345	1.0	
360	0.0	PUNTO MUERTO POSTERIOR

Con estos datos, se construye el Diagrama de Desplazamiento correspondiente (Figura 4.4.).

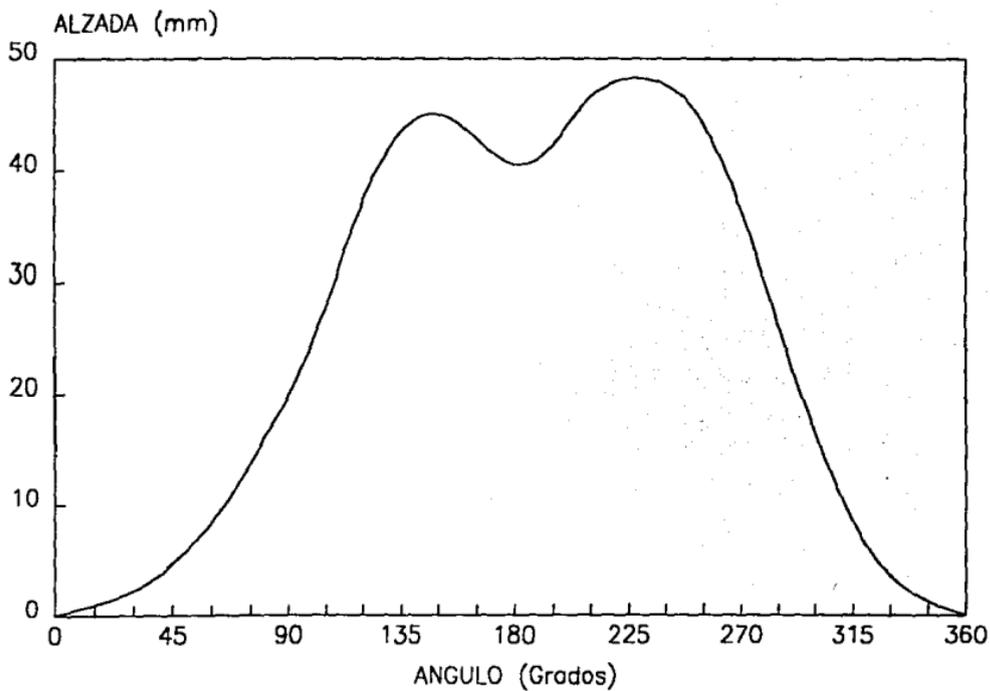
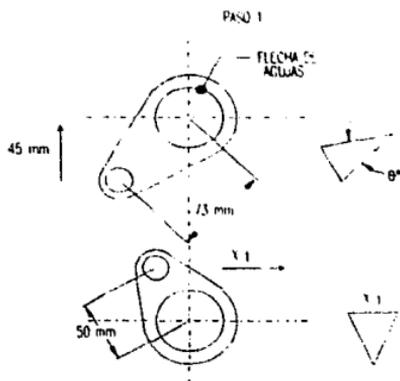


FIGURA 4.4.
DIAGRAMA DE DESPLAZAMIENTO
DEL EXCÉNTRICO DE AGUJAS

A continuación, se analiza como se refleja este desplazamiento directamente sobre el lineal de agujas. Se deduce que no es el mismo, debido a la diferencia de las distancias entre centros de las bielas que activan la flecha de agujas (73 mm.) y las bielas que activan el conjunto del movimiento de agujas (50 mm.). Esta relación, se obtiene por trigonometría:



Por ley de cosenos:

$$C^2 = A^2 + B^2 - 2AB \cos \gamma$$

$$45.5^2 = 73^2 + 73^2 - 2(73)(73)\cos \gamma$$

$$\cos \gamma = \frac{2,070.25 - 10,658}{-10,658}$$

$$\cos \gamma = 0.8058$$

$$\gamma = 36.317^\circ$$

$$X^2 = 50^2 + 50^2 - 2(50)(50)(\cos \gamma)$$

$$X_1 = 31.16 \text{ mm.}$$

De igual forma, se obtienen los demás desplazamientos, que se muestran en la siguiente tabla:

DESPLAZAMIENTO
DEL BRAZO

45.5 mm.
6 mm.
9 mm.
48.5 mm.

PASO 1
PASO 2
PASO 3
PASO 4

DESPLAZAMIENTO
DEL LINEAL

31.16 mm.
4.11 mm.
6.16 mm.
33.22 mm.

Como la distancia desde la tela hasta el lineal de agujas, cuando éste se encuentra en el punto muerto posterior, es de 10 mm., con los datos anteriores se define paso a paso el desplazamiento del lineal de agujas (Figura 4.5.).

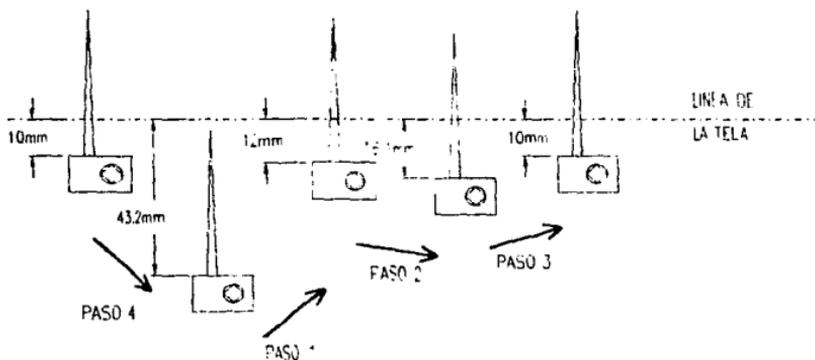


FIGURA 4.5.
DESPLAZAMIENTO DE LAS AGUJAS

La máquina que se pretende modificar tiene una velocidad de trabajo nominal de 140 R.P.M., sin embargo, en base a la experiencia y debido a que la nueva longitud de la máquina implica un bastidor más grande y consecuentemente, con más inercia; con la finalidad de reducir la vibración del bastidor para no perjudicar la calidad del bordado, se fija una velocidad máxima de 120 R.P.M., que equivalen a 120 puntadas por minuto.

Una vez hecha esta consideración, puede calcularse la aceleración del lineal de agujas. Con una velocidad angular $w = 120$ R.P.M., lo cual significa que 360° equivalen a $1/2$ segundo. Conociendo el desplazamiento del lineal de agujas a intervalos de 15° de giro del excéntrico, y sabiendo que la velocidad es igual a ΔSt y

que a su vez, la aceleración es igual a $\Delta V/t$, se obtienen las velocidades y aceleraciones promedio correspondientes:

ANGULO (°)	DESPLAZAMIENTO DEL LINEAL (mm.)	VELOCIDAD (cm./s)	ACELERACION (m/s ²)
0	0.0	0.0	0.0
15	0.7	3.3	1.6
30	1.4	3.3	0.0
45	3.1	8.2	2.4
60	5.5	11.5	1.6
75	9.2	18.1	3.2
90	13.4	19.7	0.8
105	18.5	24.7	2.4
120	26.0	36.2	5.5
135	30.1	19.7	-7.9
150	31.2	4.9	-7.1
165	29.4	8.2	-6.3
180	27.1	11.5	-1.6
195	28.4	6.6	8.7
210	32.2	18.1	5.5
225	33.2	4.9	-6.3
240	32.9	-1.6	-3.2
255	30.8	-9.9	-3.9
270	25.3	-26.3	-7.9
285	17.8	-36.2	-4.7
300	11.0	-32.9	1.6
315	5.5	-26.3	3.2
330	2.1	-16.4	4.7
345	0.7	-6.6	4.7
360	0.0	-3.3	1.6

Para efectos de diseño, se considerará la aceleración más alta, que es la que se presenta cuando el excéntrico ha girado 195°. con una valor de 8.7 m/s². Aplicando la 2ª Ley de Newton, se puede calcular la fuerza necesaria para el desplazamiento de un lineal de agujas, sabiendo que la masa a desplazar es:

Masa del lineal de agujas:	5.9 Kgm.
Masa del conjunto del movimiento de agujas:	2.3 Kgm.
Total	<u>8.2 Kgm.</u>

se tiene entonces:

$$F = m a / g_c = (8.2 \text{ Kgm})(8.7 \text{ m/s}^2) / (9.81 \text{ m/s}^2)$$

$$F = 7.25 \text{ Kg.}$$

Esta es la fuerza que se requiere en cada conjunto del movimiento de agujas; sin embargo, durante el primer paso, las agujas penetran la tela, operación que requiere una fuerza adicional. El valor de esta fuerza se obtuvo experimentalmente, mediante el uso de una máquina modelo, desarrollada para la presentación de esta tesis. Usando un dinamómetro, se determinó que una aguja requiere una fuerza de 30 gramos para penetrar la tela. A este valor se le aplica un Factor de Diseño de 2.0, debido a que existen diferentes tipos de tela, y a la existencia de los llamados "puntos duros", que es cuando la aguja además de penetrar la tela, se encuentra en su camino puntadas anteriores. Se obtiene así la fuerza requerida por las agujas de un lineal para **atravesar la tela (F_{AG})**:

$$F_{AG} = 30 \text{ g} \times 34 \text{ agujas} \times 2.0 = 2,040 \text{ g.}$$

$$F_{AG} = 2.04 \text{ Kg.}$$

Esta fuerza debe sumarse a la fuerza que se requiere para mover un conjunto del movimiento de agujas durante el paso 1, cuando el excéntrico ha girado entre 60 y 75 grados, ya que la distancia media de la punta de la aguja a la tela es de 7.2 mm. cuando el lineal de agujas esta en el punto muerto posterior. Esta suma de fuerzas debe compararse con la fuerza requerida cuando el excéntrico ha girado 195°, y deberá emplearse para el diseño la que resulte mayor.

La fuerza requerida a los 75° es:

$$F = \frac{(\text{MASA A DESPLAZAR}) (\text{ACELERACION A LOS } 75^\circ)}{g_c}$$

$$F = \frac{(8.2 \text{ Kg.}) (3.2 \text{ m/s}^2)}{9.81 \text{ m/s}^2}$$

$$F = 2.64 \text{ Kg.}$$

A este valor se le suma el valor de la fuerza que se requiere para que las agujas penetren la tela, para obtener la fuerza total necesaria (F_T).

$$F_T = F + F_{AG}$$

$$F_T = 2.64 \text{ Kg.} + 2.04 \text{ Kg.} = 4.68 \text{ Kg.}$$

Debido a que la fuerza requerida a los 195° (7.25 Kg.) es mayor que la suma de la fuerza requerida a los 75° (4.68 Kg.) y la fuerza requerida por las agujas, se utilizará para el diseño la fuerza $F = 7.25 \text{ Kg.}$

Ahora se calcula el momento torsionante necesario en la flecha de agujas por cada yarda (91.44 cm.) de longitud, multiplicando la fuerza necesaria para mover el lineal de agujas por el brazo de la biela (50 mm.).

$$M_T = 7.25 \text{ Kg.} \times 5 \text{ cm.}$$

$$M_T = 36.27 \text{ Kg. cm.}$$

como se tienen 22 conjuntos de movimiento de agujas, se multiplica M_T por 22, para obtener así el momento torsionante total aplicado a la flecha de agujas:

$$M_T = 22(36.27 \text{ Kg. cm.})$$

$$M_T = 797.94 \text{ Kg. cm.}$$

El diámetro necesario de la flecha se calcula de acuerdo con la ecuación del código ASME para flechas con carga axial pequeña:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot S_s} \sqrt{(K_B M_B)^2 + (K_T M_T)^2}$$

Donde K_B y K_T son los factores combinados de choque y fatiga para los momentos flexionante y torsionante respectivamente, M_B es el momento flexionante y M_T el momento torsionante

Para aplicar esta fórmula, es necesario calcular el momento flexionante, considerando que la carga axial es únicamente el propio peso de la flecha. En la figura 4.6. se representa el diagrama de cuerpo libre de la flecha de agujas, la cual tiene una longitud total de 23 yardas (21.0312 m) y 24 apoyos equidistantes, lo que sugiere aplicar el método de los tres momentos para resolver la viga hiperestática o estáticamente indeterminada.

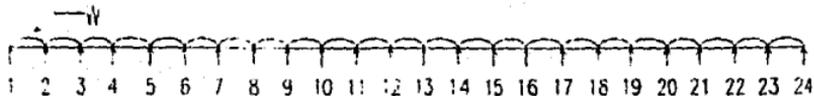


FIGURA 4.6.
DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA FLECHA DE AGUJAS

La carga W sobre la flecha no es más que su propio peso, el cual se obtiene como sigue:

Diámetro de la flecha = 50 mm.

$$V = \pi r^2 L = \pi (.025\text{m})^2 (21\text{m}) = 0.0413 \text{ m}^3$$

El peso del acero es $7,850 \text{ Kg./m}^3$, por lo que el peso de la flecha por metro lineal (W) resulta ser:

$$W = \frac{0.0413 \text{ m}^3 \times 7,850 \text{ Kg./m}^3}{21 \text{ m}} = 15.41 \text{ Kg./m}$$

La ecuación de los tres momentos es:

$$M_{n-1}l_n + 2M_n(l_n+l_{n+1}) + M_{n+1}l_{n+1} = -\frac{6A_n a_n}{l_n} - \frac{6A_{n+1} b_n}{l_{n+1}}$$

considerando los tres apoyos $n-1$, n y $n+1$, se tienen los momentos flexionantes M_{n-1} , M_n y M_{n+1} , las distancias entre los apoyos l_n y l_{n+1} , las áreas del diagrama de momentos A_n y A_{n+1} y las distancias a los centros de gravedad a_n y b_n (Figura 4.7.).

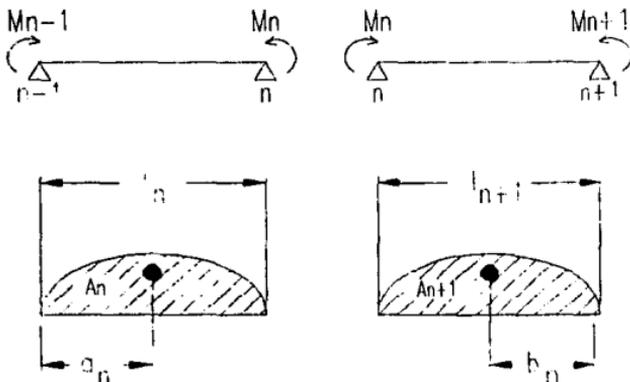


FIGURA 4.7.
DIAGRAMA DE LA ECUACION
DE LOS TRES MOMENTOS

Las áreas A_n y A_{n+1} se determinan considerando vigas simplemente apoyadas, con la fórmula:

$$A = \frac{w l^3}{12}$$

y su centro de gravedad se encuentra en el centro del claro.

Para aplicar este método, se considera M_1 y M_{24} como cero, y se obtiene un sistema de 22 ecuaciones con 22 incógnitas:

$$l = 1 \text{ yarda} = 0.9144 \text{ m}$$

$$l/2 = 0.4572 \text{ m}$$

$$a_n = b_n = l/2$$

$$A_n = \frac{Wl^3}{12} = \frac{(15.41 \text{ Kg./m})(0.9144 \text{ m})^3}{12} = 0.9818 \text{ Kg. m}^2$$

Aplicando el método a los apoyos 1, 2 y 3, se obtiene:

$$0 + 2M_2(2L) + M_3L = -\frac{6 \frac{WL^3}{12} \frac{L}{2}}{L} - \frac{6 \frac{WL^3}{12} \frac{L}{2}}{L}$$

simplificando:

$$4M_2L + M_3L = -\frac{WL^3}{2} \quad \dots (1)$$

en los apoyos 2, 3 y 4:

$$M_2L + 4M_3L + M_4L = -\frac{WL^3}{2} \quad \dots (2)$$

en los apoyos 3, 4 y 5:

$$M_3L + 4M_4L + M_5L = -\frac{WL^3}{2} \quad \dots (3)$$

debido a la simetría de la flecha, se deduce la simetría de las ecuaciones (2) a (21), y la ecuación (22), se obtiene aplicando el método a los apoyos 22, 23 y 24:

$$M_{22}L + 4M_{23}L = -\frac{WL^3}{2} \quad \dots (22)$$

$$R'_n = R''_n = \frac{WL}{2}$$

$$R'_n + R''_n = WL$$

por lo tanto :

$$R_n = WL + \frac{M_{n+1} - M_N}{0.9144} + \frac{-M_N + M_{N+1}}{0.9144}$$

Se incluye en el programa GWBASIC una rutina para calcular las reacciones. Este programa, tras solicitar el peso de la flecha por metro de longitud, arroja como resultado los momentos flexionantes desde M_2 hasta M_{23} , las reacciones en los apoyos desde R_3 hasta R_{22} , y la sumatoria de las reacciones desde R_3 hasta R_{22} . El programa se lista a continuación, así como el resultado para el peso de la flecha de agujas (15.41 Kg./m).

```

10 'TESIS.BAS
100 '----- GENERACION DEL SISTEMA DE ECUACIONES -----
110 N=22 : M=N+1 : L=.9144 : CL=4*L : DIM A(N,M) : CLS
120 INPUT "CUAL ES EL PESO DE LA FLECHA ?";W
130 DL3=(-W*L*L*L)/2
140 FOR X=1 TO 22
150     A(X,X)=CL
160     A(X,23)=DL3
170 NEXT X
180 FOR X=1 TO 21 : A(X,X+1)=L : NEXT X
190 FOR X= 2 TO 22 : A(X,X-1)=L : NEXT X
200 '----- SOLUCION AL SISTEMA DE ECUACIONES -----
210 FOR I=1 TO N
220     PIVOTE = A(I,I)
230     FOR J=1 TO M
240         A(I,J)=A(I,J)/PIVOTE
250     NEXT J
260     FOR K=1 TO N
270         IF K=I GOTO 320
280         MULTI = A(K,I)
290         FOR J=1 TO M
300             A(K,J)=A(K,J)-MULTI*A(I,J)
310         NEXT J
320     NEXT K
330     LOCATE 3,1:PRINT "RESOLVIENDO ECUACION ";LOCATE 3,25:PRINT I
340 NEXT I
500 '----- IMPRESION DE RESULTADOS -----
510 LPRINT "PESO DE LA FLECHA POR METRO =" ;W : LPRINT
520 LPRINT "MOMENTOS FLEXIONANTES"
530 FOR Z= 1 TO N
540     LPRINT "M( ;Z+1 ; )=" ;TAB(15);
550     LPRINT USING"####.####";A(Z,M)
560 NEXT
570 '----- CALCULO E IMPRESION DE LAS REACCIONES -----
580 LPRINT :LPRINT :LPRINT "REACCIONES"
590 DIM R(M) : TOT=0
600 FOR K=2 TO 21
610     F = (A(K-1,23)-A(K,23))/L
620     G = (-A(K,23)+A(K+1,23))/L
630     R(K)=(W*L)+F+G
640     LPRINT "R( ;K+1 ; )=" ;TAB(15);
650     LPRINT USING"####.####";R(K)
660     TOT = TOT+R(K)
670 NEXT K
680 LPRINT : LPRINT "SUMA DE R(N)=" ;TAB(15);
690 LPRINT USING"####.####";TOT
999 END

```

PESO DE LA FLECHA POR METRO = 15.41

MOMENTOS FLEXIONANTES

M(2)=	-1.3614
M(3)=	-0.9966
M(4)=	-1.0944
M(5)=	-1.0682
M(6)=	-1.0752
M(7)=	-1.0733
M(8)=	-1.0738
M(9)=	-1.0737
M(10)=	-1.0737
M(11)=	-1.0737
M(12)=	-1.0737
M(13)=	-1.0737
M(14)=	-1.0737
M(15)=	-1.0737
M(16)=	-1.0737
M(17)=	-1.0738
M(18)=	-1.0733
M(19)=	-1.0752
M(20)=	-1.0682
M(21)=	-1.0944
M(22)=	-0.9966
M(23)=	-1.3614

REACCIONES

R(3)=	13.5851
R(4)=	14.2264
R(5)=	14.0546
R(6)=	14.1006
R(7)=	14.0883
R(8)=	14.0916
R(9)=	14.0907
R(10)=	14.0910
R(11)=	14.0909
R(12)=	14.0909
R(13)=	14.0909
R(14)=	14.0909
R(15)=	14.0910
R(16)=	14.0907
R(17)=	14.0916
R(18)=	14.0883
R(19)=	14.1006
R(20)=	14.0546
R(21)=	14.2264
R(22)=	13.5851

SUMA DE R(N)= 281.0202

Por simetría, $R_2 = R_3$ y $R_1 = R_{24}$

$$R_2 = R_{23} = 14.0909 + \frac{0 + 1.3614}{0.9144} + \frac{1.3614 - 0.9968}{0.9144}$$

$$R_2 = R_{23} = 15.9787$$

Se tiene entonces que. $\sum_{i=2}^{23} R_i = 281.0202 + 2(15.9787) = 312.9776$

y por suma de fuerzas en el eje vertical:

$$R_1 + 312.9776 + R_{24} = \text{PESO DE LA FLECHA} = 15.41 \text{ Kg./m} \times 21.0312 \text{ m}$$

$$R_1 + R_{24} = 324.0908 - 312.9776 = 11.1132$$

como $R_1 = R_{24}$, resulta que: $R_1 = R_{24} = 5.5566$

En la Figura 4.8. se observan los diagramas de cortante, flexionante y torsionante correspondientes.

Es posible ahora aplicar la ecuación del código ASME, donde los factores combinados de choque y fatiga a los momentos de flexión y de torsión (K_B y K_T respectivamente), se consideran para carga repentina en ejes de rotación, con un valor de:

$$K_B = 3.0$$

$$K_T = 3.0$$

Estos valores corresponden a los más altos según el código ASME, ya que se requiere una alta resistencia en la flecha. Así mismo, el código establece el valor de S_S como: $S_S = 30\%$ del límite de fluencia a la tracción, sin sobrepasar el 18% del esfuerzo último. Este valor debe reducirse el 25% para ejes con cuerno.

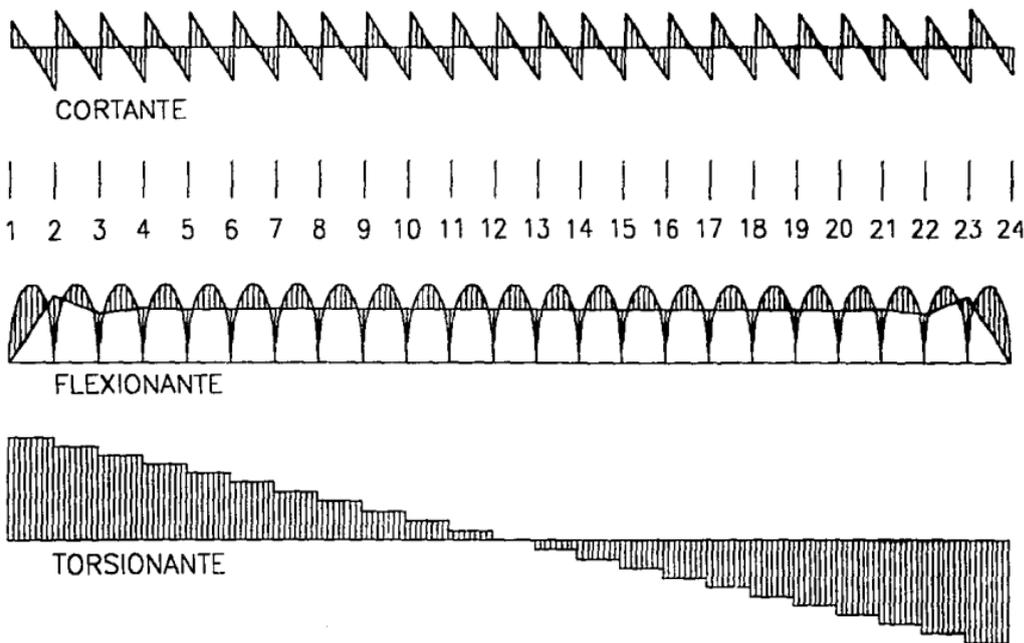


FIGURA 4.8.
 DIAGRAMAS DE CORTANTE, FLEXIONANTE Y TORSIONANTE
 EN LA FLECHA DE AGUJAS

La flecha de agujas es de acero especificación A.I.S.I. C-1045, el cual tiene las siguientes características:

Esfuerzo último	$\sigma_U = 6,749 \text{ Kg./cm.}^2$
Esfuerzo cortante máximo	$\sigma_S = 5,062 \text{ Kg./cm.}^2$
Esfuerzo de fluencia en tracción	$\sigma_Y = 4,148 \text{ Kg./cm.}^2$
Módulo de elasticidad en tracción	$E = 2.1 \times 10^6 \text{ Kg./cm.}^2$
Módulo de elasticidad en torsión	$G = 8.085 \times 10^5 \text{ Kg./cm.}^2$

El valor de S_S será:

$$S_S = \sigma_Y \times 0.3 \times 0.75 = 4,148 \text{ Kg./cm.}^2 \times 0.3 \times 0.75 = 933.3 \text{ Kg./cm.}^2$$

o bien:

$$S_S = \sigma_U \times 0.18 \times 0.75 = 6,749 \text{ Kg./cm.}^2 \times 0.18 \times 0.75 = 911.1 \text{ Kg./cm.}^2$$

De tal forma que se establece el valor de S_S como 911.1 Kg./cm.^2 , para poder calcular el diámetro requerido de la flecha de agujas:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot S_S} \sqrt{(K_B M_B)^2 + (K_T M_T)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 911.1} \sqrt{(3 \times 1.3614)^2 + (3 \times 797.94)^2}$$

$$d^3 = 13.379 \text{ cm.}^3$$

$$d = 2.374 \text{ cm.} \approx 24 \text{ mm.}$$

Esto indica que no es necesaria una flecha de mayor diámetro, ya que la flecha original es de 50 mm. Esto se verifica calculando el ángulo de desviación torsional para la flecha con la ecuación:

$$\theta = \frac{584 M_T L}{G d^4}$$

La deformación máxima se encontrará en el centro de la flecha, debido a que el giro se aplica a la flecha en ambos extremos, es decir $L = 10.5156 \text{ m} = 1051.5 \text{ cm}$; se usará $M_T = 797.94 / 2$, que es el momento de torsión que se aplica en cada extremo de la flecha:

$$\theta = \frac{584 \times (797.94 \text{ Kg. cm.} \times 0.5) \times 1051.5 \text{ cm.}}{8.085 \times 10^5 \text{ Kg./cm.}^2 \times (5 \text{ cm.})^4} = 0.485^\circ$$

$$\theta = 0.485^\circ / 21 \text{ m} = 0.0231^\circ/\text{m}$$

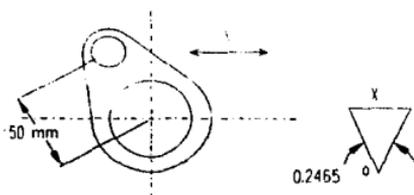
Lo anterior significa que la dimensión de la flecha es del todo suficiente para los requerimientos de la máquina, ya que los criterios de diseño para limitar la desviación torsional varían desde 0.25° por metro de longitud para árboles de maquinana, hasta 3.2° por metro o un grado en una longitud equivalente a 20 diámetros para árboles de transmisión.

Aunque el resultado está dentro del criterio, se verá si es admisible este ángulo de torsión, tomando como base una tolerancia de medio milímetro en la posición de la aguja, y analizando el desplazamiento que produce en la aguja una rotación de 0.485° de la flecha. Este criterio se fundamenta en que la guía que tiene la máquina para

colocar las agujas no siempre se respeta debido a dos factores:

-Los operarios llegan a cometer algún error en la colocación de la aguja, dejándola ya sea más adelante o más atrás; esto difícilmente llega a repercutir en la calidad del bordado.

-Cuando, debido a que alguna caja de bobinas se haya descalibrado, la aguja comienza a soltar puntadas, la primera medida correctiva que se toma es adelantar la aguja hasta 1 milímetro, y en un 90% de los casos se soluciona el problema. La caja de bobinas se calibra cuando se hace una calibración general, lo cual debe realizarse en periodos no mayores de un año.



Por ley de cosenos:

$$x^2 = 50^2 + 50^2 - 2(50)(50)\cos 0.244$$

$$x = 0.2129 \text{ mm.}$$

Lo que permite concluir que el ángulo de deformación torsional es admisible. Finalmente, para determinar si el diámetro de la flecha de agujas es aceptable, se procederá a efectuar un análisis por fatiga.

4.2.1.1. BASES TEORICAS PARA EL ANALISIS POR FATIGA.

Las piezas de las máquinas están sometidas frecuentemente a tensiones variables, y es importante conocer la resistencia de los materiales en tales condiciones. Es bien sabido que los materiales se rompen bajo el efecto de cargas y descargas reiteradas o de inversión de tensiones, a tensiones menores que la resistencia a la rotura del material bajo cargas estáticas. La magnitud de la tensión necesaria para producir la rotura disminuye cuando el número de ciclos de tensión aumenta. Este fenómeno de disminución de la resistencia de un material para tensiones repetidas es lo que se denomina **FATIGA**.

Se define la fatiga como "El fenómeno que origina la fractura bajo esfuerzos repetidos o fluctuantes, con un valor máximo menor que la resistencia tensil del material". Las fracturas por fatiga son progresivas, empiezan como fisuras diminutas que crecen bajo la acción del esfuerzo fluctuante.

En lugar de hablar del esfuerzo de fluencia o esfuerzo máximo para hallar un esfuerzo de proyecto para una pieza sometida a carga variable, se habla de resistencia a la fatiga, y se utilizan los términos de límite de durancia y límite de fatiga (S'_n) al esfuerzo máximo invertido que puede ser repetido un número indefinido de veces.

Los esfuerzos pueden variar de una manera imprevisible, como ocurre en la estructura de un avión en condiciones de tormenta (Figura 4.9.). En algunos casos, el proyectista puede calcular el número de veces que se impondrá alguna carga máxima en una pieza durante su tiempo de vida y elegir los esfuerzos de cálculo para estas condiciones.

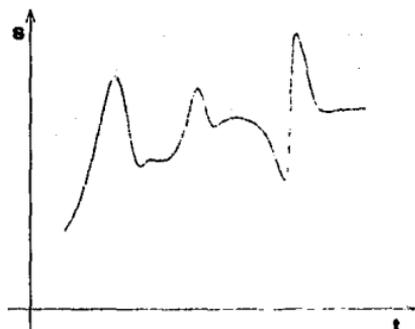


FIGURA 4.9
ESFUERZOS IMPREVISIBLES

Los modelos de esfuerzos más comunes son sinusoidales y se representan en la Figura 4.10. Generalmente, habrá un esfuerzo máximo y otro mínimo, un esfuerzo promedial o medio (S_m) y una componente variable o alterna del esfuerzo (S_a). Si intervienen ambas clases de esfuerzos normales de tracción y de compresión, habrá que utilizar signos algebraicos, asignando el negativo al esfuerzo de compresión. En la Figura 4.10., se observa que la componente alterna es en cada caso el esfuerzo que cuando se suma al esfuerzo medio S_m (o se resta de él), da lugar al esfuerzo máximo (o mínimo). El esfuerzo promedial o medio S_m y la componente alterna S_a son:

$$S_m = \frac{S_{MAX} + S_{MIN}}{2}$$

$$S_a = \frac{S_{MAX} - S_{MIN}}{2}$$

donde un esfuerzo de compresión es un número negativo. Para una inversión (cambio de sentido) completa (Figura 4.10. A), $S_m = 0$; es decir, $S_{MIN} = -S_{MAX}$. En cualquier caso:

$$S_{MAX} = S_m + S_a$$

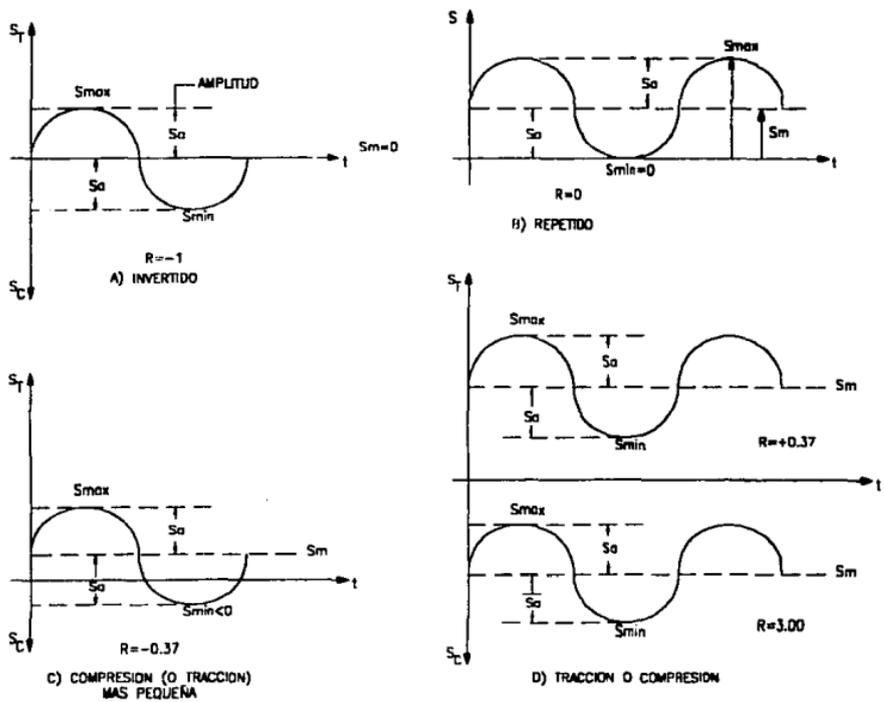


FIGURA 4.10.
VARIACION DE ESFUERZOS

El parámetro que se utiliza para determinar las curvas de la figura anterior, es una **relación de esfuerzos R**, definida por:

$$R = \frac{S_{MIN}}{S_{MAX}}$$

en que los esfuerzos se emplean algebraicamente: $R=-1$ para un esfuerzo completamente invertido.

En la **línea de Soderberg** (Figura 4.11.) , las ordenadas corresponden al esfuerzo alternativo y las abscisas al esfuerzo medio. La línea que une el límite de fatiga (o resistencia) en C y la resistencia de fluencia en T, recibe el nombre de Línea de Soderberg, y se admite que sus puntos representan un estado de esfuerzo que está del lado de un punto de fallo después de un número indefinido de alternancias de S_a . Por ejemplo, en P un esfuerzo variable OV sobre un esfuerzo medio OM es la condición límite; sin embargo, la mayoría de los puntos reales de fallo caen fuera de esta línea. Aunque la Línea de Soderberg es una base de cálculo moderada prudente, es necesario incluir un factor de seguridad N, para obtener los puntos D y G; así, la línea DG representa un lugar geométrico, cuyos puntos a su vez son representados en condiciones de seguridad. Las combinaciones S_m y S_a en B corresponden a un factor de proyecto N.

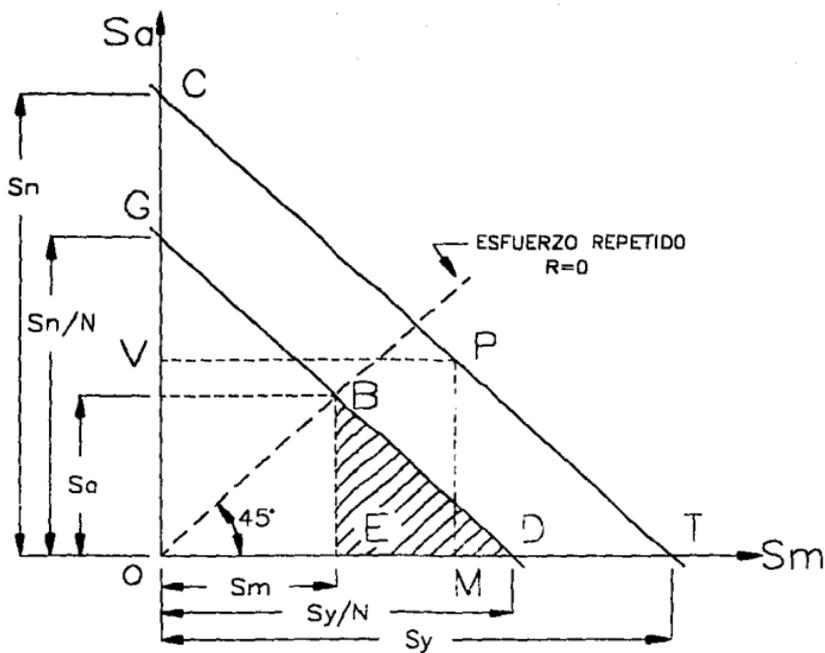


FIGURA 4.11.
LINEA DE SODERBERG

De esta forma, la ecuación de trabajo es la ecuación de la recta DG, y su forma útil se obtiene resolviendo para 1/N:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_m}{S_y} + \frac{S_a}{S_n}$$

Donde:

N= Factor de Seguridad

S_n= Límite de Fatiga

S_y= Límite de Fluencia

Para un esfuerzo variable cortante (de torsión) se tiene:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{ms}}{S_{ys}} + \frac{S_{as}}{S_{ns}}$$

Donde:

S_{ns} = Resistencia a la fatiga por esfuerzo cortante

S_{ys} = Resistencia de fluencia en cizalladura

S_{ms} = Esfuerzo medio

S_{as} = Esfuerzo alternado o variable en cizalladura

En la resolución de cualquiera de las ecuaciones anteriores, S_m y S_a deben calcularse como esfuerzos nominales, correspondientes a F/A; M_c/I y T_c/J. Un elemento giratorio requiere de un manejo especial de M_c/I, a causa de que el esfuerzo está sometido a ciclos aunque el momento sea constante.

Para el análisis por fatiga en la flecha de agujas, debe conocerse el momento torsionante mínimo que se ejerce sobre la misma, el cual se obtiene de la misma forma que el máximo, considerando la aceleración mas lenta del lineal de agujas, que es cero:

$$a_{min} = 0 \text{ m/s}^2$$

entonces:

$$F = m a / g_c = 0 \text{ Kg.}$$

y el momento mínimo es:

$$M_{MIN} = F \times \text{BRAZO DE LA BIELA} = 0 \text{ Kg. cm.}$$

El momento mínimo total es:

$$T_{MIN} = M_{MIN} \times 22 \text{ CONJUNTOS} = 0 \text{ Kg. cm.}$$

entonces, el esfuerzo medio y la componente alterna son:

$$T_M = \frac{T_{MAX} + T_{MIN}}{2} = \frac{797.94 + 0}{2}$$

$$T_M = 399.0 \text{ Kg. cm.}$$

$$T_A = \frac{T_{MAX} - T_{MIN}}{2} = \frac{797.94 - 0}{2}$$

$$T_A = 399.0 \text{ Kg. cm.}$$

Como $S_{MS} = \frac{T_M C}{J}$, donde:

$$\frac{C}{J} = \frac{d/2}{\pi d^4/32} = \frac{32d}{2\pi d^4} = \frac{16}{\pi d^3}$$

entonces:

$$S_{MS} = \frac{16 T_M}{\pi d^3}$$

y de igual forma:

$$S_{AS} = \frac{16 T_A}{\pi d^3}$$

Se obtienen así las ecuaciones:

$$S_{MS} = \frac{16 \times 399.0}{\pi d^3} = \frac{2031.9}{d^3}$$

$$S_{AS} = \frac{16 \times 399.0}{\pi d^3} = \frac{2031.9}{d^3}$$

Los esfuerzos S_{ys} y S_{ns} para el acero AISI C-1045 son:

$$S_{ys} = 2,488 \text{ Kg./cm.}^2$$

$$S_{ns} = 1,032 \text{ Kg./cm.}^2$$

Se considera prudente un factor de Proyecto $N = 2.0$, y se obtiene:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{MS}}{S_{ys}} + \frac{S_{AS}}{S_{ns}}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{2031.9}{2488 d^3} + \frac{2031.9}{1032 d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{0.8167}{d^3} + \frac{1.9689}{d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{2.7856}{d^3}$$

$$d^3 = 2 \times 2.7856 = 5.57 \text{ cm.}^3$$

$$d = 1.773 \text{ cm.} = 18 \text{ mm.}$$

Lo anterior significa que, de acuerdo con el criterio de fatiga, la flecha no corre riesgos de falla, ya que se tiene un diámetro de 50 mm. contra uno requerido de 18 mm.

Con fundamento en los cálculos realizados, se concluye que la flecha de agujas podrá soportar el aumento de carga debido a la modificación de la máquina.

4.2.2. CALCULO DE LA FLECHA DE TENSORES.

Se analizan a continuación las flechas de tensores bajo los mismos criterios empleados en el análisis de la flecha de agujas.

En la figura 4.12. se observa el mecanismo de activación del tensor mayor que, al igual que la flecha de agujas, funciona por medio de una leva (**excéntrica**), bielas y corredera; lo mismo vale para el tensor menor (figura 4.14.). La tensión es aplicada al hilo por medio de una varilla para cada tensor, la cual se sujeta a la flecha correspondiente por medio de los **soportes para varillas** (figura 4.13.).

Como se mencionó anteriormente, la función del tensor mayor es sacar el hilo de la aguja hacia la parte del frente del bordado. Para ello es necesario igualar la tensión del hilo de la bobina, que por norma, no debe exceder los 120g; con base a este dato se establece que el tensor mayor debe aplicar una tensión de 120g, bajo las condiciones más críticas, a cada hilo

Conociendo este dato, es posible encontrar el momento torsionante al que está sometida la flecha del tensor mayor, ya que la fuerza que aplican los hilos (716 por piso) sobre la varilla del tensor mayor es de :

$$F = 716 \text{ hilos} \times 120 \text{ g} = 85,920 \text{ gr} = 85.92 \text{ Kg.}$$

Como el brazo de la biela (soporte de la varilla del tensor mayor) es de 65 mm., el momento torsionante máximo aplicado a la flecha del tensor mayor es:

$$M_T = 85.92 \text{ Kg.} \times 6.5 \text{ cm.}$$

$$M_T = 558.5 \text{ Kg. cm.}$$

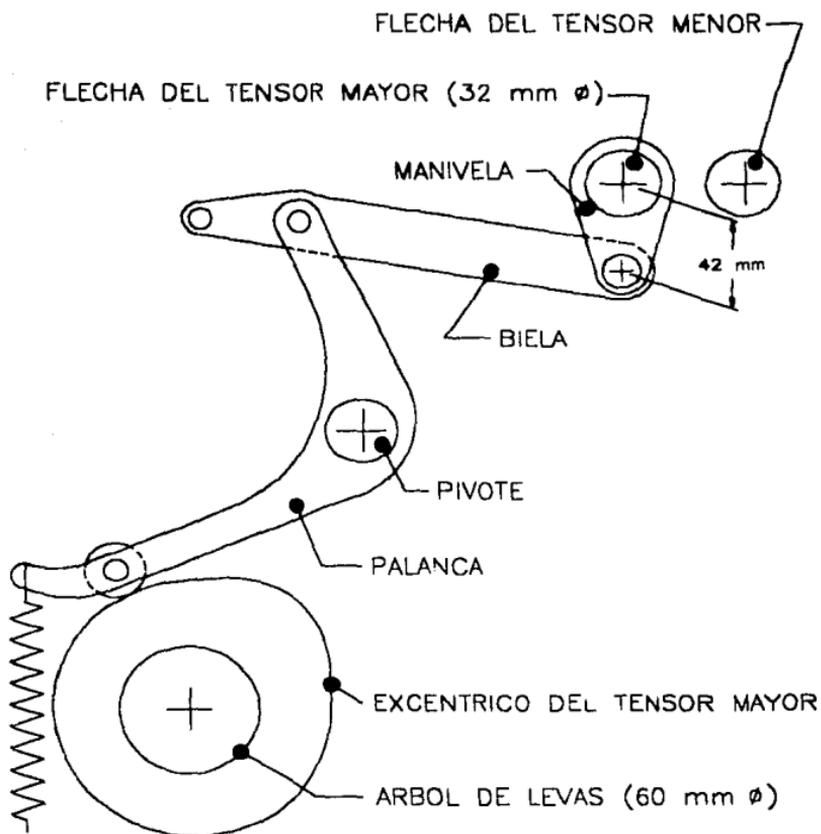


FIGURA 4.12.
 ACTIVACION DEL TENSOR MAYOR

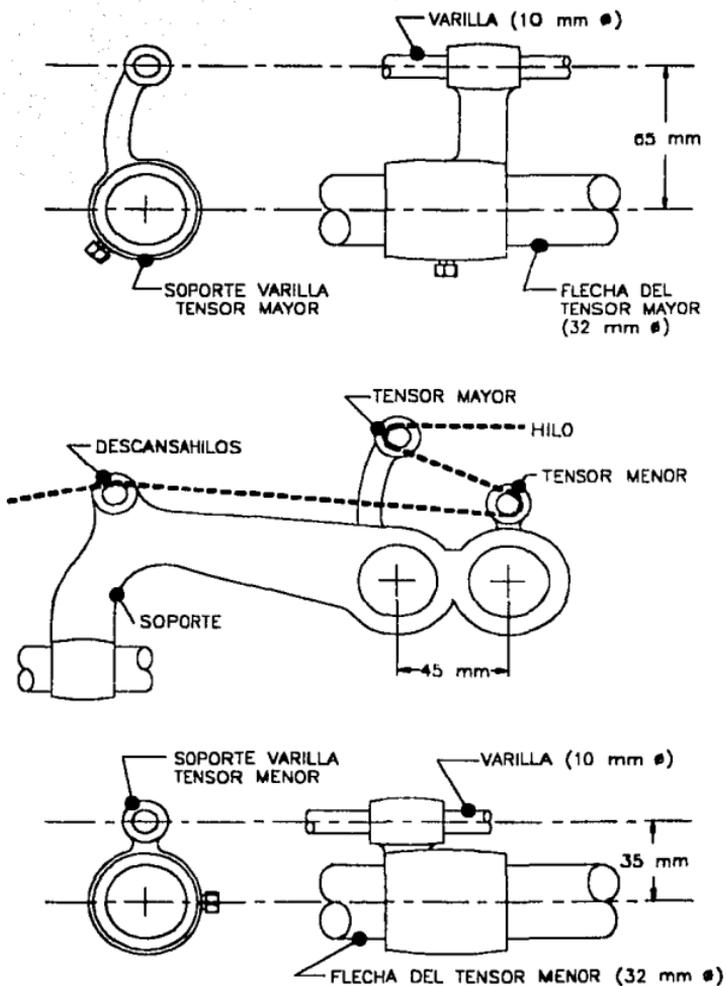


FIGURA 4.13.
 DETALLES DE LOS TENSORES
 MAYOR Y MENOR

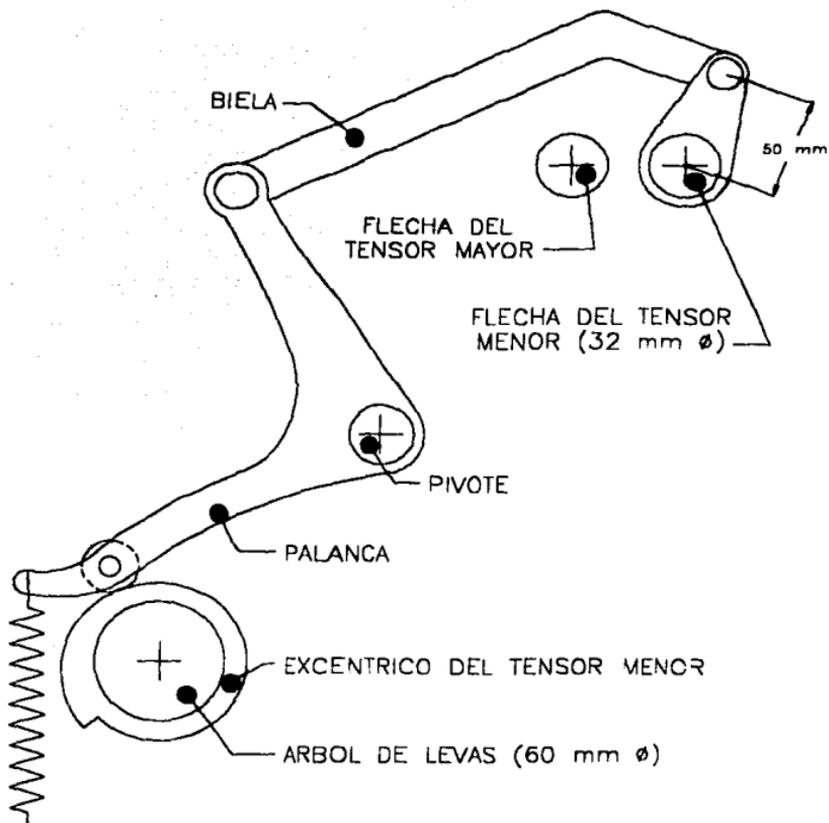


FIGURA 4.14.
ACTIVACION DE TENSOR MENOR

Los Momentos Flexionantes se obtienen con el mismo programa GWBASIC empleado en el cálculo de la flecha de agujas.

Diámetro de la flecha = 32 mm.

Volumen de la flecha = $\pi r^2 l = \pi \times (0.016 \text{ m})^2 \times (21 \text{ m})$

$V = 0.0169 \text{ m}^3$

el peso del acero es $7,850 \text{ Kg./m}^3$, por lo que el peso de la flecha por metro lineal (W) es:

$$W = \frac{0.0169 \text{ m}^3 \times 7,850 \text{ Kg./m}^3}{21 \text{ m}} = 6.31 \text{ Kg./m}$$

y con este dato se alimenta el programa GWBASIC.

PESO DE LA FLECHA POR METRO = 6.31

MOMENTOS FLEXIONANTES

M(2)=	-0.5575
M(3)=	-0.4081
M(4)=	-0.4481
M(5)=	-0.4374
M(6)=	-0.4403
M(7)=	-0.4395
M(8)=	-0.4397
M(9)=	-0.4397
M(10)=	-0.4397
M(11)=	-0.4397
M(12)=	-0.4397
M(13)=	-0.4397
M(14)=	-0.4397
M(15)=	-0.4397
M(16)=	-0.4397
M(17)=	-0.4397
M(18)=	-0.4395
M(19)=	-0.4403
M(20)=	-0.4374
M(21)=	-0.4481
M(22)=	-0.4081
M(23)=	-0.5575

REACCIONES

R(3)=	5.5627
R(4)=	5.8254
R(5)=	5.7550
R(6)=	5.7738
R(7)=	5.7688
R(8)=	5.7701
R(9)=	5.7698
R(10)=	5.7699
R(11)=	5.7699
R(12)=	5.7699
R(13)=	5.7699
R(14)=	5.7699
R(15)=	5.7699
R(16)=	5.7698
R(17)=	5.7701
R(18)=	5.7688
R(19)=	5.7738
R(20)=	5.7550
R(21)=	5.8254
R(22)=	5.5627

SUMA DE R(N)= 115.0706

Por simetría, $R_2 = R_{23}$, cuyos valores se obtienen con la fórmula:

$$R_N = W l + \frac{M_{n-1} - M_n}{0.9144} + \frac{M_n + M_{n+1}}{0.9144}$$

$$R_2 = R_{23} = 5.77 + \frac{0.5575}{0.9144} + \frac{0.5575 - 0.4081}{0.9144}$$

$$R_2 = R_{23} = 7.4355 \text{ Kg.}$$

Se tiene que $\sum_{i=2}^{23} R_i = 129.9416$, y como $R_1 = R_{24}$:

$$W = R_1 + R_{24} + \sum_{i=2}^{23} R_i = 132.7068$$

$$2R_1 = \frac{132.718 - 129.9416}{2}$$

$$R_1 = R_{24} = 1.3826$$

Con estos datos es posible calcular el diámetro requerido de la flecha, según la fórmula del código ASME:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot s_s} \sqrt{(K_B M_B)^2 + (K_T M_T)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 911.1} \sqrt{(3 \times 0.5575)^2 + (3 \times 558.48)^2}$$

$$d^3 = 9.365 \text{ cm.}^3$$

$$d = 2.107 \text{ cm.} \approx 21 \text{ mm.}$$

Lo que significa que no es necesaria una flecha de mayor diámetro debido a que la flecha existente tiene un diámetro de 32 mm. Sin embargo, al igual que con la flecha de agujas, se calculará el ángulo de deformación torsional para la flecha de 32 mm. de diámetro con la fórmula:

$$\theta = \frac{584 M_T L}{G d^4}$$

La deformación máxima se encontrará en el centro de la flecha, debido a que el giro se aplica a la flecha en ambos extremos, es decir $L = 10.5156 \text{ m} = 1051.5 \text{ cm}$. ; se usará $M_T = 558.48 / 2$, que es el momento de torsión que se aplica en cada extremo de la flecha:

$$\theta = \frac{584 \times 279.24 \text{ Kg./cm.}^2 \times 1051.5 \text{ cm.}}{8.085 \times 10^5 \text{ Kg./cm.}^2 \times (3.2 \text{ cm.})^4} = 2.02^\circ$$

$$2.02^\circ / 21 \text{ m} = 0.09^\circ/\text{m}$$

Lo que indica que de acuerdo con los criterios de diseño, el ángulo de deformación torsional es admisible. Como último paso, se procede al análisis por fatiga; considerando en este caso que el momento torsionante mínimo es cero, debido a que en el desplazamiento del tensor mayor existen momentos de reposo.

$$T_M = \frac{T_{MAX} + T_{MAX}}{2} = \frac{558.48 + 0}{2} = 279.24 \text{ Kg. cm.}$$

$$T_A = \frac{T_{MAX} - T_{MAX}}{2} = \frac{558.48 - 0}{2} = 279.24 \text{ Kg. cm.}$$

$$S_{MS} = \frac{16 T_M}{\pi d^3}$$

$$S_{AS} = \frac{16 T_A}{\pi d^3}$$

y como $T_M = T_A$ se tiene:

$$S_{MS} = S_{AS} = \frac{16 \times 279.24}{\pi d^3} = \frac{1,422.16}{d^3}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{MS}}{S_{ys}} + \frac{S_{AS}}{S_{ns}} \quad \text{donde } N = 2$$

$$\frac{1}{2} = \frac{1422.16}{2488 d^3} + \frac{1422.16}{1032 d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{0.5716}{d^3} + \frac{1.3781}{d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{1.9417}{d^3}$$

$$d^3 = 2 \times 19417 = 3.8994 \text{ cm.}^3$$

$$d = 1.574 \text{ cm} = 16 \text{ mm.}$$

Hechos los análisis anteriores, se puede afirmar que la flecha del tensor mayor podrá soportar el aumento de carga debido a la modificación de la máquina.

Por lo que se refiere a la flecha del tensor menor, puede afirmarse con seguridad que también soportará el aumento de carga, debido al hecho de que el diámetro de la flecha del tensor menor es igual al de la flecha del tensor mayor (32 mm.), y está sometida a un esfuerzo menor, ya que su única función es la de proporcionar hilo a las agujas, es decir, se encarga de desenrollar el hilo de los carretes. Como se observa en la figura 4.13, el brazo de palanca de la biela del tensor menor (35 mm.) es más pequeño que el del tensor mayor (65 mm.), de tal forma que el momento torsionante que actúa sobre la flecha del tensor menor será inferior comparado con el que actúa sobre la flecha del tensor mayor

4.2.3. CALCULO DE LA FLECHA DE PUNZONES.

Se analizará a continuación la flecha de punzones para determinar la resistencia de dicho elemento, bajo los mismos criterios empleados anteriormente.

En la figura 4.15., se observa el mecanismo que activa los punzones; el excéntrico va montado en una flecha intermedia del automático, aunque en modelos recientes, el excéntrico se localiza en el árbol de levas, al centro de la máquina.

Al girar el excéntrico de punzones, activa una **ESCUADRA**, la cual tiene un **PATIN DESLIZABLE** (que corre de un extremo a otro de la escuadra), gobernado por el mecanismo de activación de punzones. Cuando los punzones están desconectados, el patín se encuentra en el extremo de la escuadra que corresponde al punto de giro de la misma; al alejarse el patín de dicho punto, los punzones son activados, ya que la escuadra va a subir y bajar junto con ella al patín, el cuál a su vez va a activar el **BRAZO INTERMEDIO** y éste al **BRAZO DE PUNZONES**, que hará girar la flecha correspondiente.

Cabe aclarar que el excéntrico y la escuadra están en movimiento continuamente; mientras el patín esté sobre el mismo punto de giro de la escuadra, no se transmitirá movimiento al brazo intermedio y los punzones permanecerán estáticos. Cuando el mecanismo activador de punzones aleja al patín de dicho punto de giro, se producirá movimiento en los punzones. Mientras más lejos esté el patín del punto de giro de la escuadra, mayor será la carrera de los punzones.

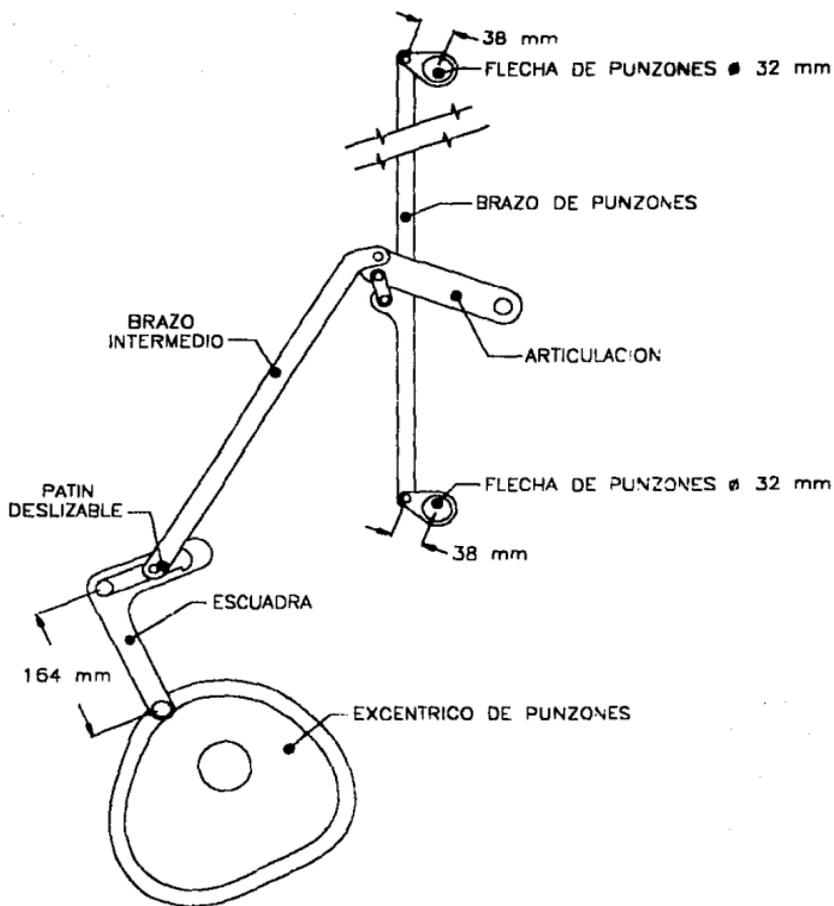


FIGURA 4.15.
 MECANISMO ACTIVADOR DE PUNZONES

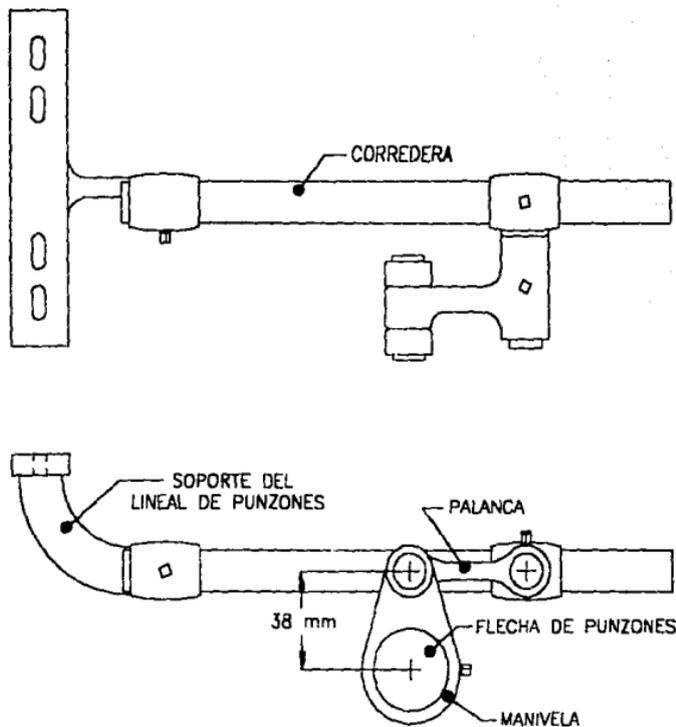


FIGURA 4.16.
CONJUNTO DEL MOVIMIENTO DE PUNZONES

Sobre la flecha de punzones se presentan 22 **CONJUNTOS DEL MOVIMIENTO DE PUNZONES** (Figura 4.16.), que se encargan de transmitir el movimiento de la flecha de punzones al **LINEAL DE PUNZONES**.

A partir del perfil del excéntrico de punzones, se obtienen los datos del desplazamiento del brazo de la escuadra.

GIRO DEL EXCÉNTRICO (Grados)	POSICION DE LA ESCUADRA (mm.)	
0	0.0	PUNTO MUERTO POSTERIOR.
15	0.0	
30	1.0	
45	4.0	
60	9.0	
75	20.5	
90	35.0	
105	49.0	
120	56.0	PUNTO INTERMEDIO ANTERIOR.
135	49.5	
150	38.0	PUNTO INTERMEDIO POSTERIOR
165	40.5	
180	57.5	
195	73.5	
210	77.0	PUNTO MUERTO ANTERIOR
225	64.0	
240	46.0	
255	22.0	
270	7.0	
285	1.0	
315	1.0	
330	0.5	
345	0.0	
360	0.0	PUNTO MUERTO POSTERIOR

Con estos datos, se construye el Diagrama de Desplazamiento correspondiente (Figura 4.17).

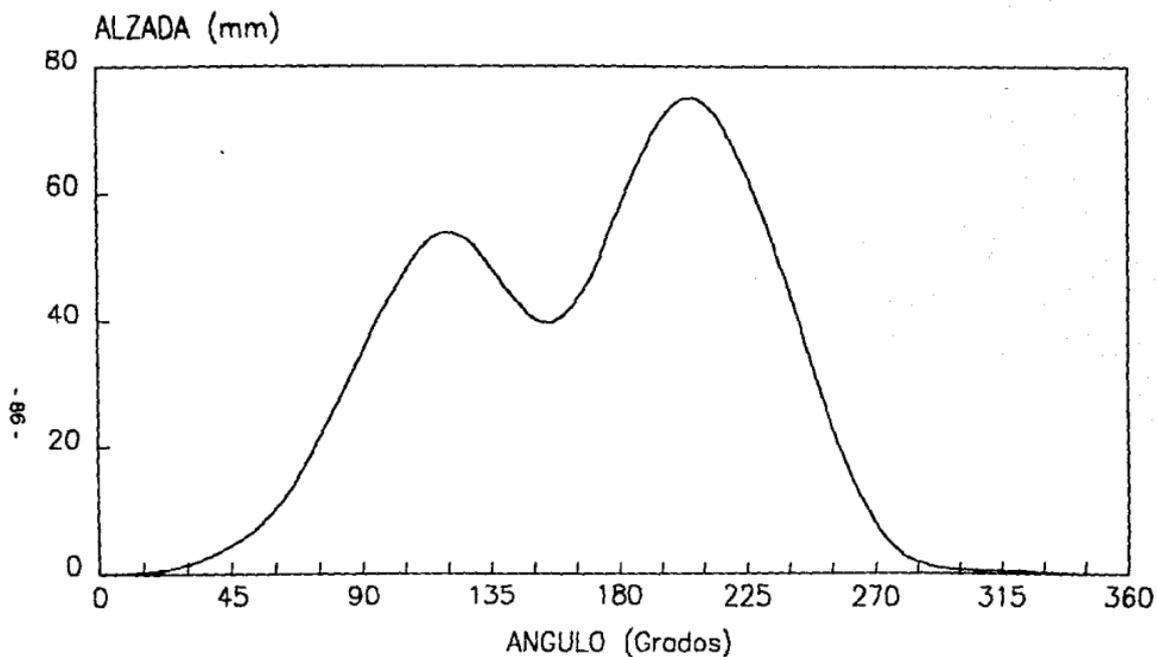
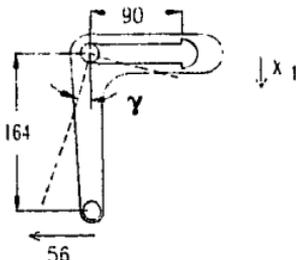


FIGURA 4.17.
DIAGRAMA DE DESPLAZAMIENTO
DEL EXCENTRICO DE PUNZONES

Para efectos de cálculo, se considerará que la carrera de los punzones es la máxima, es decir, con el patín deslizable en la posición más alejada (90 mm.).

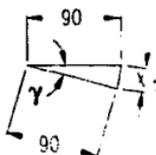
A continuación, se calcula el desplazamiento del lineal de punzones, que al igual que en el caso de las agujas, existe una diferencia entre el desplazamiento de la escuadra y el lineal de punzones, a consecuencia a la diferencia en las distancias entre centros de la escuadra:



$$56^2 = 164^2 + 164^2 - 2(164)(164) \cos \gamma$$

$$\cos \gamma = \frac{56^2 - 2(164)^2}{-2(164)^2} = 0.9417$$

$$\gamma = 19.66^\circ$$



$$X^2 = 90^2 + 90^2 - 2(90)(90) \cos \gamma$$

$$X^2 = 944.46$$

$$X = 30.73 \text{ mm.}$$

Como se conoce la velocidad de la máquina (120 R.P.M.), se obtiene la velocidad y aceleración promedio del lineal de agujas:

ANGULO (°)	DESPLAZAMIENTO DEL LINEAL (mm)	VELOCIDAD (cm./s)	ACELERACION (m/s)
0	0.0	0.0	0.0
15	0.0	0.0	0.0
30	0.5	2.6	1.3
45	2.2	7.9	2.5
60	4.9	13.2	2.5
75	11.3	30.3	8.2
90	19.2	38.2	3.8
105	26.9	36.9	-0.6
120	30.7	18.4	-8.9
135	27.2	-17.1	-17.1
150	20.9	-30.3	-6.3
165	22.2	6.6	17.7
180	31.6	44.8	18.3
195	40.3	42.2	-1.3
210	42.3	9.2	-15.8
225	35.1	-34.2	-20.9
240	25.2	-47.4	-6.3
255	12.1	-63.2	-7.6
270	3.8	-39.5	11.4
285	1.1	-13.2	12.6
300	0.5	-2.6	5.1
315	0.5	0.0	1.3
330	0.3	-1.3	-0.6
345	0.0	-1.3	0.0
360	0.0	0.0	0.6

Para efectos de diseño, se considerará la aceleración más alta, que es la que se presenta cuando el excéntrico ha girado 225°, con un valor de -20.866 m/s^2 . Se toma el valor absoluto, ya que el signo sólo representa la dirección del movimiento. Así, con los siguientes datos, es posible calcular la fuerza necesaria para desplazar el lineal de punzones, aplicando la 2ª Ley de Newton:

PESO DEL LINEAL DE PUNZONES	1.5 Kg.
PESO DEL CONJUNTO MOVIMIENTO PUNZONES	1.8 Kg.
TOTAL	3.3 Kg.

$$F = \frac{m a}{g_c} = \frac{3.3 \text{ Kg} \times 20.9 \text{ m/s}^2}{9.81 \text{ Kg. m/Kg. s}^2}$$

$$F = 7.019 \text{ Kg}$$

Esta es la fuerza que se requiere para cada conjunto del movimiento de punzones, los cuales perforan la tela cuando han recorrido 7.2 mm.; cuando el excéntrico ha girado entre 60 y 75 grados. Asumiendo que la fuerza que requiere un punzón para penetrar la tela es de 30g (la misma que la de las agujas). se le aplica un Factor de Diseño de 1.5 por los diferentes tipos de tela (a diferencia de las agujas, los punzones no encuentran puntos duros). la fuerza de penetración necesaria para un lineal de agujas es:

$$F_{D7} = 30 \text{ g} \times 34 \text{ punzones} \times 1.5 = 1.530 \text{ Kg}$$

$$F_{D7} = 1.53 \text{ Kg}$$

La fuerza necesaria para mover el lineal de punzones cuando el excéntrico ha girado 75° es:

$$F = \frac{(\text{MASA A DESPLAZAR})(\text{ACELERACION A LOS } 75^\circ)}{g_c}$$

$$F = \frac{3.3 \text{ Kg} \cdot \text{m} \times 8.22 \text{ m/s}^2}{9.81 \text{ Kg} \cdot \text{m/Kg} \cdot \text{s}^2}$$

$$F = 2.76 \text{ Kg.}$$

De tal forma que la fuerza total necesaria será la suma de la fuerza de penetración requerida por los 34 punzones mas la fuerza necesaria para mover el lineal de punzones:

$$F_T = 1.53 \text{ Kg} + 2.76 \text{ Kg.} = 4.29 \text{ Kg.}$$

Debido a que la fuerza requerida a los 225° (7.019 Kg.) es mayor que la suma de fuerzas a los 75° (4.29 Kg.), se utilizará para el diseño la fuerza $F = 7.019 \text{ Kg.}$

Se puede calcular ahora el Momento Torsionante necesario en la flecha de punzones por yarda de longitud, multiplicando la fuerza necesaria para mover el lineal de punzones, por el brazo de la biela (38 mm.).

$$M_T = 7.019 \text{ Kg.} \times 3.8 \text{ cm.}$$

$$M_T = 26.67 \text{ Kg. cm.}$$

Al multiplicar por el número de conjuntos (22), se obtiene el Momento Torsionante Total que hay que aplicar:

$$M_T = 22 (26.67 \text{ Kg. cm.})$$

$$M_T = 586.79 \text{ Kg. cm.}$$

Como el momento flexionante es el mismo que el de la flecha de tensores por ser del mismo diámetro, es posible aplicar la fórmula del código ASME para el diseño de flechas

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot S_s} \sqrt{(K_B M_B)^2 + (K_T M_T)^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 911.1} \sqrt{(3 \times 0.56)^2 + (3 \times 586.8)^2}$$

$$d^3 = 2.14 \text{ cm.} = 22 \text{ mm.}$$

Lo que indica que desde el punto de vista de torsión, la flecha actual de 32 mm. es adecuada. Esto se verifica con el cálculo del ángulo de desviación torsional, con la ecuación:

$$\theta = \frac{584 M_T L}{G d^4}$$

La deformación máxima se producirá en el extremo de la flecha opuesto a la ubicación del excéntrico de punzones, es decir en $L = 21.03 \text{ m} = 2,103 \text{ cm.}$:

$$\theta = \frac{584 \times 586.79 \text{ Kg./cm.}^2 \times 2103 \text{ cm.}}{8.085 \times 10^5 \text{ Kg./cm.}^2 \times (3.2 \text{ cm.})^4} = 8.50^\circ$$

y la desviación torsional por metro de longitud es:

$$8.50^\circ / 21 \text{ m} = 0.4042^\circ/\text{m}$$

Este resultado no es admisible, ya que excede las limitaciones de los criterios de diseño ($0.25^\circ/m$), por lo que será necesario solucionar este problema. Algunas alternativas son:

1.- Cambiar el diámetro de la flecha.

Esto provocará gastos para el maquinado de los soportes de la flecha y para la adquisición de la misma. además de tener que deshechar la flecha antigua, por lo que esta alternativa no es muy atractiva.

2.- Cambiar el material de la flecha.

Emplear un acero de mayor rigidez torsional, pero al igual que en la alternativa anterior, habría que adquirir una nueva flecha.

3.- Colocar otro excéntrico de punzones en el extremo final de la flecha, trasladando el actual desde la flecha intermedia del automático hasta el árbol de levas. Esto implica adquirir un excéntrico de punzones e instalar varillaje para el control de ambos excéntricos. Esta alternativa es más viable, ya que las partes necesarias podrían obtenerse directamente del fabricante.

4.- Colocar el excéntrico actual en el centro del árbol de levas. Esta es la alternativa más atractiva, ya que solo sería necesario instalar varillaje nuevo.

Si se aplica esta solución, el ángulo de desviación torsional máximo se producirá en ambos extremos de la flecha, pero partiendo del centro de la misma, es decir que el efecto de deformación se producirá sobre $L/2 = 1051.5$ cm.:

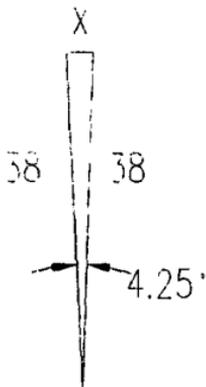
$$\theta = \frac{584 \times 586.79 \text{ Kg./cm}^2 \times 1051.5 \text{ cm.}}{8.085 \times 10^5 \text{ Kg./cm.}^2 \times (3.2 \text{ cm.})^4} = 4.25^\circ$$

y la desviación torsional por metro de longitud es:

$$4.25^\circ/21 \text{ m} = 0.2021^\circ/\text{m}$$

Este resultado cumple con los requisitos de los criterios de diseño, sin embargo, se verificará mediante un análisis de las consecuencias que producen un giro de 4.25° en la flecha de punzones, sobre la carrera de los mismos.

Se tolera una variación de hasta 4 mm. en la carrera del punzón, ya que según la figura 3.3, la pendiente del punzón es de 4° ; esto significa que 4 mm. de carrera representan $4(\text{tg } 4) = 0.28 \text{ mm.}$ de diferencia en el diámetro del calado del punzón.



$$X^2 = 38^2 + 38^2 - 2(38)(38) \cos 4.25^\circ$$

$$X = 2.82 \text{ mm}$$

Por lo que la alternativa propuesta puede considerarse como una solución adecuada. Finalmente, se procederá al análisis por fatiga, para el cual es necesario conocer el momento torsionante mínimo, el cuál es cero, ya que el lineal de agujas tiene momento de reposo durante su recorrido; por lo tanto, el esfuerzo promedial es:

$$T_M = \frac{T_{MAX} + T_{MIN}}{2} = \frac{586.79 + 0}{2}$$

$$T_M = 293.40 \text{ Kg. cm.}$$

y el esfuerzo alterno:

$$T_A = \frac{T_{MAX} - T_{MIN}}{2} = \frac{586.79 - 0}{2}$$

$$T_A = 293.40 \text{ Kg. cm.}$$

por lo que:

$$S_{MS} = \frac{16 T_M}{\pi d^3} = \frac{16 \times 293.4}{\pi d^3} = \frac{1494.26}{d^3}$$

y de igual forma:

$$S_{AS} = \frac{16 T_A}{\pi d^3} = \frac{16 \times 293.4}{\pi d^3} = \frac{1494.26}{d^3}$$

Considerando un factor de Proyecto $N=2.0$, se obtiene:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{MS}}{S_{ys}} + \frac{S_{AS}}{S_{ns}}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{1494.26}{2488 d^3} + \frac{1494.26}{1032 d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{0.6006}{d^3} + \frac{1.4479}{d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{2.0485}{d^3}$$

$$d^3 = 2 \times 2.0485 = 4.097 \text{ cm.}^3$$

$$d = 1.6 \text{ cm.} = 16 \text{ mm.}$$

Puede concluirse que la flecha resistirá adecuadamente las nuevas condiciones de trabajo, una vez efectuada la modificación propuesta.

4.2.4. CALCULO DEL TIRANTE DE BOBINAS

A diferencia de las flechas calculadas anteriormente, ahora se analizará un elemento sujeto a tensión.

Como se mencionó anteriormente, el movimiento de las bobinas es en sentido vertical, aunque en la práctica la línea sobre la cual deslizan las bobinas tiene una inclinación de 15° respecto a la vertical, con el fin de mantener una adherencia entre las bobinas y su respectivo plano de deslizamiento.

En la figura 4.18 se observa el **GRUPO VERTICAL**, que es el mecanismo que genera el movimiento de las bobinas: el excéntrico de bobinas (situado en el árbol de levas) transmite movimiento a la flecha **principal de bobinas**, la cual mueve la **biela de control**, ésta produce un movimiento vertical al **brazo de bobinas** y a través de la **escudra** genera movimiento transversal al tirante de bobinas.

En la figura 4.19 se observa el **CONJUNTO DEL MOVIMIENTO DE BOBINAS**, que es el mecanismo que transforma el movimiento horizontal del tirante en un movimiento vertical en las bobinas. El tirante activa una **manivela**, la cual, a través de una **biela**, desplaza verticalmente el **LINEAL DE BOBINAS**. Este lineal está conectado a un resorte, el cual lo mantiene en su posición más alta, de tal forma que el tirante solo necesita vencer la fuerza del resorte, sometiéndose a un esfuerzo de tensión, para lograr el movimiento.

La fuerza necesaria en el tirante se obtuvo sustituyendo el mismo por un dinamómetro en la articulación con la manivela, y se aplicó fuerza hasta llevar el lineal de bobinas a su posición inferior, para obtener una lectura de 7.1 Kg.

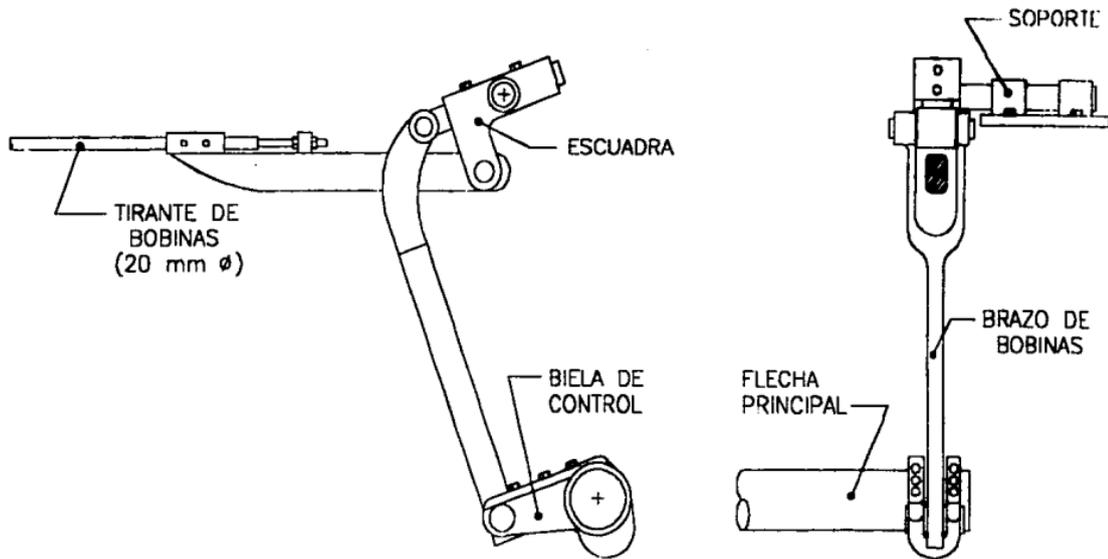


FIGURA 4.18.
GRUPO VERTICAL

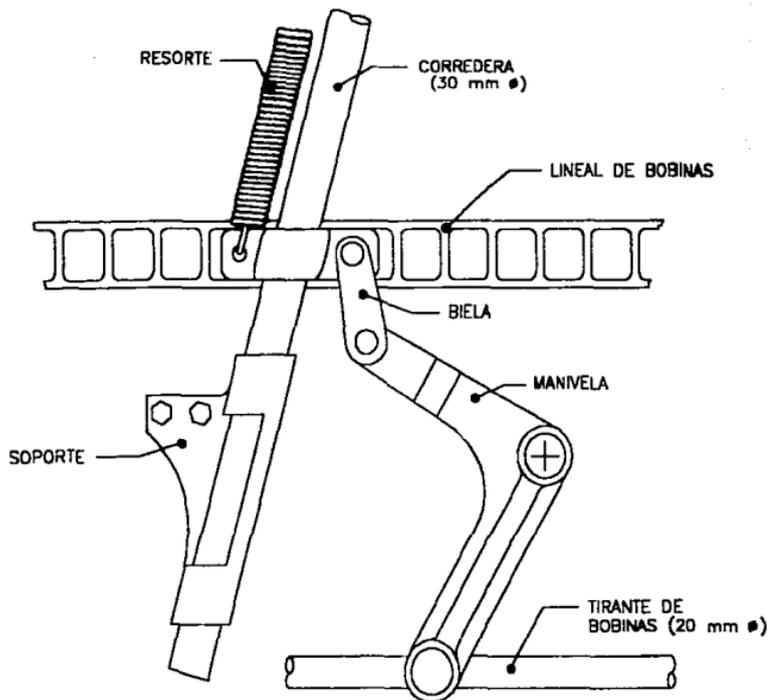


FIGURA 4.19.
CONJUNTO DEL MOVIMIENTO DE BOBINAS

Esta es la fuerza que se requiere para cada conjunto de movimiento de bobinas, y ya que en la máquina modificada se tendrán 22 de estos conjuntos, la fuerza necesaria será:

$$F_T = 7.1 \text{ Kg.} \times 22 \text{ conjuntos} = 156.2 \text{ Kg.}$$

y el esfuerzo que actúa sobre el tirante, que es una barra de acero especificación AISI 1020 de 20 mm. de diámetro, es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{156.2 \text{ Kg.}}{\pi r^2} = \frac{156.2 \text{ Kg.}}{\pi \times (1 \text{ cm.})^2}$$

$$\sigma = 49.7 \text{ Kg. / cm}^2$$

El esfuerzo de fluencia a la tracción (S_y) para el material empleado es:

$$S_y = 3,515 \text{ Kg. / cm.}^2$$

Para efectos de diseño, se considera como esfuerzo permisible el 60% de este valor, es decir:

$$S_y = 3,515 \text{ Kg. / cm.}^2 \times 0.6$$

$$S_y = 2,109 \text{ Kg. / cm.}^2$$

Lo que indica que desde el punto de vista del análisis de esfuerzos, el tirante está sobredimensionado. Se procede a continuación con un análisis por deformación:

La deformación axial se obtiene con la fórmula:

$$\delta = \frac{F \cdot L}{A \cdot E}$$

Donde:

δ = deformación axial (cm.)

L = longitud axial del elemento antes de la aplicación de la carga axial (cm.).

A = área de la sección transversal (cm.²)

E = módulo de elasticidad (Kg./cm.²) = 2.1×10^6 Kg./cm.²

El tirante tiene una longitud de 22 yardas (20.11 m), y aplicando la fórmula se obtiene:

$$\delta = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} = \frac{156.2 \text{ Kg.} \times 2,011.68 \text{ cm.}}{\pi \times (1 \text{ cm.})^2 \times 2.1 \times 10^6 \text{ Kg./cm.}^2}$$

$$\delta = 0.048 \text{ cm.} = 0.48 \text{ mm.}$$

Esta deformación axial es aceptable, ya que la geometría del conjunto del movimiento de bobinas es tal que el desplazamiento del lineal de bobinas es proporcional al desplazamiento del tirante, y una diferencia de 0.48 mm. en la carrera de la bobina es aceptable.

Se procede finalmente al análisis por fatiga.

Se tiene que los esfuerzos máximo y mínimo son:

$$S_{\max} = 49.7 \text{ Kg./cm.}^2$$

$$S_{\min} = 0 \text{ Kg./cm.}^2$$

De tal forma que el esfuerzo promedio es:

$$S_M = \frac{S_{MAX} + S_{MIN}}{2} = \frac{49.7 + 0}{2}$$

$$S_M = 24.86 \text{ Kg./cm.}^2$$

y el esfuerzo alterno:

$$S_a = \frac{S_{MAX} - S_{MIN}}{2} = \frac{49.7 - 0}{2}$$

$$S_a = 24.86 \text{ Kg./cm.}^2$$

Ademas, se tiene que:

$$S_{MS} = \frac{S_M C}{J}, \text{ donde:}$$

$$\frac{C}{J} = \frac{d/2}{\pi d^4/32} = \frac{32d}{2\pi d^4} = \frac{16}{\pi d^3}$$

entonces:

$$S_{MS} = \frac{16 S_M}{\pi d^3}$$

y de igual forma:

$$S_{AS} = \frac{16 S_A}{\pi d^3}$$

Se obtienen así las ecuaciones:

$$S_{MS} = \frac{16 \times 24.86}{\pi d^3} = \frac{126.61}{d^3}$$

$$S_{AS} = \frac{16 \times 24.86}{\pi d^3} = \frac{126.61}{d^3}$$

Los esfuerzos S_{ys} y S_{ns} para el acero AISI C-1020 son:

$$S_{ys} = 2,109 \text{ Kg./cm.}^2$$

$$S_{ns} = 688 \text{ Kg./cm.}^2$$

Considerando un factor de Proyecto $N = 2.0$, se obtiene:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{MS}}{S_{ys}} + \frac{S_{AS}}{S_{ns}}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{126.61}{2109 d^3} + \frac{126.61}{688 d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{0.06}{d^3} + \frac{0.184}{d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{0.244}{d^3}$$

$$d^3 = 2 \times 0.244 = 0.488 \text{ cm.}^3$$

$$d = 0.787 \text{ cm.} = 8 \text{ mm.}$$

Lo anterior significa que, de acuerdo con el criterio de fatiga, el tirante no corre riesgos de falla, ya que se tiene un diámetro de 20 mm. contra uno requerido de 8 mm.

Con fundamento en los cálculos realizados, se concluye que el tirante de bobinas podrá soportar el aumento de carga debido a la modificación de la máquina.

4.2.6. CALCULO DEL TIRANTE DEL PISATELAS

En las figuras 4.20. y 4.21. se observa el mecanismo que activa el pisateles, llamado **conjunto del movimiento del pisateles**. A partir del excéntrico correspondiente y mediante una escuadra, se logra obtener el desplazamiento axial del tirante del pisateles, el movimiento de este último activa una biela, que a través de la varilla de activación, hace girar a la flecha de soporte, por la acción de la manivela. De esta manera, se logra separar el lineal del pisateles de la tela, para permitir el movimiento del bastidor. Cuando el tensor regresa a su posición original, cesa la fuerza sobre la varilla de activación y los resortes que van montados entre el cuerpo de la máquina y la manivela, mantienen al lineal del pisateles "cerrado"; es decir, deteniendo a la tela contra las cajas de bobinas, mientras se efectúa una puntada.

Es claro que el tirante del pisateles es un elemento sujeto a tensión, que requiere vencer la fuerza de los resortes para poder activar el pisateles. La magnitud de la fuerza a vencer se obtuvo aplicando un dinamómetro al tirante del pisateles, obteniendo el valor de 1.5 Kg.

Cabe aclarar que esta fuerza se aplica cada 3 yardas (2.74m), que es la distancia entre cada conjunto del movimiento del pisateles. Esto significa que habrá 7 de dichos conjuntos por cada piso, por lo que la fuerza a aplicar al tirante del pisateles es:

$$F = 1.5 \text{ Kg.} \times 7 = 10.5 \text{ Kg.}$$

De tal forma que el esfuerzo que va a actuar sobre el tirante, que es una barra de acero especificación AISI 1020 de 10 mm. de diámetro, es:

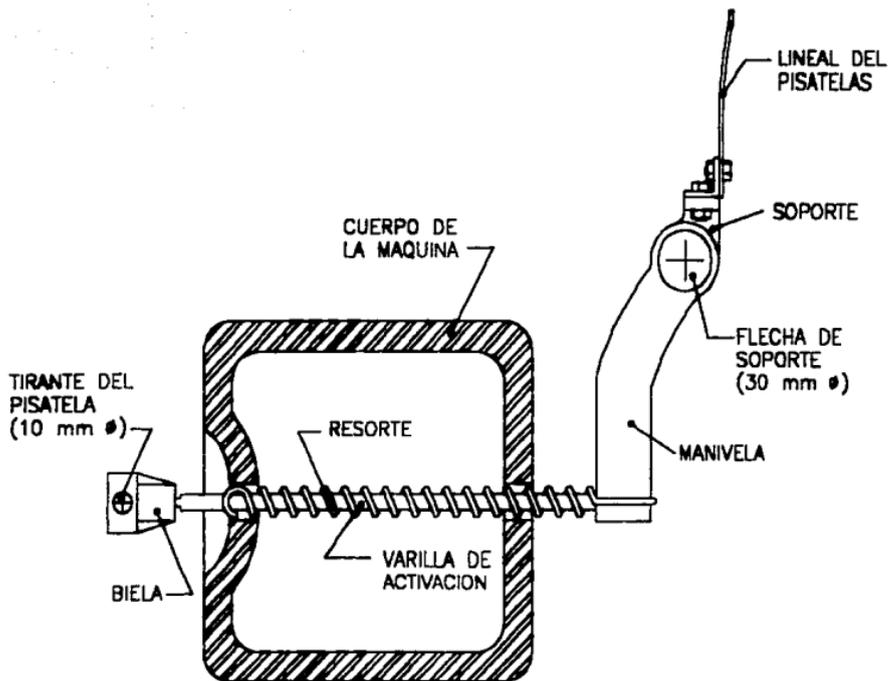


FIGURA 4.20.
CONJUNTO DEL MOVIMIENTO DEL PISATELAS

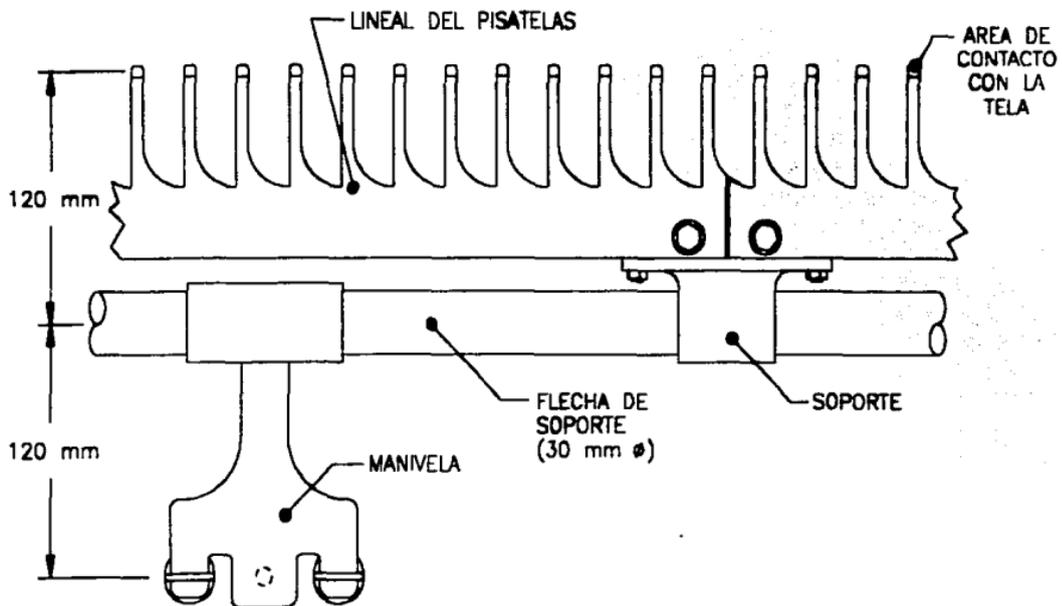


FIGURA 4.21.
LINEAL DEL PISATELAS

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{10.5 \text{ Kg}}{\pi r^2} = \frac{10.5 \text{ Kg}}{\pi (0.5 \text{ cm.})^2}$$

$$\sigma = 13\,369 \text{ Kg. / cm}^2$$

El esfuerzo de fluencia a la tracción (S_y) para el material empleado es:

$$S_y = 3,515 \text{ Kg. / cm}^2$$

Para efectos de diseño, se considera como esfuerzo permisible el 60% de este valor, es decir:

$$S_y = 3,515 \text{ Kg. / cm}^2 \times 0.6$$

$$S_y = 2,109 \text{ Kg. / cm}^2$$

Lo que indica que desde el punto de vista del análisis de esfuerzos, el tirante está sobredimensionado. Se procede a continuación con un análisis por deformación: La deformación axial se obtiene con la fórmula:

$$\delta = \frac{F \cdot L}{A \cdot E}$$

El tirante tiene una longitud de 22 yardas (20.11 m), y aplicando la fórmula se obtiene:

$$\delta = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} = \frac{13.369 \text{ Kg.} \times 2,011.68 \text{ cm.}}{\pi \times (0.5 \text{ cm.})^2 \times 2.1 \times 10^6 \text{ Kg./cm}^2}$$

$$\delta = 0.013 \text{ cm.} = 0.13 \text{ mm.}$$

Esta deformación axial es aceptable, ya que la geometría del conjunto del movimiento del pisatelas es tal que el desplazamiento del lineal del pisatelas es proporcional al desplazamiento del tirante, y una diferencia de 0.13 mm. en la carrera del pisatelas es aceptable.

Se procede finalmente al análisis por fatiga. los esfuerzos máximo y mínimo son:

$$S_{\max} = 13.369 \text{ Kg./cm}^2$$

$$S_{\min} = 0 \text{ Kg./cm}^2$$

De tal forma que el esfuerzo promedial es:

$$S_M = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{13.37 + 0}{2}$$

$$S_M = 6.685 \text{ Kg./cm}^2$$

y el esfuerzo alterno:

$$S_a = \frac{S_{MAX} - S_{MIN}}{2} = \frac{13.37 - 0}{2}$$

$$S_a = 6.685 \text{ Kg./cm}^2$$

Ademas, se tiene que:

$$S_{MS} = \frac{S_M C}{J}, \text{ donde:}$$

$$\frac{C}{J} = \frac{d/2}{\pi d^4/32} = \frac{32d}{2\pi d^4} = \frac{16}{\pi d^3}$$

entonces:

$$S_{MS} = \frac{16 S_M}{\pi d^3}$$

y de igual forma:

$$S_{AS} = \frac{16 S_A}{\pi d^3}$$

Se obtienen así las ecuaciones:

$$S_{MS} = \frac{16 \times 6.685}{\pi d^3} = \frac{34.044}{d^3}$$

y

$$S_{AS} = \frac{16 \times 6.685}{\pi d^3} = \frac{34.044}{d^3}$$

Los esfuerzos S_{ys} y S_{ns} para el acero AISI C-1020 son:

$$S_{ys} = 2,109 \text{ Kg./cm}^2$$

$$S_{ns} = 688 \text{ Kg./cm}^2$$

Considerando un factor de Proyecto $N = 2.0$, se obtiene:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{MS}}{S_{ys}} + \frac{S_{AS}}{S_{ns}}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{34.044}{2109 d^3} + \frac{34.044}{688 d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{0.016}{d^3} + \frac{0.049}{d^3}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{0.0656}{d^3}$$

$$d^3 = 2 \times 0.0656 = 0.131 \text{ cm.}^3$$

$$d = 0.508 \text{ cm.} = 5 \text{ mm.}$$

Lo anterior significa que, de acuerdo con el criterio de fatiga, el tirante no corre riesgos de falla, ya que se tiene un diámetro de 10 mm. contra uno requerido de 5 mm.

Con fundamento en los cálculos realizados, se concluye que el tirante del pisateles podrá soportar el aumento de carga debido a la modificación de la máquina.

4.3. CONSIDERACIONES SOBRE EL BASTIDOR

Como se mencionó anteriormente, el bastidor (Fig. 4.22) es la estructura sobre la cual se monta la tela a bordar. Esta estructura, que pesa casi una tonelada, debe soportar el peso de la tela (hasta 100 Kg. en el caso de la máquina de 21 yardas) y desplazarse desde 0.16 hasta 16.5 millímetros en un lapso de tiempo de medio segundo, según la velocidad de trabajo la máquina.

Apoyado sobre dos correderas en las paredes inicial y terminal, y en guías deslizables en las patas posteriores, el bastidor se mantiene en perfecto equilibrio por medio de cintas de acero que actúan sobre dos grandes resortes a través de sectores excéntricos para lograr el contrapeso exacto en cualquier posición. Estos resortes trabajan a torsión y se cuenta con un mecanismo para "cargarlos", de tal manera que puede regularse la fuerza que actúa sobre el bastidor, en función del tipo de tela que se emplee. De esta forma, con tan solo aplicar una fuerza de unos cuantos gramos es posible mover el bastidor en cualquier dirección y dejarlo en esa posición.

Por otra parte, el sistema de registro del bastidor, debe ser capaz de mantener en todo momento su paralelismo, en cualquier punto del rango de desplazamiento del mismo, así como de permitir su libre movimiento. Esta condición es indispensable, ya que la apariencia del bordado depende de ello.

Para efectos de la modificación propuesta en este estudio, la estructura del bastidor deberá necesariamente modificarse, siendo que el bastidor puede considerarse como una viga apoyada en los extremos, al cambiar el claro de 15 yardas (13.7 m) a 21 yardas (19.2 m) habrá que cambiar el peralte de la viga.

Debido a la complejidad que representa el análisis para la modificación del bastidor y su sistema de contrapeso y registro, y de acuerdo a lo establecido en el objetivo, alcance y limitaciones del presente estudio, se propone la adquisición de uno nuevo.

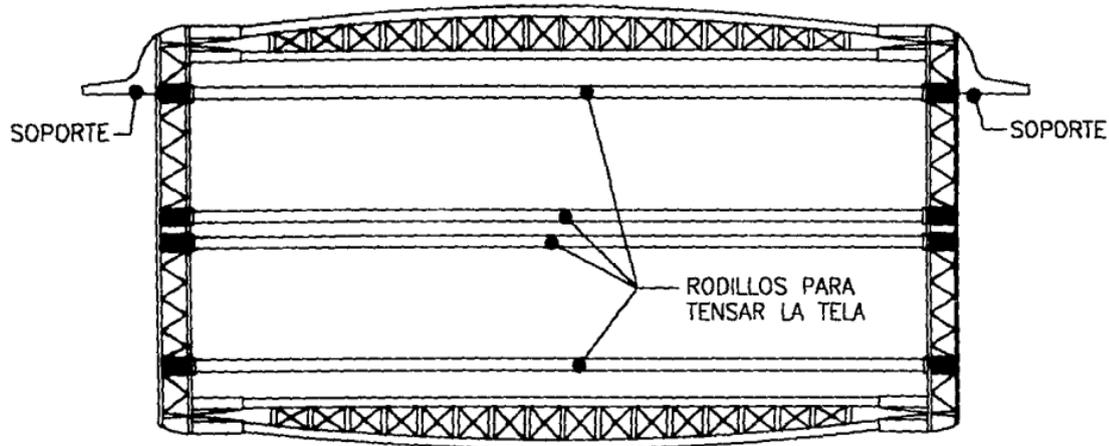


FIGURA 4.22.
BASTIDOR

CAPITULO 5

ESTUDIO ECONOMICO

5.1 PREMISAS.

5.2. SITUACION ACTUAL.

5.3. ALTERNATIVAS PARA EL AUMENTO DE PRODUCCIÓN

5.3.1. ALTERNATIVA 'A': INSTALACIÓN DE DOS MÁQUINAS NUEVAS.

5.3.2. ALTERNATIVA 'B': MODIFICACION DE SEIS MÁQUINAS

5.4. ANALISIS DE LAS INVERSIONES.

5.1 PREMISAS.

El estudio económico se realizará mediante la comparación entre la adquisición e instalación de una o varias máquinas nuevas de 21 yardas (19.2 m.) y la modificación de una o varias máquinas de 15 yardas (13.7m.) instaladas en "Compañía X", con el objetivo de incrementar la producción por lo menos un 20%.

Este incremento de producción está encaminado a cubrir la demanda de producto que ha superado la oferta durante los últimos meses, y ya que la planta labora tres turnos, la única alternativa para cubrir esa demanda es aumentar la capacidad instalada.

Las partes necesarias para la modificación de una máquina de 15 yardas se obtendrán de una máquina usada de 10 yardas. Se descarta la opción de adquirir máquinas usadas de 15 o 21 yardas, ya que por ser máquinas que tienen poco tiempo de uso -comparado con su vida útil- será difícil encontrarlas y en caso de hacerlo su precio será muy elevado comparado con el de la máquina de 10 yardas.

5.2. SITUACION ACTUAL.

La *Compañía X* tiene instaladas 12 máquinas de 15 yardas (13.7 m.), lo que da un total de 180 yardas instaladas. El volumen de producción promedio por máquina es de 5,300 puntadas por hora, es decir:

$$\frac{5,300 \text{ PUNTADAS/Hr}}{60 \text{ Min. / Hr.}} = 88.3 \text{ PUNTADAS / MINUTO}$$

Considerando que la máquina tiene la capacidad teórica de realizar 120 puntadas/minuto, se tiene un rendimiento del 74%; esto se debe a los tiempos de paro de la máquina por cambios de tela, cambio de repetición, mantenimiento, etc.

La unidad de medida de la producción es el PASO-YARDA, esta representa el número de puntadas que se aplican a cada yarda de tela, independientemente de la repetición (número de agujas por yarda). Así, la producción de la *Compañía X* en el año de 1993 resulta:

Días / Año	237
Hr. / Día (3 turnos)	24
No. Máquinas	12
Pasos / Hr. por máquina	5,300
Yardas Instaladas	180
Pasos-Yarda / Año (Millones)	5,426

Los gastos de operación de 1993 se detallan a continuación:

Gastos de operación	Valores en NS
<u>Mano de Obra</u>	
Mano de obra directa	1,691,375
Mano de obra indirecta	217,463
Total	1,908,838
<u>Gastos de Fabricación</u>	
Energía eléctrica, agua, etc.	150,195
Supervisión	229,710
Refacciones	110,670
Material de consumo	130,200
Mantenimiento	188,790
Otros (Renta, seguros, etc.)	849,788
Total	1,659,353
<u>Gastos Administrativos</u>	
Nómina Empleados	155,431
Otros (teléfono, papelería, etc.)	32,112
Total	187,543
<u>Gastos Financieros</u>	
Total	69,204
Gastos Anuales	
	3,824,937

8.3. ALTERNATIVAS PARA EL AUMENTO DE PRODUCCIÓN.

Como se mencionó, el objetivo es aumentar el volumen de producción por lo menos un 20%, esto significa 1,085 millones de Pasos-Yarda al año -MPY/Año- ($5,426 \times 0.20$). Esto puede lograrse:

A) Si se aumenta el número de máquinas instaladas.

B) Si se modifican las máquinas existentes para aumentar las yardas instaladas.

La primera alternativa, es instalar máquinas nuevas de 21 yardas. A continuación se calcula el número de máquinas de 21 yardas necesarias para lograr el aumento de producción deseado:

Cada máquina de 21 yardas, trabajando 3 turnos con el mismo rendimiento que se tiene actualmente, arrojará una producción anual de:

$$237 \text{ Días/Año} \times 24 \text{ Hr/Día} \times 5,300 \text{ Pasos/Hr} \times 21 \text{ Yrd} = 633.07 \text{ MPY/Año}$$

Por lo que se requieren dos máquinas nuevas de 21 Yardas, con lo que se obtiene un aumento de 1,266 MPY/Año, equivalente al 23.2% y que supera ligeramente el objetivo.

La segunda alternativa es modificar las máquinas existentes de 15 yardas en máquinas de 21 yardas, ganando 6 yardas (5.5 m.) en cada una. A continuación se calcula el número de máquinas de 15 yardas que habrá que modificar para lograr el aumento de producción deseado:

Cada máquina modificada, trabajando 3 turnos con el mismo rendimiento que se tiene actualmente, arrojará una producción anual de:

$$237 \text{ Días/Año} \times 24 \text{ Hr/Día} \times 5,300 \text{ Pasos/Hr} \times 6 \text{ Yrd} = 180.88 \text{ MPY/Año}$$

Es decir que se tendrán que modificar 6 máquinas de 15 yardas para obtener un aumento de producción de 1,085.3 MPY/Año, equivalente al 20 % y que cubre el objetivo.

Evidentemente, cada una de estas alternativas va a requerir de una inversión inicial y alterarán los costos de operación en forma diferente. Se analizarán cada una de las alternativas para determinar cuál es la más conveniente en función del tiempo de liquidación de la inversión. El estudio se hará a valor presente, de tal manera que no se considerarán efectos como inflación y devaluación.

Por lo que se refiere a los gastos anuales, no se consideran los costos de la materia prima, ya que estos son directamente proporcionales a la producción y además en la mayoría de los casos el proceso de bordado es una maquila, es decir, es el cliente el que proporciona la tela y el hilo. En los otros casos, tela e hilo se compran de acuerdo a la solicitud del cliente.

A continuación se define como van a variar cada una de las voces de los gastos:

• **Mano de Obra Directa.**- Es directamente proporcional al número de máquinas instaladas ya que cada máquina requiere, independientemente de su longitud, de 3 personas para hacerla trabajar. Contempla los gastos de seguro social, y demás prestaciones de origen legal.

- **Mano de Obra Indirecta.**- Esta voz se refiere al mantenimiento preventivo y correctivo. En vista de que las máquinas instaladas requerrán mas mantenimiento cada año debido al envejecimiento, la mano de obra indirecta variará en función del número de máquinas instaladas, incrementándose cada año en por lo menos un 2% sobre la parte del mantenimiento correctivo, que representa el 80% del total

- **Energía eléctrica** - Se considerará que varia en función del número de máquinas instaladas

- **Supervisión.**- Esta voz no tendrá variación, ya que el mismo personal actual será capaz de supervisar las actividades ya sea que se instalen dos máquinas más o que se modifiquen seis de las actuales.

- **Refacciones.**- Este gasto, en parte por las compras de piezas, en parte por el costo del inventario de refacciones, variará en función de las máquinas instaladas. El 90% de las partes son para el automático, del cual se requiere uno por máquina. Debido al envejecimiento de las máquinas, este gasto aumentará por lo menos un 1.5% anual

- **Material de consumo.**- Se refiere a lubricantes, reposición de agujas, punzones, etc. , variará en función de las yardas instaladas.

- **Mantenimiento y Reparaciones.**- Son los pagos que se efectúan a terceros por concepto de trabajos de reparación de piezas que no pueden realizarse en el taller de mantenimiento de la *Compañía X*; variará en función del número de máquinas instaladas y tendrá un incremento anual de por lo menos el 1% a causa del envejecimiento de las máquinas.

• Renta, seguros, etc.- Este gasto no se incrementará, ya que es independiente del volumen de producción. Por otra parte, se considera que el área actualmente en renta es suficiente para albergar las máquinas necesarias para aumentar el volumen de producción.

• Nómina de Empleados.- Al igual que la supervisión, esta voz no se verá afectada por un aumento del 20% en la producción.

• Teléfono, papelería, etc.- Por el aumento de pedidos y ordenes de trabajo a realizar, se considerará que esta voz aumentará no más de un 3%.

Establecidos cada uno de los elementos que componen los gastos de operación, y su variación respecto al aumento de producción, se realizará el análisis particular de cada una de las alternativas.

5.3.1. ALTERNATIVA 'A' : INSTALACIÓN DE DOS MÁQUINAS NUEVAS.

Para la instalación de dos máquinas nuevas se va a requerir de la siguiente inversión:

TIPO DE CAMBIO = 3.256 N\$/USD

CONCEPTO	COSTO USD	CANT.	TOTAL USD	TOTAL N\$
Máquina de 21 yardas	265,000	2	530.000	1,725,680
Derechos de Importación, fletes, etc. (25 % del costo)	66,250	2	132.500	431,420
Obra civil (cimentación)	14,500	2	29.000	94,424
Montaje	22,000	2	44.000	143,264
TOTAL	367,750		735,500	2,394,788

Para poder realizar la inversión se solicitará un crédito por N\$ 2.400,000 a un plazo de 5 años al 18.5% anual, haciendo 5 pagos iguales al final de cada año. Esto aumentará los gastos financieros.

El importe de cada uno de los pagos se obtiene con la formula del **Factor de recuperación de capital**:

$$R = P \left(\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right)$$

Donde:

R = Valor de los pagos

P = Capital presente

n = número de períodos

i = Tasa de interés

$$R = \text{N\$ } 2,400,000 \left(\frac{0,185 (1 + 0,185)^5}{0,185 (1 + 0,185)^5 - 1} \right) = \text{N\$ } 776,176$$

Los intereses que genere el crédito afectarán los gastos financieros como se muestra a continuación:

año	capital	interes	total	pago
1	2,400,000	444,444	2,844,000	(776,176)
2	2,067,824	382,547	2,450,371	(776,176)
3	1,674,195	309,726	1,983,921	(776,176)
4	1,207,745	223,433	1,431,177	(776,176)
5	655,001	121,175	776,176	(776,176)

Por otra parte, la inversión se depreciará en 10 años, por lo que los costos de operación se incrementarán en N\$ 240,000 anuales por 10 años.

Los Gastos de Operación derivados de la instalación de 2 máquinas nuevas se presentan en la tabla 5.1., en donde a las voces que aumentan en función del número de máquinas instaladas se les aplica el factor 1.17 (14 + 12) y a las voces que aumentan en función del número de yardas instaladas, el factor 1.23 (222 + 180). Adicionalmente, se hace la distinción del TIPO DE GASTO como fijo (aquél que no varía con el paso de los años) y variable (aquél que varía con el paso de los años).

TABLA 5.1. GASTOS DE OPERACION PARA LA ALTERNATIVA "A".

<u>Mano de Obra:</u>	Situación Actual	factor	Alternativa A	tipo de gasto
Mano de obra directa	1,691,375	1.17	1,973,271	FIJO
Mano de obra indirecta (mantenimiento)	217,463	1.17	253,706	VARIABLE
TOTAL	1,908,838	1.17	2,226,977	
<u>Gastos de Fabricación:</u>				
Energía eléctrica, etc.	150,195	1.17	175,228	FIJO
Supervisión	229,710	1.00	229,710	FIJO
Depreciación	0		<i>según análisis</i>	
Refacciones	110,670	1.17	129,115	VARIABLE
Material de consumo	130,200	1.23	160,580	FIJO
Mantenimiento / Reparaciones	188,790	1.17	220,255	VARIABLE
Otros (Renta, seguros, etc.)	849,788	1.00	849,788	FIJO
TOTAL	1,659,353	1.06	1,764,675	
<u>Gastos Administrativos</u>				
Nómina Empleados	155,431	1.00	155,431	FIJO
Otros (Teléfono, papelería, etc.)	32,112	1.03	33,075	FIJO
TOTAL	187,543	1.01	188,506	
<u>Gastos Financieros</u>				
Total	69,204		<i>según análisis</i>	VARIABLE
<u>Total Gastos Anuales</u>				
Parte Fija	3,238,811		3,577,082	
Parte Variable	586,127		603,076	

8.3.2. ALTERNATIVA 'B' : MODIFICACION DE SEIS MÁQUINAS.

Para la modificación de seis máquinas se va a requerir de la compra de seis máquinas de 10 yardas usadas y de la compra de 6 bastidores de 21 yardas, de acuerdo a lo indicado en el análisis mecánico.

TIPO DE CAMBIO = 3.256 N\$/USD

CONCEPTO	COSTO USD	CANT.	TOTAL USD	TOTAL N\$
Máquina de 10 yardas usada	75,000	6	450,000	1,465,200
Bastidor de 21 yardas	9,300	6	55,800	181,685
Derechos de Importación, fletes, etc. (25 % de costo)	21,075	6	126,450	411,721
Modificación Flecha Punzones	250	6	1,500	4,884
Obra civil (cimentación)	3,500	6	21,000	68,376
Montaje	8,000	6	48,000	156,288
TOTAL			702,750	2,288,154

Para poder realizar la inversión se solicitará un crédito por N\$ 2,300,000 a un plazo de 5 años al 18.5% anual, haciendo 5 pagos iguales al final de cada año. Esto aumentará los gastos financieros.

El importe de cada uno de los pagos se obtiene con la fórmula del Factor de recuperación de capital:

$$R = P \left(\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right)$$

$$R = \text{N\$ } 1,400,000 \left(\frac{0.185 (1 + 0.185)^5}{0.185 (1 + 0.185)^5 - 1} \right) = \text{N\$ } 452,789$$

Los intereses que genere el crédito afectarán los gastos financieros como se muestra a continuación:

año	capital	interes	total	pago
1	2,300,000	425,500	2,725,500	(743,836)
2	1,981,664	366,608	2,348,272	(743,836)
3	1,604,437	296,821	1,901,258	(743,836)
4	1,157,422	214,123	1,371,545	(743,836)
5	627,709	116,126	743,836	(743,836)

Por otra parte, la inversión se depreciará en 10 años, por lo que los costos de operación se incrementarán en N\$ 230,000 anuales por 10 años.

Los Gastos de Operación derivados de la modificación de 6 máquinas se presentan: en la tabla 5.2., donde a las voces que aumentan en función del número de yardas instaladas se les aplica el factor 1.20 (216 + 180).

TABLA 5.2. GASTOS DE OPERACION PARA LA ALTERNATIVA "B".

<u>Mano de Obra:</u>	Situación Actual	factor	Alternativa B	tipo de gasto
Mano de obra directa	1,691,375	1.00	1,691,375	FIJO
Mano de obra indirecta	217,463	1.00	217,463	VARIABLE
TOTAL	1,908,838	1.00	1,908,838	
<u>Gastos de fabricación :</u>				
Energía eléctrica, etc.	150,195	1.00	150,195	FIJO
Supervisión	229,710	1.00	229,710	FIJO
Depreciación	0		<i>según análisis</i>	
Refacciones	110,670	1.00	110,670	VARIABLE
Material de consumo	130,200	1.20	156,240	FIJO
Mantenimiento / Reparaciones	188,790	1.00	188,790	VARIABLE
Otros (Renta, seguros, etc.)	849,788	1.00	849,788	FIJO
TOTAL	1,659,353	1.02	1,685,393	
<u>Gastos Administrativos</u>				
Nómina Empleados	155,431	1.00	155,431	FIJO
Otros (Teléfono, papelería, etc.)	32,112	1.03	33,075	FIJO
TOTAL	187,543	1.00	188,185	
<u>Gastos Financieros</u>				
Total	69,204		<i>según análisis</i>	
<u>Total Gastos Anuales</u>				
	3,824,937		3,782,736	
Parte Fija	3,238,811		3,265,814	
Parte Variable	586,127		516,923	

5.4. ANALISIS DE LAS INVERSIONES.

Con los datos expuestos anteriormente se elaboran las tablas 5.3., 5.4. y 5.5. En ellas se puede observar la evolución del costo por cada millón de Pasos-Yarda a lo largo de 13 años. Esto, como consecuencia de aplicar índices de incremento anual del 2% al 80% de la mano de obra indirecta (correspondiente al mantenimiento correctivo), el 15% al gasto por adquisición de refacciones y el costo de su inventario y el 1% a los pagos de reparaciones a terceros. Por otra parte, se han incluido la depreciación del equipo y el incremento de los costos financieros por concepto del pago de los intereses correspondientes al crédito solicitado para poder realizar la inversión.

Adicionalmente, en las tablas 5.4. y 5.5. se incluyen los renglones "Beneficio Anual", y "Beneficio Acumulado"; este valor resulta de multiplicar la diferencia del costo por MPY entre la situación actual y la alternativa correspondiente por el volumen de producción de dicha alternativa, obteniendo así la ganancia diferencial a nivel de costo industrial. De aquí resulta que el tiempo de liquidación de la inversión para la alternativa "A" es de 12.9 Años y para la alternativa "B" de 7.2 años.

De acuerdo con lo anterior, la alternativa más conveniente para lograr el objetivo de aumentar un 20% el volumen de producción es la de modificar 6 máquinas de 15 yardas en máquinas de 21 yardas.

En la gráfica 5.1. puede observarse claramente el comportamiento del costo por millón de Pasos-Yarda a lo largo de 13 años para la situación actual y para ambas alternativas. En la gráfica 5.2. se presenta el Beneficio Acumulado de ambas alternativas con respecto a la situación actual.

AÑO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Gastos Fijos	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811	3,238,811
Gastos Variables													
Mano de obra indirecta	1,020	1,020	1,040	1,081	1,082	1,104	1,126	1,149	1,172	1,195	1,219	1,243	1,268
(varia al 80 %)	217,483	220,942	228,083	239,251	255,029	278,264	304,147	340,325	387,061	447,471	525,866	628,251	763,070
Depreciación	0												
Relaciones	1,015	1,015	1,030	1,068	1,081	1,077	1,093	1,110	1,126	1,143	1,181	1,178	1,198
	110,870	112,330	115,725	121,011	128,437	138,363	151,292	167,911	189,150	218,273	250,993	295,657	353,683
Mantenimiento / Reparaciones	1,010	1,010	1,020	1,030	1,041	1,051	1,082	1,072	1,083	1,094	1,105	1,118	1,127
	186,790	190,878	194,511	200,404	208,542	219,179	232,683	249,447	270,115	295,421	326,328	364,074	410,248
Financiera	69,204	69,204	69,204	69,204	69,204	69,204	69,204	69,204	69,204	69,204	69,204	69,204	69,204
TOTAL	3,824,837	3,831,895	3,846,333	3,888,682	3,890,022	3,941,621	3,996,117	4,085,967	4,154,341	4,267,178	4,411,202	4,595,997	4,834,828
Producción MPY/Año	5,426												
COSTO POR MPY	704,66	706,18	708,62	712,94	718,72	728,42	738,43	749,25	785,59	786,38	812,92	846,98	890,99

TABLA 6.3. COSTO POR MPY : SITUACION ACTUAL

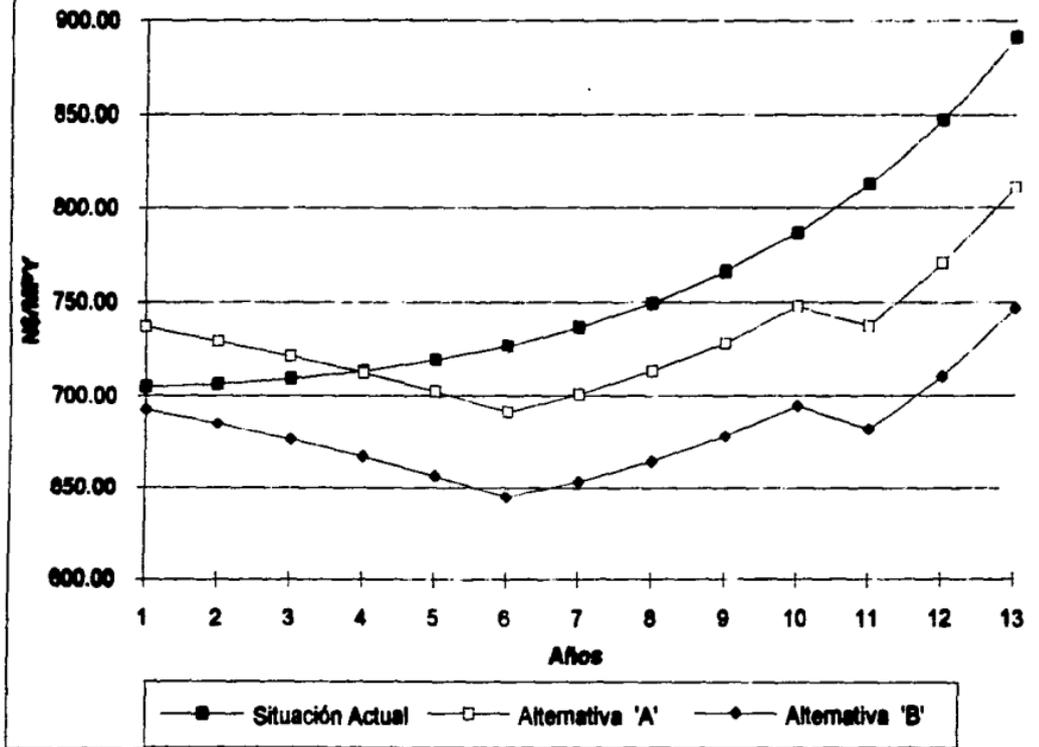
ANO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Gastos Fijos	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082	3,577,082
Gastos Variables													
Manto de obra indirecta	1,020	1,020	1,040	1,081	1,082	1,104	1,126	1,149	1,172	1,195	1,219	1,243	1,268
(al 60 %)	253,708	257,786	266,097	279,128	267,534	322,308	354,838	367,045	451,571	522,048	613,510	732,980	860,248
Depreciación	240,000	240,000	240,000	240,000	240,000	240,000	240,000	240,000	240,000	240,000			
Refacciones	1,018	1,015	1,030	1,048	1,081	1,077	1,093	1,110	1,128	1,143	1,181	1,178	1,188
	126,115	131,052	136,013	141,180	146,843	181,424	178,508	195,898	220,878	252,318	292,828	344,934	412,408
Manto / Reparaciones	1,010	1,010	1,020	1,030	1,041	1,051	1,082	1,072	1,083	1,084	1,105	1,116	1,127
	220,255	222,458	226,929	233,805	243,286	256,709	271,440	291,021	315,134	344,857	380,718	424,753	478,822
Financieros	513,204	451,752	378,830	292,837	190,378	89,204	89,204	89,204	89,204	89,204	89,204	89,204	89,204
TOTAL	4,833,383	4,680,109	4,824,951	4,783,831	4,886,137	4,825,727	4,888,073	4,770,249	4,873,667	5,005,311	4,933,338	5,146,833	5,427,588
Producción MPY/Año	6,063												
COSTO POR MPY	737.15	729.19	720.61	711.82	702.00	891.18	700.85	712.78	728.23	747.90	737.14	789.36	810.99
Situación Actual													
COSTO POR MPY	704.88	708.18	708.82	712.94	718.72	726.42	736.43	749.25	785.59	786.38	812.92	846.98	890.99
Beneficio Anual	(215,940)	(154,019)	(80,240)	7,543	111,880	236,852	239,472	244,111	250,020	257,543	507,144	519,464	535,386
Beneficio Acumulado	(215,940)	(369,959)	(450,199)	(442,855)	(330,785)	(94,913)	144,559	388,670	638,690	896,232	1,403,377	1,822,841	2,458,228
												Pay-back:	12.89 Años

TABLA E.4. COSTO POR MPY: ALTERNATIVA 'A'

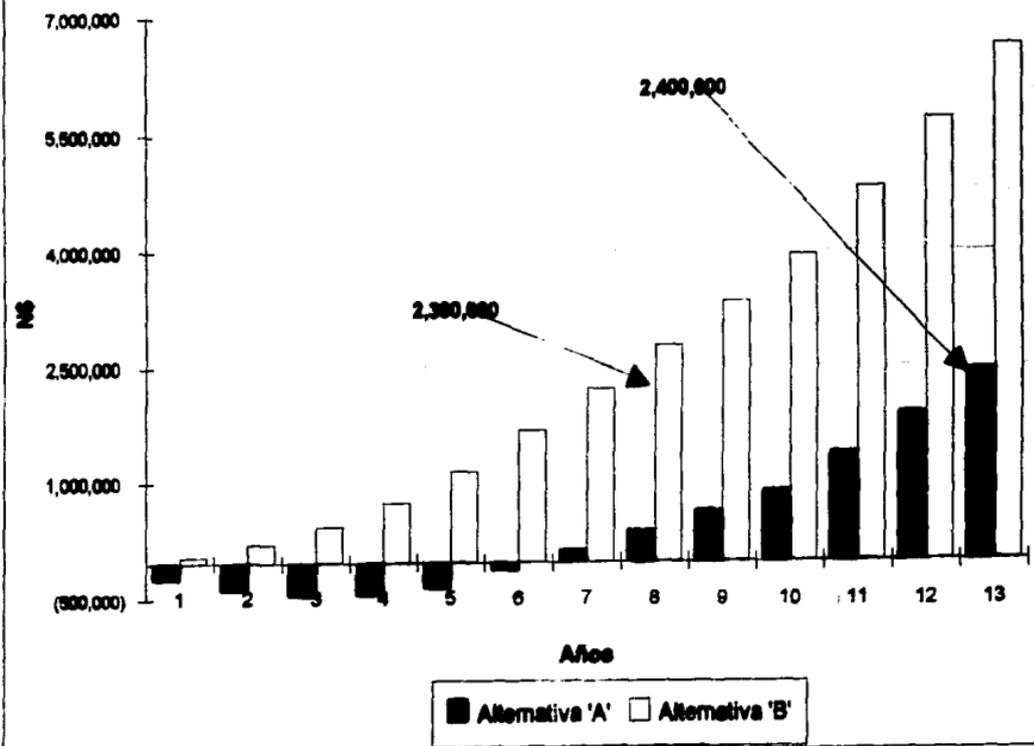
AÑO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Gastos Fijos	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814	3,285,814
Gastos Variables													
Mano de obra indirecta (al 80 %)	1,080	1,020	1,040	1,081	1,082	1,104	1,128	1,149	1,172	1,186	1,219	1,243	1,269
Depreciación	230,000	230,000	230,000	230,000	230,000	230,000	230,000	230,000	230,000	230,000			
Refacciones	1,018	1,015	1,030	1,048	1,081	1,077	1,093	1,110	1,128	1,143	1,161	1,178	1,198
Mantenimiento / Reparaciones	1,810	1,010	1,020	1,030	1,041	1,061	1,082	1,072	1,083	1,084	1,106	1,116	1,127
Financieros	494,704	435,812	368,026	283,327	185,330	89,204	89,204	89,204	89,204	89,204	89,204	89,204	89,204
T O T A L	4,507,441	4,455,576	4,400,157	4,339,808	4,273,152	4,198,824	4,253,121	4,322,700	4,411,344	4,524,182	4,438,208	4,623,001	4,861,829
Producción MPY/Año	6,812												
COSTO POR MPY	662,21	684,25	675,74	666,47	658,23	644,82	653,16	663,84	677,46	694,79	681,58	709,98	746,64
Situación Actual													
COSTO POR MPY	704,88	708,18	708,82	712,84	718,72	728,42	736,43	749,25	766,59	786,38	812,62	846,98	880,98
Beneficio Anual	82,484	142,782	215,442	302,610	406,875	531,361	542,220	556,136	573,686	598,432	656,237	692,188	839,882
Beneficio Acumulado	82,484	225,266	440,708	743,318	1,150,193	1,681,554	2,223,774	2,779,910	3,353,775	3,850,207	4,305,444	5,087,640	6,037,602
								Pay-back= 7.16		Años			

TABLA 5.6. COSTO POR MPY : ALTERNATIVA 'B'

GRAFICA 5.1. Costo por Millón de Pasos-Yarda



GRAFICA 5.2. Tiempo de Liquidación de la Inversión



CONCLUSIONES

Se ha comprobado que es mecánicamente posible modificar una máquina de bordado tipo Schiffli de 15 yardas en una de 21 yardas, aumentando así su volumen de producción, mediante el análisis de resistencia a la torsión de acuerdo a los lineamientos de la A.S.M.E., del cálculo de la desviación torsional en función de los requerimientos de la máquina para su funcionamiento adecuado y del análisis por fatiga de las flechas sujetas a torsión (flechas de agujas, tensores y punzones), así como del análisis de deformación longitudinal y de fatiga de los elementos sujetos a tensión (tirantes de bobinas y pisatelas).

Si bien la única modificación necesaria a la construcción de la máquina actual es desplazar el excéntrico de punzones al centro de la máquina, esto se debe a que es el aspecto de la deformación angular el que determina la dimensión de las flechas. Aunque bajo otros puntos de vista la dimensión de las flechas sea sobrada, su longitud es tal que el no realizar esta modificación, provocara efectos indeseables en los resultados que se esperan obtener, desde el punto de vista de calidad del producto.

Desde el punto de vista económico, se comprobó mediante el análisis del tiempo de recuperación de la inversión y de los costos de producción, que la alternativa de convertir 6 máquinas de 15 yardas de las 12 existentes en la fábrica estudiada, en máquinas de 21 yardas es, por mucho, una mejor opción que la compra de 2 máquinas nuevas de 21 yardas.

Es necesario precisar que los resultados obtenidos están vinculados a la situación económica del mercado actual de maquinas de bordar.

Es decir, la aparición en el mercado de máquinas de 21 yardas devaluó el valor de las máquinas de 10 yardas, al punto de hacer económicamente conveniente la modificación de máquinas de 15 yardas.

Debido a la actual necesidad en todos los ámbitos de producir mas, con el menor costo posible y con la mejor calidad, es compromiso de los futuros profesionistas el dedicarse a encontrar nuevas y mejores alternativas, para contribuir así al desarrollo y crecimiento de nuestro país.

BIBLIOGRAFIA

Hollen Norma, Saddler Jane y Langford Anna. Introducción a los Textiles. Editorial Limusa, S.A. de C.V. México, D.F. (1987).

Schneider Coleman. Machine Made Embroidery. Globe Lithographing Co. Inc. New Jersey, U.S.A. (1968).

Schneider Coleman. Embroidery: Schiffli & Multithread. C. Schneider Publisher. New Jersey, U.S.A. (1978).

Comerio Ercole, S.p.A. Istruzioni Generali Sulle Macchine da Ricamo a Navetta. Busto Arsizio (VA), Italia.

Comerio Ercole, S.p.A. Descrizione - Istruzioni per l'uso Razionale del "Comando Automatico RA". Busto Arsizio (VA), Italia

Haddad B. Eduardo. Ingeniero Mecánico Electricista. Descripción del Proceso de Manufactura de las Aguas para Máquinas de Coser Industriales. Escuela de Ingeniería, Universidad Anáhuac. México, D.F. (1985).

Faires, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. Montaner y Simón Editores, S.A. Barcelona, España. (1977).

Guillet Cinemática de las Máquinas, C.E.C.S.A. México, D.F. (1979).

Timoshenko, S. y Young, D. H. Elementos de Resistencia de Materiales, Montaner y Simón Editores, S.A. Barcelona, España. (1979).

Marks et. al. Manual del Ingeniero Mecánico. Libros Mc Graw Hill de México, S.A. de C.V. México, D.F. (1984).

Taylor, George A. Ingeniería Económica, Editorial Limusa, S.A. de C.V. México, D.F. (1981).

INDICE DE FIGURAS

2.1.	Diagrama de ensartado.	11
2.2.	Diagrama esquemático del movimiento de agujas.	12
2.3.	Lanzadera y sus partes.	14
2.4.	Movimiento de la aguja.	17
2.5.	Formación del loop.	17
2.6.	Arbol de levas.	20
2.7.	Perfil de una aguja.	24
3.1.	Platinas.	28
3.2.	La carta.	31
3.3.	Punzon.	33
4.1.	Estructura principal.	37
4.2.	Mecanismo activador de agujas.	40
4.3.	Conjunto del movimiento de agujas.	41
4.4.	Diagrama de desplazamiento del excéntrico de agujas	44
4.5.	Desplazamiento de las agujas.	46
4.6.	Diagrama de cuerpo libre de la flecha de agujas.	51
4.7.	Diagrama de la ecuación de los tres momentos.	52
4.8.	Diagrama de cortante, flexionante y torsionante de la flecha de agujas.	59
4.9.	Esfuerzos imprevisibles.	64
4.10.	Variación de esfuerzos.	65
4.11.	Línea de Soderberg.	67
4.12.	Activación del tensor mayor.	73
4.13.	Detalle de los tensores mayor y menor.	74
4.14.	Activación del tensor menor.	75
4.15.	Mecanismo activador de punzones.	83

4.16.	Conjunto del movimiento de punzones.	84
4.17.	Diagrama de desplazamiento del excéntrico de punzones.	86
4.18.	Grupo vertical.	97
4.19.	Conjunto del movimiento de bobinas.	98
4.20.	Conjunto del movimiento del pisatelas.	105
4.21.	Lineal del pisatelas.	106
4.22.	Bastidor.	114
TABLA 5.1	Gastos de operación para la alternativa "A".	125
TABLA 5.2.	Gastos de operación para la alternativa "B".	128
TABLA 5.3.	Costo por MPY: Situación actual.	130
TABLA 5.4.	Costo por MPY: Alternativa 'A'.	131
TABLA 5.5.	Costo por MPY: Alternativa 'B'.	132
GRAFICA 5.1	Costo por Millón de Pasos Yarda.	133
GRAFICA 5.2.	Tiempo de liquidación de la inversión.	134